



tmmob  
makina mühendisleri odası



## 15. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi



**26-29 NİSAN 2023**

MMO Tepekule Kongre ve Sergi Merkezi - İzmir

# BİLDİRİLER KİTABI



tmmob  
makina mühendisleri odası

---

# 15. ULUSAL TESİSAT MÜHENDİSLİĞİ KONGRESİ

## BİLDİRİLER KİTABI

**tmmob**  
**makina mühendisleri odası**

Meşrutiyet Cad. No: 19 Kat: 6-7-8 Kızılay / ANKARA  
Tel : (0312) 425 21 41 Pbx Faks: (0312) 417 86 21

**ODA YAYIN NO: E/MMO/742**

ISBN 978-605-01-1569-7

**BU YAPITIN YAYIN HAKKI MMO' NA AİTTİR.**

DİZGİ VE KAPAK TASARIMI : TMMOB Makina Mühendisleri Odası İzmir Şubesi  
MMO Tepekule Kongre - Sergi ve İş Merkezi  
Anadolu Cad. No:40 Kat: M2 35010 Bayraklı/İzmir  
Tel : (0232) 462 33 33 Pbx

---

Bu yayın MMO tarafından derlenmiştir. MMO bu yayındaki ifadelerden, fikirlerden, teknik bilgi ve basım hatalarından sorumlu değildir.

## KONGRE DÜZENLEME KURULU

Yunus Yener  
Harun Erpolat  
Aytekin Çakır  
Vahap Uğurludemir  
Seyit Ali Korkmaz  
İbrahim Atmaca  
Emine Kaya  
Umut Cüneyt İyiol  
Nejdet Kaya  
Birce Altay  
Melis Arıcıoğlu  
Aydan Adanır Usta  
İlkin Boz  
Evrin Aksoy  
Osman Mıhçıokur  
Cansel Osmanoğlu  
Erdal Tozoğlu  
Mehmet Çakmak  
Yaşar Baş  
Dilek Denizci  
Birhan Şahin

TMMOB Makina Mühendisleri Odası  
TMMOB Makina Mühendisleri Odası  
TMMOB Makina Mühendisleri Odası  
TMMOB MMO Adana Şubesi  
TMMOB MMO Ankara Şubesi  
TMMOB MMO Antalya Şubesi  
TMMOB MMO Bursa Şubesi  
TMMOB MMO Denizli Şubesi  
TMMOB MMO Diyarbakır Şubesi  
TMMOB MMO Edirne Şubesi  
TMMOB MMO Eskişehir Şubesi  
TMMOB MMO İstanbul Şubesi  
TMMOB MMO İzmir Şubesi  
TMMOB MMO İzmir Şubesi  
TMMOB MMO Kayseri Şubesi  
TMMOB MMO Kocaeli Şubesi  
TMMOB MMO Konya Şubesi  
TMMOB MMO Mersin Şubesi  
TMMOB MMO Samsun Şubesi  
TMMOB MMO Trabzon Şubesi  
TMMOB MMO Zonguldak Şubesi

## KONGRE YÜRÜTME KURULU

Aytekin Çakır  
Battal Kılıç  
Cemal Ahmet Akçakaya  
Harun Erpolat  
Mehmet Soğanlı  
Necmi Varlık  
Tevfik Peker  
Yunus Yener

## KONGRE SEKRETERİ

Necmi Varlık

## KONGRE SEKRETARYASI

Baturalp Osmanlar  
Ece Gültekin  
Gizem Balcı  
Murat Üstebay  
Sungu Köksalözkan  
Önder Sözen



## DESTEKLEYEN KURULUŞLAR

- BACADER - Baca İmalatçıları ve Uygulayıcıları Derneği  
ÇEDBİK - Çevre Dostu Yeşil Binalar Derneği  
DİD - Deprem İzolasyon Derneği  
DOSİDER - Doğal Gaz Cihazları Sanayicileri ve İş Adamları Derneği  
ENSİA - Enerji Sanayicileri & İş Adamları Derneği  
ESSİAD - Ege Soğutma Sanayicileri ve İş Adamları Derneği  
EYODER - Enerji Verimliliği ve Yönetimi Derneği  
ISKAV - Isıtma Soğutma Klima Araştırma ve Eğitim Vakfı  
İSİB - İklimlendirme Sanayi İhracatçıları Birliği  
İSKİD - İklimlendirme Soğutma Klima İmalatçıları Derneği  
İZODER - Isı Su Ses ve Yangın Yalıtımcıları Derneği  
MTMD - Mekanik Tesisat Mütahhitleri Derneği  
MÜKAD - Mühendis ve Mimar Kadınlar Derneği  
POMSAD - Türk Pompa ve Vana Sanayicileri Derneği  
SOSİAD - Soğutma Sanayii İş Adamları Derneği  
TEMEV - Temiz Enerji Vakfı  
TTD - Temizoda Teknolojileri Derneği  
TIBTD - Türk Isı Bilimi ve Tekniği Derneği  
TRFMA - Tesis Yönetim Derneği  
TürkMMMB - Türk Müşavir Mühendisler ve Mimarlar Birliği  
TTMD - Türk Tesisat Mühendisleri Derneği  
TÜYAK - Türkiye Yangından Korunma ve Eğitim Vakfı / Yangından Korunma Derneği  
UHE - Ulusal Havuz Enstitüsü Derneği  
UTTMD - Uluslararası Tesis Teknik Müdürleri Derneği

## SUNUŞ

Makina Mühendisleri Odası tarafından 1993 yılından itibaren iki yılda bir düzenlenen Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongreleri'nin onbeşincisini 26-29 Nisan 2023 tarihleri arasında 30. kez İzmir'de gerçekleştiriyor olmaktan onur duymaktayız.

Tesisat Mühendisliği, makina mühendisliği içinde en önemli meslek alanlarından birini oluşturmaktadır. Bu alan inşaat sektöründeki hareketliliğe bağlı olarak hızla gelişmekte ve buna paralel olarak bu alanda yetişmiş eleman gücüne olan gereksinim de her geçen gün artmaktadır. Makina Mühendisleri Odası, bu doğrultuda üyelerine ve sektördeki tüm teknik elemanlara gelişmeleri doğru ve yeterli şekilde ulaştırmak amacıyla, tüm meslek alanlarımızda olduğu gibi, tesisat mühendisliği alanında da çalışmalarını sürdürmektedir.

Gelişmiş ülkelerde uygulanan yapı standartları ve kodları henüz ülkemize bütünü ile yansımamış olsa bile bu alanda tarafımızdan gerçekleştirilen Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongreleri'nin ivmelendirdiği süreçlerde önemli adımlar atılmaktadır. Buna ilave olarak, mühendislik etiği, uzman mühendislik, yapı denetimi, eğitim ve akreditasyon gibi mesleğimizin önemli konuları önceki Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongreleri'nde ele alınmış ve kamuoyu bilgilendirilmiştir. Böylece Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi bir yandan yeni bilgi ve teknolojilerin paylaşıldığı etkili bir platform olarak görevini yerine getirirken, diğer yandan meslek alanlarımızı ve halkımızı yakından ilgilendiren pek çok konuyu ülke gündemine taşıma görevini de üstlenmiştir.

Kongrelerimizde tesisat alanında çalışan makina mühendisleri ile yapı üretiminde görevli diğer tüm meslek disiplinleri elemanlarının birlikte çalışmaları özendirilerek, daha verimli ve sağlıklı yapıların oluşturulması amacıyla yönelik olarak, disiplinler arası çalışmaların temellerinin atılmasına büyük önem verilmektedir.

Teskon 2023 kapsamında sunum, tartışma ve eğitim platformları değişik başlıklar altında toplanmış bulunmaktadır. Bu platformlar, Bilimsel/Teknolojik Araştırma Oturumu, Sempozyum, Seminer, Konferans, Panel ve Forum olarak adlandırılmıştır.

Önceki yıllarda olduğu gibi, 15. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi de birlikte üretme ve yaşama geçirme anlayışı ile çok yönlü katılımı amaç edinen ve ülke geneline yayılmış bulunan; Düzenleme Kurulu Üyeleriyle, Destekleyen Kurum ve Kuruluşlarıyla, Yürütme Kurulu ve Sekreteryasıyla birlikte sürdürülen uzun erimli bir çalışmanın ürünüdür.

Konusunda uzman, örnek uygulamalar gerçekleştirmiş, çağdaş bilgi ve deneyime sahip mühendis ve bilim insanlarının sundukları bildirimlerin yer aldığı ve bu yıl ilk kez sadece dijital olarak sizlerle buluşan Kongre Bildiriler Kitabı'nın yayımlanması ile birlikte Kongremize katılamayan pek çok tesisat mühendisinin bu birikimlerden yararlanması mümkün olacaktır.

Kongremizi; başlangıcına yedi ay kala kaybettiğimiz, Odamızın ve İstanbul Şubemizin eski yöneticilerinden, en son Tesisat Mühendisliği Dergisi Yayın Kurulu Üyeliği ve TESKON Yürütme Kurulu Başkanlığı görevlerini yürüten meslek büyüğümüz Ali Metin Duruk Anısına düzenliyoruz. O'nun her zaman saygıyla, sevgiyle ve katkılarıyla anacağız.

Kongremizin gerçekleştirilmesinde emeği geçen Düzenleme Kurulu üyelerine, destekleyen kurum ve kuruluşlara, bildiri sunan yazarlarımıza, seminer ve sempozyum düzenleyicilerimize, panellerimize katılan yönetici ve uzmanlara, Kongremiz bünyesinde gerçekleştirilen teskon+sodex Fuarı'na katılarak önemli destek sağlayan değerli firmalara, Kongremizin tüm delegelerine, Yürütme Kuruluna, Kongre Sekreteryasına, İzmir Şubemiz Yönetim Kurulu ve çalışanlarına teşekkür ediyoruz.

Saygılarımızla.

TMMOB  
Makina Mühendisleri Odası  
Yönetim Kurulu

## ÖNSÖZ

TMMOB Makina Mühendisleri Odası tarafından 1993 yılından itibaren iki yılda bir düzenlenen Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongrelerinin onbeşincisini 26-29 Nisan 2023 tarihleri arasında tekrar İzmir'de gerçekleştiriyor olmaktan onur duymaktayız.

Tesisat mühendisliği alanında çalışan mühendislerin, bilim adamlarının, sanayicilerin ve diğer meslek disiplinlerinin bir araya gelerek bilgi alışverişinde bulunmalarını ve son bilimsel araştırma sonuçları ile teknolojik gelişmeleri izleme olanağını sağlayan 15. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, alanında en yaygın katılımlı ulusal bir platform olma özelliğini sürdürmektedir.

15. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi bu yıl "**Mekanik Tesisatta Dönüşüm**" ana teması ile gerçekleştirilmiştir. Teskon 2023 kapsamında hakem incelemesinden geçirilen toplam 121 bildiri paralel oturumlarda sözlü olarak sunulmak üzere kabul edilmiştir. Sunulan bu bildiriler "**Küresel Salgın ve Mekanik Tesisat**", "**Temel Bilimler**", "**Soğutma Teknolojileri**", "**Binalarda Enerji Performansı ve Sıfır Enerjili Binalar**", "**İç Hava Kalitesi**" sempozyumlarındadır. Ayrıca Kongre kapsamında "**Bacalar**", "**Binalarda Commissioning Uygulamaları ve Faydaları**", "**Bütünleşik Sistem Tasarımında Performans Modelleme ve Simülasyon Uygulamaları**", "**Enerji Depolama Uygulamalarında Yenilikçi Yaklaşımlar**", "**Binalarda Titreşim, Ses ve Yangın Yalıtımı**", "**Yangın ve Can Güvenliğine Yönelik Tesis Edilen Sistemlerin Çalışma Sürekliliğini Sağlayacak Periyodik Kontrol, Test ve Bakım Süreçlerinin Yönetimi**", "**Yapı Bilgi Modellemesi (BIM)**", "**Madenlerde Havalandırma Sistemleri**" seminerleri ve bilimsel/teknolojik araştırma oturumlarının bildirileri olarak bu kongrede sadece dijital olarak yayımlanarak Kongre Bildiriler Kitabında yer almaktadır.

Tesisat Mühendisliği alanındaki sorunların ortaya konulduğu ve irdelendiği değişik platformları oluşturma amacına yönelik olarak da bu yıl Kongremiz kapsamında "**Yeşil Mutabakat**" ve "**Mekanik Tesisatta Dönüşüm**" başlıklı iki panel düzenlenecektir.

Kongremizi; başlangıcına yedi ay kala kaybettiğimiz, Odamızın ve İstanbul Şubemizin eski yöneticilerinden, en son Tesisat Mühendisliği Dergisi Yayın Kurulu Üyeliği ve TESKON Yürütme Kurulu Başkanlığı görevlerini yürüten meslek büyüğümüz Ali Metin Duruk Anısına düzenliyoruz. O'nu her zaman saygıyla, sevgiyle ve katkılarıyla anacağız.

Düzenleme ve Yürütme Kurulu olarak, ülkemizde tesisat mühendisliği alanında çağdaş bilgi ve teknolojinin kullanılarak gelişmesi perspektifi ile tüm etkinliklere destek veren, öncülük eden Makina Mühendisleri Odası Yönetim Kurulu'na, Kongre çalışmalarının özgün bir çalışma ortamında yapılmasını sağlayan Kongre Sekretaryası'nı oluşturarak, hazırlık çalışmalarında her türlü desteği veren Makina Mühendisleri Odası İzmir Şubesi Yönetim Kurulu'na, Kongre başlangıcından sonuçlandırılmasına kadar tüm hazırlık hizmetlerini yürüten Kongre Sekretaryası'na, Makina Mühendisleri Odası İzmir Şubesi çalışanlarına, Kongre'nin yürütülmesinde özverili, gönüllü olarak görev alan genç mühendis meslektaşlarımıza ve Makina Mühendisliği Bölümü öğrencilerine, Kongre'nin ülke genelinde etkinliğini artırmaya çaba göstererek Kongreyi destekleyen kurum ve kuruluşlara teşekkür ediyoruz.

Ayrıca, Kongre oluşumuna görüş ve önerileri ile önemli katkılarda bulunan sempozyum ve seminer yöneticilerine, sundukları bildirilerle Kongre'yi olanaklı kılan tüm uzmanlara ve öğretim üyelerine, Kongreye sunulan bildirileri değerlendiren hakemlerimize, "Kongre Delegatesi" olma bilincini taşıyarak çağdaş bilgi ve teknolojiye ulaşma çabası içinde olan değerli tesisat mühendislerine, mimar ve diğer teknik elemanlara, Kongre'nin duyurulmasına katkıda bulunan sektörel yayın kuruluşlarına, teşekkürlerimizi sunarız.

KONGRE DÜZENLEME-YÜRÜTME KURULU  
26 Nisan 2023

**KÜRESEL SALGIN VE MEKANİK TESİSAT SEMPOZYUMU**

1. Bilge,	Mustafa. Peker, Tevfik. Yılmazoğlu. M. Zeki. "Pandemi İle Mücadelerde Hastanelerde Klima Ve Havalandırma Tesisatında Alınacak Önlemler" .....	1
2. Yüce ,	Bahadır Erman. "Duvar Tipi Klimaların Enfekte Damlacık Dağılımına Etkisi" .....	14
3. Divrikli ,	Esmâ Sariaslan. "Et Kombinalarında Pandemi Kuralları Ve İklimlendirme Sistemlerinde Alınması Gereken Önlemler" .....	24
4. İlhan,	Mükremin. Bağan, Levent. Çetinkaya, Bilal. Ulu, M. Serdar. "Covid-19 Salgını Döneminde Mevcut Binalarda İklimlendirme Ve Havalandırma Sistemlerinin İşletme Ve Bakımı Yönünden Alınması Gereken Genel Tedbirler" .....	35

**BİNALARDA COMMISSIONING UYGULAMALARI VE FAYDALARI SEMİNERİ**

5. Candemir,	Azemet. "Yapı Kabuğu BİD – YKBİD" .....	47
6. Özmen,	Emre. "Yeni Binalarda Mep Sistemleri Bid (Commissioning) Süreci" .....	57

**İÇ HAVA KALİTESİ SEMPOZYUMU**

7. Genç,	Alper Mete. Atmaca, İbrahim. Karadeniz, Ziya Haktan. "Şehirlerarası Otobüslerde Menfez Konumlarının Kabin İçi Hava Dağılımı Üzerine Etkisinin İncelenmesi" .....	73
8. Çobanoğlu	Nur. Şahin, Çağrı. Karadeniz, Ziya Haktan. Sofuoğlu, Sait Cemil. Sofuoğlu, Aysun. "Mekanik Havalandırma Sınıflarında Havalandırma Debisinin İç Hava Kalitesi Üzerindeki Etkisinin Sayısal Olarak İncelenmesi" .....	81
9. Atcı,	Fatih. Çetin, Yunus Emre. Aydın, Orhan. "Bir Ofis Ortamında Uzak Uv-C (222 Nm) İle Hava Dezenfeksiyonu: Sayısal Çalışma" .....	94
10. Özbey,	Nurdan. Arslanbaş, Demet. "Bir Kuaförün Farklı İşlem Uygulanan Ortamlarında Partikül Kirliliğinin Değerlendirilmesi" ....	106
11. Sarı,	Kaan. Yüksel, Ahmet. Arıcı, Müslüm. Civan, Mihriban. "Camilerde İç Ortam Partikül Madde Seviyelerinin Ve Dış Ortam İle İlişkisinin Değerlendirilmesi" .....	116
12. Şahin,	Çağrı. Sofuoğlu, Sait Cemil. "Düşük Maliyetli Ve Taşınabilir Partikül Madde (Pm) Sensörlerinin Kalibrasyonu" .....	126
13. Menteşe,	Sibel. Aydın, Müge. "Covid19 Pandemisi Kapsamında Tam Kapanma Döneminde Evlerin İç Ve Dış Ortam Havasında Uçucu Organik Bileşik Düzeyleri" .....	140
14. Nikravan,	Afsoun. Babaei, Parisa. Güllü, Gülen. "Astımlı Okul Çağı Çocukların Evlerinde İç Ortam Mikrobiale Kirlenmelerin İncelenmesi" .....	150
15. Babaei,	Parisa. Nikravan, Afsoun. Güllü, Gülen. "Okul Çağı Çocukların Evlerinde Kalıcı Organik Kirlenici Seviyelerinin Belirlenmesi: Vaka Kontrol Çalışması" .....	159
16. Edebali,	Özge. Genişoğlu, Mesut. Sofuoğlu, Aysun. Turgut, Cafer. Sofuoğlu, Sait Cemil. "İzmir'deki Okullarda İç Ortam Yer Tozu Pbde Düzeyleri" .....	169

**YAPI BİLGİ MODELLEMESİ (BIM) SEMİNERİ**

17. Elibollar,	Serkan. "BIM Platformu Ve Dijital Kütüphaneler" .....	180
18. Kılınçarslan,	Tanju. "BIM ve Dijital İkiz" .....	186

**YANGIN VE CAN GÜVENLİĞİNE YÖNELİK TESİS EDİLEN SİSTEMLERİN ÇALIŞMA SÜREKLİLİĞİNİ SAĞLAYACAK PERİYODİK KONTROL, TEST VE BAKIM SÜREÇLERİNİN YÖNETİMİ SEMİNERİ**

19.	Güneç,	Özlem. "Sulu Söndürme Sistemlerinin Periyodik Kontrol, Test Ve Bakımı".....	196
20.	Aktaş,	Volkan. "Yangın Algılama Ve Uyarı Sistemlerinin Periyodik Kontrol, Test Ve Bakım Prosedürleri".....	209
21.	Balık,	Gökhan. "Duman Kontrol Sistemlerinin Periyodik Kontrol, Test Ve Bakım Prosedürleri".....	222
22.	Portakal,	Duhan. "Yangın Korunum Sistemlerinde Akıllı Bakım Yönetimi – Veri Analizi Ve Kestirimci Bakım" ..	231

**ENERJİ DEPOLAMA UYGULAMALARINDA YENİLİKÇİ YAKLAŞIM SEMİNERİ**

23.	Koçak,	Burcu. Paksoy, Halime. "Endüstride Güneş Enerjisi Uygulamaları İçin Yüksek Sıcaklıkta Termal Enerji Depolama" ..	246
24.	Çetin,	Ayşegül. Paksoy, Halime. "Yeraltında Termal Enerji Depolama Yöntemleri, Türkiye Ve Dünyada Mevcut Uygulamalar".....	262
25.	Özbek,	Veli. "Evsel Çözümlerde Fotovoltaik Güneş Enerjisi İle Elektrik Üretimi Ve Isıtma Sistemi Entegrasyonunda Enerji Depolamanın Önemi".....	272
26.	Aksoy,	Hasan. "Enerji Ve Ulaştırma Sektörleri Dönüşümünde Batarya Teknolojilerinin Rolü: Eğilimler, Fırsatlar Ve Yenilikçi Uygulamalar" .....	282

**TEMEL BİLİMLER SEMPOZYUMU**

27.	Yağcı,	Esra. Aydın, Orhan. Balı, Tülin. "Düzlemsel Bir Kanal İçindeki Power-Law Akışkanın Mhd Akış Ve Isı Geçişi" .....	288
28.	Çelik,	Hamdi Selçuk. Doğan, Bahadır. Erbay, L. Berrin. "Serpantin Tipi Bir Isı Değiştiricinin Isıl Performansının Analitik, Sayısal Ve Deneysel İncelenmesi" .....	301
29.	Göker,	Sinem. Yaman, Hakan. Şentürk, Utku. "Otomotiv Sektöründe Kullanılan S-Kanatlı Tipte Bir Eksenel Fanın Akış Simülasyonları Ve Performans Testleri" .....	318
30.	Genç,	Alper Mete. Yıldırım, Yusuf. Karadeniz, Ziya Haktan. "Gyroid Isı Değiştiricilerinin Akış Ve Isı Transfer Karakteristiklerinin İncelenmesi" .....	327
31.	Örnek,	Tarcan. Kaya, Erdem. Şentürk, Utku. "Kelebek Vana Karakteristik Eğrilerinin Açık Kaynaklı Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği İle Belirlenmesi" .....	337
32.	Toprak,	Beytullah İsmet. Solmaz, İsmail. Şahin, Yiğit Serkan. "Yapay Alüminyum Köpük Isı Alıcısının Çarpan Jetle Isı Transferi Ve Akış Karakteristiklerinin Sayısal Analizi" .....	348
33.	Kılış,	Biol. "Beraber Isı Ve Güç Sistemlerinde Üretilen Isının Ekserji Akılcı Değerlendirilme Seçenekleri" .....	357
34.	Özsancak,	Nil. Kılış, Birol. "Ekserji-Akılcı En Uygun Jeotermal Kuyu Derinliğini Çözümleme Modeli" .....	369
35.	Uyar,	Erol. Candan, Mücahid. "Boru Hattı Parametre Değişimlerine Bağlı Seviye Kontrolünün Dinamiği Ve Kararlılığı" .....	382
36.	Kahraman,	Enes. Ertürk, Mustafa. Keçebaş, Ali. Çay, Yusuf. "Karadeniz Bölgesindeki 114 İlçenin Isıtma Derece Saat Değeri Hesapları İçin Yeni Bir Yöntemin Araştırılması" .....	394

**İÇİNDEKİLER****Sayfa No**

37. İlgın,	Muhammed Hüseyin. Ertürk, Mustafa. "Isıtma Sistemleri Çalışma Sürelerinin Aylık Ve Sezonluk Olarak İzmir İli İçin Araştırılması" . 415
38. Kesen,	Fırat. Günerhan, Hüseyin. Hepbaşlı, Arif. "Nanoakışkan Kullanılan Güneş Kolektörlerinin Enerji Verimliliği Açısından Karşılaştırılması" ..... 432
39. Ayhan,	Bülent. Öztürk, Hasan Hüseyin. "Adana İklimi Koşullarında Güneş Enerjisiyle Sera Isıtma Amacıyla Vakum Borulu Toplaç Ve Nanoakışkan Kullanılması Üzerine Bir Araştırma" ..... 445
40. Aksoy,	Mehmet. Ata, Sadık. Kahraman, Ali. Şahin, Remzi. "Türkiye'de Orç Destekli Jeotermal Enerji Santrallerinde Kullanılan Organik Akışkanların Termodinamik Performanslarının Karşılaştırılması" ..... 466
41. Yılmaz,	Fatih. "Jeotermal Enerji Destekli Kombine Bir Çevrim İle Güç, Hidrojen Ve Sıcak Su Üretiminin Tasarlanması Ve Termodinamik Performans Analizi" ..... 476
42. Batur,	Barbaros. Çelik, M. Cem. Akgün, Muammer. "Sürekli Çalışan Endüstriyel Fırının Isıl Analizi" ..... 486
43. Ufat,	Hande. "Mahal İçerisindeki Radyatör Yerleşiminin İçerideki Sıcaklık Dağılımına Etkisinin Nümerik Analiz İle İncelenmesi" ..... 499
44. Koparan,	Mehmet Furkan. Yılmaz, Ömer Faruk. Cumhuri, Ahmet. Aktan, Berkan. İnan, Oktay. Alptekin, Ersin. "Silindirik Fdm Haznesinde Kanatçık Kullanımının Performans Analizi" ..... 509
45. Özdemir,	Fırat. Akdemir, Özay. Güngör, Ali. "Isı Borusu Uygulamaları Ve Son Gelişmeler" ..... 520

**BİNALARDA ENERJİ PERFORMANSI VE SIFIR ENERJİLİ BİNALAR SEMPOZYUMU**

46. Akgün,	Muammer. Batur, Barbaros. Yurtsever, Özlem. Çelik, M. Cem. "Karbonsuz Gelecek" ..... 535
47. Kılış,	Biol. "%100 Yenilenebilir Enerjili Kentler ve Hidrojen Ekonomisi" ..... 563
48. Yılmaz,	A. Zerrin. "Türkiye'de Binalarda Enerji Verimliliği İçin Öncelikli Sorunlar" ..... 570
49. Kızanlık İskender,	Seçil. "Akıllı Evler" ..... 577
50. Can,	Ahmet. "Birincil Enerji Kullanımı Sıfır Binaların Enerji Etkinliği İçin Değerlendirme" ..... 591
51. Kılış,	Biol. "Net Sıfır-Enerjili Bina Mı Net-Sıfır Ekserjili Bina mı" ..... 602
52. Kılış,	Biol. Uğuz, Metin. "%100 Taze Havalı, Çevreci, Yeni-Nesil Klima Cihazlarının Ekserji-Tabanlı Tasarım ve Değerlendirme Modeli" ..... 621
53. Yavuz,	Biol. "Geleceğe Uyumlu İklimlendirme Sistemleri" ..... 641
54. Bulgurcu,	Hüseyin. Koçyiğit, Necati. "Isıl Yük Hesaplarında Türkiye İçin Yeni İklim Verileri" ..... 650
55. Erdemir Kocagil,	İdil. Koçlar Oral, Gül. "Kentsel Geometrinin Konut Yerleşmelerinde Enerji ve Güneş Enerjisi Performansına Etkisi: İstanbul Örneği" ..... 660
56. Kılış,	Biol. Heperkan, Hasan Alpay. "Yeşil Sertifikasyonlarında Yerlilik ve Küresel Kriz Duyarlığında TSE Güvenli-Yeşil Bina Belgelendirme Örneği" ..... 672

**İÇİNDEKİLER****Sayfa No**

57. Çalık,	Halil İbrahim. Özgören, Muammer. "Düşük Emisyonlu Yeşil Bina Tasarımı ve Hesaplanması: Ankara İli İçin Örnek Bir Çalışma" ..... 684
58. Manioğlu,	Gülten. Akşit, Ş. Filiz. Köse Murathan, Eda. Taşkın, Halime Firdevs. Ganiç Sağlam, Neşe. "Enerji Etkin Yerleşme Dokusu Seçeneklerinin Değerlendirilmesi" ..... 722
59. Köse Murathan,	Eda. Manioğlu, Gülten. "Avlulu Binalarda Çevresel Parametrelerin Dış Ortam Konfor Koşulu Bakımından Değerlendirilmesi" ..... 738
60. Akşit,	Şule Filiz. Akfıdan Metin, Cansu. "Isıtma Enerjisi Korunumunda Etkili Olan Tasarım Değişkenlerinin Değerlendirilmesi: Bolu Gülezler Konağı" ..... 756
61. Başyazıcı,	İbrahim Utku. Ağra, Özden. "Bileşik Isı Güç Sistemi Olarak Bir Alışveriş Merkezinde Yakıt Pili Uygulaması" ..... 771
62. Uzman,	İsmail. Yurdakul, Can Kıraç. "Yüksek Binalarda Enerji Geri Kazanımı İçin Ahır Performans Sertifikalı Contalı Plakalı Eşanjör Kullanımı" ..... 782
63. Pamuklu,	Erdem Can. Fenercioğlu, Artuğ. Yılmaz, Büşra. "Akıllı Kontrol Vanalarının Mekanik Tesisatta Kullanımının Tesisat Ve Kontrol Sistemi Tasarım Ve Uygulamalarına Etkileri" ..... 787
64. Özçelik,	Batuğhan Rüştü. Akdemir, Özay. Gürel, Arslan Çağlayan. "Ege Bölgesinde Isı Pompalı Yerden Isıtma Sisteminin İncelenmesi" ..... 796
65. Pastakkaya,	Bilsay. "Bir Yapının Doğalgazlı Kombi İle Yerden Isıtılması Uygulamasında Isıtma Performansının Deneysel Olarak İncelenmesi" ..... 809
66. Bayramian,	Hourieh. Günerhan, Hüseyin. Yıldırım Yalçınkaya, Deniz. "Güneş Enerjisi Destekli Isıtma Sistemlerin F-Grafik Yöntemi İle Analizi" ..... 822
67. Turan Tombak	Esra. "Kamu Binalarında Enerji Verimliliği Kamu Binalarının Enerji Etkin Dönüşümü" ..... 837
68. Önal,	Büşra Selenay. Heperkan, Hasan Alpay. "Yeni Enerji Teknolojilerinin Binalarda Kullanımının Enerji Performansına Etkileri" ..... 850
69. Batur,	Barbaros. Çelik, M. Cem. Akgün, Muammer. "Süreksiz Çalışan Isıl Sistemlerde Enerji Tasarrufunun Analizi" ..... 870
70. Kan,	Furkan Erman. Arıcı, Mehmet Emin. "Farklı Tuğla Boşluğu Düzenlemlerinin Isıl Direnç Üzerine Etkisi" ..... 881
71. Çaçan,	Buse. Ertürk, Mustafa. Aydın, Ahmet. "İl Bazlı Optimum Hava Tabakası Kalınlığının Marmara Bölgesi İçin Araştırılması" ..... 890
72. Fındık,	Cansu. Kumlutaş, Dilek. Yücekaya, Utku Alp. Sönmez, Göknil. Akış, Tunahan. Özer, Özgün. "Su Kaynakları Isı Pompaları İçin İnverter Kompresör Kullanımının Analitik Olarak İncelenmesi" ..... 899
73. Mungan Arda,	Meral. Azizoğlu, Selim Can. "Sürdürülebilir Soğutma, Soğutma Sektörü Durum Raporu" ..... 910
74. Batur,	Barbaros. Çelik, Mustafa Cem. Yurtsever, Özlem. Akgün, Muammer. "Enerji Yoğun Sektörlerde Dekarbonizasyon" ..... 923
75. Güngör,	Gökhan. Cur, Jan Gabriyel. Çilingiryan, Kami. "Isı Pompası Dış Ünitesi Eşanjörünün İstanbul Şartlarında Alternatif Gazlar İle Performansının İrdelenmesi" ..... 935
76. Tunç,	Ahmet Murat. Yaraş, Nadide Asuman. "Veri Merkezi Klima Santrali Test Laboratuvarlarında Atık Isının Kullanımı Yöntemiyle Enerji Tasarrufu ve Karbon Ayak İzine Etkisi" ..... 944

**İÇİNDEKİLER****Sayfa No**

77.	Söğüt,	M.Ziya. "Hastaneler İçin Çevresel Sürdürülebilirliğin Kriterleri; Enerji Verimliliği ve Yönetimi" .....	958
78.	Yüce,	Ozan Serhat. Fenercioğlu, Artuğ. "Büyük Hastanelerde Mekanik Sistemlere Otomasyon Yönetim Sisteminin Entegrasyonu İle Enerjinin Etkin Kullanımı Vaka Analizi" .....	968
79.	Tarakcioğlu Başeğmez,	Aslı. Temir, Galip. "Örnek Bir Hastane Binasında Enerji Tüketim Değerlerinin Hesaplanması" .....	983
80.	Söğüt,	M.Ziya. Mutlu, Hamit. "Kurumsal Yapılarda Enerji Verimli Dönüşüm ve Okul Örneği: Mekanik Enerji Sistem Verimliliği ve Talep Yönetimi Proje Çözümü" .....	993
81.	Demirpolat,	Süleyman Orkun. Demirpolat, Havva. "Eğitim Yapılarında Enerji Verimli Isıtma Sistemi Dönüşümü; Örnek Çalışma Sarayönü Meslek Yüksekokulu" .....	1002
82.	Tomrukçu,	Gökçe. Avgan, Gizem. Kızıldağ, Hazal. Dal, Ayşe Özlem. Ganiç Sağlam, Neşe. Kalaycioğlu Özdemir, Ece. Ashrafiyan, Touraj. "Enerji Performans Simülasyonunun Doğrulama Süreci: Okul Binası Örneği" .....	1013
83.	Yılmaz,	Önder "Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı Mekanik Tesisat Birim Fiyat ve Tarifleri" .....	1027
84.	Söğüt,	M. Ziya. "Kurumsal Yapıların Isı Talebi Yönetimi İçin Verimliliğe Bağlı Çevresel Sürdürülebilirlik Göstergeleri" .....	1034
85.	Dal,	Ayşe Özlem. Tomrukçu, Gökçe. Kızıldağ, Hazal. Avgan, Gizem. Kalaycioğlu Özdemir, Ece. Ganiç Sağlam, Neşe. Ashrafiyan, Touraj. "Bina Enerji Performans Analizi; Simülasyon, Doğrulama ve Kalibrasyon Yöntemleri Üzerine Bir Araştırma" .....	1044
86.	Koral,	Oğuzhan. Manioğlu, Gülten. Demiröz Boz, Betül. "Enerji Etkin Çoklu Senaryolu Bina ve yerleşim Tasarımı İçin Parametrik Model Üretilmesi" .....	1053

**SOĞUTMA TEKNOLOJİLERİ SEMPOZYUMU**

87.	Şişman,	Süleyman. İpekoğlu, Mehmet. Parmaksızoğlu, İ. Cem. "GWP Değeri Düşük Soğutucu Akışkanlı, İç Isı Değiştiricili Soğutma Sisteminin Modellenmesi" .....	1065
88.	Zeybek,	Sadık Berk. Kan, Miraç. "R22 Gazına Alternatif Bir Soğutucu Gazın, Yeniden Dolum İşlemi İçin Araştırılması" .....	1074
89.	Kırtepe,	Erhan. Güngör, Ali. "Güneş Enerjili Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Şırnak İli İklim Koşullarındaki Davranışının Teorik İncelenmesi" .....	1081
90.	Erkan,	Turan. Güngör, Ali. "Sebze ve Meyvelerin Hasat Sonrası Önsoğutulması Yöntemleri ve Hesaplama Prensipleri" .....	1095
91.	Bulgurcu,	Hüseyin. Şavkay, Önder. "Tahıl Silolarında Isı Yüklerinin Hesaplanması" .....	1131
92.	Bulgurcu,	Hüseyin. "Meyve ve Sebze Soğuk Depo Yük Hesaplamalarındaki Belirsizlikler İçin Öneriler" .....	1148
93.	İsa, Kadir. Aslantaş, Kıvanç. Can, Hayati.	"Soğutma Uygulamalarında Net Sıfır Hedefi İçin Yetkin Teknik Personelin Önemi" .....	1165
94.	Küheylan,	Cüneyt Deniz. Özkan, Derya Burcu. "Mahallerin Tavandan Soğutulmasına Etki Eden Parametrelerin deneysel İncelenmesi" .....	1170
95.	Denizli,	Harun. Zabun, Mustafa. "Oda Soğutucularında Defrost Flap'in Defrost Esnasında Odaya Olan Isı Kazancına Etkisinin Nümerik Olarak İncelenmesi" .....	1188



**İÇİNDEKİLER****Sayfa No**

96. Devres, Y. Onur.  
"Gıda Üretim Tesisleri Ve Cihazlarının Hijyenik Tasarımı İle Yapımında Görev Alacak Mimarlar, Mühendisler Ve Tasarımcıların Çalıştığı Firmaların Gfsı JI/JII'ye Göre Belgelendirilmesi"... 1204

**BİNALARDA TİTREŞİM, SES VE YANGIN YALITIMI SEMİNERİ**

97. Diz, Timur. Tanyol, Beyza. Aktaş, Yiğit Kaan.  
"TS 825 Yalıtım Standardının Güncellenme Çalışmaları" ..... 1226
98. Dürmüş, Günay.  
"Yapılardaki Mekanik Sistemlerin Titreşim İzolasyonu" ..... 1236
99. Dikmen, Volkan.  
"Mekanik Tesisat Ve Ekipmanların Sismik Koruma Sistemleri Hesaplamaları, Projelendirme Ve Uygulamaları" ..... 1242
100. Kavas, Mert.  
"Binalarda Mekanik Tesisat Gürültüsü Kontrol Adımları" ..... 1252
101. Dikmen, Volkan.  
"Mekanik Odalarda Ses Yalıtımı Ve Titreşim Kontrolü Uygulamaları" ..... 1264
102. Heperkan, Hasan. Kılış, Birol.  
"TSE Güvenli Ve Yeşil Bina Belgelendirme Sisteminin Deprem Bölgelerinde Değerlendirilmesi" ..... 1273

**BÜTÜNLEŞİK SİSTEM TASARIMINDA PERFORMANS MODELLEME SEMİNERİ**

103. Yılmaz, Levent.  
"Otel Elektromekanik Tesisatında IoT [Internet of Things] Tabanlı BMS [Building Management Systems] Uygulama Esasları" ..... 1279
104. Gökşen, Fulya.  
"Dijitalleşen İnşaat Sektörü ve ISO 19650 Standardı" ..... 1286
105. Ulukavak Harputlugil, Gülsu.  
"Yüksek Performanslı Bina Tasarımında Dijital Dönüşümün Yarattığı Fırsatlar" ..... 1298

**MADENLERDE HAVALANDIRMA SİSTEMLERİ SEMİNERİ**

106. Gönülalan, A.Uğur. Güreli, Orhan.  
"Kömür Yataklarındaki Metan Gazının (CBM) ve Fayların (Kırıkların) Jeofizik-Sismik Yöntemlerle Belirlenmesi" ..... 1305
107. Barış, Kemal  
"Türk Yeraltı Ocaklarında Değişmesi Gereken Bir Yaklaşım: Havalandırma" ..... 1322
108. Bulgurcu, Hüseyin.  
"Kömür Madenleri İçin Havalandırma Sistem Tasarımı" ..... 1334
109. Kılıçarslan, Ali Ozan. Tunç, Ahmet Murat.  
"Yeraltı Maden İşletmeciliğinde Havalandırma Sistemi" ..... 1352
110. Özmen, Emre.  
"Yer Altı Maden (Cebri) Havalandırma Otomasyon Sistemleri" ..... 1359

**BACALAR SEMİNERİ**

111. Coşkun, Murat. Yallagöz, Mustafa Zekai.  
"Hermetik Baca Uygulamaları / Yanlış Uygulamalar / Kollektif ve Konsantrik Baca Sistemleri (LAS / CLV / 3CE )" ..... 1416
112. Gür, Hakan.  
"Endüstriyel Bacalar ve Standartları (H0 ve H1 SINIFI)" ..... 1449
113. Akgün, Muammer.  
"Endüstriyel Bacalarda Titreşim Kontrolü" ..... 1457

**İÇİNDEKİLER****Sayfa No**

114. Gür,	Hakan. "Bacalar ve Kontrol Standartları" .....	1469
-----------	---	------

**BİLİMSEL TEKNOLOJİK ARAŞTIRMA OTURUMLARI**

115. Savtak,	Arda. Tokgöz, Rasim. Erdoğan, Seçkin Tuncer. "Binalarda Yangın Güvenliği ve Yangın Dampierleri" .....	1476
116. Polat,	Ali. "Ameliyat Salonlarındaki Yangın Güvenlik Önlemlerinin İncelenmesi" .....	1484
117. Yağcı,	Oğuz Kaan. Aydın, Orhan. Avcı, Mete. Markal, Burak. "Fotovoltaik Panellerin Faz Değiştiren Madde Destekli Isı Alıcısıyla Soğutulması" .....	1502
118. Taşkın,	Halime Firdevs. Manioğlu, Gülten. "Yerleşme Tasarımında Arazi Kullanım Oranı ve Malzeme Seçiminin Yüzeysel Akış Miktarına Etkisi" .....	1517
119. Demirbaş,	Ömer Faruk. Ertürk, Mustafa Ali Ergün. "Tekstil Fabrikalarında Atık Isının Termoelektrik Jeneratör Sistemiyle Elektrik Enerjisine Dönüştürülmesinin Araştırılması" .....	1529
120. Zabun,	Mustafa. Denizli, Harun. "Hava Soğutmalı Yağ Soğutucu Isı Eşanjöründe Kullanılan Burgulu ve Tel Türbülatorlerin Ürün Performansına Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi" .....	1546
121. Kılıç,	Oğuz. Baş, Ferhatcan. Onbaşıoğlu, Hüseyin. "Yeni "Y" Kanat Modelinin Isı Transferi Performansının Sayısal ve Deneysel Olarak İncelenmesi" .....	1555

# SÜREKSİZ ÇALIŞAN ISIL SİSTEMLERDE ENERJİ TASARRUFUNUN ANALİZİ

*Energy Recovery Analysis in Thermal Systems Transient*

**Barbaros Batur  
M. Cem Çelik  
Muammer Akgün**

## ÖZET

Günümüzde, üretim süreçlerine göre sürekli ve kesintili rejimlerde çalışan ısı sistemleri mevcuttur. Sürekli çalışan ısı sistemleri belirli bir sürede geçici rejimi tamamlar ve sürekli rejime geçerler. Geçilen sürekli rejimde, ısı sistemlerinin sıcaklığının belirli limit değerleri içinde olması hedeflenir. Sürekli rejim çalışma şartları, çalışma periyoduna bağlı olarak, bir gün veya bir vardiya olabileceği gibi bu süre cam fırınlarında on yıldan fazla da sistem sürekli rejimden çıkmadan çalışabilir. Isı sistemlerindeki farklılıklara rağmen enerji verimliliği çalışmalarının ilk adımı olan ölçümler için benzer bir yol izlenmektedir. Geçici sistemlerde veya süreçlerde bazı kritik ölçümler sürekli olarak alınmalıdır. Sıcaklık ve yakıt tüketimi gibi sürekli ölçülemeyen veriler için kırılma noktaları titizlikle belirlenmelidir.

Süreksiz çalışan ısı sistemlerinin enerji geri kazanım çalışmalarında geri ödeme sürelerinin hesaplanması, sürekli sistemlere göre daha karışıktır. Değişen sıcaklığa ve debiye göre enerji geri kazanım miktarının hesaplanması gerekmektedir. Geri kazanılan ısının süreksiz sistemde çalışan başka süreçlere aktarılması zorlu bir problemdir. Genellikle, geri kazanılan ısının kullanımı için ısı depolamak gerekmektedir. Geri kazanılan ısının hesaplanması, bu ısının dağıtımı, depolanması, bu sistemin boyutlandırılması ve maliyeti oldukça karmaşık bir problemdir. Artan enerji maliyetlerine ek olarak karbon salımı kısıtlamaları endüstriyel tesislerde enerji verimliliği çalışmalarını tekrar gündeme taşımıştır. Bu çalışmada, bir fabrikada enerji geri kazanım sistemi tasarım süreçleri uygulamalı olarak ele alınmıştır.

**Anahtar kelimeler:** Süreksiz Çalışan Isıl sistemler, Sürekli rejim, Geri kazanım, Enerji verimliliği

## ABSTRACT

Today, there are thermal systems operating in continuous and batch regimes according to the production process. Continuously operating thermal systems complete the transient regime in a certain time and switch to the continuous regime. In continuous regime, thermal systems temperature is aimed to be within certain limit values. The working period can be a day or a shift in steam boilers or industrial furnaces, as well as over ten years in glass furnaces. Despite the differences in furnaces, a similar path is followed for measurements, which are the first step in energy efficiency studies. In transient systems or processes, some critical measurements should be taken continuously. For data that cannot be measured continuously, such as temperature and fuel consumption, breakpoints must be carefully determined.

Calculation of payback periods in energy recovery studies of transient thermal systems is more complicated than in continuous systems. The amount of energy recovery needs to be calculated according to the changing temperature and flow rate. Transferring the recovered heat to other processes operating in the discontinuous system is a difficult problem. Generally, thermal storage is required to use the recovered heat. Calculation of the heat recovery, distribution and storage of this

heat, sizing and cost of this system is a very complex problem. In addition to the increasing energy costs, carbon emission restrictions have brought energy efficiency studies in industrial facilities back to the agenda. In this study, energy recovery system design processes and its application in a factory are investigated.

**Keywords:** Continuously Operating Thermal systems, Steady regime, Recovery, Energy efficiency

## 1. GİRİŞ

### 1.1. Süreksiz Fırınlara Çalışma Şekilleri

Üretilen ürünler genellikle üretim sürecinin bir aşamasında ısı işleme tabi tutulur. Bir fırın, istenen sonuçları elde etmek için ısı uygulanabilmesi için cam, metal, seramik ve diğer malzemeleri tutabilen yüksek sıcaklık şartlarında çalışan bir odadır. Sürekli olmayan bir fırın gibi kapalı bir proses sisteminde optimum koşulların sürdürülmesi daha kolaydır.

Süreksiz fırınlar, parçaların eşit şekilde ısıtıldığı ve sıralı olarak işlendiği sürekli bir fırında kullanılan konveyör bant yaklaşımının aksine, sürekli olmayan fırın parçaları ayrı ayrı, genellikle partiler halinde işler (dolayısıyla kesikli fırın terimi). Böyle bir fırın, özel (veya yüksek hassasiyetli) uygulamalarda gerekli olan sıcaklık değişiminin formülasyonu konusunda esneklik sunar.

Örneğin hava, oksijen, karbondioksit, hidrojen, azot ve su içeren bir gazdır. Oda sıcaklığında, bu elementler yüzeylerle herhangi bir sorun yaratmayacak şekilde yavaş reaksiyona girer. Bununla birlikte, yüksek sıcaklıklarda çalışan fırın sistemlerinde imalat sürecine müdahale etmek mümkündür. Vakumlu fırınlar, bu kapsamda bir tür sürekli olmayan fırın tasarımıdır. Vakumlu fırınlarda, ısı işleminden önce hava fırın odasından çıkarılır. Ürün üzerinde oluşabilecek yüzey kirlenmelerini uzaklaştırmanın ve istenmeyen reaksiyonları önlemenin yanı sıra, metallerin gazını gidermek ve birleştirmek için vakum işlemleri de kullanılabilir.

İşlemin sonunda, işlem gören parçaları soğutmak için fırın odasına helyum, argon veya hidrojen gibi yüksek basınçlı gaz enjekte edilir. Sertleştirme, temperleme ve lehimleme, vakumlu fırınlarda gerçekleştirilen bazı işlemlerdir.

Diğer fırınların yanı sıra vakum fırını aşağıdaki ürünleri üretmek için bir kullanılır:

Uçak gövde, hidrolik ve motor parçaları, Nükleer reaktör bileşenleri, Dişliler, süspansiyon malzemeleri, direksiyon, enjektörler ve eksantrik mili gibi araç parçaları, Süper alaşımlı civatalar gibi bağlantı elemanları ve tıbbi bağlantı elemanları, Cerrahi aletler, protez yapay kalçalar, dizler ve eklemler gibi tıbbi ekipmanlar, El aletleri ve ev eşyaları.

Sürekli olmayan bir fırın, sağlık ve güvenlik standartlarına uygun olarak üretilen parçaların kalitesini ve performansını garanti etmelidir. Böyle bir fırın tasarımı, hatalı ürün sayısını azaltır ve maliyet tasarrufu sağlar [1].

### 1.2. Süreksiz Fırınlara Özellikleri

Sürekli ısı sistemleri, devreye girdiği andan sonra geçici rejimi bitirir ve sürekli rejime geçer. Sürekli rejimde brülör ya da bekler devreye girip çıksalar da fırın sıcaklıkları alt ve üst limitler içinde uzun süre sabit kalır. Bu süreç, buhar kazanları ya da endüstriyel fırınlarda bir güne veya bir vardiya süresini karşılık gelmesine rağmen cam fırınları gibi hiç durmayan işletmelerde on yılın üzerine dahi çıkabilir.

Süreksiz ısı sistemleri, belli bir zaman dilimi içerisinde bir periyotta ısınıp en yüksek sıcaklığa yakın bir sıcaklıkta bir süre kalacak ve sonra soğuyacak şekilde dizayn edilirler. Eğer süreksiz ısı sistemlerinde enerji tasarrufu yapmak istenirse, çevrim içindeki dar bir zaman aralığında gerçekleşen kütle ve ısı enerji dengesinin kurulması gerekmektedir. Kütle ve ısı dengenin kurulması için bazı kritik değerler periyodik olarak ölçülmelidir. Periyodik ölçüm olanağı olmayan sıcaklık ya da yakıt tüketimi gibi kritik

değerlerin en azından grafik üzerinde dönüm (ani artış, ani azalış, artıştan azalışa dönüş vb.) noktaları belirlenmelidir. Tablo 2' de pembe, kırmızı renk ve mavi renk bölgeleri, dönüm noktalarından biridir.

Süreksiz çalışan ısı sistemlerinde enerji dengesinin oluşturulması ile birlikte enerji tasarrufu önlemlerinin geri ödeme sürelerinin hesaplanması, sürekli çalışan ısı sistemlere göre daha karışıktır[2]. Geri ödeme süresi hesabında, çevrim içinde sürekli dalgalanan sıcaklığa bağlı olarak sürekli değişim gösteren enerji tasarruf miktarı bulunur. Tasarruf edilen ısı, fabrikada başka bir proseste kullanılıyorsa oluşacak dalgalanmayı en aza indirmek için ısının depolanması gerekebilir. Isının depolanma miktarına bağlı olarak depolama yatırımının maliyeti artar. Her bir depolama büyüklüğü için, değişen yatırım-geri ödeme süresi nedeniyle, yatırımın büyüklüğü ile tasarruf edilebilecek enerji arasında oluşan optimum nokta hesaplanmalıdır[3]. Isı çekilen sistem ve bu çekilen ısıyı kullanan sisteminin süreksiz olması durumunda çözülmesi gereken bir mühendislik problemi oluşur. Örneğin, süreksiz çalışan bir endüstriyel fırın bacasından çekilen enerji, fabrikada belli aralıklarla malzeme ısıtılmasında kullanılması durumunda fırının hangi saatlerde çalıştırılacağı, malzemenin hangi aralıklarla ısıtılması gerektiği bir mühendislik problemidir. Depolanması gereken ısı enerjisinin miktarına bağlı olarak hangi tür depolama yapılacağı, boyutunun optimizasyonu mühendislik problemini zorlaştırmaktadır.

## 2. Enerji Dengesi Hesabına Giren Enerji Kazançları

Yakıt olarak doğalgaz kullanılan örnek fırınındaki çevrimi, ısınma, yüksek sıcaklıkta bekleme ve soğuma süreçlerine bölebiliriz. Bu süreçlerin alt süreçlerinin başlangıç ve bitişinde en az bir kez olmak üzere; yakıt sayaç göstergesindeki değişim ile manometreden doğalgaz basıncı ve ortam sıcaklığı ölçülmüştür. Örnek alınan süreksiz endüstriyel fırınındaki değerler Tablo 1' de gösterilmiştir.

**Tablo 1** Örnek Endüstriyel Fırında Tüketilen Doğalgaz İle İlgili Değerler

Çevrimin Başlangıcından Sonra Geçen Süre (dakika)	2	52	97	212	297	407	447	477	523	528	618	653	671	701	720	774	796	856	946
Doğalgaz Sayacı Göstergesi (m <sup>3</sup> )	167488	167488	167489	167505	167535	167605	167632	167652	167685		167734	167749	167749	167749	167749	167749	167749	167749	167749
Sayaç Göstergesindeki Fark (m <sup>3</sup> )		0	1	16	30	70	27	20	33		49	15	0	0	0	0	0	0	0
Manometrede Okunan Basınç (bar)	0,9	0,9	0,9	0,9	0,633	0,558	0,672	0,643	0,78		0,858	0,873	0,91	0,919	0,931	0,955	0,967	0,962	0,975

Tablodaki kırmızı bölge fırının ısındığı, beklerin çalıştığı, mavi bölge ise fırının soğuma bölgesini gösteren beklerin çalışmadığı zaman dilimini göstermektedir. Tabloda bu iki bölümü ayıran fark, doğalgaz sayacının çalışması ve durmasıdır. Fırının çalıştığı süreden sonraki dakikaları gösteren ikinci satırda, 618. dakika ile 653. dakika arasında bir yerde beklerin durduğu görülmektedir. Böylece bu iki farklı bölgeyi belirlemek kolay olmaktadır. 618. dakika sütunu ile 653. dakika sütunu oranlandığında, 653. dakika sütununun ısıtma bölgesinde olduğu hesaplanmıştır. Daha sonra bu iki bölgeye bölünen bir çevrim, kendi içinde daha çok benzer parçaya bölünerek çevrim karakteristiği daha belirgin yapılmalıdır. Tablo 2' de üçe bölünmüş hali gösterilmiştir. Çalışmalarda, fırın içi sıcaklığını da hesaba kattığımız beş parçaya bölünmesini daha uygun hale geldiği görülmüştür.

**Tablo 2** Fırın Çevriminin Benzer Şartlarda Bölünmesi

Çevrimin Başlangıcından Sonra Geçen Süre (dakika)	2	52	97	212	297	407	447	477	523	528	618	653	671	701	720	774	796	856	946	
Doğalgaz Sayacı Göstergesi (m <sup>3</sup> )	167488	167488	167489	167505	167535	167605	167632	167652	167685		167734	167749	167749	167749	167749	167749	167749	167749	167749	
Sayaç Göstergesindeki Fark (m <sup>3</sup> )		0	1	16	30	70	27	20	33		49	15	0	0	0	0	0	0	0	
Manometrede Okunan Basınç (bar)	0,9	0,9	0,9	0,9	0,633	0,558	0,672	0,643	0,78		0,858	0,873	0,91	0,919	0,931	0,955	0,967	0,962	0,975	
Yakıt Tüketimi (Nm <sup>3</sup> /dakika)		0	0,043711	0,273671	0,848359	1,655517	1,56483	1,5872	1,52537		1,098518	0,856726	0	0	0	0	0	0	0	
		Ön Isıtma Bölgesi					Kuvvetli Isıtma bölgesi						Soğuma Bölgesi							

Başlangıçtan itibaren sonra doğalgaz ve manometre ölçümlerinin düzenli olmayan aralıklarla okunduğu görülmektedir. Hesapları yapabilmek için yaklaşık 16 saat süren çevrimde okunan değerlerin eşit aralıklı zaman dilimlerine ayrılması gerekmektedir. Bu durumda oluşan Tablo 3 aşağıda görülebilir.

**Tablo 3. Ölçülen Yakıt Değerlerinin Eşit Aralıklı Saat Dilimlerine Göre Hesaplanması**

Ölçüm Yapılan Saat Dilimini Temsil Eden Saat	7,30	8,30	9,30	10,30	11,30	12,30	13,30	14,30	15,30	16,30	17,30	18,30	19,30	20,30	21,30	22,30
Ölçüm Yapılan Saat - Başlangıçtan İtibaren (Isınma Dilimi -Isınma/Soğuma)	1. h ls	2. h ls	3. h ls	4. h ls	5. h ls	6. h ls	7. h ls	8. h ls	9. h ls	10. h ls	11. h ls	12. h s	13. h s	14. h s	15. h s	16. h s
Sayaç Göstergesindeki Fark (m <sup>3</sup> )	5,00	6,50	15,30	16,20	20,60	30,20	37,70	35,60	56,00	90,90	23,30	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Fatura ile karşılaştırma sonucu düzeltme (0,942 ile düzeltildi)	4,71	6,123	14,413	15,26	19,405	28,448	35,51	33,54	52,75	29,108	21,949					
Manometrede Okunan Basınç-Cihaz Basıncı (bar)	0,90	0,90	0,90	0,82	0,59	0,60	0,55	0,78	0,82	0,87	0,90					
Mutlak Basınç (bar)	1,90	1,90	1,90	1,82	1,59	1,60	1,55	1,78	1,82	1,87	1,90					
Tüketilen Gerçek Doğalgaz miktarı (Nm <sup>3</sup> )	8,34	10,84	25,51	25,88	28,75	42,41	51,29	55,62	89,46	50,58	38,86					

Tablo 3'te ölçüm yapılan saat dilimini temsil eden zaman aralığı, örneğin saat 7.00-8.00 saat dilimini, saat 7.30 temsil etmiştir. Hesaplama yapılan zaman aralıkları ne kadar küçültülürse, yapılan hata o kadar az olacaktır. Örnek hesapta bir saatlik zaman dilimi hesapların doğruluğu için yeterli görülmüştür. Bir alt sırada ise, fırının çalışma periyodunda kaçınıcı saatte olduğu ve ısınma ya da soğuma durumunda olduğu belirtilmiştir. Düzensiz zaman aralıklarında alınan ölçüm değerleri, interpolasyon ve ekstrapolasyon yöntemleri kullanılarak, saatlik dilimler haline tek tek getirilmiştir [4].

Ölçülen değerler, uzun süreli çevrim sayısı ve fatura değerleri ile karşılaştırılmış ve arada yaklaşık %6 kadar fark olduğu görülmüştür. Doğalgaz sayaç, manometre ve ölçüm saatlerinin tam tabloda yazılan zamanlarda olmaması, doğalgaz sıcaklığının ölçüm sıcaklığından farklı olması, fatura hesabındaki hatalardan olduğunu düşündüğümüzden nedenlerden oluşan bu fark, fatura değeri temel alınarak düzeltilmiştir.

Doğalgaz basıncını ölçen manometre değerlerindeki değişim, gaz tesisatındaki çekişin artmasıyla artan hat direncine göre oluşan basınç düşmesi nedeniyledir. Bu alet basıncının hesaplarda kullanılan mutlak basınca değiştirilmesi unutulmamalıdır. Ölçülen tüketilen doğalgaz verileri, Avogadro Yasası olan  $\left(\frac{P_1 \times V_1}{T_1} = \frac{P_2 \times V_2}{T_2}\right)$  kullanılarak Normal metreküp (Nm<sup>3</sup>) değerine getirilmiştir.

### 3. Enerji Dengesi Hesabındaki Enerji Kayıpları

#### 3.1. Baca Gazı Kayıpları Hariç Diğer Enerji Kayıpları

Fırında kullanılan enerji miktarlarının hesaplanması, doğalgazın yanması ile üretilen ısı enerjisini hesaplamaktan çok daha karışıktır. Bu tür fırın ve kazanlardan iki temel kayıp olmaktadır. Bunlar baca kaybı ve cihaz yüzey (kabuk - cidar) kaybını oluşturan taşınım ve ışınım kaybıdır. Fırının zemine bağlantı özelliğinden dolayı fırından yere iletim kaybı ihmal edilebilir. Ayrıca çevrimleri hızlandırmak için fırınların kapaklarının fırın sıcaklığı 150-250°C'de açılır. Fırın kapaklarının fırın tam soğumadan açılması sonucunda sıcak ürünlerden, ürünlerin yerleştirildiği arabadan, yalıtım malzemesinden ve fırın tuğlalarından ortama ısı yayılır.

Fırın kapakları açıldığında, fırın sıcaklığının ortalama 200°C civarında olduğu gözlemlenmiştir. Bu sıcaklıkta fırından işlem gören ürün, ürünü fırında taşıyan araba, arabanın yalıtım malzemesi ve fırını yalıtım için kullanılan özel tuğlalar ortam sıcaklığına kadar soğumaktadır. Fırın dışına alınan ürün, araba ve arabanın yalıtım malzeme sıcaklığı 200°C, fırın duvar yalıtım malzemesi için fırın içi sıcaklığı ile ortam sıcaklığının ortalama sıcaklığı olarak 115°C olduğu kabul edilerek hesap yapılabilir.

Fırına giren ürün ile çıkan ürün ağırlıkları uzun bir süre ölçülmüş, aralarında ağırlık farklı ortalama %7 olarak bulunmuştur. Bu fark, ürün bünyesindeki suyun buharlaşmasından kaynaklandığı kabul edilmiştir [5].

Fırın yüzey kayıpları (zarf kaybı) için fırının dört yan yüzeyi ve üst yüzeyinden yapılan sıcaklık ölçümleri, kanallarda ortalama hız ölçümünde de yapıldığı gibi dörtgenlere ayrılarak ölçüm noktaları belirlenmiştir. Bir yüzey termometre ile düzenli aralıkla ölçülen sıcaklıklar için Nusselt Sayısı' dan ısı taşınım katsayısı bulunmuştur. Her saat dilimi içinde değişen sıcaklıkla, fırın yüzeyindeki hava akımının laminar ya da türbülanslı olması durumuna göre değişen ısı taşınım katsayısı ile hesap yapılmıştır. Fırınların alt yüzeyinin sıcaklıkları ölçülemediği için sadece tahmin edilebilmiştir. Hesaplanan örneğe benzetilerek diğer fırınlar için hesap yapılmıştır. Sadece bir fırının yan yüzeyi ile ortam sıcaklık farkı Tablo 4 de gösterilmiştir. Seçilen örnek fırında ölçülen en yüksek ortalama sıcaklık farkı 36°C olmuştur.

**Tablo 4.** Fırın Yüzey Sıcaklıkları ve Ortam Sıcaklıkları Farkının Çevrim Süresince Değişimi

Ölçüm Saati Yapılan Dilimini Temsil Eden Saat	7,30	8,30	9,30	10,30	11,30	12,30	13,30	14,30	15,30	16,30	17,30	18,30	19,30	20,30	21,30	22,30
Ölçüm Saati Yapılan Dilimini Başlangıçtan İtibaren (Isınma Dilimi - Isınma/Soğuma)	1. h ls	2. h ls	3. h ls	4. h ls	5. h ls	6. h ls	7. h ls	8. h ls	9. h ls	10. h ls	11. h ls	12. h S	13. h S	14. h S	15. h S	16. h S
Fırın Yan Yüzey Sıcaklığı - Ortam Sıcaklığı (°C)	0	0	0	0	2	5	10	17	29	36	34	32	30	26	22	18

Fırın iç basıncı, başlangıçta atmosfer basıncına çok yakındır. Sürekli fırınlarda fırın içi basınç, süreksiz fırınlara göre daha önemlidir. Sürekli fırınlarda fırın içi basınç pozitif olduğunda malzeme giriş ve çıkışında kapaklar açıldığı için kapaklardan sıcak duman gazları kaçar. Bunun tersi durumda, fırın içi basınç negatif olduğunda bu sefer ortam sıcaklığındaki hava fırın içine girer ve fırını soğutur. Ayrıca fırın kapaklarından ışınlama kaybı da hesaba katılması önemlidir. Özel durumlar dışında süreksiz fırınlarda bu tip kapaklardan ışınlama kayıpları ya yoktur ya da son derece sınırlıdır. Örneğin süreksiz cam ergitme fırınlarında küçük karıştırma boşlukları olabilir.

### 3.2. Duman Gazı Kayıpları

Fırın kaybı hesabında en zor bölüm, baca sisteminin kayıplarını hesaplamaktır. Duman gazı, baca sisteminin korunması amacıyla hava ile karıştırılarak sıcaklığı düşürüldükten sonra bacadan atmosfere atılır. Ayrıca baca sisteminden atmosfere atılan ısı enerjisi, sağlanabilecek tek kayıp enerjidir. Bu nedenle baca sistemindeki kayıpların hesaplanması konusunda özel bir önem gösterilmiştir. Duman gazı ile hesap yaparken önemli olan sadece duman gazı sıcaklığından ziyade duman gazının kompozisyonu daha da önemlidir [5,6]. Zaten yakıt tüketimi olmadığı zaman duman gazı kompozisyonunun atmosferik hava kompozisyonu ile aynı olduğu açıktır. Yanma bölümünde ise fırından çıkan duman gazı aynı olmasına rağmen, duman gazının fırın çıkışında farklı oranlarda hava ile karışması, duman gazı ölçümlerindeki kompozisyonunu tamamen değiştirir. Bu durum baca gazı hesabını zorlaştırmaktadır. Fakat bu durum bir kez fırın yakma sistemindeki hava fazlalık katsayısı ( $\lambda$ ) hesaplandıktan sonra fırın bacasını soğutmak için baca gazına karıştırılan hava miktarını hesaplamakta kolaylık sağlar [7]. Tablo 5' de Fırın içi sıcaklıkları ve baca sıcaklıklarının çevrim süresince değişimi gösterilmiştir.

**Tablo 5.** Çevrim Süresince Fırın İçi Sıcaklığı ve Baca Sıcaklığının Değişimi

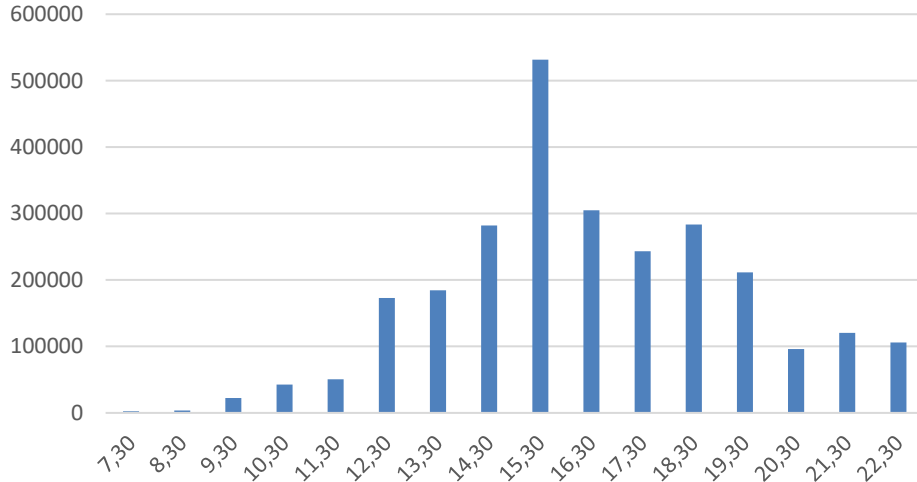
Ölçüm Saati Yapılan Dilimini Temsil Eden Saat	7,30	8,30	9,30	10,30	11,30	12,30	13,30	14,30	15,30	16,30	17,30	18,30	19,30	20,30	21,30	22,30
Ölçüm Saati Yapılan Dilimini Başlangıçtan İtibaren (Isınma Dilimi-Isınma/Soğuma)	1. h ls	2. h ls	3. h ls	4. h ls	5. h ls	6. h ls	7. h ls	8. h ls	9. h ls	10. h ls	11. h ls	12. h S	13. h S	14. h S	15. h S	16. h S
Fırın İçi Sıcaklığı (°C)*	81	142	293	427	572	695	864	966	1047	1067	1069	752	555	448	322	213
Baca Sıcaklığı (°C)	45	63	98	137	195	262	338	457	416	335	347	366	271	189	25	25

\*Üretici gizliliğini korumak için normal bir çevrimdeki fırın içi sıcaklığı değil, bir deneme üretimi fırın içi sıcaklığı verilmiştir.

Baca sistemindeki kayıp, üç yöntem ile hesaplanabilir. Birinci yöntemde, yakılan yakıt debisi ve hava fazlalık katsayısı ile duman gazı kompozisyonunu temel alarak duman gazı debisi bulunur ve buna

bağlı olarak duman gazı kaybını hesaplanabilir. İkinci yöntem fırın içi sıcaklığını temel alarak baca sistemi ve ortam sıcaklık hesaplarından, baca sistemindeki boşluklardan giren havayı hesaplayarak baca kaybını bulunabilir. Üçüncü yöntem ise EN 12953-11 standardında da belirtilen yöntemle benzeterek, ısı enerjisi kazanım ve kayıplarının bilançosundan duman gazı kaybını hesaplanmaktadır. Üçüncü yöntem daha az hatalı sonuç verir. Örnek fırın, üçüncü yöntemle hesap edilmiş, birinci ve ikinci yöntemle de kontrol edilmiştir. Baca gazı hesabı konusunda gösterilen bu hassasiyetin nedeni, ısı sağılacak ana kaybın baca sisteminde olmasıdır. Şekil 1’de gösterilen duman gazındaki ısı enerjisi kullanılabilen enerji değil, sadece fırın bacasından çıkan enerjidir. İlk dört saat ürün, araba ve yalıtım malzemesinin ısıtılması ve ürün içindeki suyun buharlaşması nedeniyle neredeyse sağılacak çok az enerji vardır. Bu ilk dört saat yüzey kaybı da yoktur.

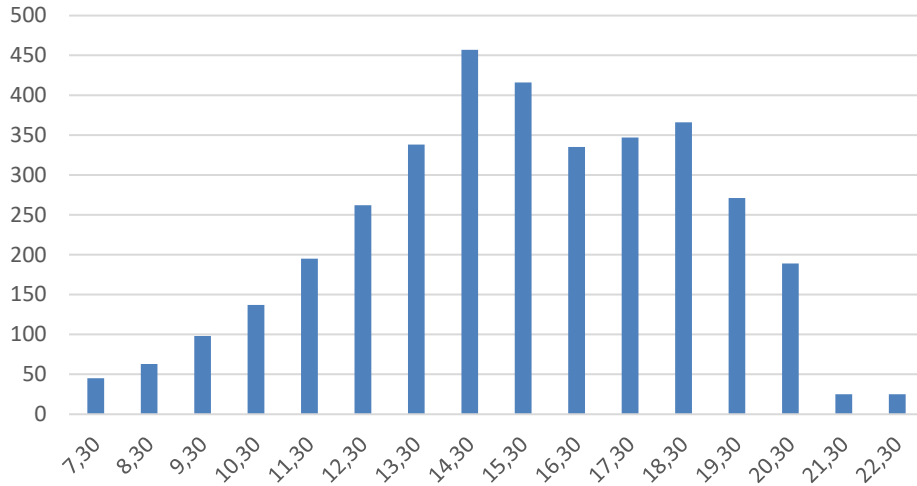
Fırın Bacasından Çıkan Enerji (kcal/h)



\*Üretici gizliliğini korumak için normal bir çevrimdeki fırın bacasından çıkan enerji değil, bir deneme üretimi bacadan çıkan enerji verilmiştir.

Şekil 1 Fırın Bacasından Kaybolan Isı Enerjisinin Çevrim Süresince Değişimi

Fırın Baca Sıcaklığı (°C)



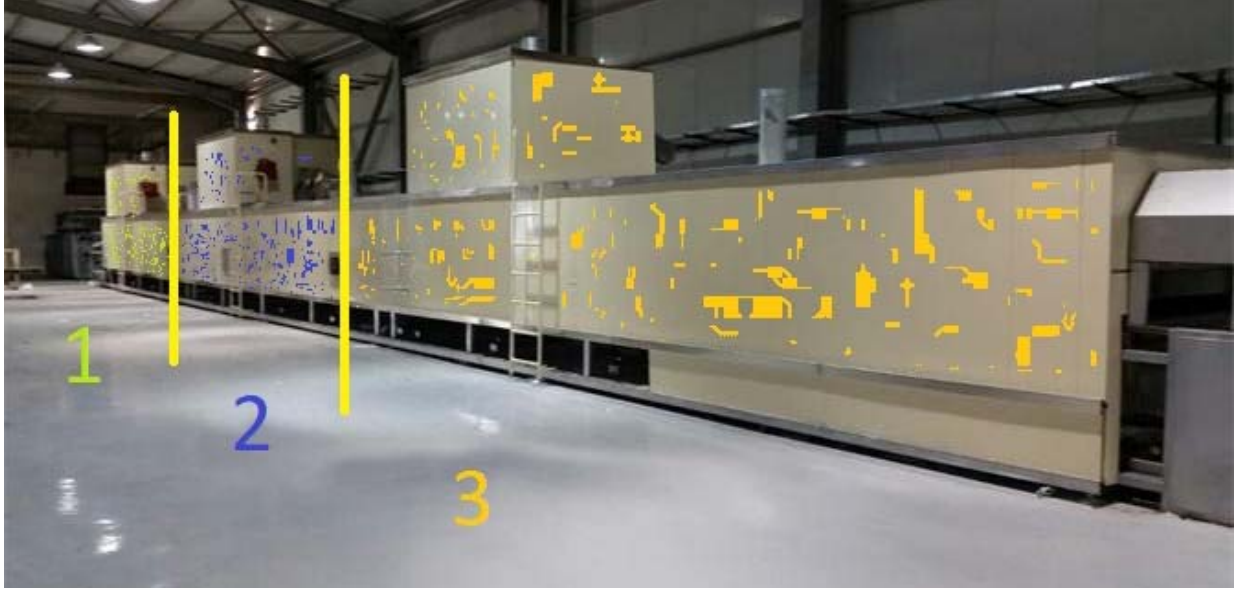
Şekil 2 Fırın Bacası Sıcaklığının Çevrim Süresince Değişimi

Fırın bacasından atılan ısıdan ziyade baca gazının sıcaklığına bağlı olarak başka bir proste kullanılacak ısı enerjisi miktarı dikkate alınmalıdır. Fırın bacası sıcaklıklarının çevrim içindeki değişimi Şekil 2’de gösterilmiştir.



#### 4. Süreksiz (Kesikli) Isıl Sistemlerde Göz Önüne Alınması Gereken Hususlar

Örnek fırında duman gazında son iki saatte sistemden çekilebilecek belirgin bir enerji kalmaz. Eğer baca sisteminden atılan ısı enerjisiyle yakma havasının ısıtılması düşünülüyorsa, 15 saatlik bir çevrimin yaklaşık 5 saatlik bir zaman diliminin değerlendirmesi daha doğru olur. Yine tek bir fırının baca sistemindeki ısı enerjisini çekip, bu ısı enerjisini başka bir proseste kullanmayı planlanıyorsa; 15 saatlik bir çevrime 1,5 saatlik fırını boşaltıp-doldurma süresinin de eklenmesi gerekir. Yaklaşık 16,5 saatlik bu zaman süresince, 9 saatlik bir zaman aralığında duman gazı bünyesindeki ısı enerjisi çekilebilir. Bu durum, sürekli bir ısı çekimi için birbirinin benzeri en az iki endüstriyel fırını birbiriyle uyumlu olarak çalıştırmayı gerektirir. Pratikte iki fırın da yeterli olmayabilir.



Şekil 3. Bir Sürekli Tünel Fırında Üç Farklı Bölge

Görülebileceği gibi sürekli fırınlarla süreksiz fırınlarda enerji tasarrufu mantıklarının birbirinden çok farklı olduğu görülebilir. Eğer ele aldığımız endüstriyel fırın sürekli bir fırın olsaydı, vardiya çalışma günlerine bağlı olarak devreye alınması sonrası haftada bir ya da bakım sonrası birkaç ayda bir, birkaç saatlik geçici rejim sonrasında baca sisteminden çekilebilecek ısı enerjisi değişken olmayacaktı. Sürekli fırınlarda, fırın bölgelerinde sıcaklık değişken olsa bile zamandan bağımsızdır. Şekil 3' te bir sürekli tünel fırındaki üç farklı bölge görülmektedir.

Büyük sürekli tünel fırınlarda bekler, ayarlanan sıcaklığı sabit tutabilmek için devreye girip çıkarlar. Bir bek durduğu zaman dahi diğer beklerden gelen duman gazları bacalardan akışa devam edebilir. Bu durum, sürekli fırınlarda da baca sisteminden çekilen ısı enerjisi ile yakma havasının ısıtılması hesabını güçleştirir. Bütün baca çıkışlarını bir kollektörde toplayıp, burada ısının çekilmesi ve ısıtılan yakma havasının bir kanal sistemiyle beklere verilmesi, yatırımın geri ödeme süresini çok arttırabilir ve bu durumda yatırım ekonomik olmayabilir. Aynı zamanda sürekli tünel fırınlarda duman gazı kompozisyonu, beklerin çalışma durumuna göre sürekli değişim gösterir. Buna karşı süreksiz fırınlarda ısınma sürecinde bütün beklerin çalışma süreleri çok daha fazladır. Soğuma sürecinde bekler ya durur ya da çok kısa aralıklarla çalışır. Bu iki farklı durum beklere gelen havanın ısıtılması ya da bacalardan çekilen ısıların kullanım yerlerini değiştirir.

Sürekli ve süreksiz fırınlarda, fırın bacasından atılan ısı enerjisinin yakıtı oranı, fırında ulaşılan en yüksek sıcaklığa ve bu sıcaklıktaki çevrimin süresine bağlıdır. Fırın sıcaklığı ne kadar yüksekse, çevrim süresi ne kadar uzun ise, bacadan atılan ısı enerjisinin, toplam atılan enerjiye oranı o kadar yüksek olur. Örneğin 1000°C'den daha yüksek sıcaklıklarda, tam gün süren çevrimlerde baca kayıplarının toplam ısı kaybına oranı %80'lere ulaşabilir. Bu nedenle süreksiz endüstriyel fırınlardaki enerji tasarrufu önlemlerinde ilk dikkat edilecek nokta, baca gazı kayıplarıdır. Örneğin düz cam fırınlarında, 1200°C' nin üzerindeki sıcaklıklarda, 36 saatten fazla süre tutulması gerekir. Bu nedenle

cam fırınlarının rejeneratörleri, fırından birkaç kat büyük olur. Rejeneratörden çıkan duman gazı bünyesinde bulunan ısı enerjisini geri kazanmak için atık ısı kazanları da kullanılır.

İşletmede atılan duman gazının sıcaklığı ve debisi ne kadar yüksek ise sistemden çekilecek ısı miktarı da o kadar artar. Örneğin saha ısıtma ile orta basınçlı buhar eldesi için kullanılacak ısı değiştiricilerin/atık ısı kazanlarının etkinlikleri farklı olacaktır. Bu nedenle çekilen ısının kullanım sıralamasındaki parametrelerinden biri, en yüksek sıcaklıkta ısı gerektiren tüketim noktasıdır [4]. Bu süreçte sıcaklık tek başına parametre olmayabilir. Yerleşim sorunları nedeniyle fırın yakma havasının ısıtılması ilk seçeneklerden biridir. Fabrika yerleşimi de sistemden çekilecek ısı enerjisinin kullanılma noktalarını belirlemektedir. Bu konuda karar verme yetkisinin fabrika sahibi ve yöneticilerine bırakılması önerilir.

## 5. Süreksiz Fırınlarda Tasarruf Edilebilen Enerji Türleri

İzolasyon gibi tasarruf edilen pasif enerjiden çok daha fazla, süreksiz fırınlarda fabrikada kullanılacak ısı enerjisi elde edilir. Bu kullanılacak tasarruf edilen ısı enerjisi de genellikle ikiye ayrılır. Bunlardan biri sıcak hava ve diğeri ise sıcak sudur.

Sıcak hava, cam fırınlarında da çok belirgin olarak kullanıldığı gibi, yakma havasının ısıtılmasıdır. Yakma havasının sıcaklığı, fırın beklerinin olanak verdiği sıcaklığa kadar kullanılabilir. Çok basit bek değişiklikleri ile 150°C olan bu sıcaklık, biraz özel bir uygulamalarla 300°C sıcaklığa kadar çıkartılabilir. Yine örnekte verilen cam fırınlarında bu yakma hava sıcaklığı 500°C nin üzerine çıkartılması gerekir. Aksi durumda, cam üreten işletmenin ekonomik olarak rekabet etmesi zorlaşır. Yakma sıcaklığının seçimi, periyodun uzunluğu, enerji tüketimi, enerji fiyatı, bek fiyatı, banka faizleri gibi kıstaslar içinde optimum sıcaklığın bulunması ile belirlenir.

Eğer fabrikada 100°C'nin üzerindeki sıcak hava dışında, buhar ve kızgın yağ uygulamaları varsa, baca sıcaklığı da göz önüne alınarak özel çözümler bulunması gerekir.

Elde edilecek sıcak su ise, bütün yıl ve mevsimsel olarak kullanılacak sıcak su olarak ikiye ayrılabilir. Mevsimsel olarak ısıtmada ve yıkanmada kullanılacak sıcak su ya da proseste kullanılan sıcak suyun birlikte olması yine kolay olmayan bir geri dönüşüm süresi gerektiği kararının verilmesini gerektirir.

## 6. Enerji Tasarrufu Sağlayacak Cihazların Büyüklüğünün Belirlenmesi

Değişkenlerin bir bölümü için ekonomik öncelik alınabilir. Isı değiştiricinin boyut-maliyet eğrisinin düzgün olarak büyümemesi, artan ya da azalan enerji fiyatları önemlidir. Diğer yünden de ısı değiştirici büyüdükçe tam kapasite ile çalıştığı süre azalmaktadır.

Ayrıca fabrikada ihtiyaç olan maksimum enerji miktarı, ısı geri kazanım sisteminin başka enerji kaynakları ile yedeklenip, yedeklenmediği gibi veriler de yapılacak ısı ihtiyacının büyüklüğünü belirleyebilir. Kullanılacak ısının depolanması da önemli bir değişkendir. Örneğin sıcak su kullanılacaksa enerji depolanabilir, sıcak hava ise depolanamaz kabul edilebilir.

Geri ödeme süresi, finans ve faiz oranları da ısı değiştiricinin büyüklüğünün seçiminde etkili olur. Geri ödeme süresi azaldıkça büyüklüğü artırma eğilimi artar. Örneğin, Şekil 1'de baca çıkışındaki sağılmak istenen enerji düzeyi 200.000 kcal/h'ten 300.000 kcal/h'e doğru artış göstermektedir.

## 7. Tasarruf Edilen Enerjini Kullanılacağı Yerleri Belirlemesi

Bütün bu hesapları yapmadan önce tasarruf edilen sıcak hava ve sıcak suyun nerede kullanılabileceği konusuna karar verip, hesaplanması gerekiyor. Bir sistemden ne kadar enerji tasarruf edileceğinden çok, bu elde edilen enerjinin kullanılabilirliği önemlidir ve ilk düşünülmesi gereken konu prosesi anlayarak elde edilecek enerjinin kullanılmasıdır. Fırınlardan için ilk akla gelen uygulama, yakma havasının ısıtılmasıdır. Bu göreceli olarak tasarruf miktarı ve geri ödeme süresi daha kolay hesaplanabilecek bölümdür. Daha sonra süresiz fırınlardan zaman içinde değişken olarak elde edilecek sıcak su, sıcak yağ ve havanın kullanılması anlamına gelir. Sıcak su ve yağ bir miktar depolanabilir olduğundan, depo kapasitesine dikkat edilerek tasarruf edilen sıcak su ve yağın büyük bölümü gerekli yerlere ulaştırılabilir. Hesaplanması en zor bölüm, süresiz fırınlardan elde edilen, yakma havasında kullanılmayan sıcak havanın düzgün ya da değişken sıcak hava tüketiminde kullanılmasıdır. Örneğin kurutma amaçlı ya da iklimlendirme amacıyla kullanılan sıcak hava bu türdendir.

## 8. Süresiz Fırınlarda Tasarruf Edilen Enerjinin Optimizasyonu

Fırınlardan elde edilebilecek enerjinin, işletmede kullanılabilecek enerjiden daha az olması durumu sık rastlanan bir durumdur. Bu durumda, kullanılacak tasarruf edilen enerjinin sadece ekonomik olarak değerli enerjiye dönüşümü tek kriter olmamalıdır. Uyum sorunu olmayan, daha rahat depolanan enerji, tasarruf edilen kullanım noktasını seçmekte önemlidir. Bu seçim, firma sahibi ya da yöneticisinin son kararı vermesi şartıyla, hesap ve dizayn yapan mühendisler, işletme üretim sorumluları, gerekiyorsa kalite kontrolcüler, finansçılar, enerji yönetiminden sorumluların katılması tercih edilmelidir. Bu arada kullanılan enerjinin otomatik kontrolü de önemlidir.

## 9. Enerji Tasarrufu İçin Yapılan Sistemde Otomatik Kontrol

Enerji tasarrufunda hesap ve maliyetin dışında uygulanabilirlik de zorunlu olarak göz önüne alınması gereken bir veridir. Cihazlar için yeterli hacmin dışında sistemin otomatik kontrolle uyumlu olması da önemlidir. Bu konuda en kolay yöntem, tecrübeli otomatik kontrolcülerle çalışmaktır. Bunun dışında sistemi projelendiren mühendisin mutlaka en azından sınırlı bir otomatik kontrol bilgisi olması gerekmektedir. Örneğin baca gazından yakma havası ısıtan bir ısı değiştiricinin hangi sıcaklıkta, hangi şartlarda çalışacağını dizayn mühendisinin, otomatik kontrolcüye anlatması gerekmektedir. Sistem kurulduktan sonra da sistemin doğru çalışıp, çalışmadığının kontrolü, hata ve eksiklerin nasıl düzeltileceğini bilmesi gerekmektedir. Otomatik kontrolcünün fiziksel sorunları bilmesi zordur.

## 10. Sonuç

Bir tesiste enerji tasarrufunu planlarken ilk yapılması gereken, tesisin kütle ve enerji dengesini çıkarmak için gerekli ölçüm noktalarını belirlemekten geçmektedir. Bir ölçüm noktasındaki değer, birden çok yolla ve birden çok kez ölçülerek daha doğru olarak bulunabilir. Isıl sistemlerde, kütle ve enerji akış hesapları yapılırken kullanılan yakıtın verdiği ısı enerjisi temel alınarak prosesteki enerji kayıpları ve ürüne verilen enerji, yakıt enerjisi ile eşitlemeye çalışılır. Yakıtın verdiği enerji ile ürüne verilen ve kayıp enerji arasındaki fark, istenilen değere ininceye kadar ölçümler ve hesaplar tekrarlanır. Bu tekrarlama işlemleri, ölçüm ve hesap yapanın sistem hakkındaki tecrübesine göre artar ya da azalır.

Enerji dengesini sağlamak için yapılan ölçüm ve hesapların en zorlarından biri de süresiz ısı sistemlerinin enerji ölçüm ve hesaplarıdır. Bu çalışmada bir süresiz endüstriyel fırın örnek alınarak

ölçüm noktalarının özelliklerine göre yapılması gereken ölçümler ile kütle ve enerji dengesi oluştururken yapılması gerekenler değerlendirilmiştir. Enerji tasarrufundan sağlanan kazanım ve yatırım için gerekli maliyet hesaplanmadan doğru enerji tasarrufu hesabı yapılamaz. Eğer enerji tasarrufunun getireceği kazanım ile başka yerde kullanılacak enerji elde edilmesi durumunda, elde edilen enerjinin kullanım yeri de önem kazanır. Yasal zorunluluk nedeniyle yapılan enerji tasarrufu önlemleri ve teşvikler dışındaki önlemlerde maliyet ve geri ödeme süresi, temel karar verme kriterleridir. Bu kriterleri sağlayan çizelgenin oluşturması için de bütün işletmeye giren enerji, bu enerjinin kullanıldığı bütün noktalardaki enerji miktarı ve özellikleri belirlenmelidir. Süreksiz sistemlerdeki bu noktalardaki enerji ve özellikleri sürekli değişerek enerji tasarrufu önlemlerinin zor uygulandığı yerlerden birini karşımıza çıkartır. Bu çalışmada en zor tasarruf önlemlerinden birinin uygulaması olan süreksiz ısı sistemleri ile en ucuz enerji olan tasarruf edilen enerjinin elde edilmesi amaçlanmıştır.

## KAYNAKLAR

- [1] OpExWorks Types and Classification of Different Furnaces. [online] Available at: [https://www.opexworks.com/KBase/Energy\\_Management/Termal\\_Energy\\_Management/Furnaces/Types\\_and\\_Classification\\_of\\_Different\\_Furnaces.htm](https://www.opexworks.com/KBase/Energy_Management/Termal_Energy_Management/Furnaces/Types_and_Classification_of_Different_Furnaces.htm)
- [2] [fen.mu.edu.tr/icerik/metalurji.mu.edu.tr/Sayfa/Materials%20and%20Energy%20Balance%20-%20Course%209%20Heat%20Balance%20in%20Pyrometallurgy.pdf](http://fen.mu.edu.tr/icerik/metalurji.mu.edu.tr/Sayfa/Materials%20and%20Energy%20Balance%20-%20Course%209%20Heat%20Balance%20in%20Pyrometallurgy.pdf)
- [3] KARAKOŞ T H., AÇIKKALP E., HEPBAŞLI A., Novel method for determining optimum insulation thickness of a piping system, August 2014, Conference: 1th International Conference on Energy (ICOE 2014)
- [4] SHEPPARD W. F., (1911). "Interpolation" . Pada Chisholm, Hugh (ed.). Encyclopædia Britannica. 14 (11th ed.). Cambridge University Press. pp. 706–710.
- [5] STOECKER W., (2017). "Design of Thermal Systems 3rd edition", pp304.
- [6] DZURENDA L., BANSKIMAY A., (2015). "Dependence of the boiler flue gas losses on humidity of wood biomass", , *Archives of Thermodynamics* 36(4), DOI: [10.1515/aoter-2015-0034](https://doi.org/10.1515/aoter-2015-0034)).
- [7] BİLGİN A., (2011) Kazanlarda Enerji Verimliliği ve Emisyonlar, Tesisat Mühendisliği dergisi, Mart-Nisan 2011.

## ÖZGEÇMİŞ

### Barbaros BATUR

1966 İstanbul doğumludur. 1990 yılında İTÜ Makine Fakültesini Makine Mühendisi olarak bitirmiştir. 1995 yılında Marmara Üniversitesinden Endüstri Yüksek Mühendisi olarak mezun olmuştur. 2002 yılında YTÜ' de Makine Mühendisliği, Isı Proses Dalında doktorasını tamamlamıştır. 2005 yılından beri YTÜ, Makine Bölümünde Öğretim Görevlisi Dr. olarak ders vermektedir. Proses, enerji, ısıtma-havalandırma tesisat konularında çalışmaktadır.

### Mustafa Cem Çelik

1973 yılı Edirne doğumludur. 1995 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. 1999 yılında Marmara Üniversitesi Makine Mühendisliği Yüksek Lisans derecesi olarak yüksek mühendis olmuştur. 2014 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünden Doktor unvanını almıştır. 1999 Yılından bu güne Marmara Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi / Öğretim görevlisi olarak görev yapmaktadır. Yenilenebilir enerji, hidroelektrik santraller, iç hava kalitesi, karbon ayak izi hesaplamaları konularında çalışmaktadır.

**Muammer AKGÜN**

1990 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesinden, 1995 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine-Enerji Anabilim Dalından mezun olmuştur. 1992-1998 yılları arasında Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Araştırma Görevlisi olarak, 1998-2013 yılları arasında kazan ve basınçlı kap sektöründe Ar&Ge, Tasarım, Üretim ve Şantiye montaj alanlarında çeşitli projelerde çalışmıştır. 2013-2022 yılları arasında, Bacader Genel Koordinatörü olarak görev yapmıştır. Halen MMO İstanbul Şubesinde Kazan ve Basınçlı Kaplar komisyon başkanlığı yapmaktadır. MMO İstanbul Şubesi bünyesinde yayınlanan “Kızgın Sulu, Kızgın Yağlı, Buharlı Isıtma Sistemleri” kitabının altı bölümünün yazarı ve son üç baskısının da editörü, ISKAV bünyesinde yayınlanan “Endüstri Kazanları” kitabının bir bölümünün yazarı ve “Sıcak Su Kazanları” kitabının üç bölümün yazarı ve kitabın son baskısının editörüdür. İMSAD Yapı Malzemeleri Komisyonu ile birlikte “Yapı Malzemeleri Yönetmeliği Rehber Kitap” ve Çevre Dostu Malzemeler Komisyonu ile “Sürdürülebilir İnşaat Malzemeleri Sözlüğü” çalışmalarına katkı sağlamıştır. Yayınlanmış pek çok makalesi, teknik yazıları bulunmaktadır.

# FARKLI TUĞLA BOŞLUĞU DÜZENLEMLERİNİN ISIL DİRENÇ ÜZERİNE ETKİSİ

*Effect Of Different Brick Hole Arrangements On The Thermal Resistance*

**Furkan Erman Kan  
Mehmet Emin Arıcı**

## ÖZET

Yapı dolgu malzemeleri arasında önemli bir yere sahip tuğlada gerçekleşen ısı transferi, tuğla katı cidarlarında iletim ve boşluklardaki gerçekleşen doğal taşınımından oluşan bir birleşik (conjugate) ısı transferi problemidir. Yapı dolgu malzemelerinin yük taşıma kapasitesi olmadığından, kolay üretim ve montajın yanı sıra istenilen önemli özelliklerden biri de yüksek ısı dirence sahip olmalarıdır. Bu yüksek ısı direnci yapı dış kabuğunda ve yapı bölümleri arasında gerçekleşen ısı geçişinde önemli bir yer teşkil etmektedir. Yapı tuğlalarında yüksek ısı direncin elde edilmesi, tuğlanın düşük ısı iletkenliğe sahip malzemeden üretilmesi, boşluklardaki gerçekleşen doğal taşınım mekanizmasını yavaşlatmak veya her ikisinin birlikte gerçekleştirilmesi ile sağlanmaktadır. Bu çalışmada, boşlukların eşit olmayan aralıklarla dağıtılması ve yatayla 45° açılı konumlandırma tasarlanmasının doğal taşınım etkisini zayıflatılması yoluyla ısı direncinin artırılması amaçlanmıştır. Çalışma da karşılaştırma yapabilmek amacıyla standart bir tuğla modeli belirlenmiş ve farklı oryantasyonlarda hacim/boşluk oranı standart elemana göre belirlendi. Deneysel çalışmada 67,5 mm x 95 mm x 95mm boyutlarında bir adet standart kare boşluklu tuğla, dört adet eşit boşluklara sahip olmayan tuğla, birer adet yatayla 45° açılı kare boşluklu ve altıgen boşluklu tuğla 3B yazıcıda PLA filament malzemeden üretildi. Üretilen modeller üzerinde değişken ısı güçlerinde sıcaklık analizleri gerçekleştirildi. Farklı ısı güçleri için, sıcaklık farkı-ısı direnci ilişkisi ortaya çıkartıldı. Sonuçlar, tuğladaki toplam ısı direncin, tuğla yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkı ile değişimi olarak sunuldu. Isı transferi yönünde genişleyen boşluk yapılandırmasının ısı direnci artışı için en uygun yapılandırma ve bunun tersi olan yapılandırmanın ise ısı direnci azaltan yapılandırma olduğu görüldü.

**Anahtar Kelimeler:** Boşluklu tuğla, Değişen ardışık boşluklar, Doğal taşınım, Isıl direnc.

## ABSTRACT

Heat transfer occurring in brick, which has an essential place among building filling materials, is a conjugate heat transfer problem consisting of conduction in solid brick walls and natural convection in cavities. Since building filling materials do not have a load-bearing capacity, one of the important features besides easy production and assembly is their high thermal resistance. This high thermal resistance constitutes an essential place in the heat transfer between the building shell and the building parts. High thermal resistance in building bricks is achieved by producing the brick from materials with low thermal conductivity, slowing down the natural convection mechanism in the gaps, or performing both together. This study aims to increase thermal resistance by distributing the gaps at unequal intervals and reducing the horizontal positioning design's natural convection effect with a 45° angle. In the study, a standard brick model was determined for comparison, and the volume/void ratio in different orientations was determined according to the standard element. One standard square hollow brick of 67.5 mm x 95 mm x 95mm, four unequal hollow bricks, one horizontally 45° angled square hollow, and hexagonal hollow brick was in the experimental study produced from PLA filament material on a 3D printer. Temperature analysis at variable thermal powers was performed on the produced models. The relationship between temperature difference and thermal resistance was found



for different thermal powers. The results are presented as the variation of the total thermal resistance in the brick with the temperature difference between the brick surfaces. It was seen that the widening gap configuration in the direction of heat transfer is the most suitable configuration for the increase in thermal resistance, and the opposite configuration is the configuration that reduces thermal resistance.

**Key Words:** Hollow brick, Altered successive holes, Natural convection, Thermal resistance.

## 1. GİRİŞ

Tuğlalar ve benzeri dolgu malzemeleri, dış duvarda ve iç ortamı bağımsız bölgelere ayırmada kullanılan yapı elamanlarıdır. Özellikle bina dış duvarında kullanılan tuğlalar, yapının ısı kaybına ya da kazancına etki eden en önemli yapı bileşenidir. Bu açıdan değerlendirildiğinde, yüksek ısı dirence sahip tuğlaların binanın toplam ısı geçirgenliğini azaltacağı ve böylece yalıtım uygulamasının düşük maliyette gerçekleşeceği görülür. Tuğlanın yüksek ısı dirence sahip olması; düşük ısı iletkenli malzemedan üretilmiş olmaları, boşluklardaki taşınım mekanizmasını zayıflatılması veya her ikisini birden gerçekleştirmesiyle mümkün olabilir. Yapılarda ısı kaybı veya ısı kazancı ile ilgili çalışmaların sayısında artış olduğu hem süreli yayınlarda yer alan makale başlıklarından hem de bilimsel toplantılarda sunulan bildirimlerden anlaşılmaktadır. Bu çalışmalarda yapı dolgu malzemesi olarak kullanılan tuğla ve benzeri malzemelerin ısı performans açısından analizi de yer almaktadır. Söz konusu çalışmaları sayısal, deneysel veya her ikisi birlikte yürütülen çalışmalardır. Bu çalışmaların bazılarında mevcut bir ticari tuğlanın analizi yapılmakta ve iyileştirme önerileri sunulmaktadır. Optimizasyona yönelik sayısal çalışmalarda ise daha çok değişik iç bölme tasarımları ile ısı direnci azaltan düzenlemeler belirlemeye çalışılmaktadır.

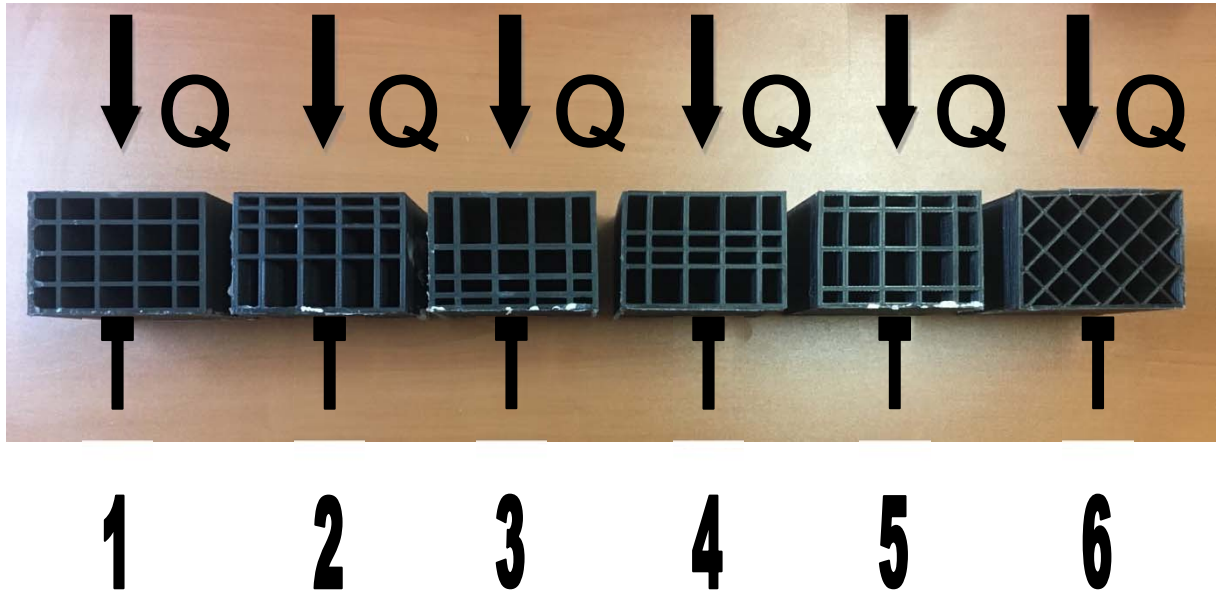
Al-Hazmy [1] çalışmasında tuğla boşluğunu katlanmış levhalarla farklı sayıda üçgen bölümlere ayırarak ısı performans üzerindeki etkisini deneysel olarak incelemiştir. Katlanma sayısına ve levha malzemesine göre ısı direncin önemli ölçüde düştüğünü görmüştür. Bölme sayısının 8'den büyük olması durumunda ortalama Nusselt sayısının sıcaklıktan bağımsız duruma geldiği sonucuna varmıştır. Sun v.d. [2] gerçekleştirdiği sayısal optimizasyon çalışmasında optimizasyon için ANN (yapay sinir ağı), HGA (hibrit genetik algoritma) ve popülerleştirme (yaygınlaştırma) yöntemlerini kullanmışlardır. Çalışmalarında betondan üretilmiş dört adet boşluklu tuğlada farklı geometrik biçimlendirmelerle ısı geçişini en aza indirmeyi amaçlamışlardır. Çalışmada ANN ve HGA kombinasyonunun diğer kombinasyonlara göre daha etkili olduğu sonucuna varmışlardır. Morales v.d. [3] sayısal çalışmalarında sonlu elemanlar analizi ile kil kullanılarak üretilmiş tuğlanın eşdeğer ısı geçirgenliğini optimize etmişlerdir. Sıralı boşluklu tuğlanın sıralı boşluk sayısının, tuğla dış yüzeyindeki erkek-dişi oyukların ısı performans üzerine etkisini incelemiştir. Arıcı ve Kan [4] sayısal çalışmalarında, tuğla boşluklarının 45° eğimli düzenlenmesi durumunda ısı direnci analizlerini karşılaştırmalı olarak ele almışlardır. Çalışmalarında boşluk içlerinde ışıma etkilerini de dikkate alarak 45° eğimli durumun tuğlanın toplam ısı direncini arttırdığını ve böylece bina uygulamasında daha düşük yalıtım maliyetleri ortaya koyulacağını savunmuşlardır. Gossard ve Lartigue [5] deneysel ve sayısal çalışma gerçekleştirerek tuğlada iletim, taşınım ve ışıma ile ısı transferini inceleyen bir model önermişlerdir. Önerdikleri modelin, geometrik ve termo-fiziksel parametreleri aynı anda hesaba katarak tuğlanın ısı performansını belirlemesi gibi bir üstünlüğü olduğunu ve bu nedenle de tasarımcılar için bina uygulamalarında iyi bir araç olduğunu iddia etmektedirler. Kan v.d [6] daha önce teorik olarak gerçekleştirdikleri tuğla boşluklarının 45° eğimli düzenlenmesi çalışmalarını deneysel olarak gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında tuğla olarak 3B yazıcıdan %50 ölçekte ürünler üretmek suretiyle bina dış duvarını modellemişlerdir. İç ve dış ortamı belirledikleri coğrafi konuma göre ısı olarak şartlandırarak, çalışma sonuçlarının [4]'te belirtilen sonuçlar ile % 3-7 arasında benzerlik gösterdiğini ortaya koymuşlardır. *Arendt v.d. [7] gerçekleştirdikleri çalışmada tuğladaki boşluk yoğunluğunun eşdeğer ısı iletkenlik yanında zaman gecikmesi (time lag) ve azalma faktörü (decrement factor) gibi dinamik parametreler üzerine olan etkisini de incelemiştir. Yoğunluğunun tek başına yeterli olmadığını, uygunluğun tuğla malzemesi ısı iletkenliğine de bağlı olarak farklılık göstereceğini belirlemiştir. Yüksek ısı iletkenliğe sahip tuğla malzemesinin yüksek oranda boşluk yoğunluğu gerektirdiğini, bunun da pratik olarak uygun olmadığını savunmuşlardır.* Arıcı v.d [8] deneysel ve sayısal olarak gerçekleştirilen çalışmalarda, ardışık olarak eşit boyutlu olmayan

boşluklara sahip tuğlalarda ısı direnci değişen ısı güçleri altında incelemiştir. Çalışmanın sayısal kısmında gerçekleştirdikleri ANSYS-FLUENT analizlerinde boşluklardaki hız ve sıcaklık eğimlerini inceleyerek, deneysel sonuçları desteklemiştir. Çalışma sonucunda şartlanmış ortam komşuluğunda sıkışık düzenlemenin olması durumunda ısı direncinin arttığı tam tersi durumun ise en düşük ısı direncine sahip olduğunu vurgulamışlardır.

Burada, boşluklu tuğlalar konusunda çok sayıda çalışmadan mevcut bildiri konusuna yakın olan sınırlı sayıda çalışma hakkında özet bilgi sunulmuştur. Boşluklu tuğlalar konusundaki çalışmaları genel olarak, boşlukların değişik yapılandırılması ve boşlukları düşük ısı iletkenliğindeki malzeme ile doldurulması olarak sınıflandırmak mümkündür. Bu çalışmada, eşit genişlikte olmayan dört farklı ardışık boşluk düzenlemenin (Kaynak [8]) ve yatayla 45° eğimli kare boşluklu düzenlemenin (Kaynak [6]) ısı performansına etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Boşluklu tuğla modellerinde boşluk/katı oranı sabit tutulmuş ve ısı performans karşılaştırılması gerçekleştirilmiştir.

## 2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

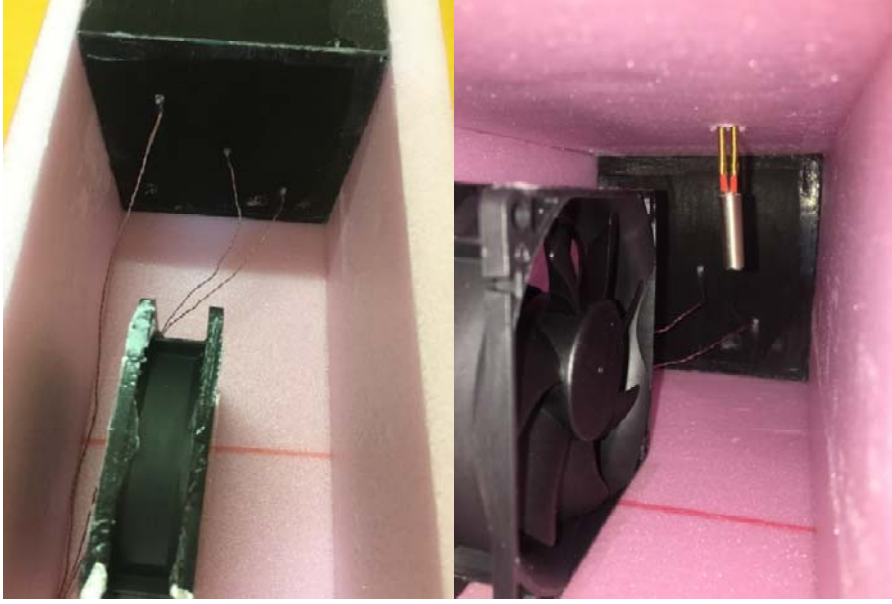
Deneysel çalışmada kullanılmak üzere ısı transferi doğrultusunda eşit olmayan ardışık boşluklu, 45° eğimli kare boşluklu ve standart boşluklu tuğla modelleri (135\*190\*190 boyutlarında) Solidworks programı kullanılarak tasarlandı. Elde edilen modeller Karadeniz Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde bulunan 3B yazıcıda %50 ölçekle PLA malzemeden üretildi. Üretilen yapılara ait görseller Şekil 1'de görülmektedir.



Şekil 1. Tasarlanan tuğla ve standart tuğla modelleri

Deneysel çalışmada, Şekil 1'de görülen 6 adet tuğla modeli yüzeylerine aynı ısı koşulları sağlanmıştır. İç ortam ısı sınır koşulu Şekil 2'de görüldüğü gibi, her bir model için bağımsız odacığa yerleştirilen fişek tipi ısıtıcı ile ısıtılması ve mini bir fanla sıcaklığın düzgün dağılımlı oluşturulması yolu ile sağlanmıştır. Model tuğlaların diğer yüzeyi ise dış ortama, yani laboratuvar koşullarına maruzdur. Model tuğlaların yer aldığı odacıklar birbirinden yalıtım malzemesi yardımı ile ayrılmış durumdadır. Model tuğlalardan oluşan duvar modeli platformu Şekil 3'te görülmektedir.





**Şekil 2.** İç ortam hacimleri ve ısıtıcıların konumlandırılması.



**Şekil 3.** Bina dış duvar benzetimi.

Dış ortama olan ısı kayıpları her bir tuğla için, ısı yalıtım plakasının iç ve dış ortama bakmayan yüzeylerinden sadece iletim ile geçtiği kabul edilerek Denklem (1)'e göre hesaplanmıştır.

$$Q_k = kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (1)$$

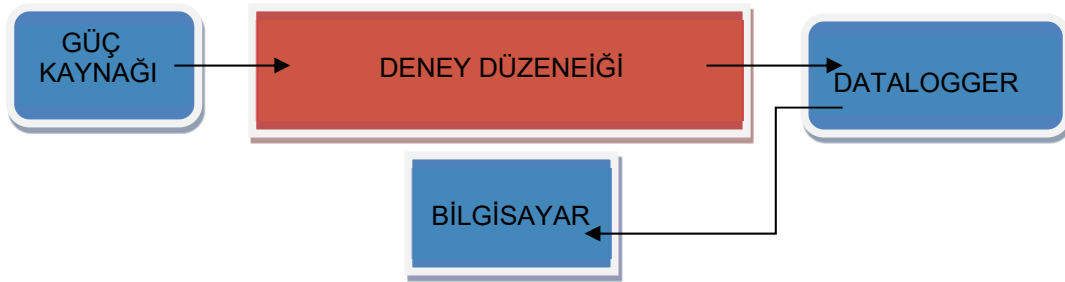
Kayıp ısının belirlenmesi için her bir tuğlanın belirlenen dört ayrı noktasına ve bu noktaların ısı transferi yönünde, geometrik olarak karşılığına gelen ısı yalıtım plakasının dış noktalarından sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiştir. 1 numaralı denklemde  $\Delta x$  ısı transferi yönündeki kalınlık 20 mm ve seçilen ısı yalıtım malzemesinin  $k$  değeri ise 0,19 W/mK olarak alınmıştır. Her bir tuğla modelinde dört ayrı yüzeyden bu kayıplar sıcaklıklar ölçülerek hesaplanmış ve tuğla iç ortamından tuğla yüzeyine geçen net ısı miktarı 2 denklemi yardımıyla hesaplanmıştır.

$$Q_{net} = Q_g - Q_k \quad (2)$$

Tuğlalarda ısı direnç hesabı Ali ve Arshad [9] tarafından çalışmalarında kullanılan ve literatürdeki benzer çalışmalarda kabul edilen bir model olarak benimsenen yöntem kullanılmıştır. Bahsi geçen yöntemde göre, sabit ısı verilen üç boyutlu sistemlerde direnç ya da ısı geçirgenlik hesaplanmak istendiğinde bunun sadece bir yönden geçen ısı ile hesaplanmasının yetersiz olduğu düşünülmüştür. Bunun yerine ısının verildiği yüzeyde oluşan maksimum sıcaklık ile diğer yüzeylerdeki sıcaklıkların aritmetik ortalaması alınarak sıcaklık farkının bulunmasının daha doğru bir yaklaşım olduğu gösterilmiştir. Bu yaklaşıma göre ısı direnç;

$$R_{eş} = \frac{(T_m - T_o)}{Q_{net}} \quad (3)$$

Denklemi ile hesaplanmakta ve burada m ve o indisleri sırasıyla maksimum ve minimum sıcaklığın olmadığı beş yüzeyin ortalama sıcaklığı kavramlarını sembolize etmektedir. Mevcut çalışmada bu yöntemin kullanılması için sıcaklık ölçümünde uygun olan noktalar belirlendi. Buna göre ısı transferine dik yönde (iç ve dış ortama bakan yüzeylerde) 3'er ve tuğlaların diğer yüzeylerinde 1'er nokta olmak üzere her bir tuğlada 10 bağımsız noktadan sıcaklık ölçülmüştür. Deney yapılan ortam iklimlendirme cihazları yardımıyla sabit sıcaklıkta tutulmaya çalışılmış ve bu durumun tespitini sağlamak adına da ortamın sıcaklık değerleri de deney esnasında sürekli olarak ölçülmüştür. Sıcaklık ölçümleri K tipi termoelemanlar kullanılarak bölüm bünyesinde bulunan Keithley marka datalogger vasıtasıyla tamamlanmıştır. Termoelemanların konumları ve sıcaklık ölçüm sistemi ile deney düzeneğini şematik olarak Şekil 4'te ve kurulum olarak Şekil 5'te gösterilmektedir. Yapılan düzenlemelerin ardından oluşturulmuş deney düzeneğinde 5 farklı ısıtıcı gücünde çalışma tekrarlanarak  $R_{eş}$  değerlerinin sıcaklıkla değişimi incelenmiş ve sonuçlar bulgular ve irdeleme kısmında sunulmuştur.



Şekil 4. Şematik Deney düzeneği



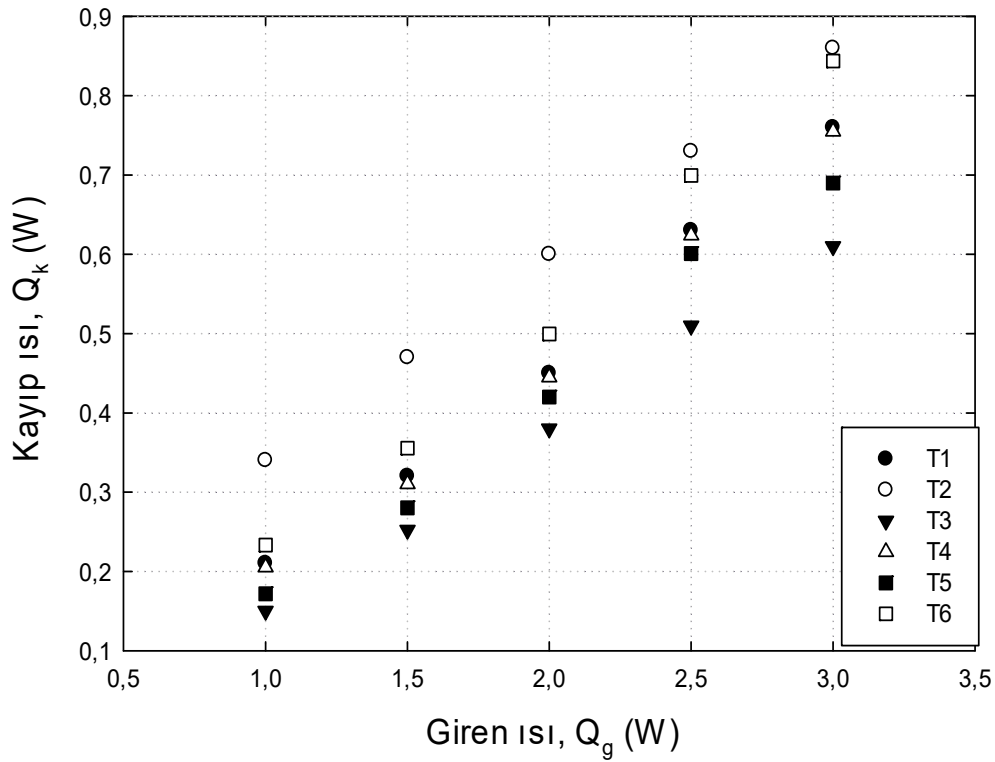
Şekil 5. Deney düzeneği

### 3. BULGULAR VE İRDELEME

Elde edilen bulgular; kayıp ısı kalibrasyonu, mevcut ve önerilen geometrilerin eşdeğer direnç değerlerinin sıcaklıkla değişimi ve önerilen her bir farklı düzenlemenin standart tuğlaya göre yüzdelik olarak değişim miktarının hesaplanması kısımlarından oluşmaktadır. Hesaplanan veriler her bir ayrı alt başlık altında açıklanmaktadır.

#### 3.1. Kayıp Isı Kalibrasyonu Çalışması

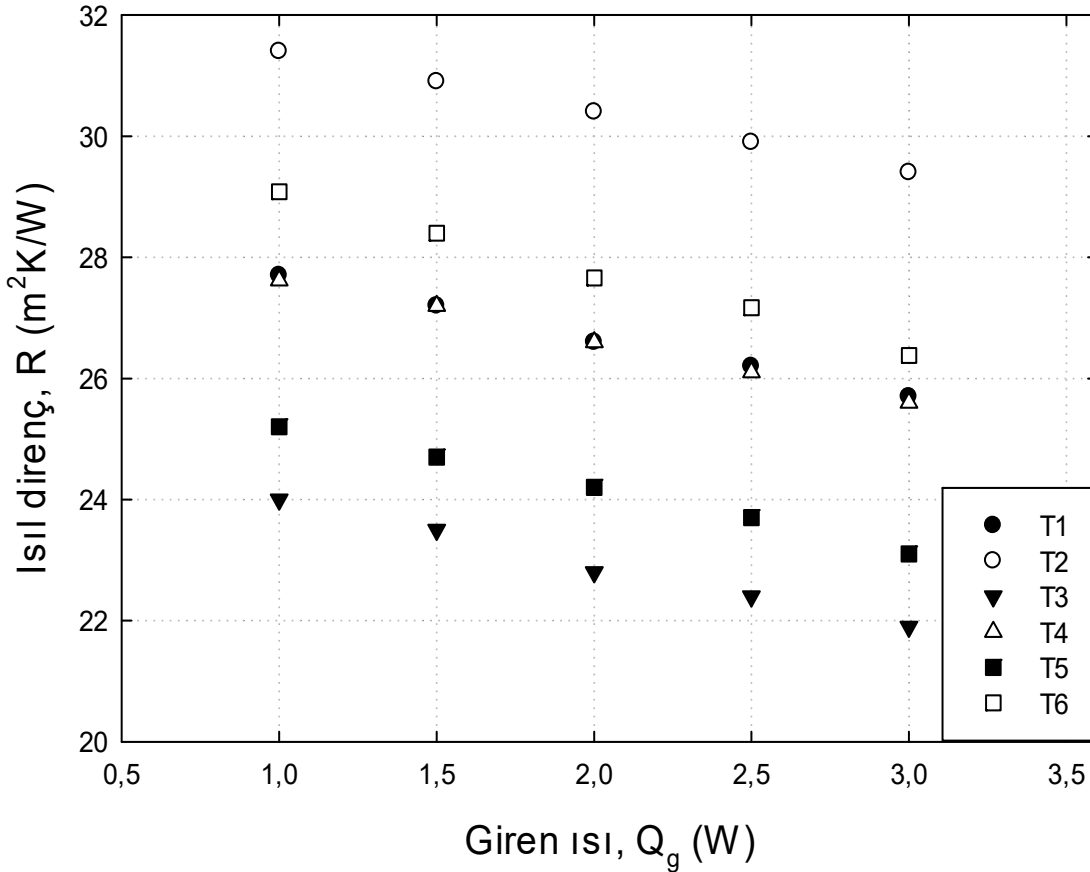
Denklem (3)'den görüldüğü gibi eşdeğer direnç hesabı için tuğladan transfer olan net ısının bilinmesi gerekmektedir. Denklem (3)'e göre net ısının hesaplanması için giren ısı  $Q_g$  ve kayıp ısı  $Q_k$  değerleri deneysel olarak elde edilip Şekil 6'daki grafik oluşturulmuştur.



Şekil 6. T1, T2, T3, T4, T5 ve T6 durumları için kayıp ısı kalibrasyonu.

### 3.2. Eşdeğer Isıl Direncin T1, T2, T3, T4, T5 ve T6 Durumları İçin İncelenmesi

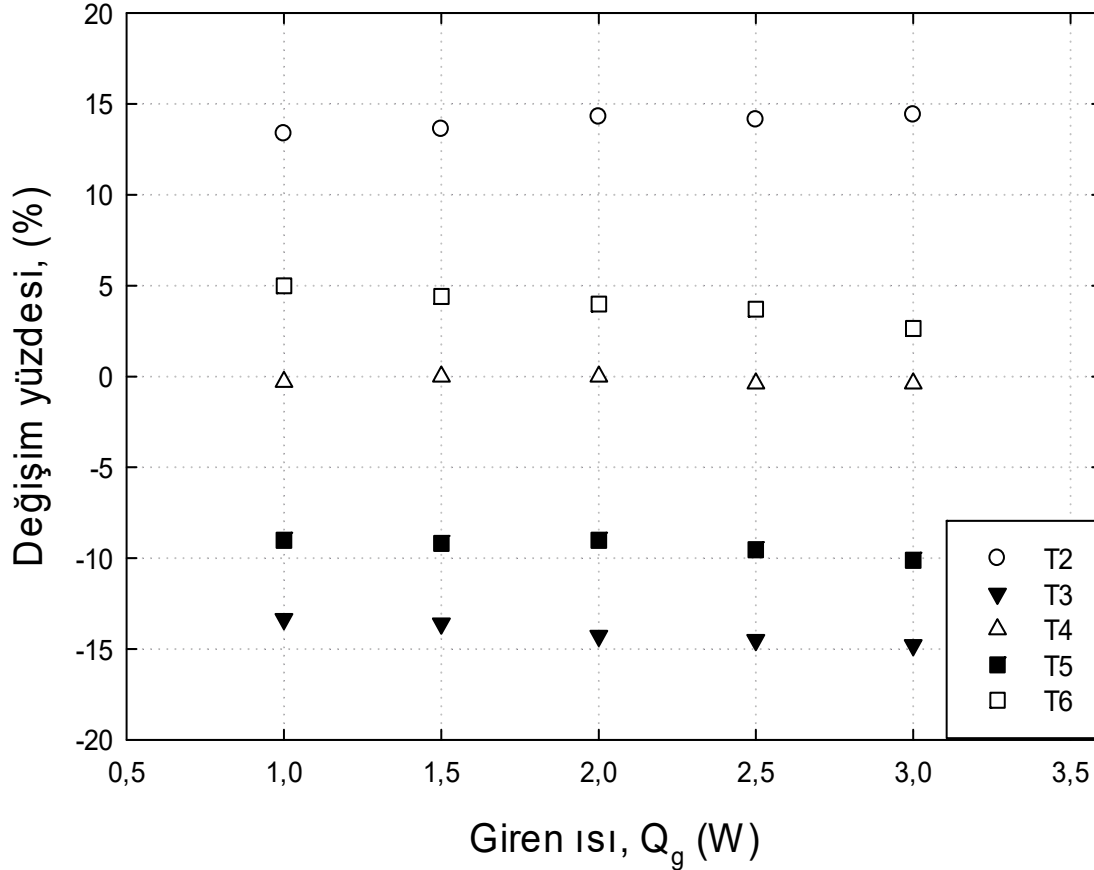
Şekil 1'de fotoğrafları görülen 6 farklı tip boşluk düzenindeki tuğlaların tamamında artan ısı miktarı ile ısı direncin azaldığı Şekil 7'de görülmektedir. Eşdeğer direnç değerleri her boşluk düzenlemesi için farklı, ancak azalma eğilimleri standart boşluklu tuğla dahil olmak üzere benzer karakterdedir. Bu durum boşluk düzenlemesinin eşdeğer ısı direnç üzerindeki etkisini belirgin olarak göstermektedir. Bunun mevcut deneysel çalışmadaki anlamı, düzenekte iç ortam olarak tanımlanan iç odacıklara fişek tipi ısıtıcılarla verilen ısı miktarının artışı ile tuğla eşdeğer ısı direncinin azalmasıdır. Uygulamadaki karşılığı ise, düşen dış ortam sıcaklığı nedeni ile istenilen iç ortam sıcaklığına ulaşmak için ısı kaynağının sağlanması gereken ısının artması ve bu artış nedeni ile de tuğla ısı direncinin azalmasıdır. Bu durumun Denklem (3) üzerinden değerlendirilmesi ise iç ortama sağlanan ısı miktarı artışı oranının bu artıştan kaynaklanan sıcaklık farkı artış oranından daha yüksek olması şeklindedir. Sağlanan ısı aynı zamanda tuğla boyunca transfer olan ısı olduğu için, ısı arış oranının sıcaklık artış oranından yüksek olması, boşluklarda doğal taşınımın güçlenerek taşınım direncinin azaltması anlamına gelmektedir. Bu mekanizmanın ayrıntılar konu ile ilgili analitik ve sayısal çalışmalarla temellendirilerek güçlendirilebilir. Boşluk genişliğinin ısı transferi yönünde arttığı ardışık boşluklu T2 tuğlasında en yüksek eşdeğer ısı direnç artışı elde edilmiştir. Eşdeğer ısı direnç artışında T2 tuğlasını 45° eğimli dikdörtgen boşluklu T6 tuğlası izlemektedir. T2 tuğlasının tam tersi boşluk düzenindeki T3 tuğlası, yani ardışık boşlukları ısı transferi yönünde azalan tuğlanın ısı direnci standart tuğlanın da altında kalarak en düşük ısı direnci göstermektedir. Bunu, yine standart tuğla ısı direncinin altında kalarak T5 tuğlası, yani geniş boşlukların ortada ve dar boşlukların yüzeyler tarafında bulunduğu tuğla izlemektedir. Standart boşluklu tuğla ile yaklaşık aynı ısı dirence sahip tuğla tipi T4 tuğlası, yani ardışık dar boşlukların ortada ve geniş boşlukların yüzeyler tarafında bulunduğu tuğladır.



Şekil 7. T1, T2, T3, T4, T5 ve T6 durumları için eşdeğer ısı direncin ısı güç ile değişimi.

### 3.2. Eşdeğer Isıl Direncin Farklı Tasarımlarda T1 Durumuna Göre Yüzdelerik Artış İlişkisi

Farklı tip boşluklara sahip tuğla eşdeğer dirençlerinin standart boşluklu tuğlaya göre (T1 tuğlası) yüzdelerik değişimi Şekil 8'de görülmektedir. Çalışmanın gerçekleştirildiği ısı gücü aralığında T2 ve T6 tuğlaları yani soğuk yüzeye doğru genişleyen ardışık boşluklu ve 45° eğimli kare boşluklu tuğlaların ısı direnci standart boşluklu tuğla direnci değerinden yüksek çıkmaktadır. T4 tuğlasının, yani ardışık dar boşlukların ortada geniş boşlukların ise her iki yanda olan tuğla tipinin ısı direnci ise standart tuğla ısı direncine yakın çıkmaktadır.



Şekil 8. T2, T3, T4, T5 ve T6 durumlarının T1 durumuna değişim yüzdesi

### SONUÇ

İki farklı tuğla boşluğu düzenlemesinin ısı direnci üzerine etkisi incelenmiş ve şu sonuçlar elde edilmiştir.

1. Farklı düzendeki tuğla iç boşluklarının standart boşluklu tuğlaya göre eşdeğer ısı direncinde hem artma hem de azalma yönünde %15'lere varan değişikliğe (hem azalma ve artma yönünde) neden olmaktadır.
2. Isı transferi yönünde genişleyen ardışık boşluklu düzenleme ısı direncinde en fazla artışa, bunun tam tersi durum ise ısı direncinde en fazla azalmaya neden olmaktadır.
3. En yüksek ısı direnci sağlayan düzenlemede standart boşluklu tuğlaya göre artış %15 civarında iken 45° eğimli kare boşluklu tuğlada bu oran %5'lerde kalmaktadır

4. Deneysel sonuçların, gerçekleştirilecek bir sayısal çalışma sonuçları ile karşılaştırılması yararlı olacaktır.
5. Ürün tasarımcılarına daha gerçekçi bulgular sunabilmek için çalışmanın ½ ölçekte PLA malzeme yerine birebir ölçekte ve gerçek tuğla malzemesinden üretilen modellerle gerçekleştirilmesi önerilmektedir.

## KAYNAKLAR

- [1] AL-HAZMY M. M., Numerical investigation on using inclined partitions to reduce natural convection inside the cavities of hollow bricks, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 49, pp. 2201-2210, 2010.
- [2] JIAPENG S., LIANG F., JING H., Optimization of concrete hollow brick using hybrid genetic algorithm combining with artificial neural networks, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 53, pp. 5509-5518, 2010.
- [3] MORALES M.P., JUARES M. C., LOPEZ-OCHOA L. M AND DOMENEC J., Study of the geometry of a voided clay brick using rectangular perforations to optimize its thermal properties, *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, pp. 2063-2065, 2011.
- [4] ARICI M.E. ve KAN F.E., A Numerical Investigation of Tilted Holes Effects on Overall Thermal Resistance for a Masonry Brick, 13th HVAC+R Technologies Symposium, İstanbul, 19-25, 2018.
- [5] GOSSARD D. ve LARTIGUE B., Three-dimensional conjugate heat transfer in partitioned enclosures: Determination of geometrical and thermal properties by an inverse method, *Applied Thermal Engineering*, vol. 54, pp. 549-558, 2013.
- [6] KAN F.E., ARICI M. E., ALHABACH M., ABDELMAKSOU D., 45° Eğik Boşluklara Sahip Yapı Tuğlalarının Isıl Performansı, 14. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, 1951-1961, 2019.
- [7] ARENDT K., KRZACZEK M. ve FLORCZUK J., Numerical analysis by FEM and analytical study of the dynamic thermal behavior of hollow bricks with different cavity concentration, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 50, pp. 1543-1553, 2011.
- [8] ARICI M.E., KAN F.E., CANDEMİR A.İ., ÖZKAN E., Eşit Boyutlu Olmayan Ardeşık boşluklara Sahip Bir Tuğlada Isı Transferi, 22nd Congress on Thermal Science and Technology, Kocaeli, 309-3019, 2019.
- [9] H.M. Ali, A. Arshad, Experimental investigation of n-eicosane based circular pin-fin heat sinks for passive cooling of electronic devices, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 112, pp. 649-661, 2017.

## ÖZGEÇMİŞ

### Furkan Erman KAN

1988 yılı Bakırköy/İstanbul doğumludur. 2011 yılında Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü bitirdi. Özel bir kuruluştta makina mühendisi olarak çalıştı. 2016 yılında KTÜ'de yüksek lisansını tamamladı. KTÜ'de doktorasını sürdürmekte olup araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır.

### Mehmet Emin ARICI

1959 Of/Trabzon doğumludur. 1982 yılında KTÜ Makina-Elektrik Fakültesi Makina Bölümünü bitirdi. 1984 yılında KTÜ'de araştırma görevlisi olarak göreve başladı.1985'te KTÜ'de yüksek lisansını, 1993'te ABD'de Texas Tech University'de doktorasını tamamladı. KTÜ Makina Mühendisliği Bölümü Termodinamik Anabilim Dalı'nda profesör olarak görev yapmaktadır.





# İL BAZLI OPTİMUM HAVA TABAKASI KALINLIĞININ MARMARA BÖLGESİ İÇİN ARAŞTIRILMASI

*Investigation of the Provincial Based Optimum Air Layer Thickness for the Marmara Region*

**Buse Çağan  
Mustafa Ertürk  
Ahmet Aydın**

## ÖZET

Bu çalışmada Marmara Bölgesi'ndeki on bir il (Balıkesir, Bilecik, Bursa, Çanakkale, Edirne, İstanbul, Kırklareli, Kocaeli, Sakarya, Tekirdağ, Yalova) için düşey konumda 0,6 m<sup>2</sup> iki cam plaka arasındaki hava boşluğu mesafesini 1 mm'den başlayıp 41 mm'ye kadar tutarak, hava tabakasının ısı kaybına etkisi geliştirilen visual basic tabanlı yazılımla araştırılmıştır. Araştırma sonuçlarına göre; Marmara Bölgesindeki iller için pencerelerde optimum hava tabakası kalınlığı yaklaşımı getirilmiştir. Getirilen yaklaşıma göre; en yüksek Balıkesir, Çanakkale, İstanbul, Kocaeli, Sakarya ve Yalova illeri için 13,49 mm; en düşük Bilecik ve Edirne illeri için 12,61 mm optimum hava tabakası kalınlığı hesaplanmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Marmara Bölgesi, Pencerelerde Isı Kaybı, Pencerelerde Optimum Hava Tabakası Kalınlığı.

## ABSTRACT

In this study, for eleven provinces in the Marmara Region (Balıkesir, Bilecik, Bursa, Çanakkale, Edirne, İstanbul, Kırklareli, Kocaeli, Sakarya, Tekirdağ, Yalova) the air gap distance between two glass plates of 0,6 m<sup>2</sup> in vertical position starts from 1 mm and is calculated as 41 mm. The effect of the air layer on heat loss has been investigated with the developed visual basic based software. According to the research results; For the provinces in the Marmara Region, an optimum air layer thickness approach has been introduced for windows. According to the approach taken; the highest is 13.49 mm for the provinces of Balıkesir, Çanakkale, İstanbul, Kocaeli, Sakarya and Yalova; The optimum air layer thickness of 12.61 mm was calculated for the lowest Bilecik and Edirne provinces.

**Key Words:** Marmara Region, Heat Loss in Windows, Optimum Air Layer Thickness in Windows.

## 1. GİRİŞ

Enerji, ekonominin en önemli girdisi, dünya siyaset politikasını yönlendiren bir meta ve iklim değişikliği etkileri dolayısıyla dünyanın ekonomik, sosyal ve coğrafik düzeninin gelecekteki en etkin belirleyicisi konumundadır. Bu nedenle günümüzde enerji ve verimliliği politikası; yüksek maliyetli enerji arzı yaşamın ve dolayısıyla ekonomik gelişmenin sürdürülebilirliğinin tehdit altında olduğu, enerjide dışa bağımlılığı yüksek ve iklim değişikliği etkilerinin sonuçlarından etkilenecek olan ülkeler için en önemli politika alanı haline gelmiştir. [1]

Sektörel dağılıma göre enerji tüketiminin en fazla konutlarda olduğu görülmektedir. Dolayısıyla küresel ısınmaya karşı alınacak tedbirlerin başında, bina ısı kayıplarının azaltılması için bina dış duvarları, döşeme, çatı ve pencereler için yalıtım önemli hale gelmektedir.

Günümüzde enerji tasarrufu ve karbon salınımı, konutlar için büyük bir öneme sahiptir. Bina yapı malzemelerinden biri olan pencereler, binalarda meydana gelen ısı kayıplarının yaklaşık %60'ını oluşturmaktadır. Bu yüzden pencereler, binalardaki enerji tüketiminin azaltılmasına yönelik çalışmalarda büyük bir potansiyele sahiptir ve bu konuda çok sayıda çalışma mevcuttur [2], [3].

Sıradan bir binada ısı kaybının önemli bir kısmı pencerelerden oluşmaktadır. Enerji kayıplarını azaltan ısı yalıtımı, tüm dünyada enerji verimliliği kavramına bağlı olarak geliştirilen politikaların en önemli ayağını oluşturmaktadır. Bu sebeple enerji tasarrufu amacıyla kesinlikle pencereler yalıtılmalıdır. Yalıtım malzemelerinin ısı iletkenlikleri hakkında yapılan araştırmalara göre havanın genel yalıtım malzemelerinin çoğundan daha iyi yalıtkan olduğu kanısına varılmıştır. Bu sebeple pencereleri hava tabakası ile yalıtım anlamıdır. Şüphesiz havayı hapsedmek için başka bir cam plakanın kullanılması gerekmektedir. Bunun sonucu çift camlı pencere olarak bilinen kapalı aralıkları meydana getirmektedir [4]. Pencerelerin yalıtımı, iki cam levha arasında sızdırmaz havanın hapsedilmesiyle gerçekleşmektedir.

## 2. PROBLEMİN TANIMI VE HESAPLAMA YÖNTEMİ

Bu çalışmada Balıkesir, Bilecik, Bursa, Çanakkale, Edirne, İstanbul, Kırklareli, Kocaeli, Sakarya, Tekirdağ, Yalova illeri için TS 825 "Binalarda Isı Yalıtım Kuralları Standardı" [5] baz alınarak belirlenen dış hava sıcaklıkları kullanılarak değişken hava boşluğunun toplam ısı transfer katsayısı ile ısı transferine etkisi sayısal olarak incelenecektir. Elde edilen sonuçlarla Marmara Bölgesi'ndeki her bir il için çift camlı pencerelerin ayrı ayrı düşey konumda 0,6 m<sup>2</sup> iki cam plaka arasındaki optimum hava tabakası kalınlığının belirlenmesi amaçlanmaktadır.

### 2.1. Düşey Konumda Kapalı İki Cam Plaka Arasında Isı Geçişi

Düşey konumda iki cam arasında, sıcak yüzeye bitişik (iç ortamdaki cam) akışkan yükselip soğuk yüzeye (dış ortamdaki cam) bitişik akışkan alçalarak, Nusselt sayısına bağlı olarak ısı transferini arttıran dönme hareketi başlatmaktadır. Nusselt sayısının 1 olması durumunda havanın hareketsiz olması iletimle, büyük olması durumunda hava hareketi başladığı için doğal taşınım ile ısı transferini gerçekleştirmektedir. Taşınım ile ısı geçişi, salt iletimle olan ısı transfer miktarının Nusselt sayısı kadar katıdır [4].

Rayleigh sayısı 1708 değerinden küçük olduğu durumlarda kaldırma kuvveti, akışkan direncini yenemediği için iletimle ısı transferi gerçekleşmektedir. Rayleigh sayısı 1708 değerinin üzerinde olduğu durumlarda kaldırma kuvveti akışkan direncini yenerek belli bir bölgede düzenli olarak dönen hücreler şeklinde Rayleigh akışkan hareketi başlatarak doğal taşınım akımları oluşturmaktadır.  $3 \times 10^5$  değerinden daha büyük Rayleigh sayıları hava tabakasının katı bir cisim gibi davranmayıp akışkan gibi davranmasına neden olmaktadır. Bu durumda Benard hücreleri olarak adlandırılan hücresel yapı bozularak türbülanslı akışkan hareketi oluşmaktadır. [6]

Düşey kapalı aralıkta taşınım sınırının belirlenmesinde bir faktör olan Rayleigh sayısı ( $Ra$ );

$$Ra_L = \frac{g \times \beta \times (T_1 - T_2) \times L_c^3}{\nu^2} \times Pr \quad (1)$$

eşitlik 1'de verilen denklem ile belirlenmektedir. (1) eşitliğinde gösterilen  $g$  (m<sup>2</sup>/s) yerçekimi ivmesini,  $T_1$  ve  $T_2$  sırasıyla sıcak ve soğuk yüzeylerin sıcaklıklarını,  $L_c$  (m) karakteristik uzunluğu sıcak ve soğuk yüzeyler arasındaki uzaklığı  $\nu$  (m<sup>2</sup>/s) kinematik viskoziteyi,  $Pr$  Prandtl sayısını ifade etmektedir.



Havanın (3) eşitliğinde verilen denklem ile hesaplanan ortalama sıcaklıkta ve 1 atm'deki özellikleri tablosundan belirlenen Prandtl sayısı ve kinematik viskozite ile on bir il için ayrı ayrı Rayleigh sayısı hesaplanmıştır [4].

İdeal akışkanlarda genleşme katsayısı ( $\beta$ );

$$\beta = \frac{1}{T_{ort}} \quad (2)$$

$$T_{ort} = (T_1 + T_2)/2 \quad (3)$$

eşitlik 2-3' te verilen denklemlerle belirlenmektedir.

Düşey kapalı aralık için taşınım ile ısı transferinin sınır noktasının belirlenmesinde kullanılan faktörlerden bir diğeri olan Nusselt sayısı ve ısı taşınım katsayısı ( $W/m^2.K$ );

$$Nu = 0,42 \times Ra_L^{1/4} \times Pr^{0,012} \times \left(\frac{H}{L}\right)^{-0,3} \quad (4)$$

$$h = \frac{k \times Nu}{L} \quad (5)$$

eşitlik 4-5'te verilen denklemler ile belirlenmektedir.

(4) eşitliğinde H (m) pencerenin yüksekliğini, L (m) iki cam plaka arasındaki uzaklığı; (5) eşitliğinde k ( $W/m.K$ ) ısı iletkenliği ifade etmektedir. (4) eşitliği ile pencere yüksekliği 1,2 metre kabulüyle on bir il için ayrı ayrı Nusselt sayısı hesaplanmıştır. Nusselt sayısının 1 olması halinde kapalı aralıktaki ısı transferi salt iletme karşılık gelmektedir. Bu durumda kapalı aralıktaki hava hareketsiz kalarak, iki cam plaka arasında taşınım ile olan ısı transferi engellenmektedir.  $Nu=1$  noktasından sonra taşınım ile ısı transferi gerçekleştiği için toplam ısı transfer katsayısı, dolayısıyla toplam ısı transferi değerinde artış görülmektedir. Toplam ısı transfer değerinde azalıştan artışa geçen noktada ( $Nu=1$ ) elde edilen iki cam plaka arasındaki uzaklık, pencerelerde optimum hava tabakası kalınlığını vermektedir.

## 2.2. Düşey Konumda Kapalı İki Cam Plaka Arasında Toplam Isı Transferi

Pencerelerde ısı kayıpları akış türüne göre; iletim, taşınım ve ışınım ile olmaktadır. Bu çalışmada analizler belirli bir hava tabakası (cam plakalar arası hava boşluğu mesafesi) aralığında yapılmıştır. Böylece optimum hava tabakası kalınlığıyla birlikte optimum hava tabakası kalınlığının altı ve üstü için de hesaplamalar yapılmaktadır. Çift camlı bir pencerenin hava aralığındaki ısı transferinin bir kısmı ışınım ile kalan kısmı iletim veya herhangi bir hava hareketi var ise taşınım ile olmaktadır. Optimum hava tabakasında hava boşluğu, katı bir cisim gibi davranacağından ısı kaybı iletim artı ışınım; optimum hava tabakası üzerinde ısı kaybı taşınım artı ışınım yoluyla oluşmaktadır.

Yapılan hesaplamada;

Optimum hava tabakası kalınlığındaki pencerelerde ısı transferi ( $Q_{opt}$ , W) eşitlik 6'da, toplam ısı transfer katsayısı ( $k_{T1}$ ,  $W/m^2.K$ ) eşitlik 7'de, toplam ısı transferi ( $Q_{T1}$ , W) eşitlik 8'de verilen denklemler ile belirlenmektedir.

$$Q_{opt} = k_{T1} \cdot A_{pencere} \cdot (T_1 - T_2) \quad (6)$$

$$\frac{1}{k_{T_1}} = \frac{1}{h_{iç}} + \frac{l_{cam}}{k_{cam}} + \frac{l_{hava}}{k_{hava}} + \frac{l_{cam}}{k_{cam}} + \frac{1}{h_{dış}} \quad (7)$$

$$Q_{T_1} = Q_{opt} + Q_{ışınım} \quad (8)$$

Optimum hava tabakası kalınlığının üzerindeki pencerelerde ısı transferi ( $Q_{Ta}$ , W) eşitlik 9'da, toplam ısı transfer katsayısı ( $k_{T_2}$ , W/m<sup>2</sup>.K) eşitlik 10'da, toplam ısı transferi ( $Q_{T_2}$ , W) eşitlik 11'de verilen denklemler ile belirlenmektedir.

$$Q_{opt} = k_{T_2} \times A_{pencere} \times (T_1 - T_2) \quad (9)$$

$$\frac{1}{k_{T_2}} = \frac{1}{h_{iç}} + \frac{l_{cam}}{k_{cam}} + \frac{1}{h_{hava}} + \frac{l_{cam}}{k_{cam}} + \frac{1}{h_{dış}} \quad (10)$$

$$Q_{T_2} = Q_{Ta} + Q_{ışınım} \quad (11)$$

(6) ve (9) eşitliklerinde gösterilen  $A_{pencere}$  (m<sup>2</sup>) pencerenin cam alanını,  $T_{iç}$  (K) iç ortam sıcaklığını,  $T_{dış}$  (K) dış ortam sıcaklığını ifade etmektedir. (7) ve (10) eşitliklerinde gösterilen  $h_{iç}$  (W/m<sup>2</sup>.K) iç havanın ısı taşınım katsayısını,  $h_{dış}$  (W/m<sup>2</sup>.K) dış havanın ısı taşınım katsayısını,  $h_{hava}$  (W/m<sup>2</sup>.K) hava taşınım katsayısını,  $k_{cam}$  (W/m. K) camın ısı iletim katsayısını,  $k_{hava}$  (W/m. K) havanın ısı iletim katsayısını,  $l_{cam}$  (m) camın kalınlığını,  $l_{hava}$  (m) hava boşluğu mesafesini ifade etmektedir. Pencere yüksekliği 1,2 metre, pencere genişliği 0,5 metre alınarak  $A_{pencere}$  0,6 m<sup>2</sup> belirlenmiştir.

(8) ve (11) eşitliklerinde gösterilen  $Q_{ışınım}$  (W) pencerelerde ışınlama ısı transferini ifade etmektedir.  $Q_{ışınım}$  (W) eşitlik 12'de, birbirine bakan iki cam plakanın yayıcılığı ( $\epsilon$ ) eşitlik 13'te verilen denklemler ile belirlenmektedir.

$$Q_{ışınım} = \epsilon \times \sigma \times A_{pencere} \times (T_1 - T_2) \quad (12)$$

$$\epsilon = \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1} \quad (13)$$

(12) eşitliğinde gösterilen  $\sigma$  (W/m<sup>2</sup>.K<sup>4</sup>) Stefan-Boltzmann sabiti olup,  $5,670 \times 10^{-8}$  değerindedir. (13) eşitliğinde gösterilen  $\epsilon_1$  ve  $\epsilon_2$  birinci ve ikinci cam yüzeylerinin yayıcılığını ifade etmektedir. Sıradan bir cam yüzeyinin yayıcılık değeri 0,84' tür. Bu çalışmada da her iki camın yayıcılık değeri 0,84 alınmıştır.

### 3. ANALİZ

Bu çalışmada Ertürk ve arkadaşları tarafından literatüre kazandırılan il bazında pencereler için hava tabakası kalınlığı yaklaşımı [7] baz alınarak Marmara Bölgesindeki on bir il için iç hava sıcaklıkları sabit 20 °C, dış hava sıcaklıkları TS 825 standardına göre, pencere alanı 0,6 m<sup>2</sup> ve 4 mm kalınlığında alınarak iki cam arası için farklı hava tabakası kalınlık değerlerinin toplam ısı transfer katsayısı ile ısı kaybına etkileri ayrı ayrı analiz edilmiştir.

Aşağıdaki tabloda analizlerde kullanılan havanın termofiziksel özellikleri verilmiştir.

**Tablo 1.** Havanın termofiziksel özellikleri [4]

İl	İç Ortam Sıcaklığı (°C)	Dış Ortam Sıcaklığı (°C)	Genleşme Katsayısı (1/K)	Kinematik Viskozite (m <sup>2</sup> /s)	İletim Katsayısı (W/m <sup>2</sup> .K)	Prandl Sayısı (-)
Balıkesir	20	-3	0,003552398	0,000014073	0,024726	0,71791
Bilecik	20	-9	0,003590664	0,000013807	0,024496	0,71855
Bursa	20	-6	0,003571429	0,000013940	0,024611	0,71823
Çanakkale	20	-3	0,003552398	0,000014073	0,024726	0,71791
Edirne	20	-9	0,003590664	0,000013807	0,024496	0,71855
İstanbul	20	-3	0,003552398	0,000014073	0,024726	0,71791
Kırklareli	20	-9	0,003590664	0,000013807	0,024496	0,71855
Kocaeli	20	-3	0,003552398	0,000014073	0,024726	0,71791
Sakarya	20	-3	0,003552398	0,000014073	0,024726	0,71791
Tekirdağ	20	-6	0,003571429	0,000013940	0,024611	0,71823
Yalova	20	-3	0,003552398	0,000014073	0,024726	0,71791

### 3.1 İl Bazında Farklı Kalınlıkta Hava Tabakasının Toplam Isı Transfer Katsayısına ve Isı Transferine Etkisinin Araştırılması

Balıkesir, Bilecik, Bursa, Çanakkale, Edirne, İstanbul, Kırklareli, Kocaeli, Sakarya, Tekirdağ, Yalova illeri için düşey konumda 0,6 m<sup>2</sup> iki cam plaka arasındaki hava boşluğu mesafesini 1 mm'den başlayıp 41 mm'ye kadar tutarak, hava tabakasının pencerelerdeki yalıtıma etkisinin analizi yapılmıştır.

Aşağıdaki tabloda Sakarya ili için analiz sonuçları verilmiştir. Diğer on il için de bu çalışma yapılmış olup bildiri metninin uzamaması için özet halinde Tablo 3'te gösterilmiştir.

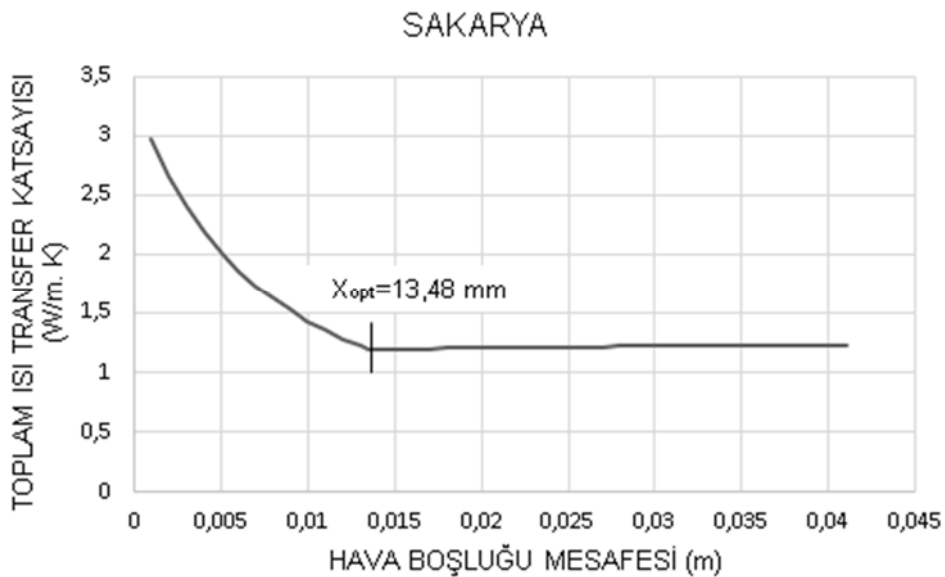
**Tablo 2.** Sakarya İli İçin Farklı Kalınlıkta Hava Tabakasının Yalıtıma Etkisi

SAKARYA			
Hava Boşluğu Mesafesi (mm)	Toplam Isı Transfer Katsayısı (W/m. K)	Isı Transferi (W)	Toplam Isı Transferi (W)
1	2,977391149	41,08799785	99,8316339
2	2,657399347	36,67211099	95,41574703
3	2,399514225	33,1132963	91,85693234
4	2,187253972	30,18410481	88,92774085
5	2,009494718	27,73102711	86,47466315
6	1,858456966	25,64670613	84,39034217
7	1,728536603	23,85380512	82,59744117
8	1,615594206	22,29520004	81,03883608
9	1,516505873	20,92778105	79,6714171
10	1,428869804	19,7184033	78,46203934
11	1,350809048	18,64116486	77,3848009
12	1,280835568	17,67553083	76,41916687
13	1,217754469	16,80501168	75,54864772
<b>13,48705025</b>	<b>1,189200409</b>	<b>16,41096564</b>	<b>75,15498533</b>
14	1,190640554	16,43083965	75,17447569
15	1,193304501	16,46760211	75,21123815
16	1,195798911	16,50202498	75,24566102
17	1,198144203	16,53439	75,27802604
18	1,200357306	16,56493082	75,30856686
19	1,202452414	16,59384332	75,33747936

20	1,20444155	16,62129339	75,36492943
21	1,206334981	16,64742273	75,39105877
22	1,208141548	16,67235337	75,41598941
23	1,209868921	16,69619111	75,43982715
24	1,211523792	16,71902833	75,46266437
25	1,213112039	16,74094614	75,48458218
26	1,21463885	16,76201614	75,50565218
27	1,216108831	16,78230187	75,52593791
28	1,217526084	16,80185996	75,545496
29	1,218894285	16,82074113	75,56437717
30	1,220216735	16,83899094	75,58262698
31	1,221496413	16,8566505	75,60028655
32	1,222736017	16,87375703	75,61739307
33	1,223937993	16,89034431	75,63398035
34	1,225104574	16,90644312	75,65007917
35	1,226237797	16,92208159	75,66571764
36	1,227339527	16,93728547	75,68092151
37	1,228411478	16,95207839	75,69571443
38	1,229455227	16,96648213	75,71011817
39	1,230472228	16,98051675	75,72415279
40	1,231463827	16,99420082	75,73783686
41	1,232431269	17,00755152	75,75118756

Tablo 2'de gösterildiği gibi; Sakarya ili için düşey konumda iki cam arasındaki 1 mm hava boşluğunda  $k_T = 2,98$  ( $W/m^2K$ ),  $Q_{opt} = 41,08$  W,  $Q_T = 99,83$  W olarak hesaplanmıştır. Optimum hava tabakası kalınlığı 13,48 mm'ye göre  $k_T = 1,19$  ( $W/m^2K$ ),  $Q_{opt} = 16,41$  W,  $Q_T = 75,15$  W hesaplanmıştır. 41 mm hava boşluğu için  $k_T = 1.23$  ( $W/m^2K$ ),  $Q_{opt} = 17,01$  W,  $Q_T = 75,75$  W hesaplanmıştır.

Aşağıdaki şekilde Sakarya ilinde 13,48 mm'ye kadar olan hava tabakası kalınlığı için  $k_T$ 'nin azaldığı, 13,48 mm'den sonraki hava tabakası kalınlığında artışa geçtiği görülmektedir. Sakarya ili için 13,48 mm optimum hava tabakası kalınlığı ( $x_{opt}$ ) olarak literatüre ilk defa kazandırılmıştır. Sakarya ili için Şekil 1'de gösterilen grafik diğer on il için de hazırlanmış olup, bildiri metninin uzamaması için eklenmemiştir.



Şekil 1. Sakarya ili için optimum hava tabakası kalınlığı

Hava tabakası kalınlığı 13,48 mm'ye kadar arttıkça daha önce bahsedildiği gibi hava boşluğu katı bir cisim gibi davranmaktadır. Bu davranışın oluşturduğu iletim özelliği toplam ısı transfer katsayısını dolayısıyla ısı transferini azaltmaktadır. Hava tabakası kalınlığının 13,48 mm üzerine çıkması halinde havanın iletim özelliği taşınım dönüşmektedir. Bu durum optimum hava tabakası üzerindeki hava boşluğu için toplam ısı transfer katsayısını, dolayısıyla ısı transferini artırarak negatif etki oluşturmaktadır.

### 3.2 Optimum Hava Tabakası Kalınlığının Her İl İçin Belirlenmesi

Aşağıdaki tabloda her bir il için pencerelerin optimum hava tabakası kalınlıkları, ısı transferleri ve toplam ısı transferleri için analiz sonuçları verilmiştir.

**Tablo 3.** İllere göre optimum hava tabakası kalınlığı, ısı transferi ve toplam ısı transferi

İl	Optimum Hava Tabakası Kalınlığı $X_{opt}$ (mm)	İletimle Isı Transferi $Q_{opt}$ (W)	Toplam Isı Transferi $Q_T$ (W)
Balıkesir	13,49	16,41	75,15
Bilecik	12,61	21,47	93,28
Bursa	13,02	18,92	84,30
Çanakkale	13,49	16,41	75,15
Edirne	12,61	21,47	93,28
İstanbul	13,49	16,41	75,15
Kırklareli	12,61	21,47	93,27
Kocaeli	13,49	16,42	75,15
Sakarya	13,49	16,42	75,15
Tekirdağ	13,02	18,92	84,30
Yalova	13,49	16,41	75,15

## SONUÇ

Toplam dış duvar alanının %12'si pencere olmasına rağmen toplam ısı transfer katsayısı büyük olduğu dış duvarlardan ısı kaybı en fazla pencerelerden gerçekleşmektedir. Bu sebeple pencerelerde ısı transfer hızını en aza indirecek yolların geliştirilmesi ve her il için ayrı ayrı optimum hava tabakası kalınlığının belirlenmesi ısı kayıpları ve maliyetleri açısından önem taşımaktadır.

Isı kayıplarını azaltacak yollardan biri hava boşluğundaki ışınlama olan ısı transferini en aza indirmek, diğeri hava boşluğunda iletimle olan ısı transferini en aza indirmektir. Bu çalışmada iletimle olan ısı transferini en aza indirmek hedeflenmiştir. Bu pencerelerde iki cam arasındaki hava tabakası aralığının artırılmasıyla gerçekleştirilmektedir. Ancak bu artış sınırsız olarak yapılmamaktadır. Aralığı kritik değer üstüne çıkartmak, kapalı aralıktaki hava boşluğunda taşınım akımlarını başlatarak ısı transfer katsayısını artırarak amaca aykırı durum oluşturmaktadır. Üstelik boşluğu arttırmak, gerekli çerçeve kalınlığını ve pencere fiyatını da artırarak elde edilen faydayı yok etmektedir.

Tüm bu sebeplerle Marmara Bölgesindeki iller için pencerelerde optimum hava tabakası kalınlığı yaklaşımları getirilmiştir. Sonuçla, Balıkesir, Çanakkale, İstanbul, Kocaeli, Sakarya ve Yalova illeri için 13,49 mm; Bursa, Tekirdağ illeri için 13,02 mm; Bilecik ve Edirne illeri için 12,61 mm optimum hava tabakası kalınlığı literatüre katılmıştır.

**SEMBOLLER**

$g$	Yerçekimi İvmesi ( $m^2/s$ )
$h_{dış}$	Dış Havanın Taşınım İle Isı Transfer Katsayısı ( $W/m^2.K$ )
$h_{iç}$	İç Havanın Taşınım İle Isı Transfer Katsayısı ( $W/m^2.K$ )
$h_{hava}$	Hava Boşluğunun Taşınım İle Isı Transfer Katsayısı ( $W/m^2.K$ )
$H$	Pencere Yüksekliği (m)
$K_{cam}$	Camın Isı Transfer Katsayısı ( $W/m^2.K$ )
$k_T$	Toplam Isı Transfer Katsayısı ( $W/m^2.K$ )
$l_{cam}$	Cam Kalınlığı (m)
$L_c$	Hava Boşluğu Uzunluğu (m)
$Pr$	Prandtl Sayısı (Boyutsuz)
$Ra_L$	Rayleigh Sayısı (Boyutsuz)
$T_1$	İç Ortam Sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )
$T_2$	Dış Ortam Sıcaklığı ( $^{\circ}C$ )
$Q_{opt}$	Optimum Hava Boşluğu İçin Isı Transferi (W)
$Q_{Ta}$	Optimum Hava Boşluğundan Sonra Gerçekleşen Isı Transferi (W)
$Q_{ışınım}$	Işınım İle Isı Transfer Miktarı (W)
$Q_{T1}$	Optimum Hava Boşluğuna Kadar Olan Toplam Isı Transfer Miktarı (W)
$Q_{T2}$	Optimum Hava Boşluğundan Sonra Gerçekleşen Toplam Isı Transfer Miktarı (W)
$X_{opt}$	Optimum Hava Boşluğu (mm)

Greek Sembolleri;

$\beta$	Hacimsel Genleşme Katsayısı ( $1/K$ )
$\nu$	Havanın Kinematik Viskozitesi ( $m^2/s$ )
$\sigma$	Stefan- Boltzmann Sabiti ( $W.m^{-2}.K^{-4}$ )
$\epsilon_1$	Birinci Plakanın Yayılcılığı (Boyutsuz)
$\epsilon_2$	İkinci Plakanın Yayılcılığı (Boyutsuz)
$\epsilon$	Birbirine Bakan İki Cam Plakanın Yayılcılığı (Boyutsuz)

**KAYNAKLAR**

- [1] Anonim, [http://www.mmo.org.tr/resimler/dosya\\_ekler/fa34c3c2eb9b729\\_ek.pdf](http://www.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/fa34c3c2eb9b729_ek.pdf), Erişim Tarihi: 15 Mart 2015.
- [2] GAGO, E. J.; MUNEEER, T.; KNEZ, M.; KOSTER, H., Natural Light Controls and Guides In Buildings. Energy Saving for Electrical Lighting, Reduction of Cooling Load, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 41, 1–13, 2015.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2014.08.002>
- [3] JELLE, B. P.; HYND, A.; GUSTAVSEN, A.; ARASTEH, D.; GOUDEY, H. ve diğ., Fenestration of Today and Tomorrow: A State-of-the-Art Review and Future Opportunities, Published in Solar Energy Materials & Solar Cells, 96, 1–28, 2012.  
<http://dx.doi.org/10.1016/j.solmat.2011.08.010>
- [4] ÇENGEL Y., "Heat Transfer: A Practical Approach", İkinci Baskı, McGraw-Hill Yayıncılık, 2003.
- [5] "TS 825, Binalarda ısı yalıtımı yönetmeliğine ilişkin kanun", T.C. Resmî Gazete, No:27019, Tarih:09 Ekim 2008.
- [6] INCROPERA F., P., "Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri", Dördüncü Baskı, Literatür Yayıncılık, 2010.
- [7] ERTÜRK M.; PUL H.; KEÇEBAŞ A.; UYGUNOĞLU T.; DAŞDEMİR A., İl Bazında Çift ve Üç Camlı Pencere İçin Optimum Hava Tabakası Kalınlığı Analizi, 12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, İzmir, Türkiye, 2953–2965, 8-11 Nisan 2015.

## ÖZGEÇMİŞ

### Buse ÇAÇAN

1996 yılı İstanbul doğumludur. İlk ve orta eğitimlerini İstanbul ili, lise eğitimini Sinop ilinde tamamlamıştır. 2014 yılında Sinop Anadolu Öğretmen Lisesi'nden mezun olmuştur. 2018 yılında Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden, 2021 yılında Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Endüstri Mühendisliği Bölümünden lisans derecesini almıştır. Ekim 2020 tarihinde Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Bölümünde yüksek lisans eğitimine başlamıştır. Eğitimini halen bu bölümde devam ettirmektedir. Titreşim dinamiği, taguchi deneysel tasarım yöntemi, yapay sinir ağı ve bulanık mantık yöntemleri üzerinde çalışmaları vardır.

### Mustafa ERTÜRK

1965 yılı Afyonkarahisar doğumludur. İlk, orta, lise eğitimlerini Afyonkarahisar ilinde tamamlamıştır. 1987 yılında Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümünden lisans derecesini almıştır. 1998 yılında Afyon Kocatepe Üniversitesi Makine Eğitimi Bölümünden yüksek lisans derecesini almıştır. 2012 yılında Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Bölümünden doktora derecesini almıştır. 11 Haziran 2018 tarihinde Üniversitelerarası Kurulundan Makine Mühendisliği Termodinamik-Enerji alanında Doçentlik derecesini almıştır. 1998-2019 yılları arasında Balıkesir Üniversitesi Balıkesir MYO İklimlendirme ve Soğutma programında öğretim görevlisi, Yrd.Doç. Dr ve Doç.Dr olarak görev almıştır. 2019 yılından beri Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde öğretim üyesi olarak görev yapmaktadır. Akademik olarak çok sayıda ulusal ve uluslararası yayın çalışmalarını birlikte bilimsel projelerde araştırmacı olarak görevler yapmıştır. Farklı enerji kaynaklı ısı pompaları, farklı faz akışkanlı ısı değiştiricileri, soğutma, havalandırma, iklimlendirme, yalıtım ve güneş enerjisi konularında çalışmaları vardır.

### Ahmet AYDIN

1989 yılı Çorum doğumludur. İlk ve orta eğitimlerini Yozgat ili, lise eğitimini Sivas ilinde tamamlamıştır. 2007 yılında Sivas Cumhuriyet Anadolu Lisesi'nden mezun olmuştur. 2011 yılında Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden lisans derecesini almıştır. 2014 yılında Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Enerji B. D' da Bölümünden yüksek lisans derecesini almıştır. Aynı yıl aynı bölüm ve bilim dalında doktora eğitimine başlamıştır. 2020 yılında doktora eğitimini tamamlamıştır. 2015 yılında Sakarya Üniversitesi Araştırma-Geliştirme Uygulama ve Araştırma Merkezi'nde öğretim görevlisi olarak göreve başlamıştır. Şu anda Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde öğretim üyesi olarak görev yapmaktadır.

# SU KAYNAKLI ISI POMPALARI İÇİN İNVERTER KOMPRESÖR KULLANIMININ ANALİTİK OLATAK İNCELENMESİ

*Analytical Investigation of the Usage of Inverter Compressor for Water Source Heat Pump*

**Cansu Fındık  
Dilek Kumlutaş  
Özgün Özer  
Göknil Sönmez  
Tunahan Akış  
Utku Alp Yücekaya**

## ÖZET

Bu çalışma kapsamında, su kaynaklı ısı pompalarında değişken devirli (inverter) kompresör kullanımının çevrim verimine katkısı kıyaslamalı olarak incelenmiştir. Isı pompası çevrimi altı ana bileşenden oluşmaktadır; (i) kompresör, (ii) iç ortam eşanjörü, (iii) dış ortam eşanjörü, (iv) iç ortam eşanjör fanı (v) genişleme vanası ve (vi) dört yollu vana. Kıyaslama için, aynı nominal güce sahip sabit hızlı bir kompresör aynı çevrimde modellenmiştir. Kompresör verileri, değişken buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıklarına bağlı olarak üretici tarafından verilmektedir. Bu bilgilere paralel olarak Engineering Equation Solver (EES) ticari yazılımı kullanılarak 1.5 kW ile 4 kW arasında değişen soğutma kapasiteli bir soğutma çevrimi modellenmiştir. Çevrimde R410a soğutucu akışkanı kullanılmaktadır. Değişken devirli kompresörün verimi, kompresör devrine bağlı, parametrik olarak analiz edilmiştir. Sonuç olarak çevrim verimleri, kompresör güç tüketim değerleri karşılaştırılmalı olarak sunulmuş ve su kaynaklı ısı pompalarında değişken devirli kompresör kullanımına bağlı verim artışı irdelenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Su kaynaklı ısı pompası, Değişken devirli kompresör, Enerji verimliliği

## ABSTRACT

In this study, effects of variable frequency compressors usage to the cycle efficiency increment in water source heat pumps are investigated comparatively. The heat pump cycle consists of six main components; (i) compressor, (ii) indoor heat exchanger, (iii) outdoor heat exchanger, (iv) indoor heat exchanger fan (v) expansion valve and (vi) four-way valve. For comparison, an on/off compressor with the same nominal capacity is modeled in the same cycle. Compressor data are given by the manufacturer, depending on variable evaporation and condensation temperatures. In parallel with this information, a refrigeration cycle with variable cooling capacity between 1.5 kW and 4 kW is modeled with Engineering Equation Solver (EES) commercial software. R410a refrigerant is used in the refrigeration cycle. The efficiency of variable speed compressor is analyzed parametrically depending on the compressor frequency. In conclusion, cycle efficiencies, compressor power consumption values are presented comparatively, and the efficiency increase that depends on the usage of variable frequency compressor in water source heat pumps is presented.

**Key Words:** Water source heat pump, Variable speed compressor, Energy efficiency



## 1. GİRİŞ

Enerji üretimi ve kullanımı, sera gazı emisyonlarının %75'inden fazlasını oluşturmaktadır. Bu nedenle, enerji sisteminin karbondan arındırılması, 2030 iklim hedeflerinde ve Avrupa Birliği'nin 2050 yılına kadar karbon nötrlüğüne ulaşmaya yönelik uzun vadeli stratejisine ulaşmak için kritik öneme sahiptir. Enerji verimliliğine öncelik vermek, binaların enerji performansını iyileştirmek Avrupa Yeşil Mutabakatı'nın odaklandığı ilkelere dendir [1]. Artan küresel ısınma etkisi ve sera gazı salınımı ile birlikte ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme uygulamalarında enerji verimliliğinin ülkeler bazında kademeli olarak zorunlu hale gelmesi ile birlikte inverter teknolojisine olan odak giderek artmaktadır. Isı pompası teknolojisi, ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme (HVAC) uygulamaları içerisinde en sık kullanılan cihazlardan biridir. Geleneksel ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme sistemlerine nazaran enerji akışını çift taraflı sağlar [2].

Su kaynaklı ısı pompası (Water Source Heat Pump -WSHP) sistemi, yüksek enerji verimliliği nedeniyle binalar için verimli bir soğutma ve ısıtma sistemi olarak kullanılabilir. Düşük yatırım maliyeti, düşük işletme maliyeti ve kısa geri ödeme süresi avantajları, su kaynaklı ısı pompası sistemlerini hem soğutma hem de ısıtmanın talep edildiği alanlar için popüler hale getirmektedir [3].

Günümüz ihtiyaçları göz önüne alınarak literatürde gerek hava kaynaklı, gerek su kaynaklı ısı pompaları üzerine birçok çalışma görülebilir. Bu çalışmaların çoğunluğu bu sistemlerde kullanılan kompresörün verimliliği üzerine odaklanmıştır. Park ve diğerleri [4], süreklilik denklemi, gerçek gaz denklemi ve enerji korunum denklemini kullanarak kompresör modeli geliştirmiştir. Model bulguları arasında, akışkan kaçaqları da dikkate alınarak kompresör hacimsel verimi, dönüş akışkan sıcaklığı, kompresör motor verimi yer almaktadır. Bunun yanı sıra kompresör hızına bağlı olarak akışkan kütledebisi, aşırı kızdırma değerleri, soğutma kapasitesi ve kompresör güç tüketimi verileri de tespit edilmiştir. Elde edilen bulgular %10 sapma oranı ile deneysel verilerle doğrulanmıştır.

Dardenne ve diğerleri [5], kompresör performansının doğru bir şekilde hesaplanması için, kompresör geometrik özelliği bilgisine ihtiyaç duymadan, standart spiral kompresörler için büyük ölçüde yarı deneysel modeller önerilmesine rağmen buhar enjeksiyonlu değişken hızlı spiral kompresörün yarı deneysel bir modelini tanıtmışlardır. Hesaplanan emme hattı ve enjeksiyon hattı soğutucu akışkan kütle akış hızlarının, kompresör elektrik gücünün ve soğutucu akışkanın %89-%98'ini bulan deneysel veri setleri ile doğrulanmıştır.

Literatürde sistemi bütünlük olarak inceleyen çalışmalar da mevcuttur. Zhang ve diğerleri [3], su kaynaklı ısı pompasının model belirsizliği ve bunun su kaynaklı ısı pompası sistemlerinin enerji performansı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Bu çalışmada, farklı ısı pompası modelleri kullanarak su kaynaklı ısı pompası sisteminin enerji performansını hesaplamışlar ve analiz etmişlerdir. Su kaynaklı ısı pompası sistemlerinin yıllık enerji verimliliğinin 3.13 ile 4.35 arasında değiştiğini belirtmişlerdir.

Adhikari ve diğerleri [6], ısı pompası teknolojisinde sabit hızlı ve değişken hızlı kompresörlerin karşılaştırmalı performansına odaklanmışlar ve değişken hızlı kompresörlerin, özellikle hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinde, sabit hızlı kompresörlere %18 oranında enerji tasarrufu sağlayabildiğini göstermişlerdir.

Tassou ve diğerleri [7], kapasite kontrollü bir ısı pompasının performansı ile sabit hızlı bir sistemin performansını karşılaştırmışlardır. Nominal kompresör hızının yarısı kadar hız azaltma sınırlaması olan kapasite kontrollü sistemin, sabit hızlı sisteme göre enerji kullanım verimliliğinde %10 oranından fazla iyileştirme sağlayabildiğini belirtmişlerdir. Değişken hızlı sistemlerin enerji tasarrufu potansiyelinin daha geniş hız aralığına sahip kompresörlerin kullanılmasıyla daha da artırılabilirliğini ortaya koymuşlardır.

Dechesne ve diğerleri [8], enjeksiyonlu değişken hızlı spiral kompresör ile çalışan bir ev tipi ısı pompasının deneysel bir çalışmasını yapmışlardır. Değişken hızlı kompresörün performansını ve emiş ile enjeksiyon portlarındaki aşırı ısınmanın ısı pompalarının genel performansı üzerindeki etkisini vurgulamaya çalışmışlardır. Aşırı kızdırma derecesinin 15 K'den 5 K'e düşürülmesi, performans katsayısının (COP, Coefficient of Performance) ve ısıtma kapasitesinin ortalama olarak sırasıyla %9.3

ve %12.6 artmasına ve basma hattı sıcaklığının ortalama 6 K düşürülmesine yardımcı olmuştur. Aşırı kızgınlık derecesinin düşürülmesi hem ısı pompası performans katsayısını hem de ısıtma kapasitesini artırırken basma hattı sıcaklığını düşürdüğü konusunda pozitif bir etki gösterdiğini belirtmişlerdir.

Zhang ve diğerleri [9], bir su kaynaklı ısı pompası iklimlendirme sisteminin termodinamik performansının simülasyonunu gerçekleştirmişler ve simülasyon sonuçlarını uygulaması gerçekleştirilmiş bir mühendislik projesiyle karşılaştırmışlardır. Sistem enerji tüketiminin azaltılması için uygun çalışma noktasının belirlenmesi gerektiğini ortaya koymuşlardır.

Xue ve diğerleri [10], su kaynaklı ısı pompasının kompresörünü; kompresör hızı, motor karakteristikleri ile tork karakteristikleri arasındaki bağlantıyı içerecek şekilde modellemişlerdir. Analitik modelin değişken hız özellikleri sayesinde kompresörün, ısı pompası çalışma koşullarına uyacak şekilde kapasitesini ayarlamak için bir kontrol stratejisi sağlandığını göstermişlerdir.

Bu çalışmada ise, bir üretici tarafından performans değerleri beyan edilen sabit devirli kompresör ile değişken devirli kompresörün bir ısı pompası çevrimi üzerinde termodinamiğin birinci yasası kullanılarak modellenmesine yönelik çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Her iki kompresör de nominal koşullarda aynı süpürme hacmine sahiptir. Günümüz HVAC uygulamalarında yaygın olarak kullanıldığı için soğutucu akışkan olarak R410a akışkanı hesaplamalarda dikkate alınmıştır. Bu kompresörlerin değişen mahal soğutma yüküne göre verdikleri tepkiye bağlı olarak buldukları çevrimin etkinlik katsayıları irdelenip, inverter teknolojisinin etkinlik katsayısı üzerindeki etkileri incelenmiştir.

## 2. MATERYAL VE METOD

Çalışma kapsamında, iki farklı spiral kompresörün (sabit devirli ve değişken devirli) performans eğrilerinden yararlanılmıştır. Kompresörlerin 8.3 K aşırı soğutma derecesi ve 11.1 K aşırı kızdırma derecesi için, soğutma çevriminde farklı buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarındaki soğutma kapasitesi, güç tüketimi ve süpürme hacmine bağlı soğutucu akışkan kütleli debisi verileri kullanılmıştır.

Çevrimde soğutucu akışkan olarak R410a akışkanı alınmış ve termodinamik özelliklerinin belirlenmesi için ticari bir yazılım olan Engineering Equation Solver (EES) kullanılmıştır. Sabit devirli kompresöre ait performans denklemi ve bu denkleme ait katsayılar Denklem 1 ve Tablo 1 ile verilmektedir.

**Tablo 1.** Sabit devirli kompresöre ait soğutma kapasitesi polinom katsayıları

Yoğuşma Sıcaklığı [°C]	A	B	C
60	1.3819	80.394	2289.4
54.4	1.2680	86.229	2484.3
50	1.2122	89.940	2633.8
43	1.0312	95.822	2870.7
40.5	1.0991	98.586	2951.6

$$Q_c = AT_e^2 + BT_e + C \quad (1)$$

Denklem 1'de  $T_e$  (°C) buharlaşma sıcaklığıdır. Görüleceği üzere polinom katsayıları (A, B, C) belirli bir yoğuşma sıcaklığı (°C) için bilinmektedir.

Değişken devirli kompresörde soğutma kapasitesi sonuçlarının, üreticinin deneysel sonuç beyanına göre belirlenmesinde, sabit devirli kompresörden farklı olarak devir parametresi de etkilidir. Bu sebeple değişken devirli kompresörün, çevrimde oluşturduğu soğutma kapasitesinin belirlenmesi için kapalı fonksiyon kullanımı söz konusudur. ANSI/AHRI Standard 540 [11] önerisinde kompresör performansı parametrelerinin belirlenmesinde "ten coefficient" metodunu öne sürmektedir. Bu metod kullanılarak Denklem 2 ile verilen, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarına (°C) bağlı olarak oluşturulan kapalı denkleme ulaşılabilir.

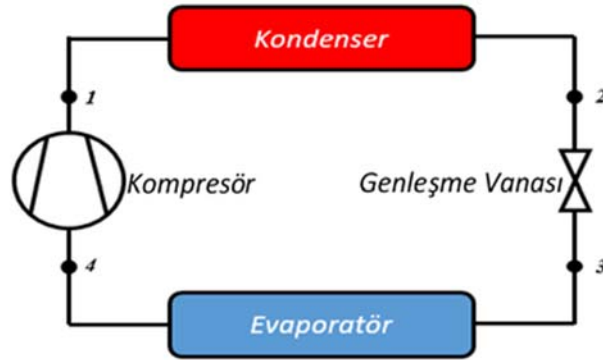
$$\phi(x, y) = p_1 + p_2x + p_3y + p_4x^2 + p_5xy + p_6y^2 + p_7x^3 + p_8x^2y + p_9xy^2 + p_{10}y^3 \quad (2)$$

Denklem 2'de p katsayıları kompresörü tanımlayan polinoma ait katsayılar, x parametresi °C biriminde buharlaşma sıcaklığı, y parametresi ise °C biriminde yoğuşma sıcaklığıdır. Bu katsayılarla ilgili olarak kompresörün 80 devir/dakika hızda soğutma kapasitesi, akım ve güç tüketimi bilgileri Tablo 2 ile verilmiştir.

**Tablo 2.** Değişken devirli kompresöre ait soğutma kapasitesi polinom katsayıları

Katsayı	Kapasite [W]	Güç Tüketimi [W]	Akım [A]
p1	6014.3	-1325.7	4.2938
p2	192.17	0.97013	-0.0055591
p3	-11.978	133.22	-0.032783
p4	0.47547	0.0053471	-0.00016446
p5	-0.62134	-0.055396	0.000079082
p6	-0.73534	-2.4809	0.00078394
p7	-0.007752	-0.0027542	0.000003032
p8	0.027044	-0.002278	-2.6475E-06
p9	-0.0071292	0.0028496	7.1118E-06
p10	0.0042054	0.018618	4.3585E-06

Denklem 1 ve Denklem 2 yardımı ile bilinen katsayıların ışığında, modellenecek olan çevrime dair soğutma kapasitesi (W), güç tüketimi (W), soğutucu akışkan kütleli debisi (kg/s) farklı buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları (°C) için hesaplanabilir.



**Şekil 1.** Çevrim Şematiği

Şekil 1 ile incelenen soğutma çevriminin şematiği verilmiştir. 1 numaralı hat kompresör çıkış hattı, 2 ve 3 numaralı hat likit hattı ve 4 numaralı hat kompresör dönüş hattıdır. Soğutma çevrimi analizinde buharlaşma sıcaklığı (°C), yoğuşma sıcaklığı (°C), değişken devirli kompresör için kompresör devri (Hz) girdi parametreleridir. Tablo 1 ve Tablo 2 ile verilen katsayılar ise kompresör üreticileri tarafından 8.3 K aşırı soğutma ve 11.1 K aşırı kızdırma derecesi için deneysel olarak elde edilmiştir. Bu bilgiler ile bilinen bir buharlaşma sıcaklığı için kompresör emiş hattında, R410a akışkanına ait entalpi değerine Denklem 3 [12] ve Denklem 4 [12] yardımı ile ulaşılabilir.

$$P_e = P(R410a', T = T_e, x = 1) \quad (3)$$

$$h_4 = h(R410a', P = P_e, T = T_4) \quad (4)$$

$$T_4 = T_e + SH \quad (5)$$

Denklem 3'de görülen  $P_e$  (Pa) buharlaşma basıncıdır, çevrimin alçak basınç kademesini temsil etmektedir. Öte yandan yine Denklem 3'de verilen x parametresi kuruluk derecesidir. Denklem 4'de

ise  $h_4$  kompresör dönüş hattındaki entalpi değerini simgelemektedir.  $T_4$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) ise dönüş hattı soğutucu akışkan sıcaklığıdır ve Denklem 5 [12] ile ifade edildiği gibi buharlaşma sıcaklığına ( $^{\circ}\text{C}$ ) çevrimdeki aşırı kızdırma derecesi eklenerek tayin edilebilir. SH ise aşırı kızdırma değeridir. Denklem 3 ve Denklem 4, R410a akışkanının basınç – entalpi diyagramının okunması ile çözülebilir.

Denklem 6'da [12] belirtilen  $W_c$  (W) parametresi kompresör güç tüketimidir. Dönüş hattındaki entalpi değerinin çözümlenmesi ile kompresör güç tüketimi verisi kullanılarak, Denklem 6 aracılığı ile basma hattı entalpisi tespit edilebilir.

$$W_c = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (6)$$

Kondenser çıkışında ise bilinen bir yoğuşma sıcaklığı değeri ve aşırı soğutma derecesi kullanılarak Denklem 7 [12] ve Denklem 8 [12] yardımıyla likit hattında genleşme vanası öncesi soğutucu akışkan sıcaklığı tayin edilerek kondenser çıkışında genleşme vanası öncesi soğutucu akışkan entalpi değeri hesaplanabilir.

$$P_c = P('R410a', T = T_c, x = 0) \quad (7)$$

$$h_2 = h('R410a', P = P_c, T = T_2) \quad (8)$$

$$T_2 = T_c - SC \quad (9)$$

Denklem 9'da [12] SC ile belirtilen parametre aşırı soğutma derecesidir. Sürekli rejim durumunda genleşme vanasındaki enerji korunumu gereği entalpi korunmaktadır [12]. Böylece kondenser çıkışındaki entalpi değerinin bilinmesi ile evaporatör girişindeki entalpi değeri de belirlenebilir. Bu şekilde çevrimin birinci yasa analizi tamamlanarak, Denklem 10 yardımı ile çevrim etkinliği irdelenebilir.

$$COP = \frac{Q_c}{W_c} \quad (10)$$

Denklem 10'da [12] belirtilen COP etkinlik katsayısıdır,  $Q_c$  (W) soğutma kapasitesidir,  $W_c$  (W) ise kompresör güç tüketimidir. Ayrıca farklı buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları için kompresörlerin izentropik verimleri de incelenmiştir. İzentropik verim Denklem 11 [13] ile hesaplanmıştır.

$$\eta = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (11)$$

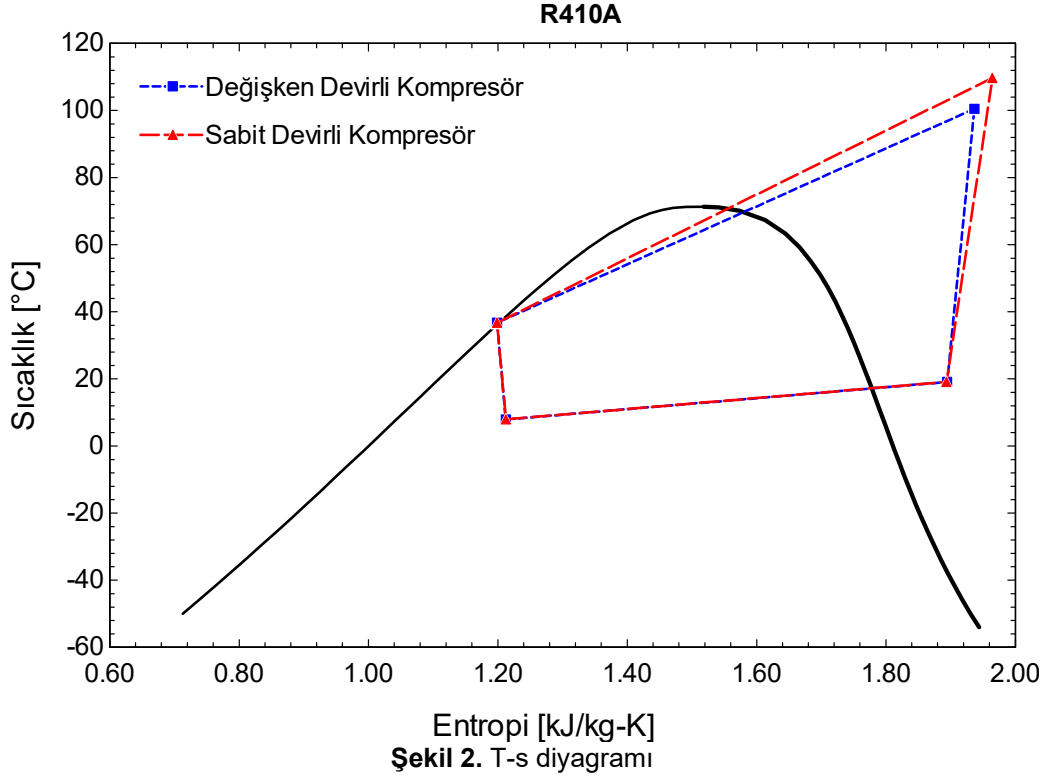
Denklem 11'de  $h_{2s}$  kompresör basma hattında emiş hattına göre eşit entropi ile hesaplanan entalpi değeridir.  $h_2$  ise gerçek entalpi değeridir.

Bu çalışma kapsamında belirlenen buharlaşma sıcaklığı  $-2$   $^{\circ}\text{C}$  ile  $12$   $^{\circ}\text{C}$  arasında değiştirilip, yoğuşma sıcaklığı  $40$   $^{\circ}\text{C}$  ile  $60$   $^{\circ}\text{C}$  aralığında  $5$   $^{\circ}\text{C}$  artımlarla değiştirilerek, değişken devirli kompresör ile sabit devirli kompresörün çevrimdeki etkinliği irdelenmiştir. Analizler esnasında aşağıdaki varsayım ve kabuller yapılmıştır:

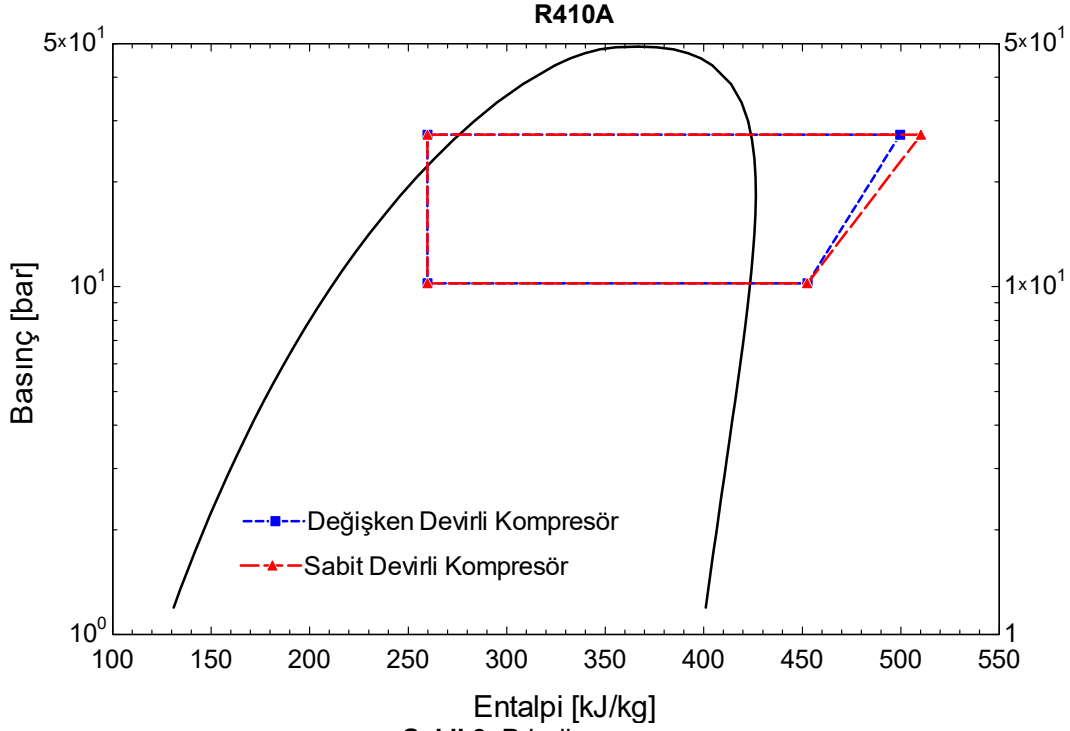
1. Çevrimdeki akışkan basınç kayıpları ihmal edilmiştir.
2. Kompresör modelleri üreticilerin deneysel verilerine dayanmaktadır.
3. Evaporatör ve kondenser modellemelerinde ışıyım etkileri ve çevre etkileşimleri göz önüne alınmamıştır.
4. Çevrimde bulunan genleşme vanası adyabatik olarak ele alınmıştır, çevre ile olan etkileşimi ihmal edilmiştir.

### 3. BULGULAR

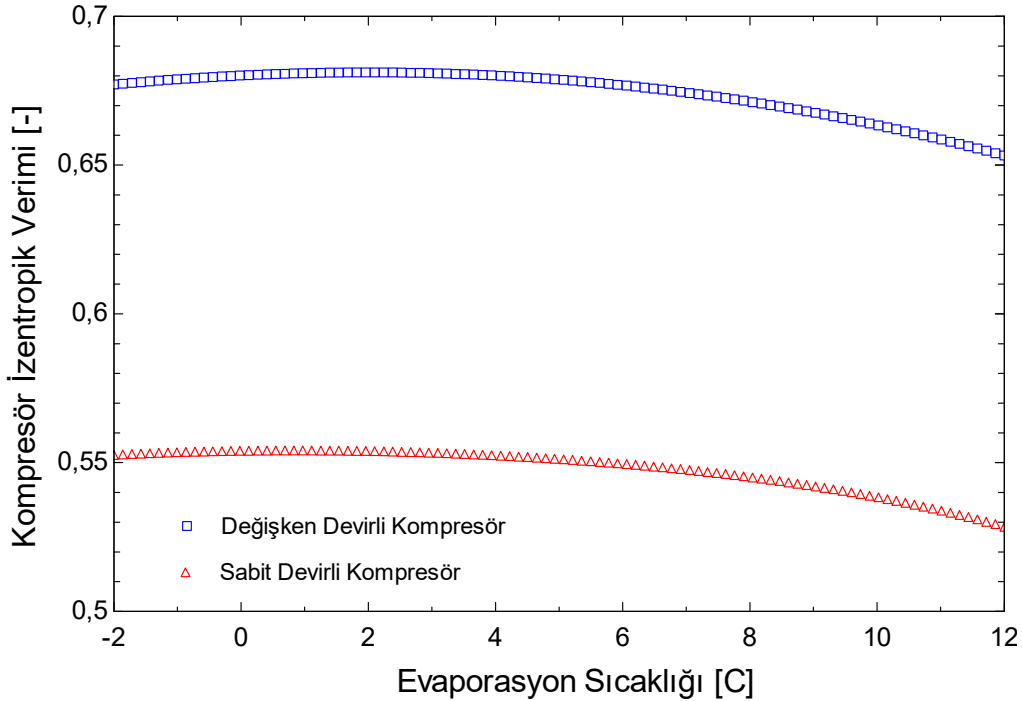
Çalışma kapsamında değişken ve sabit devirli, nominal koşullarda aynı süpürme hacmine sahip iki kompresör incelenmiştir. Değişken devirli kompresör, çevrimde sabit 8 °C buharlaşma ve 45 °C yoğuşma sıcaklığı için sabit devirli kompresör ile aynı süpürme hacmini 52.24 Hz hızında yakalamıştır. Bu koşulda çevrimlere ait basınç – entropi diyagramı kıyaslamalı olarak Şekil 2 ile verilmiştir.



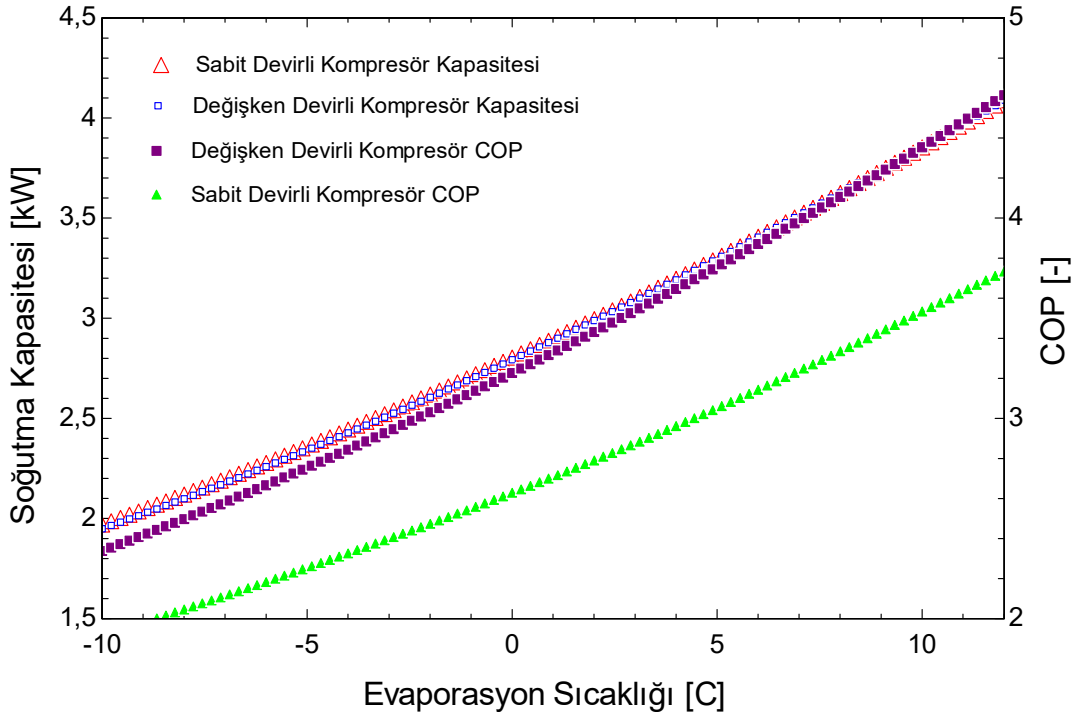
Şekil 2’de görüleceği üzere değişken devirli kompresör kullanımında T-s diyagramında oluşan kapalı döngünün arasında kalan alanda daralma meydana gelmiştir. Değişken devirli kompresör ve sabit devirli kompresör kullanımı ile oluşan çevrimin basınç - entalpi diyagramı ise Şekil 3 ile verilmiştir.



Şekil 3'de görüleceği üzere değişken devirli kompresörün aynı soğutma kapasitesi için anlık izentropik verimi daha yüksektir. Değişen buharlaşma sıcaklıkları ve sabit 45 °C yoğuşma sıcaklığı için izentropik verim incelemesi Şekil-4 ile verilmiştir.

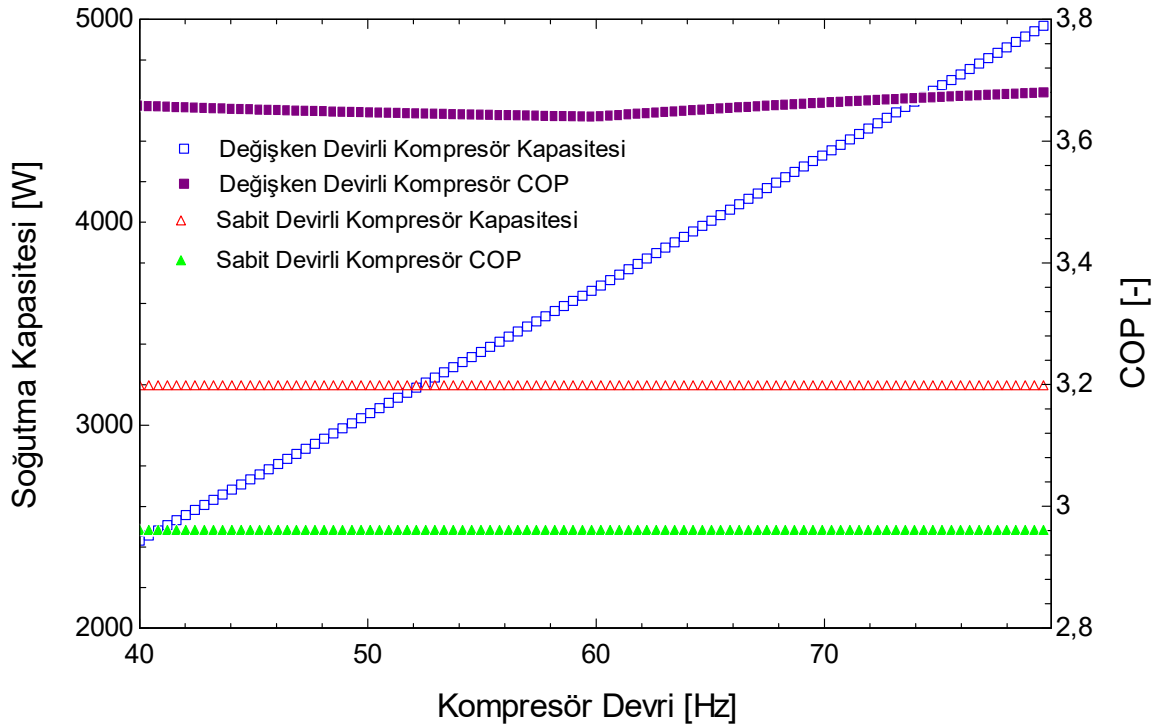


Yapılan incelemede, farklı buharlaşma sıcaklıkları için elde edilen izentropik verim kıyaslamasında sabit devirli kompresöre göre değişken devirli kompresörün ortalama %23 daha etkin olarak çalıştığı gözlemlenmiştir.



Şekil 5. Etkinlik katsayısının kıyaslaması

Şekil 5 ile verilen bulgularda aynı buharlaşma sıcaklığı değişim aralığında yakın kapasite sağlayan kompresörler ile kıyaslanan çevrim etkinliği değerleri incelendiğinde, değişken devirli kompresörün %22.7 daha verimli çalıştığı gözlemlenmiştir.



Şekil 6. Değişken kapasite ihtiyacı ve etkinlik katsayısı

Şekil 6'da değişken kapasite ihtiyacına göre kompresörlerin kapasitif cevabı ve çevrim etkinlikleri verilmiştir. Değişken devirli kompresör kapasitesi yaklaşık olarak 2500 W ile 5000 W arası değişim

gösterirken, sabit devirli kompresör (sabit buharlaşma ve yoğuşma sıcaklığı için) yaklaşık 3200 W kapasitif cevap vermektedir. Değişken devirli kompresör için hesaplanan etkinlik katsayısı değerleri devire bağlı değişkenlik gösterirken sabit devirli kompresörün etkinlik katsayısı 2.961 olarak hesaplanmıştır.

#### 4. SONUÇ VE TARTIŞMA

Bu çalışma kapsamında sabit ve değişken devirli kompresör içeren iki ayrı su kaynaklı ısı pompası sisteminin soğutma çevrimi ele alınıp, bu çevrimlerin etkinlik katsayılarının irdelenmesi gerçekleştirilmiştir. Bu irdeleme sonucunda inverter kompresörün etkinliğine olan katkısının incelenmesi amaçlanmıştır. Elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir:

1. İki farklı çevrim de aynı soğutma kapasitesini sağlarken, kıyaslamalı olarak sıcaklık-entropi diyagramları ele alındığında, değişken devirli kompresörün daha küçük kapalı döngü alanına sahip olduğu gözlemlenmiştir. Bu durum değişken devirli kompresörün daha verimli olduğunu gösteren öncül bir sonuçtur.
2. Detaylı irdelemeler yapıp, kompresör izentropik verimleri sabit 45 °C yoğuşma sıcaklığı altında -2 °C ile 12 °C değişen buharlaşma sıcaklığı için incelendiğinde değişken devirli kompresörün izentropik veriminin %23 daha fazla olduğu gözlemlenmiştir. Bu durum değişken devirli kompresörün benzer sıkıştırma oranında daha az güç sarf ederek sabit devirli kompresör ile aynı işi yaptığını göstermektedir.
3. Kompresörlerin çevrimdeki etkinlikleri ele alındığında aynı soğutma kapasitesi hedefinde çalıştırılmaları halinde çevrim etkinliğinin değişken devirli kompresör kullanımında %22.7 daha yüksek olduğunu göstermektedir.
4. Değişken devirli kompresör farklı kapasite ihtiyaçlarına geniş aralıkta (2500 W ile 5000 W) cevap verebilirken, sabit devirli kompresör her koşulda 3200 W soğutma kapasitesi ile cevap vermektedir. Eş zamanlı olarak çevrim etkinlik katsayıları incelendiğinde, değişken devirli kompresör ihtiyaca adapte olup devrini değiştirebildiği için değişken devirli kompresörün etkinlik katsayısının sabit devirli kompresörün etkinlik katsayısına oranla ortalamada %23.54 daha yüksek olduğu görülmektedir.
5. HVAC uygulamalarının sektördeki enerji tüketim payı ve işletme maliyetleri göz önüne alındığında, değişken devirli kompresör teknolojisinin kullanımının getireceği avantajlar elde edilen bulgular ışığında görülmektedir. Değişken devirli kompresör teknolojisi kullanımı ile dünya çapındaki bu olumsuzlukların önüne geçilmesinde bir adım atılabilir. Bu çalışma bu öngörüyü destekleyecek nitelikte nicel bulgular sunmaktadır.

#### KAYNAKLAR

- [1] "Delivering the European Green Deal" Delivering The European Green Deal The Decisive Decade [https://commission.europa.eu/strategy-and-policy/priorities-2019-2024/european-greendeal/delivering-european-green-deal\\_en#renovating-buildings-for-greener-lifestyles](https://commission.europa.eu/strategy-and-policy/priorities-2019-2024/european-greendeal/delivering-european-green-deal_en#renovating-buildings-for-greener-lifestyles). July 2021
- [2] Ni, Long, et al. "A review of heat pump systems for heating and cooling of buildings in China in the last decade." *Renewable Energy* 84 (2015): 30-45.
- [3] Zhang, Ying, et al. "Study on model uncertainty of water source heat pump and impact on decision making" *Energy and Buildings* 216 (2020): 109950.
- [4] Park, Youn Cheol, Yongchan Kim, and Honghyun Cho. "Thermodynamic analysis on the performance of a variable speed scroll compressor with refrigerant injection." *International Journal of Refrigeration* 25.8 (2002): 1072-1082.
- [5] Dardenne, Laurent, et al. "Semi-empirical modelling of a variable speed scroll compressor with vapour injection." *International journal of refrigeration* 54 (2015): 76-87.
- [6] Adhikari, R. S., Aste, N., Manfren, M., & Marini, D. (2012). Energy savings through variable speed compressor heat pump systems. *Energy Procedia*, 14, 1337-1342.



- [7] Tassou, S. A., C.J. T. Marquand, and D. R. Wilson. "Comparison of the performance of capacity controlled and conventional on/off controlled heat pumps." *Applied Energy* 14.4 (1983): 241-256.
- [8] Dechesne, Bertrand J., et al. "Residential air-source heat pump with refrigerant injection and variable speed compressor: Experimental investigation and compressor modeling." *International Journal of Refrigeration* 108 (2019): 79-90.
- [9] Lv, Nan, et al. "Simulation and analysis on thermodynamic performance of surface water source heat pump system." *Building Simulation*. Vol. 10. Tsinghua University Press, 2017.
- [10] Xue, Zhifang, and Lin Shi. "Modeling and experimental investigation of a variable speed drive water source heat pump." *Tsinghua Science and Technology* 15.4 (2010): 434-440.
- [11] Standard, A. H. R. I. "Performance Rating Of Positive Displacement Refrigerant Compressors and Compressor Units." *AHRI Standard 540* (2015).
- [12] Klein, Sanford, and Gregory Nellis. *Thermodynamics*. Cambridge University Press, 2012.
- [13] Cengel, Yunus A., Michael A. Boles. *Thermodynamics: an engineering approach*. Vol. 8. New York: McGraw-hill, 2015.

## ÖZGEÇMİŞ

### Cansu FINDIK

1993 Samsun doğumludur. 2017 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. 2021 yılında aynı Üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Yüksek Lisans programına başlamış ve eğitimine devam etmektedir.

### Dilek KUMLUTAŞ

İzmir doğumludur. 1990 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. Aynı Üniversite'nin Enerji Anabilim dalında 1994 yılında Yüksek Lisans, 1999 yılında Doktora Eğitimini tamamlamıştır. 1990-1999 yılları arasında Araştırma Görevlisi, 1999- 2007 yılları arasında Yardımcı Doçent, 2007-2013 yılları arasında Doçent olarak görev yapmıştır. 2013 yılından beri Makina Mühendisliği Bölümü'nde Profesör olarak çalışmakta ve 2016 yılından itibaren de Enerji Anabilim Dalı Başkanlığı görevini yürütmektedir.

### Özgün ÖZER

1984 İzmir doğumludur. Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü 2008 yılında, Anadolu Üniversitesi Fotoğrafçılık ve Kameramanlık Bölümünü 2011 yılında, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Enerji Yüksek Lisans programını 2011 yılında ve Anadolu Üniversitesi Felsefe Bölümünü 2015 yılında tamamlamıştır. 2017 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Enerji Doktora programını tamamlamıştır. 2019-2021 yılları arasında Manchester Üniversitesinde Horizon-2020 projesi kapsamında doktora sonrası araştırmalarını gerçekleştirmiştir.

### Göknil SÖNMEZ

1990 yılında İzmir'de doğmuştur. 2014 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. Ege Üniversitesi Makine Mühendisliği Termodinamik Yüksek Lisans programını 2019 yılında tamamlamıştır. 2013 yılından bu yana süregelen çalışma hayatına Form Endüstri Tesisleri'nde Ar-Ge ve Proje Yöneticisi olarak devam etmektedir.

### Tunahan AKIŞ

1993 yılı İzmir doğumludur. 2016 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. Aynı Üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsü Termodinamik Yüksek Lisans programını 2019 yılında tamamlamıştır. Devam eden kariyerinde iklimlendirme sektöründe Ar-



Ge mühendisi olarak görev almış, bunun yanı sıra Ege Üniversitesi Güneş Enerjisi Enstitüsünde doktora eğitimini sürdürmektedir.

### **Utku Alp YÜCEKAYA**

1991'de Sivas'ta doğmuştur. 2014 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. Aynı Üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Yüksek Lisans programını 2017 yılında tamamlamıştır. 2017 yılından beri Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü Enerji Anabilim Dalında Araştırma Görevliliğini ve doktora eğitimini sürdürmektedir.



# SÜRDÜRÜLEBİLİR SOĞUTMA, SOĞUTMA SEKTÖRÜ DURUM RAPORU

*Sustainable Cooling, Cooling Sector Status Report*

**Meral Mungan Arda  
Selimcan Azizoğlu**

## ÖZET

Türkiye'deki soğutma sektörü piyasasının önemli üretim kapasitesi, uzman işgücü ve verimli bir tedarik zinciri ve lojistik altyapısı bulunmaktadır. Türkiye'deki açık piyasa ve adil rekabet koşulları ve ayrıca ürün standartlarının uyumlaştırılmasına yönelik düzenleyici çabalar küresel şirketler için büyüyen bir üretim ve ihracat merkezi olma rolüne katkı sağlamıştır. Farklı iklimlendirme teknolojilerine yönelik talebe, yeni inşaat faaliyetleri ve yeni teknolojilerin bulunabilirliği yön vermektedir. Mevcut durumda, Türkiye'de kurulu iklimlendirme sistemlerinin verimliliği mevcut en iyi teknolojiye göre önemli ölçüde düşük olmakla birlikte yükselen trend olarak, ısı geri kazanımı, enerji verimliliği, çevreci tasarıma uygun üniteler ve %100 temiz hava sistemleri öne çıkmaktadır. Mevcut durumda, Türkiye, kullanılan tüm soğutkanları ithal etmektedir ve piyasada HFC bazlı soğutkanlar hakim bir konumdadır. Bununla birlikte, yeni sistemlerde daha düşük KIP'li soğutkanlara yönelim vardır ve bu durum, hükümetin son zamanlarda yayınladığı Florlu Sera Gazları Yönetmeliği ile teşvik edilmektedir.

**Anahtar Kelimeler :** Soğutma Sektörü, Sürdürülebilir Soğutma, Soğutma Endüstrisi

## ABSTRACT

The cooling sector market in Turkey has significant production capacity, expert workforce and an efficient supply chain and logistics infrastructure. Open market and fair competition conditions in Turkey, as well as regulatory efforts to harmonize product standards, have contributed to its role as a growing production and export hub for global companies. Demand for different air conditioning technologies is driven by new construction activities and the availability of new technologies. Currently, the efficiency of air conditioning systems installed in Turkey is significantly lower than the best available technology, but heat recovery, energy efficiency, units suitable for environmentally friendly design and 100% clean air systems stand out as the rising trend. Currently, Turkey imports all used refrigerants and HFC-based refrigerants dominate the market. However, there is a trend towards lower GWP refrigerants in new systems, and this is encouraged by the government's recent Fluorinated Greenhouse Gas Regulations.

**Keywords:** Cooling Sector, Sustainable Cooling, Refrigeration Industry, Cool Up

## 1.GİRİŞ

2040 yılına kadar enerji talebinin %50 artması beklenirken [1], Orta Doğu ve Kuzey Afrika (MENA) ülkeleri iklim değişikliğiyle ilgili çeşitli zorluklarla karşı karşıyadır. Bölgenin enerjisiyle ilgili maruz kaldığı zorluklar hızlı nüfus artışı, kentleşme ve enerji altyapısının ağır stres altında olmasını içermektedir.

İklimlendirme (AC) ile donatılmış hanelerde soğutma, şimdiden bölgede büyük bir enerji tüketim kaynağıdır.

### 1.1. Cool Up Programı

Mısır, Ürdün, Lübnan ve Türkiye’de hızlandırılmış teknolojik değişimi ve Paris Anlaşması ve Montreal Protokolü’ne Kigali Değişikliği’nin bir an önce uygulamaya konulmasını teşvik eden Cool Up Programı, artan soğutma ihtiyacının etkilerini azaltmak amacıyla doğal soğutkanlar ve enerji verimliliği yüksek çözümler sağlamaya odaklanmaktadır. Cool Up yaklaşımı dört ana direğe yaslanmaktadır: Soğutma ihtiyacının azaltılması, hidroflorokarbonların (HFC’ler) aşamalı olarak azaltılması, verimsiz ekipman ve soğutkanların yenilenmesi ve geri dönüştürülmesi, eğitim ve farkındalık artırma.

Programın kesimler arası yaklaşımı, mesken ve ticari iklimlendirme sektörüne ve ticari soğutma sektörüne odaklanmaktadır. Programın hedefiyse, kurumsal kapasiteleri kalıcı biçimde geliştirerek sürdürülebilir soğutma teknolojilerinin piyasada yayılımını artırmaktır.

Cool Up Programı, soğutma piyasasının sürdürülebilir soğutma teknolojileri yönünde dönüştürülmesini sağlamak amacıyla:

- Uzun vadeli etkileri desteklemeye yönelik sahiplenme geliştirmek için, ulusal aktörler arasında sektörler arası diyalogu artıracaktır.
- Destekleyici düzenleme ortamı oluşturmak üzere politika eylemleri geliştirecektir.
- Soğutma piyasasının dönüşümünü sağlamak için mali mekanizmalar ve finansman yapıları geliştirecektir.
- Doğal soğutkanların kullanıldığı mevcut ve ortaya çıkan yeni teknolojilerin ticari kullanımını ve yaygınlaşmasını destekleyecektir.
- Dört ortak ülkede sürdürülebilir soğutma kapasitelerini geliştirmeye yönelik kaynak sağlayacaktır.

### 1.2. Kigali Değişikliği

Soğutma sistemlerinin büyük çoğunluğunun küresel ısınma potansiyeli (KIP) yüksek soğutkanlara bel bağlaması, soğutkan sızıntılarından kaynaklanan yüksek oranda doğrudan emisyonu açmaktadır. 1987’de kabul edilen Montreal Protokolü, ozon tabakasını incelten maddelerin (ODS) -en başta hidrokloroflorokarbonlar (HCFC’ler)- tüketim ve üretimini, gelişmiş ülkeler ve gelişme yolundaki ülkeler (Madde 5 ülkeleri) için farklı zaman planları ile aşamalı olarak durdurmaktadır. Florlu gazların, yani UHF’lerin küresel iklim değişikliği tehdidini tanıyan uluslararası topluluk, 2016 yılında Kigali’de (Ruanda) Montreal Protokolü’nde değişiklik yapılmasına karar vermiştir. 1 Ocak 2019’da yürürlüğe giren Kigali Değişikliği, sonraki 30 yıl içinde HFC üretimi ve tüketiminin en az %80 oranında azaltılması amacıyla HFC’lerin küresel çapta aşamalı olarak azaltılmasını sağlamaktadır.

Kigali Değişikliği kapsamında, Cool Up ortak ülkeleri -Mısır, Ürdün, Lübnan ve Türkiye için HFC kullanımının aşamalı olarak azaltılmasına yönelik aynı takvim uygulanmaktadır (**Tablo 1**).

Referans düzey; ülkenin 2020, 2021 ve 2022 yıllarındaki ortalama HFC tüketimi artı HCFC referans düzeyinin %65’i olarak belirlenmiştir.

**Tablo 1.** Cool Up ortak ülkelerinde HFC tüketiminin aşamalı olarak azaltılmasına yönelik takvim

Aşama	Azaltım takvimi
1	2024-2028 döneminde referans düzeyin %100’ünün aynı tutulması
2	2029-2034 döneminde referans düzeyin %10’u kadar aşamalı azaltım
3	2035-2039 r döneminde referans düzeyin %30’u kadar aşamalı azaltım
4	2040-2044 döneminde referans düzeyin %50’si kadar aşamalı azaltım
5	2045’te referans düzeyin %80’i kadar aşamalı azaltım

Son on yılda doğal soğutkanlar ve iklim dostu önlemlere (alternatif teknolojiler olarak anılmaktadır) yönelik kapsamlı araştırmalar yapılmıştır. Bu tür alternatif teknoloji örnekleri, dünyanın dört bir yanında ticari olarak uygulanmaya başlamıştır (örneğin, binalarda pasif soğutma). Bunun yanı sıra, doğal

soğutkanlara bel bağlanan uygulamalar için, sistem verimliliğini artıracak teknik çözümler belirlenmiş ve tesis edilmiştir.

## 2.GENEL BAKIŞ

### 2.1. Genel Ortam

Türkiye’de bazıları çok soğuk, bazılarıysa sıcak ve nemli olmak üzere (6 adet) çeşitli iklim bölgeleri mevcuttur. Türkiye’de tüm sektörler genelinde kararlı biçimde artan enerji tüketimi, 2018’de 103 Mtoe’ye ulaşarak 2019’da 422,1 MtCO<sub>2e</sub> (karbondioksit) olarak gerçekleşen net sera gazı emisyonuna katkıda bulunmuştur. 2018’de konut sektörü ve kamu ve ticari sektörlerdeki elektrik talebinin toplamı, Türkiye’nin toplam elektrik tüketiminin %48’ini oluşturdu [2]. Türkiye’nin ODS’leri aşamalı olarak kaldırma çabaları, ülkenin neden Avrupa ve Orta Doğu’daki ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme (HVAC) piyasalarının önemli ve yükselen aktörleri arasında yer aldığını vurgulamaktadır.

### 2.2. Makroekonomik Görünüm

Türkiye’de 2021 yılında GSYH 719.496 milyar Avro ve kişi başına düşen Milli Gelir 9.619 Avro olarak gerçekleşmiştir [3]. Türkiye enerji ihtiyacının, 2015 itibarıyla %75’i olmak üzere, büyük bölümünü ithal etmektedir; bu oran içinde doğal gaz en büyük paya sahiptir [4]. İthalat bağımlılığının bu kadar yüksek düzeyde olması, Türkiye’yi enerji arzını çeşitlendirmeye, yenilenebilir enerjiye (YE) ciddi yatırımlar yapmaya, son on yılda YE üretimini üç katına çıkarmaya, ve üç yeni nükleer santrale yatırım yapmaya itmiştir [3].

### 2.3. Elektrik tüketimi

Türkiye’de toplam elektrik tüketiminin (2018) yaklaşık %21’ini oluşturan konut sektörü, sanayi (%44) ve hizmetlerden (%33) sonra en büyük üçüncü tüketici sektördür. Yapı sektöründe enerji tüketiminin büyük çoğunluğunu %52 ile elektrik, geri kalanını ise fosil yakıtlar (pişirme ve ısıtma amaçlı) oluşturmaktadır. [5]. Binalarda kullanılan enerjinin üçte birinden fazlası ısıtma ve soğutma amaçlıdır [6]. Aşağıdaki tabloda, 2021 yılında elektrik tüketiminin dağılımı verilmiştir.

**Tablo 2.** 2021 yılında elektrik tüketiminin sektörlere göre dağılımı [7]

Sektör	Elektrik tüketimi (kWh)	Oran	Net oran (%)*
<b>Sanayi</b>	111,572,993,760	%34	%44
<b>Kayıplar</b>	76,600,098,110	%23	-
<b>Ticari binalar</b>	61,360,984,470	%19	%24
<b>Konut binaları</b>	31,337,914,720	%19	%24
<b>Tarımsal sulama</b>	13,359,192,730	%4	%5
<b>Aydınlatma</b>	5,402,816,210	%2	%2
<b>TOPLAM</b>	<b>329,634,000,000</b>	<b>%100</b>	<b>%100</b>

Turuncu ile belirtilen rakamlar, kayıplar dağıtıldıktan sonra ortaya çıkan tabloyu ifade etmektedir. Türkiye’de elektrik tüketimi, 2010-2018 döneminde %5’i aşkın büyüme oranından sonra, ağırlıklı olarak Koronavirüs krizi nedeniyle son iki yılda düşüşe geçmiştir [8]. Bununla birlikte, 2021 ve 2030 yılları arasında talebin yıllık %2,8 ila %4,7 oranında artmaya devam etmesi beklenmektedir [9].

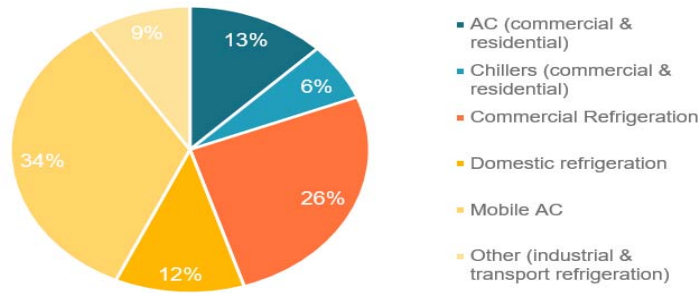
Elektrik talebindeki artış öncelikli olarak aşağıdakilerden kaynaklanmaktadır [10]:

- ▶ Ekonomik büyüme ve artan sanayi üretimi
- ▶ Nüfus artışları
- ▶ Varlıklarda artış ve yaşam standartlarının yükselmesi
- ▶ Hanelerde elektrikli ısıtmada artışı da içeren elektrifikasyon
- ▶ Hükümet politikaları

## 2.4. Soğutma ve İklimlendirme (RAC) Sektör Emisyonları

Yapı sektöründen kaynaklanan doğrudan emisyonları, ısıtma ve pişirme amacıyla kullanılan yakıtlara bağlı enerjiden kaynaklanan CO<sub>2</sub> emisyonunda %14,5'lik paya sahiptir; soğutma ve elektrikli ev aletlerine bağlı dolaylı emisyonlar ise enerji kaynaklı emisyonların %13,48'ini oluşturmaktadır. Türkiye'de soğutma ve iklimlendirme (RAC) sektörü emisyonlarına ilişkin ülkeye özgü çalışmalar mevcut değildir.

Yeşil Soğutma Girişimi (Green Cooling Initiative-GCI) kurulu teknolojiler, satış ve emisyonlara (ve tasarruf potansiyeline) ilişkin RAC sektörüne özgü veriler sağlayan çevrimiçi model geliştirmiştir [11]. Bu model, tüm RAC sektörü emisyonlarının %67'sini dolaylı ve %33'ünü doğrudan emisyon olarak kategorize etmektedir. RAC sektörü emisyonlarının %34 ile en büyük payı mobil klimalara (binek taşıtlar) tahsis edilmiştir; bunu ticari soğutma (%26) ve ticari ve konut amaçlı iklimlendirme (%13) takip etmektedir (bkz. Şekil 1). Sektör emisyonlarının kalanı ise ticari ve konut amaçlı çiller (%6), ev tipi buzdolabı (%12), ve endüstriyel soğutma ve taşımada soğutma gibi diğer kategorilere (%9) atfedilmiştir.



Şekil 1. Türkiye'de RAC sektörü emisyonları

Tablo 3. RAC sektörü terimleri

EN-orig	TR-çeviri
AC (commercial & residential)	İklimlendirme (ticari ve mesken)
Chillers (commercial & residential)	Çillerler (ticari ve mesken)
Commercial refrigeration	Ticari soğutma
Domestic refrigeration	Ev tipi buzdolabı
Mobile AC	Mobil klima
Other (industrial & transport refrigeration)	Diğer (endüstriyel soğutma ve taşımada soğutma)

## 2.5. Politika Alanı

Türkiye, Mart 2021'de Kigali Değişikliği'nin onaylanmasını kabul etmiş ve Kasım 2021'de Değişikliği onaylamıştır ([https://treaties.un.org/Pages/ViewDetails.aspx?src=IND&mtmsg\\_no=XXVII-2-f&chapter=27&clang=en](https://treaties.un.org/Pages/ViewDetails.aspx?src=IND&mtmsg_no=XXVII-2-f&chapter=27&clang=en)). Türkiye, birtakım programlar, kanunlar, kurallar ve standartlar gibi başka politika araçlarını uygulayarak Montreal Protokolü ve değişiklikleriyle ilgili taahhütlerini yerine getirmede ilerleme kaydetmiştir. Düzenlemelerin analizine yönelik olarak, doğal soğutkanlar kullanılarak ve soğutma talebinin azaltılmasıyla HFC'lerin aşamalı olarak azaltılmasında temel güçlü yönler ve iyileştirmeye açık alanları belirlemek amacıyla Türkiye'de RAC ve yapı sektörünü düzenleyen politika belgeleri analiz edilmiştir.

Düzenleme analizine göre, Türkiye, Montreal Protokolü'nün aşamalı olarak kaldırma takviminin gerektirdiği ODS ve HCFC tüketim sınırlarına ulaşmıştır, ancak bu başarı aynı zamanda HFC tüketiminde artışa neden olmuştur. Türkiye, ODS ve HFC tüketiminin azaltılmasına ve bunun yanında, enerji verimliliğinin artırılması ve soğutma talebinin azaltılmasına katkıda bulunan birçok ulusal plan hazırlamıştır. Bunların arasında 2011-2023 Ulusal İklim Değişikliği Eylem Planı (İDEP) (2012), Enerji Verimliliği Stratejisi (2012), Türkiye Ulusal Yenilenebilir Enerji Eylem Planı (2014), 2017-2023 Enerji Verimliliği Ulusal Eylem Planı (2018), ve Paris Anlaşması ile uyumlu olacak şekilde güncellenmesi



gerekecek Türkiye'nin Niyet Edilen Ulusal Katkı Beyanı (INDC) (2015) yer almaktadır. Ancak Türkiye tarafından, genel olarak ulusal iklim stratejilerine entegre etmek üzere Ulusal Soğutma Planı geliştirilmemiştir. Ulusal Enerji Verimliliği Eylem Planı'nda soğutma konusu özel olarak sadece, potansiyel olarak "Toplu konutlarda ve büyük yerleşim birimlerinde merkezi ve bölgesel ısıtma sistemlerine geçiş yapılarak enerji tasarrufu ve yenilenebilir enerjinin ısıtma ve soğutma amaçlı kullanım oranının artırılması"nın vurgulayan Hedef B'de ele alınmıştır. Bu geçişlerin uygulamaya konmasına yönelik politikalar henüz planlanmamış veya hayata geçirilmemiştir.

Ayrıca Türkiye tarafından, ODS'lerin aşamalı olarak kaldırılması ve HFC'lerin aşamalı olarak azaltılmasına ilişkin birden çok unsur kapsayan ulusal mevzuat oluşturulmuştur. Florlu Sera Gazlarına ilişkin Yönetmelik, 29 Haziran 2022 tarihli ve 31881 sayılı Resmi Gazete'de yayınlanmıştır. Türkiye aynı zamanda, 2007 yılında Enerji Verimliliği Kanunu'nu (en son 2019'da güncellenmiştir) kabul ederek, ve bunun yanında, bina ve ürün verimlilik standartlarını AB Bina Enerji Performansı Direktifi (EPBD) (2017), Enerji ile İlgili Ürünlerin Çevreye Duyarlı Tasarımına İlişkin Yönetmelik (2010, 2021'de revize edilmiştir), ve Ürünlerin Enerji ve Diğer Kaynak Tüketimlerinin Etiketleme ve Standart Ürün Bilgileri Yoluyla Gösterilmesi Hakkında Yönetmelik (2011, 2021'de revize edilmiştir) gibi ilgili Avrupa Birliği (AB) Direktifi ile büyük ölçüde uyumlaştırarak enerji verimliliği ve iklim politikasının ele alınmasına sistemsel açıdan yaklaşmıştır. Mevcut kanunların çoğunluğu sağlıklı biçimde uygulanılmakta ve uygulanmaktadır, ancak sonuçların raporlanması, hedeflerin belirlenmesi ve hedef başarımlarının ölçülmesini sağlamaya yönelik uygulama önlemlerinde hala eksikler mevcuttur. Bunun yanı sıra Türkiye mevcut durumda, iklim değişikliğinin 2053'e kadar net sıfır hedefini ana hatlarıyla belirleyen tek bir mevzuat kapsamında düzenlenmesine yönelik bir İklim Kanunu tasarlanmaktadır. Standartlar ve Asgari Enerji Performans Standartları (MEPS) düzeyinde ise, RAC cihazları ve binalara yönelik olarak ayrıntılı biçimde geliştirilmiş ve çoğunluğu AB standartları ile uyumlaştırılmış birtakım MEPS'ler ve etiketler mevcuttur. MEPS'lerin düzenli olarak gözden geçirilmesi ve güçlendirilmesinin yanı sıra, MEPS ve etiketleme politikalarının AB Ekolojik Tasarım, Etiketleme ve EPBD Çerçevesinin gelecekteki revizyonları ile uyumlu olacak biçimde güncellenmesini sağlamaya ilişkin eksikler mevcuttur.

Bunların yanında, florlu gaz alternatiflerinin kullanımına ilişkin, farkındalık artırma ve kapasite geliştirme yoluyla ele alınması gereken güvenlik kaygıları gibi başka engeller de mevcuttur. Farklı paydaşlar arasında doğal soğutkanlara ilişkin farkındalık istenen düzeyde olmadığından, farkındalığı artırmaya yönelik daha fazla faaliyet yapılması gerekmektedir.

Sürdürülebilir soğutma ve doğal soğutkanların kullanımına geçiş rehberlik edecek politika çerçevelerinin hazırlanmasını desteklemek üzere, bu analiz temelinde bazı kilit politika önerileri türetilmiştir. Analiz ve politika önerilerinin tam haline ilişkin ayrıntılı rapor Cool Up [internet sitesinde](#) mevcuttur.

## 2.6. Finans Ortamı

Türkiye'de 34 mevduat/ticari banka, 15 kalkınma bankası ve 6 katılım bankası olmak üzere 55 bankadan oluşan gelişmiş mali sistem vardır. Bankalar hem kamu sektörü hem de özel sektörün birincil finansman kaynağıdır ve %18,34 olan sermaye yeterlilik oranı, %12'lik ihtiyati gereksinimin oldukça üzerindedir. Bankacılık Düzenleme ve Denetleme Kurumu tarafından yayınlanan verilere göre, Aralık 2021 itibarıyla, bankacılık sektörünün toplam varlığı, önceki yılın aynı döneminde %36,08 olan 2020 yılı enflasyonuna göre nominal olarak %50,9, reel olarak ise yalnız %16 oranında artmıştır. Geleneksel olarak, Türkiye'de bankacılık sektörünün finansman yapısına mevduatlar hakim olagelmıştır. Sektör, hızla artan borçları finanse edebilmek için, yurtdışından alternatif finansman kaynağı arayışına girmiştir ve ayrıca, 2020'de mali güvencelerin çıkarılmasıyla kaynak yapısını desteklemiştir. 2019'da %5,37 olarak gerçekleşen Takipteki Kredi (NPL) oranı, 2020'de kredi hacmindeki hızlı artışın desteğiyle 2020 yıl sonunda %4,08'e düşmüştür. Kademeli olarak azalmaya devam eden NPL oranı 2021 yıl sonunda %3,16'ya gerilemiştir. Bu, Türkiye'de bankaların iyi geri kazanım oranlarına sahip olduğunu göstermektedir.

Türkiye, soğutma ve iklimlendirme sistemlerine yönelik, ticari bankalar ve kalkınma finans kurumlarının güçlü desteğini alan gelişmiş değer zincirine sahiptir. Soğutkanlar, bileşenler, özel RAC ekipmanı (absorpsiyonlu çillerler, donmalı kurutucular, vb.) ve hazır montajlı oda klimaları ithal edilmektedir.

Türkiye’de ticari bankaların neredeyse tümü ithalatçılara kredi mektubu (akreditif) sağlamaktadır. Buna ek olarak, ithalatçının ülke riskinin sigortalı olduğu durumlarda, yabancı ihracat kredisi kuruluşları kredi temin ederek ithalatçılara uzun vadeli satın alma fırsatları sunmaktadır.

Türkiye’de ticari bankaların büyük bölümü, işletme sermayesi finansmanına ilişkin yeni projeler de dahil olmak üzere, imalat faaliyetlerine yönelik finansman sağlamaktadır. Benzer biçimde, mevcut bir tesisin tadilatı ve içinde bulunan makine ve ekipmanın modernleştirilmesi uzun vadeli krediler ile finanse edilmektedir. Uluslararası Finans Kuruluşları (UFK’lar) ise, yerel ticari banka veya kurumlar aracılığıyla uygulanan program ve girişimleri ile ihtisas kredileri sunmaktadır. Orta ila uzun vadeli kredilerin ortalama kullanım süresi, bankadan bankaya değişmekle birlikte, genellikle 2 ila 3 yıllık hoşgörü süreleri ile 7 ve 10 yıl arasındadır. Ticari bankalar aynı zamanda Küçük ve Orta Ölçekli İşletme (KOBİ) birimlerine özelleştirilmiş/ihtiyaca uyarlanmış krediler sunmaktadır. Finansal kiralama (leasing) şirketleri ise üreticilere ekipman kiralama hizmetleri sunmaktadır.

AB, Türkiye’nin en büyük ihracat pazarıdır. 2019 itibarıyla, AB’nin toplam ithalatının %15’i Türkiye’den ithal edilen beyaz eşyalardan oluşmaktadır. Çoğu zaman, satış hacimleri ve ülke genelinde satış ve ihracat oranları büyük olan kurumsal imalat firmalarının faaliyetlerinin önemli kısmını mal dağıtımını oluşturmaktadır. İhracat açısından, yerel ticari bankalar ile genellikle ihracata yönelik ticari finansman sağlayan uzman ticari finans kurumu Türk Eximbank tarafından finanse edilmektedir. Türk Eximbank ihracatçılar, ihracata yönelik üreticiler, yabancı yatırımcı ve yükleniciler ve kısa, orta ve uzun vadeli nakdi ve nakdi olmayan krediler yoluyla döviz kazandıran işler yapan şirketleri desteklemektedir.

Konut sektörüne yönelik iklimlendirme sistemlerinin doğrudan dağıtımında üreticiler, Türkiye genelinde toplu gayrimenkul geliştirme projeleri yapan inşaat şirketlerine doğrudan ya da toptancı distribütörler aracılığıyla toptan satış yapmaktadır. Ticaret sektörüne yönelik RAC ürünlerinin dağıtım aşaması bakımından ise üreticiler, toptancı dağıtım şirketlerine ek olarak, büyük market, özel hastane zinciri, otel zinciri, alışveriş merkezi, vb., olarak faaliyet gösteren büyük kurumsal müşteriler/alıcılara doğrudan satış yapmaktadır. Toptancı dağıtım şirketleri ve doğrudan üreticiden toptan alım yapan şirketler kendi finansmanlarını ticari bankalar ve UFK’lar tarafından sağlanan ve ticari bankalar aracılığıyla dağıtılan kredi limitleri yoluyla sağlamaktadır. Bu bakımdan, Türkiye’de kurumsal KOBİ üreticiler ve distribütörlerin satış harcamalarına yönelik işletme sermayesi ihtiyaçları, yerel ticari bankalar tarafından işletme kredisi biçiminde sağlanmaktadır.

Üreticiden tüketiciye kadarki tedarik zincirinin son halkasını perakende satıcılar oluşturmaktadır. Perakende satış operasyonları sonucunda satış karşılığı ödeme alınmaktadır. Mesken müşterileri söz konusu olduğunda, RAC ürünlerinin (oda kliması veya ev tipi buzdolabı) satışı nakit karşılığında veya kredi kartı ile gerçekleştirilmektedir. Perakendeci firmalara ilişkin finansmanın, perakendecinin büyüklüğüne bağlı olarak kısmen kurumsal krediler (zincir mağazalar, satış noktaları) ve kısmen ticari kredilere (perakende satış acenteleri, bayilikler, vb.) bağlı olduğu değerlendirilebilir. Bankalar ayrıca, kurumsal perakende müşterilerine yönelik nakit yönetim hizmetleri sunmaktadır.

2000’li yıllardan itibaren, gelişmiş ülkelerde mali kurumların ve özel şirketlerin vizyon beyanları ve iş stratejileri sürdürülebilirlik kavramına yer vermeye başlamıştır. Türkiye’de mali kurum ve şirketler de önceliklerini benzer şekilde sıralamış ve sürdürülebilirliği öncelik olarak kabul etmiştir. Kredi değerlendirme sürecine çevrecilik vurgusuyla yaklaşan ilk iki banka, Türkiye’nin ilk özel kalkınma bankası olan Türkiye Sınai Kalkınma Bankası (TSKB) ve kamu sektöründeki iştiraki Türkiye Kalkınma ve Yatırım Bankası’dır (TKB). Ticari bankaların çoğu, yenilenebilir enerji ve enerji verimliliği projelerine yönelik mali destek sağlamaktadır. Akbank, ticari bankalar arasında sürdürülebilir bankacılığa öncülük etmiştir.

Türkiye’de hükümet, enerji verimliliği yatırımlarına yönelik bazı hibe programları sunmaktadır. Bunlardan bazıları aşağıdaki gibidir:

- ▶ Verimlilik Artırıcı Projeler (VAP)
- ▶ Gönüllü Anlaşmalar
- ▶ 5nci Bölge Teşvikleri
- ▶ KOSGEB Enerji Verimliliği Destek Programı
- ▶ Yeşil Teknoloji Projeleri (YETEP) Destek Programı



Yerel mali kurumlar ve bankalar, çeşitli programlar kapsamında enerji verimliliği projelerine özel kredi limitleri sunmaktadır. Dolayısıyla Türkiye, bankalar ve kurumların bünyesindeki mevcut program otoritelerine yönelik görece kolaylık ve asgari değişiklikler ile, sürdürülebilir soğutma teknoloji seçeneklerine yönelik finansman sunabilmektedir.

### 3. İKLİMLENDİRME PİYASASI

- Soğutma ekipmanı piyasasının genel olarak büyümeye devam etmesi beklenmektedir [12]
- Ulusal iklimlendirme piyasasında yerel üreticiler ve ithal ürünler hakimdir.
- Enerji tasarruf potansiyeli büyüktür; kurulu ekipman ve kurulan yeni üniteler, mevcut en iyi teknolojiden önemli ölçüde daha düşük verimlilikle çalışmaktadır.
- Konut yapı sektöründe piyasayı temel olarak ekonomik büyüme (ekonomik olarak karşılanabilirlik), iklim değişikliği ve yeni inşaat faaliyetleri yönlendirmektedir.
- Piyasa genelinde temel sistem türü split (kanalsız) sistemlerdir (her yıl kurulmakta ve satılmaktadır); daha büyük mesken dışı yapılarda ise başlıca teknoloji VRF sistemleridir.

### 4. TİCARİ SOĞUTMA PİYASASI

- Son dönemde enflasyon oranları nedeniyle, Türkiye’de ticari soğutma sektörüne özellikle ucuz süpermarketler hakimdir; diğer büyük pazar kesimlerini ise oteller ve restoranlar oluşturmaktadır.
- Yeni yatırımlarda daha esnek olma gereksinimi nedeniyle, süpermarketler daha çok “tak-çalıştır” ünite talep etmektedir.
- Başlıca teknolojiler bağımsız (= tak-çalıştır) sistemler (%50), yoğuşmalı üniteler (%30) ve çoklu kompresörlü sistemlerdir (%20).
- Müşterilerin enerji konularında farkındalığı arttığından, bağımsız sistemler ve yoğuşmalı üniteler / merkezi sistemler gibi başlıca teknolojilerde enerji verimli ürünler daha çok talep görmektedir.
- Ürünlerde fiyat indirimi, nüfus artışı, elektrik fiyatlarında artış, yeni teknolojilerin getirilmesi ve ekonomik büyüme, yeni kurulumları artıran temel faktörlerdir.
- Yiyecek-içecek sağlayıcıları; süpermarketler, hızlı servis veren (quick service) ve gün boyu açık (causal) restoranlara bağımsız soğutma sistemlerini sunan ana tedarikçileridir.
- Türkiye’de ticari yoğuşmalı üniteler, merkezi soğutma ve çoklu kompresörlü soğutma sektörü yerel üreticilerin hakimiyetindedir; yerli üretim buharlaştırıcılar ve yoğunlaştırıcılar sayesinde, ticari bağımsız soğutma sistemleri de Türkiye’de imal edilmektedir; ancak soğutma devrelerinde ithal edilmiş birtakım soğutma ekipmanı (kompresörler, elektrikli parçalar, vb.) kullanılmaktadır. Çok sayıda soğutmalı dolap ihraç edilmektedir.
- Türkiye’de ticari bağımsız yoğuşmalı ve merkezi soğutma sektörü, yerli üretim buharlaştırıcılar ve yoğunlaştırıcılar sayesinde yerli üreticilerin hakimiyetindedir; ancak soğutma devrelerinde ihraç edilmiş birtakım soğutma ekipmanı (kompresörler, elektrikli parçalar, vb.) kullanılmaktadır.

### 5. SOĞUTKAN PİYASASI

- Tüm sentetik soğutkanlar Türkiye’ye ithal edilmektedir.
- Mevcut iklimlendirme ekipmanında ağırlıklı olarak R410A soğutkan kullanılmaktadır ve artan oranda R32 ile ikame edilmektedir.



- Mevcut ticari soğutma ekipmanında ağırlıklı olarak hala R404A ve R134a soğutkan kullanılmaktadır. Yeni ekipmanlarda R448A, R449A VE R513A gibi HFC-HFO karışımları, bağımsız ünitelerde ise R290 kullanılmaya başlamıştır.

Doğal soğutkanların kullanımına ket vuran engeller (son kullanıcı tarafından algılandığı üzere), güvenlik sorunları ve ilgili masraflardır; bunların ele alınması gerekmektedir.

## 6.İLAVE SOĞUTMA SEKTÖRÜ İÇGÖRÜLERİ

### 6.1.En önemli doğal soğutkanlar

- Doğal soğutkanlar, sıkıştırılmalı soğutma için maliyet etkin bir seçenektir.
- KIP hiç yoktur veya ihmal edilebilecek kadar azdır, yüksek verimliliğe sahiptirler ve kolayca bulunabilirler.
- Bununla birlikte, tutuşabilir olmaları nedeniyle doğal soğutkanların kullanımı güvenlik endişesi yaratabilir.
- Makine daireleri, eğitimli teknisyenler ve sızıntı tespiti gibi güvenlik önlemleri bu endişeleri giderebilir.
- Doğal soğutkanların güvenli olarak kullanılması için teknik bilgi ve uygulama deneyimi gerekmektedir.
- Doğal soğutkanların kullanıldığı RAC sistemleri ile ilgili düzenlemenin bulunmaması ve düşük satış hacimleri yaygın olarak benimsenmesini engellemektedir.
- Gelişmekte olan ülkelerdeki RAC teknisyenlerin doğal soğutkanlar ile ilgili deneyimi sınırlıdır.

### 6.2.Yüksek sızıntı oranları ve kötü bakım

- Bakımın iyileştirilmesi, sızıntı oranlarının azaltılması ve gelecekteki enerji verimliliğinin artırılması açısından önemlidir.
- Ticari soğutma sektöründeki mevcut sızıntı oranları oldukça yüksektir (yoğuşmalı üniteler ve merkezi sistemlerde yıllık %20 ila %40'a kadar).
- Soğutkanlar için kullanım ömrü sonu yönetiminin olmaması genellikle bertaraf sırasında soğutkanın %100'ünün atmosfere salımına yol açar.
- Soğutkanların bertaraf sürecinde yer alan kişilerin bilinçlendirilmesi ve kapasitelerinin geliştirilmesi için yoğun talep vardır.
- Montaj izleme ve değerlendirme mekanizmalarına yönelik talep vardır ve soğutkanların güvenli bertarafını sağlamak için tesislere ihtiyaç duyulmaktadır.

Aşağıdaki konular ile ilgili eksiklikler kullanım ömrü sonu yönetiminin iyileştirilmesine ilişkin temel zorluklardır:

- Soğutkanların bertaraf sürecinde yer alan kişilerin güvenlik önlemlerine ilişkin bilinci,
- İzleme ve değerlendirme mekanizmaları,
- Soğutkanların güvenli bertarafını sağlamak için ihtiyaç duyulan tesisler ve kaynaklar,
- Güvenli bertarafa ilişkin başlıca zorluklar aşağıdaki konular ile ilgili eksiklikleri içermektedir:
- Kullanılmış soğutkanlar için depolama alanı,
- Teknisyenlerde soğutkanların işlenmesi için uygun ekipmanlar bulunması,
- Montaj ustaları ve teknisyenlerin farkındalığı,
- Güvenli bertaraf için zorunlu düzenlemeler.

### 6.3.Satın alma kararı için temel faktörler

- İlk yatırım, belirli bir iklimlendirme sistemi türüne ilişkin satın alma kararı için temel bir etmendir.
- Mevcut binalardaki mülk sahipleri, satın alma kararını genellikle montaj ustaları veya diğer güvenilen kişilere danışarak vermektedir.



- Yeni evlerde, kurulan iklimlendirme sistemlerinin türü, mimarlar ve AEP danışmanlarının görüşlerine göre belirlenmektedir.
- Daha büyük konut dışı binalarda kurulan iklimlendirme sistemlerinin türü uluslararası standartlara göre belirlenmektedir.
- Ticari soğutma ile ilgili olarak, birçok marka, süpermarketlerdeki ürünlerinin dağıtımını için kendi soğutma sistemini sunmaktadır (çoğunlukla bağımsız sistemler).

### İklimlendirme sektörü

- Klima ve ticari soğutma sistemleri ile ilgili satın alma kararlarını etkileyen başlıca kriter başta maliyet olmak üzere güvenilirlik ve bakım kolaylığıdır.
- Satın alma kararını veren kişi bina türüne göre değişmektedir.
- Ev sahiplerinin olduğu mevcut konut binalarında, ev sahibi montaj ustaları ve diğer güvenilen kişilere danışarak karar vermektedir.
- Yeni evlerde, mimarlar, AEP danışmanları ve bina standartları etkili olmakla birlikte son kararı ev sahibi vermektedir.
- Mevcut kiralık evlerde, karar, maliyeti kiracılara yansıtma durumuna göre mülk sahipleri tarafından verilmektedir. Yeni ve büyük kiralık apartmanlarda, tasarımcılar, mimarlar ve danışmanlar kararı etkileyebilmektedir.
- Mevcut konut dışı binalarda, şirketler veya işletmeler anlaşmalı AEP danışmanlarının tavsiyelerinden yararlanır veya ülkedeki standartlara uymaktadır. Yeni binalarda, mimarlar, tasarımcılar veya danışmanlar karar vermektedir.
- Büyük süpermarketler, restoranlar veya otellerde, kararlar, ana şirket standartları ve AEP danışmanlarının tavsiyelerine göre önceden belirlenebilmektedir. Küçük bağımsız mağazalarda, kararlar, satıcılar, montaj ustaları veya AEP danışmanlarının tavsiyelerine dayanarak mağaza sahibi tarafından verilmektedir.
- Küçük bağımsız süpermarketler, restoranlar, oteller veya mahalle bakkallarında, kararlar, bazen satıcılar, montaj ustaları veya AEP danışmanlarından alınan tavsiyelere dayanarak doğrudan mağaza sahibi tarafından verilmektedir.

### Ticari soğutma sektörü

- Büyük markalar mağazalara ve süpermarketlere ekipman sağlamak ve her mağazanın büyüklüğüne göre kendi rehber ilkeleri ve standartlarına uymaktadır.
- Yeni kurulan ve değiştirilen sistemler, bu sistemleri sunan yiyecek ve içecek sektöründeki tedarikçi ve üreticilerin planları ve tercihleri temelinde çoğunlukla bağımsız sistemlerdir.
- Büyük süpermarketleri restoranlar veya otellerin satın alma kararları, ana şirketin mevcut uluslararası standartları ve AEP danışmanlarının tavsiyelerine göre önceden belirlenebilmektedir.
- Küçük bağımsız süpermarketler, restoranlar, oteller veya mahalle bakkallarının sahipleri, satın alma kararlarını, bazen satıcılar, montaj ustaları veya AEP danışmanlarından alınan tavsiyelere dayanarak maliyet, büyüklük, güvenilirlik, marka adı ve bakım kolaylığı gibi faktörlere dayanarak vermektedir.

## 7.COOL UP PROGRAMI KAPSAMINDAKİ BİNA KESİMLERİ VE EKİPMAN TÜRLERİ

Cool Up, ticari ve konut iklimlendirme sektörüne odaklanmaktadır:

- Bina kesimleri: Müstakil evler ve apartmanları içeren konut binalarına, kamu ve özel sektöre ait ofisler, eğitim, sağlık ve sosyal, otel ve restoran, toptan ve perakende ticaret ve diğer binalar (örneğin spor tesisleri) gibi konut dışı binalara odaklanır.
- Ekipman türleri (İklimlendirme sistemleri): Piyasada kurulmuş olan birçok farklı teknoloji bulunmakla birlikte, bu teknolojiler, piyasa özelliklerini tanımlamak için kullanılan aşağıdaki temel teknoloji kesimlerine göre gruplandırılabilir [13]. İklimlendirme sistemleri genellikle merkezi ve merkezi olmayan sistemler olarak sınıflandırılabilir.

- ▷ Bir kanal sistemi vasıtasıyla soğutma (veya ısıtma) sağlayan kanallı iklimlendirme sistemleri. Merkezi ünite genellikle çatı katı veya bodrum katta bulunan bir kompresör, yoğunlaştırıcı ve bir klima santralinde oluşur. Soğuk (veya sıcak) hava, binaya, bir dizi kanal ve menfez vasıtasıyla dağıtılır. Bu sistemler aynı zamanda merkezi iklimlendirme sistemleri olarak adlandırılır ve kabaca, split merkezi klimalar (split kanal) ve paket merkezi klimalar olmak üzere iki türe ayrılır [14]:
- ▷ Split üniteler: Tekli split sistemler, bir iç ve bir dış üniteden oluşur ve bir kapalı alan için iklimlendirme sağlar.
- ▷ Çoklu split ve değişken soğutkan akışlı (VRF) sistemler: Çoklu split sistemler bir dış ve muhtelif sayıda iç üniteden oluşur. VRF sistemleri çok yönlü çoklu split sistemlerdir. Muhtelif sayıda dış ünite birçok iç üniteyi besleyebilir ve iç üniteler münferit olarak ayarlanabilir.
- ▷ Paket üniteler (örneğin çatı): Tüm bileşenler tek bir kutu içerisinde. Paket üniteler genellikle dışarda (çatı üstü, teras) bulunur ve iklimlendirilmiş havayı bir veya daha fazla kapalı alana dağıtarak soğutma sağlar.
- ▷ Çillerler: Merkezi iklimlendirme sistemi kapsamındaki merkezi soğuk üretme üniteleridir. Üç grup olarak sınıflandırılabilir:
  1. Basınçlı su soğutmalı çiller
  2. Basınçlı hava soğutmalı çiller
  3. Soğurmalı (absorpsiyonlu veya adsorpsiyonlu) çiller

Çillerler, su/tuzlu su dağıtım ve sağlama sistemlerine bağlıdır (örneğin fan coil üniteleri veya klima santralindeki su/hava eşanjörleri).

Cool Up, ticari soğutma sektörüne odaklanmaktadır. Ev tipi ve endüstriyel soğutma Cool Up Programı'nın kapsamında değildir.

Bina kesimleri: Soğuk depolama alanları dahil olmak üzere mahalle bakkalları, restoranlar, süpermarketler ve otellere odaklanır.

Ekipman türleri (ticari soğutma sistemleri): Bağımsız ekipmanlar, yoğunlaşmalı üniteler ve merkezi sistemler (süpermarketler için) olmak üzere başlıca üç ekipman türünü kapsar [15]. Üç farklı türde ekipman farklı bina kesimlerinde kullanılır:

- ▷ Orta ila büyük süpermarketlerin çoğu, merkezi sistem kullanmayı tercih eder çünkü bu sistemlerin enerji verimliliği yoğunlaşmalı üniteler ve tak-çalıştır dolaplara göre genellikle daha yüksektir. Merkezi soğutma sistemi kullanan süpermarketlerin satış alanı büyüklüğü 400 ila 20.000 m<sup>2</sup> arasında değişmektedir.
- ▷ Yoğunlaşmalı üniteler genellikle orta ve küçük mağazalarda yaygın olarak kullanılmaktadır ve genellikle hızlı yiyecek satış yerleri, restoranlar, barlar ve mahalle bakkallarında bulunabilir. Bu üniteler, merkezi sisteme kıyasla, sisteme daha az sayıda dolap bağlanmasına imkan verir, daha az yer kaplar ve genellikle daha kolay kurulur.
- ▷ Bağımsız soğutma sistemleri, tipik olarak dondurma dolapları, vitrinler ve otomatlar gibi müstakil sistemlerdir. Çoğunlukla tak-çalıştır üniteler olarak adlandırılırlar çünkü kapsamlı bir kurulum gerektirmeyen kapalı sistemlerdir.

## 8.SONUÇ

Türkiye'deki soğutma sektörü piyasası önemli üretim kapasitesine (özellikle split klima ve merkezi üniteler için), kayda değer ürün çeşitliliği ve ihtisaslaşmaya, oldukça nitelikli işgücüne ve verimli bir tedarik zinciri ve kaliteli lojistik altyapısına sahiptir. Türkiye'deki soğutma piyasası, açık piyasa ve adil rekabet koşulları ve ayrıca ürün standartlarının uyumlaştırılmasına yönelik düzenleyici çabalar ve AB standartları ve tüzükleri ile uyumlaştırılmış güncel Türkiye Florlu Sera Gazları Yönetmeliği ile etkin kılınmaktadır. Türkiye, AB ülkelerinin yanı sıra MENA bölgesi ve Rusya'daki RAC piyasasının önemli bir aktörüdür. Türkiye'nin, Avrupa Birliği ile gümrük birliği ve diğer Cool Up ortak ülkeleri olan Mısır, Ürdün ve Lübnan ile serbest ticaret anlaşmaları bulunmaktadır ve bu, küresel ve büyük ölçekli şirketler için mevcut durumdaki büyüyen üretim ve ihracat merkezi rolüne katkı sağlamaktadır.

Klima piyasasına, alım gücü (GSYH büyümesi), yeni inşaat faaliyetleri, iklim değişikliği, yeni teknik düzenlemeler ve yeni teknolojilerin mevcudiyeti yön vermektedir. Farklı klima teknolojilerine yönelik talep, yeni binalardaki kurulumlar, mevcut binalardaki ilk kurulumlar (artan klimalı oda oranı) ve arızalı iklimlendirme sistemlerinin değiştirilmesinden oluşmaktadır. Yeni inşaat sektöründe, tüm yeni dairelerin %70'inde, yeni müstakil evlerin %50'sinde ve yeni ofis binaları, süpermarketler ve perakende mağazaları, oteller ve sağlık tesislerinin neredeyse tamamında (%90-%100) iklimlendirme sistemleri kurulmaktadır. Mevcut bina stoku ile ilgili olarak, konut alanlarının yaklaşık %85'inde henüz iklimlendirme bulunmadığından konut sektörüne yönelik soğutma piyasasında önemli bir büyüme potansiyeli bulunmaktadır.

Geçtiğimiz birkaç yılda ısı pompaları, değişken soğutkan akışlı (VRF) sistemler, split sistemler ve iç mekan hava kalitesi sistemlerinin satışları artmıştır. Buna karşılık, çiller sistemlerinin satış rakamları azalmıştır. Yükselen trend olarak, müstakil evler için ısı pompaları (yekpare), ısı geri kazanımı ve mini VRF'lerin, apartmanlarda split sistemlerin ve sağlık tesislerinde VRF sistemlerinin kurulumu artmaktadır. Baskın trend olarak, ısı geri kazanımı, enerji verimliliği, çevreci tasarıma uygun üniteler ve %100 temiz hava sistemlerine odaklanılmaktadır.

Mevcut durumda, Türkiye'de kurulu iklimlendirme sistemlerinin verimliliği mevcut en iyi teknolojiye göre önemli ölçüde düşüktür ve enerji tasarrufu için büyük bir potansiyel bulunmaktadır. Bir başka ifadeyle mevcut binalarda kurulu olan iklimlendirme sistemleri 2-2,5 verim katsayısına (VK) sahiptir (split sistemler).

2020 yılında, Türkiye'nin iklimlendirme sistemleri üretimi 655 milyon ABD doları, ithalatı 510 milyon ABD doları tutarı ve ihracatı 310 milyon dolar olarak gerçekleşmiştir. İthalat yapılan başlıca menşe ülkeler Çin (%35), Tayland (%19), Çekya (%10), İtalya (%8), Güney Kore (%6), Belçika (%5) ve Almanya'dır (%3). İhracat yapılan başlıca ülkeler ise İtalya (%16), Fransa (%12), İspanya (%9), Almanya (%8), Hollanda (%5), Belçika (%4) ve Portekiz'dir (%3). Satılan birim ünite sayısına göre piyasa büyüklüğü, %88'e yakını split sistemler olmak üzere yaklaşık 1,2 milyon iklimlendirme sistemi olarak gerçekleşmiştir. 2018 yılında satılan tüm tekli split sistemlerin %70'i yurt içinde üretilmiştir. Aynı şekilde merkezi üniteler çoğunlukla yerel üretimdir. Çillerler, fan coiller, çoklu split sistemler ve değişken soğutkan akışlı (VRF) sistemler gerek yerelde üretilen gerekse ithal edilen ürünleri içermektedir.

Ayrıca, ticari soğutma sektöründe, Türkiye'deki yurtiçi piyasası yerel üretim ağırlıklıdır. 2020 yılında, Türkiye'de 150 milyon ABD doları tutarında yaklaşık 75.000 ünite üretilmiş ve satılmış ve 10 milyon ABD doları tutarında 5.000 ünite ithal etmiştir. 2020 yılındaki toplam piyasa büyüklüğü 160 milyon ABD doları ve 85.000 ünite olarak gerçekleşmiştir. İthalat yapılan başlıca ülkeler İtalya ve Çin'dir. Türkiye, çoğunlukla Azerbaycan, Özbekistan, Kazakistan, Irak ve Birleşik Krallık olmak üzere 80 milyon ABD doları tutarında yaklaşık 40,000 ünite ile güçlü bir ihracat piyasasına sahiptir. Teknoloji açısından piyasada, bağımsız buzdolapları ve dondurucular (satışların yaklaşık %45'i) ve yoğunmalı üniteler (satışların yaklaşık %45'i) hakimdir. Merkezi sistemler 2020 yılındaki toplam satışları yaklaşık %10'unu teşkil etmiştir.

Mevcut durumda Türkiye, kullanılmakta olan tüm soğutkanları ithal etmektedir. 2020 yılındaki talep 9.000 tona kadar ulaşmıştır. HFC bazlı soğutkanlar %90 oranında pay ile piyasaya hakimdir ve bunu %8 ile doğal soğutkanlar ve %2 ile HCFC bazlı soğutkanlar izlemektedir. Mevcut kurulu iklimlendirme sistemlerinde en fazla kullanılan soğutkan R410A'dır ve ardından R134a ve R32 gelmektedir. Yeni sistemlerde ise, yoğunluk düşük KIP'li soğutkanlara kaymaktadır. R32, 2020 yılında R410A'nın ardından en çok kullanılan soğutkan olmuştur. Ticari soğutma açısından, mevcut bağımsız ekipmanlar, yoğunmalı üniteler ve merkezi sistemlerde soğutkan olarak en çok R404A kullanılmaktadır. Ardından bağımsız üniteler için R507A ve R407A, yoğunmalı üniteler ve merkezi sistemler için ise R134a ve R22 gelmektedir. 2020 yılı itibarıyla yeni sistemlerde, yüksek KIP'li soğutkanlardan düşük KIP'li soğutkanlara geçilmiştir. Örneğin 2020 yılında bağımsız ekipmanlar için en çok satılan soğutkanlar sırasıyla R449A, R448A, R513A ve R290 olmuştur. Benzer şekilde, merkezi sistemler ve yoğunmalı üniteler için en çok satılan soğutkanlar R449A, R448A, R513A ve R452B olmuştur. RAC uygulamalarında daha düşük KIP'li alternatiflere geçiş gerek Türkiye'de Florlu Sera Gazları Yönetmeliği'nin yayınlanması gerekse özel sektörün yeni teknolojilere geçişini

kolaylaştırmak için uluslararası kuruluşlardan gerekli desteğin sağlanması suretiyle devlet tarafından teşvik edilmektedir.

Halihazırda sürdürülebilir süpermarket soğutma sistemlerine ilişkin çeşitli örnekler (çoğunlukla transkritik CO<sub>2</sub>) bulunmaktadır ancak iklimlendirme sektöründe doğal soğutkanlar ile gerçekleştirilen sürdürülebilir soğutma projeleri sınırlıdır.

Türkiye'deki genel soğutma ekipmanı piyasasının büyümeye devam etmesi beklenmektedir. Bu güçlü piyasa büyümesi, potansiyel kilitleme etkilerini önlemek için erken bir aşamada, çevreye zararlı soğutkan akışkanların doğrudan bir ikamesi olarak sürdürülebilir soğutma teknolojilerinin ve doğal soğutkanların piyasaya sunulmasını gerektirmektedir. Doğal soğutkanların alımına yönelik algılanan temel zorluklar eğitim, güvenlik hususlarının ele alınması ve ilgili maliyetlerdir.

Cool Up, halen yürürlükte olan düzenleyici çerçevenin yanı sıra Türkiye'deki köklü üretim sektörünün ve sürdürülebilir soğutma teknolojilerinin ve doğal soğutkan kullanımının yaygınlaştırılması için yeşil finans sağlayabilecek ticari bankaların temelinde eşsiz bir fırsat sunmaktadır. Cool Up'ın doğal soğutkanlar ile ilgili potansiyel fırsatlar ve soğutma talebinin azaltılması konusunda farkındalığı artırması kaçınılmazdır.

## KAYNAKLAR

- [1] BP p.l.c., "BP Energy Outlook 2018 Edition"
- [2] International Energy Agency: Country Report Türkiye. International Energy Agency. Çevrimiçi erişim: <https://www.iea.org/countries/turkiye>
- [3] World Bank: "Türkiye Country Context" (2022). <https://www.worldbank.org/en/country/turkey/overview>
- [4] International Energy Agency: Data & Statistics. International Energy Agency. Çevrimiçi erişim: <https://www.iea.org/data-and-statistics>
- [5] World Bank: "Energy imports, net (% of energy use) – Türkiye" (2015). <https://data.worldbank.org/indicator/EG.IMP.CON.S.ZS?end=2015&locations=TR&start=1960&view=map&year=2015>
- [6] Patricolo, Claudia: "How Turkey is decarbonising its largest energy-consuming industry: the building sector" (2021). <https://ceenergynews.com/climate/how-turkey-is-decarbonising-its-largest-energy-consuming-industry-the-building-sector/>
- [7] Energypedia: "Turkey- Energy Efficiency in Buildings". [https://energypedia.info/wiki/Turkey-Energy\\_Efficiency\\_in\\_Buildings#cite\\_note-Assosiation\\_for\\_Energy\\_Efficiency:\\_http:.2F.2Fwww.enver.org.tr.2Fmodules.2Fmastop\\_publication.2F3Ftac.3D17-2](https://energypedia.info/wiki/Turkey-Energy_Efficiency_in_Buildings#cite_note-Assosiation_for_Energy_Efficiency:_http:.2F.2Fwww.enver.org.tr.2Fmodules.2Fmastop_publication.2F3Ftac.3D17-2)
- [8] T.C. ENERJİ PİYASASI DÜZENLEME KURUMU, "ELEKTRİK PİYASASI 2021 YILI PİYASA GELİŞİM RAPORU"
- [9] Enerdata: "Turkey country Information". <https://www.enerdata.net/estore/energy-market/turkey/>
- [10] PWC: "Overview of the Turkish Electricity Market for the Presidency of the Republic of Türkiye Investment Office" (2021). <https://www.invest.gov.tr/en/library/publications/lists/investpublications/overview-of-turkish-electricity-market.pdf>
- [11] Green Cooling Initiative: "Türkiye" (2021). <https://www.green-cooling-initiative.org/country-data#!country-data-sheet/792/all-sectors>
- [12] İSKİD İklimlendirme Soğutma Klima İmalatçıları Derneği Haziran - Ekim 2022
- [13] United Nations Environment Programme (UNEP) Ozone Secretariat, "FACT SHEET 7 Small Self Contained Air Conditioning" / Birleşmiş Milletler Çevre Programı (UNEP) Ozon Sekreterliği, "BİLGİ FORMU 7 Küçük Bağımsız İklimlendirme"
- [14] CIELO, "Ducted vs. Ductless Air Conditioning Systems" / CIELO, "Kanallı ve Kanalsız İklimlendirme Sistemleri"





[15] Birleşmiş Milletler Çevre Programı (UNEP) Ozon Sekreterliği, “BİLGİ FORMU 4 Ticari Soğutma”

## ÖZGEÇMİŞLER

### Meral Mungan ARDA

2006 yılında ODTÜ Çevre Mühendisliği'nden mezun oldu. Lund Üniversitesi Çevre Yönetimi ve Politikaları ve ODTÜ Çevre Mühendisliği'nde iki farklı yüksek lisans programını tamamlayan Mungan Arda, halen Kalıcı Organik Kimyasalların yönetimi ile ilgili bir doktora programına kayıtlıdır. 2007 yılında katıldığı UNDP Türkiye'de pek çok çevre projesinde yer aldı. 2011-2015 yılları arasında Hazine Müsteşarlığı Merkezi Finans ve İhale Birimi'nde Sözleşme Yöneticisi olarak çalıştıktan sonra, UNDP Türkiye'ye yeniden katılarak, önce satın alma biriminde ardından halen proje koordinatörü olarak görev aldığı Kimyasallar ve Atık Projeleri alanında görev aldı. Sürdüğü görevinde sürdürülebilir soğutma, kimyasal yönetimi, kirlenmiş sahalar, doğa koruma, endüstriyel simbiyoz, yenilenebilir enerji, atık yönetimi gibi pek çok farklı alanda çalışmalarına devam etmektedir.

### Selimcan AZİZOĞLU

Selimcan Azizoğlu 2015 yılından beri UNDP'nin teknik birimi Montreal Protokolü, Kimyasallar ve Atıklar biriminde Doğu Avrupa, Orta Asya, Ortadoğu ve Afrika bölgelerinde yürütülen çevre programlarında Proje Koordinatörü olarak çalışmaktadır. Uluslararası kalkınma destekleri alanında uzmanlaşmakta olup, sürdürülebilir soğutma, enerji verimliliği, kimyasal ve tıbbi atık yönetimi ve finansmanı gibi pek çok farklı alanda çalışmalarını sürdürmektedir. Selimcan Azizoğlu, Koç Üniversitesi Kimya ve Biyoloji Mühendisliği lisans ve yüksek lisans mezunu olup, Sosyoloji alanında da lisans ve yüksek lisans derecelerine sahiptir.



# ENERJİ YOĞUN SEKTÖRLERDE DEKARBONİZASYON

*Decarbonization of Energy Intensive Materials Processing Industries*

**Barbaros Batur**  
**Mustafa Cem Çelik**  
**Muammer Akgün**  
**Özlem Yurtsever**

## ÖZET

Endüstriyel uygulamalarının ihtiyacı olan ham maddeler sera gazlarının önemli oluşum kaynaklarıdır. Küresel sera gazı emisyonlarının % 21'i endüstriyel uygulamalardan gelmektedir. Endüstriyel uygulama kaynaklı sera gazı emisyonları çoğunlukla demir-çelik, çimento, plastik, kağıt, alüminyum, gıda işleme, tekstil ve madencilik gibi endüstrilerden salınmaktadır.

Enerji verimliliği bütün sektörlerde ve üretim zinciri dahilinde uygun olsa da, endüstriyel üretim zincirindeki enerjinin büyük bir kısmını kullandıkları için, emisyon verimliliği özellikle, birinci (ve ikincil) endüstriyel uygulamalar için uygun ve ilgi çekicidir.

Söz konusu endüstriyel faaliyetlerin karbondan arındırılması, ihtiyaç duyulan teknolojilerin çoğunun henüz mevcut olmaması (örneğin, çelik veya kimyasal hammaddelerin endüksiyon yöntemi ile ergitilmesi) ve bu endüstrilerin genel yapılarının hızlı dekarbonizasyonu desteklememesi nedeni ile önemlidir.

Özellikle temel malzemelerin karbonsuzlaştırma süreçleri için yeni teknolojilerinin ortaya çıkarılması ve geliştirilmesinin yanı sıra, ürün ve hizmetlerin malzeme yoğunluğunu azaltarak, temel malzeme talebini küresel olarak azaltmanın önemli olduğu açıktır. Gelişmeleri bu yönde teşvik etmek için iklim, enerji ve altyapı politikalarının yanı sıra, yenilik ve kaynak üretkenliğini akıllı bir şekilde entegre eden söz konusu amaca yönelik bir sanayi politikasına ihtiyaç vardır. Bu çalışmada, endüstriyel sektörlerde karbon azaltma fırsatları, üretim zinciri boyunca sera gazı azaltım seçenekleri ve enerji yoğun endüstrilerinin karbondan arındırılması için teknik stratejiler irdelenerek dünyada mevcut durum analiz edilmiştir.

**Anahtar kelimeler:** Dekarbonizasyon, emisyon verimliliği, teknolojik stratejiler, altyapı stratejileri, yenilikçi politika stratejileri.

## ABSTRACT

Raw materials needed by industrial applications are important sources of greenhouse gases. Industrial applications account for 21% of global greenhouse gas emissions. Greenhouse gas emissions from industrial application are mostly emitted from industries such as iron and steel, cement, plastic, paper, aluminium, food processing, textile and mining.

While energy efficiency is appropriate across all sectors and within the production chain, emission efficiency is particularly favourable and interesting for primary (and secondary) industrial applications, as they use most of the energy in the industrial production chain.



Deep decarbonisation of these industries is important because most of the technologies needed are not yet available (for example, induction melting of steel or chemical raw materials) and the general structures of these industries do not support rapid decarbonisation.

It is clear that, in particular, it is important to reduce the demand for basic materials globally by reducing the material density of products and services, as well as the invention and development of technologies for the decarbonisation process of basic materials. In order to encourage developments in this direction, there is a need for an industrial policy for this purpose that intelligently integrates innovation and resource productivity, as well as climate, energy and infrastructure policies. In this study, the current situation in the world is analyzed by examining the opportunities for carbon reduction in the industrial sector, the greenhouse gas reduction options along the production chain, as well as the technical strategies for decarbonisation of the industries.

**Key Words:** Decarbonisation, emission efficiency, technologic strategies, infrastructure strategies, innovative policy strategies.

## 1- GİRİŞ

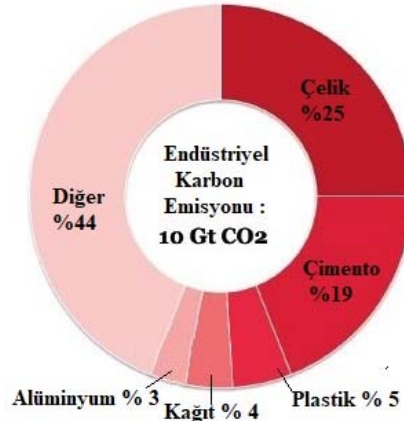
2015 Paris Anlaşmasında, 195 BM üye devleti, küresel sıcaklık artışını 2100 yılına kadar 2 santigrat derecenin oldukça altına sınırlamayı kabul etti. Bu sıcaklık sınırını aşmanın sonucunda, muhtemelen yükselen deniz seviyeleri, daha yüksek orman yangınları, şiddetli yağışlar, aynı zamanda daha uzun ve daha yoğun kuraklıklar gibi dramatik olaylar olacaktır.

Paris Anlaşması tarafından belirlenen hedeflere ulaşmak için tüm sektörlerin iklim değişikliği konusunda kararlı eylemler yapması gerekmektedir. Avrupa Birliği, 2030 yılına kadar emisyonları 1990 seviyesinin en az % 40'ı kadar azaltma taahhüdünü vermiştir. Ayrıca, 2050 yılına kadar % 80-95 azaltma hedefini de belirlemiştir. Bugün, Avrupa'daki emisyonların yaklaşık % 70'i sektörlerdeki enerji kullanımından kaynaklanmaktadır.

CO<sub>2</sub> emisyonlarının artışı nedeni ile küresel ısınmada 2-3 °C sıcaklık artış, daha az soğuk veya daha sıcak günlere ve gecelere, sıcak hava dalgalarına, şiddetli yağış olaylarına, yüksek deniz seviyelerine neden olacağı bilinmektedir[1]. Hükümetlerarası İklim Değişikliği Paneli (IPCC)'ne göre, insan aktiviteleri, gözlemlenen küresel sıcaklık artışının yarısından fazlasından sorumludur. Sera gazlarının önemli yayıcılarından biri de proses endüstrileri ham maddeleridir.

Hükümetlerarası İklim Değişikliği Paneli'ne (IPCC) göre endüstriyel proses ve faaliyetler, küresel sera gazı emisyonlarının %21'inden sorumludur[1]. Endüstriyel sektör, günlük yaşam için gerekli olan ürünleri ve hammaddeleri sağlar. Endüstriyel proseslerdeki sera gazı emisyonları tesiste üretilen doğrudan emisyonlar ve tesis dışında meydana gelen dolaylı emisyonlar şeklinde tanımlanır ve bunlar birbirleri ile ilişkilidir.

Sera gazı emisyonları ağırlıklı olarak demir-çelik, çimento, plastik, kağıt, alüminyum, gıda işleme, tekstil ve madencilik gibi temel endüstrilerden salınmaktadır. Endüstriyel karbon emisyonunun endüstri dalları içindeki dağılımı Şekil 1'de verilmiştir. Malzeme üretim endüstrilerinde enerji gereksinimi için tesislerde yakılan fosil yakıtları kullanılmaktadır. Sektör ayrıca kimyasal, metalurjik ve mineral üretim proseslerinden ve atık yönetimi faaliyetlerinden kaynaklanan emisyonları da içerir[2].



Şekil. 1- Küresel endüstriyel karbon emisyonlarının dağılımı [3].

## 2- ENERJİ YOĞUN ENDÜSTRİLER

Endüstriyel prosesler, doğal kaynakları günlük yaşam ürünlerine dönüştürmemize yardımcı olmaktadır. Malzeme üretim prosesleri, endüstriden çıkan ana emisyon kaynağıdır. Sera gazı emisyonlarının ayrıştırılması, emisyon ile bağlantılı küresel endüstrinin farklı etkenlerini analiz etmek için kullanılmıştır. Endüstride tam doğru ayrıştırma oldukça karmaşıktır bir işlemdir [1].

**Tablo.1-** AB'de en fazla karbon emisyonuna neden olan başlıca sektörler ve birlikleri [1].

CEFIC – European Chemical Industry Council	Avrupa Kimya Endüstrisi Konseyi
CEMBUREAU – The European Cement Association	Avrupa Çimento Birliği
CEPI – Confederation of European Paper Industries	Avrupa Kağıt Endüstrileri Konfederasyonu
CERAME-UNIE – The European Ceramic Industry Association	Avrupa Seramik Endüstrisi Derneği
EDG – European Domestic Glass Association	Avrupa Evsel Cam Birliği
EPMF –European Precious Metals Federation	Avrupa Kıymetli Madenler Federasyonu
ECI- European Copper Institute	Avrupa Bakır Enstitüsü
ESGA- European Special Glass Association	Avrupa Özel Cam Birliği
EUROALLIAGES – Association of European Ferro Alloy producers	Avrupa Demir Çelik Alaşım Üreticileri Birliği
EUROGYPSUM- European federation of gypsum product manufacturing industry.	Avrupa Alçı Üreticileri Federasyonu
EULA – European Lime Association	Avrupa Kireç Birliği
EXCA – European Expanded Clay Association	Avrupa Genişletilmiş Kil Birliği
FEVE – The European Container Glass Association	Avrupa Cam Kapları Birliği
FuelsEurope- The European Petroleum Refiners Association	- Avrupa Petrol Rafineri Sanayi
Glass Fibre Europe – The European Glass Fibre Producers Association	Avrupa Cam Elyaf Üreticileri Birliği
Nickel INSTITUTE – The global association of leading primary nickel producers	Nikel Enstitüsü
IZA – International Zinc Association	Uluslararası Çinko Birliği

İçinde yanma olmayan üretim prosesinden çıkan CO<sub>2</sub> emisyonları, toplamda % 6,5'lik bir paya sahiptir. Toplam sera gazı emisyonlarında en çok katkısı olanlar çimento, kireç üretimi ve metal endüstrisidir. AB'de en fazla karbon emisyonuna neden olan başlıca sektörler ve birlikleri tablo 1'de verilmiştir.

### 3- GENİŞ KAPSAMLI YAKLAŞIM VE STRATEJİLER

Sera gazı emisyonlarının dekarbonizasyonu, emisyon ile bağlantılı küresel endüstrinin farklı etkenlerini analiz etmek için kullanılmıştır. Sanayi sektörü için tam doğru dekarbonizasyonu büyük karmaşıklık içermesi nedeniyle sektöre uygun mevcut olan azaltma fırsatlarını belirlemek için sadeleştirilmiş ve basitleştirilmiş bir kavramsal ifade kullanır [1]:

$$G = \frac{G}{E} \times \frac{E}{M} \times \frac{M}{P} \times \frac{P}{S} \times S \quad (1)$$

Bu denklemdeki notasyonların anlamı ise aşağıdaki gibidir:

G: Belirli bir periyotta (genellikle bir yıl) içinde endüstriyel sektörün sera gazı emisyonları

E: Endüstriyel sektörün enerji tüketimi

M: Bu periyottaki toplam küresel malzeme üretimi

P: Üretilen malzemelerden oluşturulan ürün stoğu (mevcut stoklara eklenen hem sarf hem dayanıklı tüketim ürünleri dahil)

S: Bu zaman aralığı içinde söz konusu ürünlerin kullanarak sunulan hizmetler

G/E, kullanılan enerjiyi gösteren sektörün emisyon yoğunluğudur. Endüstrinin sera gazı emisyonları büyük ölçüde enerji kullanımından, ayrıca endüstriyel kimyasal reaksiyonlardan kaynaklanmaktadır. G/E'deki azalmalar, enerji girdileri ve süreçler için emisyon verimliliği olarak adlandırılabilir.

E/M enerji yoğunluğudur. Endüstride kullanılan enerjinin yaklaşık dörtte üçü maden cevher hazırlama, petrol ya da biyokütleden malzeme oluşturmakta kullanılır, geri kalan çeyrek ise malzemeleri ürüne dönüştüren üretim ve inşaat sektörlerinde kullanılır. Bazı durumlarda (özellikle metal, kağıt ve cam için) gerekli enerji, geri dönüştürülmüş hurdadan üretilerek azaltılabilir ve malzemenin yeniden kullanılmasıyla veya atık ısı değişimi ve sektörler arasında yan ürünlerin değişimi ile daha da azaltılabilir. Enerji verimliliğinin hedefi E/M'yi azaltmaktır.

M/P, sektörün malzeme yoğunluğudur. Bir ürün oluşturmak ve bir ürünün stokunu korumak için gereken malzeme miktarı, hem ürünün tasarımına hem de üretimi sırasında atılan hurdaya bağlıdır. Her ikisi de malzeme verimliliği ile azaltılabilir.

P/S, ürün-hizmet yoğunluğudur. Bir ürün tarafından sağlanan hizmet seviyesi, kullanım yoğunluğuna bağlıdır. Üretildikleri hesap dönemi içinde kullanılan sarf malzemeleri (örneğin, gıda veya deterjan) için, hizmet yalnızca o dönem içindeki üretim tarafından sağlanır. Bir hesap döneminden daha uzun süre dayanan dayanıklı tüketim malları için (örneğin giyim), hizmetler, mevcut kullanımdaki ürün stoku tarafından sağlanır. Böylece, sarf malzemeleri için P/S, daha hassas kullanımla (örneğin, yalnızca önerilen dozlarda deterjan kullanılması veya gübreyi hassas bir şekilde uygulayarak) azaltılabilirken, dayanıklı ürünler için P/S, hem dayanıklı ürünleri daha uzun süre hem de daha fazla yoğun bir şekilde kullanarak azaltılabilir. P/S'deki azalmalar ürün-hizmet verimliliği olarak adlandırılmaktadır.

S, toplam küresel hizmet talebidir. Nüfus, zenginlik, yaşam tarzı ve tüm sosyal beklentiler sisteminin bir fonksiyonudur. Toplam hizmet talebinin azalması endüstriyel emisyonlarda da azalmaya yol açar, bu talep azalması olarak adlandırılır.

Karbondan arındırılmış toplum, imalat endüstrisi için hem tehditler hem de fırsatlar oluşturmaktadır. Karbondan arındırma, son kullanıcı ürünleri üreten endüstri için daha yüksek katma değerli temiz teknoloji ürünlerini yenilemek ve yeni "yeşil" pazarlara açılmak için bir potansiyel sunar. Esas olarak çelik, çimento, alüminyum, cam ve temel plastikler gibi temel malzemeleri üreten enerji yoğun endüstriler için fırsatlar daha az belirgindir ve bu endüstrilerde zorluklar daha büyüktür[5]. Tablo 2, endüstri sektöründe emisyon azaltma fırsatlarını vermektedir.

**Tablo.2- Endüstri sektöründe emisyon azaltma fırsatları [4]**

Tip	Emisyon Nasıl Azaltılır	Örnek
Enerji Verimliliği	Daha verimli endüstriyel teknolojiye geçiş. EPA'nın ENERGY STAR® programı endüstrilerin daha çok "enerji verimliliğine" sahip olmasına yardımcı olur.	Fabrikaları aydınlatmak ve ısıtmak ya da makinaları çalıştırmak için daha az enerji kullanma yollarını belirtmek.
Yakıt Değişimi	Aynı miktarda enerji sağlamak için daha az CO <sub>2</sub> emisyonuna neden olan yakıtlara geçiş.	Makinaları çalıştırmak için kömür yerine doğal gaz kullanmak.
Geri dönüşüm	Yeni ürünleri ham maddelerden üretmek yerine geri dönüştürülmüş ya da yenilenebilir maddelerden endüstriyel ürünler üretmek.	Yeni alüminyum eritme veya yeni çelik dövme yerine hurda çelik ve hurda alüminyum kullanmak.
Eğitim ve Farkındalık	Şirketleri ve çalışanları ekipmanlardan doğan emisyon sızıntılarını azaltma veya önleme adımlarından haberdar etmek. EPA'nın, emisyon azaltmaya yönelik eğitim ve bu adımlar için kaynak sağlayan çeşitli gönüllü programları vardır. EPA alüminyum, yarı iletken, ve magnezyum endüstrisi için olan programları destekler.	Konteyner ve ekipmanlardan kazara meydana gelen salınım ve sızıntıların oluşumunu azaltan perflorokarbonlar (PFC'ler), hidroflorekarbonlar (HFC'ler) ve sülfür hekzaflorür (SF <sub>6</sub> ) için işletme politikaları ve prosedürleri oluşturmak.

#### 4. ENDÜSTRİYEL UYGULAMALARDA KARBONDAN ARINDIRMA İÇİN TEKNİK STRATEJİLER

Çelik üretim zincirinde (circular value chain) sera gazı azaltma seçeneklerinin üretimin hangi aşamasında uygun olduğu Şekil 2'de belirtilmektedir.

Enerji verimliliği bütün sektörlerde ve üretim zinciri etrafında uygun olsa da, endüstriyel uygulamalarda üretim zincirindeki enerjinin büyük bir kısmını kullandıkları için, emisyon verimliliği özellikle, birinci (ve ikincil) proses endüstrileri için uygun ve ilgi çekicidir.

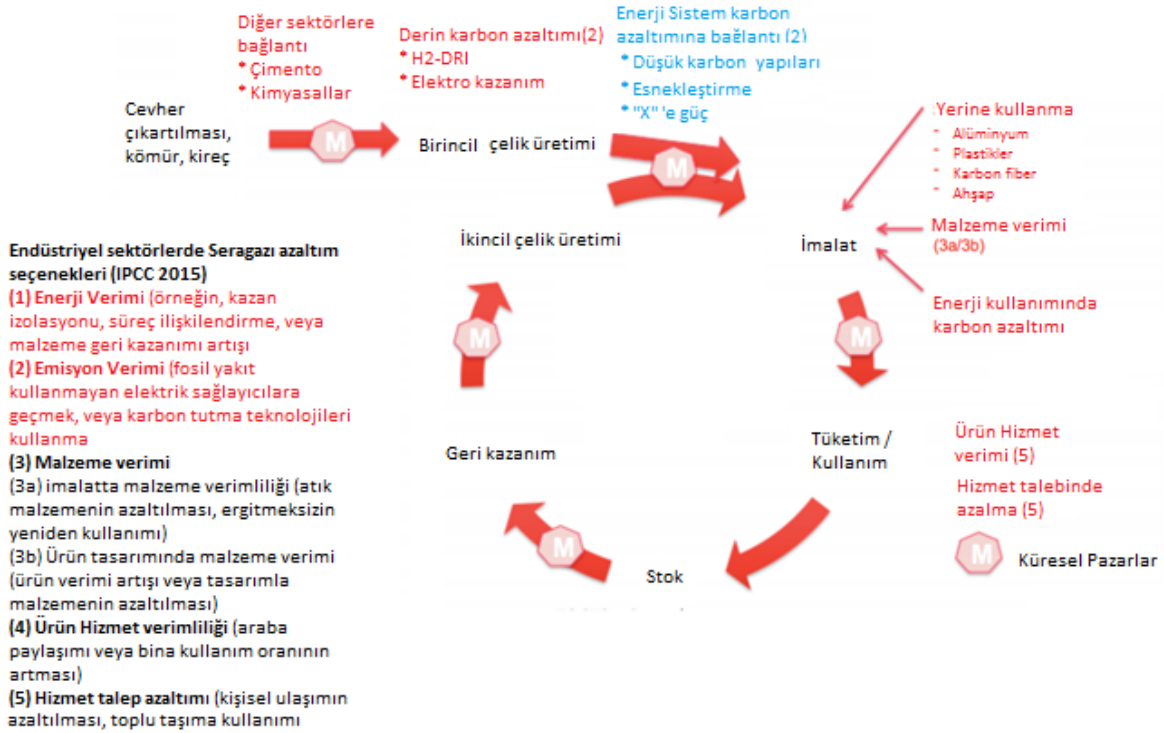
Bu endüstrilerinde karbondan arındırma, ihtiyaç duyulan teknolojilerin çoğunun henüz mevcut olmadığından (örneğin, çelik veya kimyasal hammaddeleri elektroliz yöntemi ile ergetmek) ve bu endüstrilerin genel yapılarının desteklemediği için özellikle zordur. [6]

Prensip olarak, proses endüstrilerinde emisyon verimliliğine yönelik olarak aşağıdaki teknik seçenekler mevcuttur [7, 8]

- E Endüstriyel proseslerin yenilenebilir kaynaklardan sağlanan elektriğe (RES) dayalı doğrudan elektrifikasyona geçiş planlanabilir. Endüstriyel proseslerin yenilenebilir kaynaklardan sağlanan elektriğe (RES) dayalı doğrudan elektrifikasyon. Bu strateji, sabit güç ve düşük ila orta sıcaklıklar için geçerlidir. Yüksek sıcaklık uygulamaları ve belirli süreçler için ilgili teknolojilerin (örn. Plazma teknolojisi, mikrodalgalar, elektroliz vb.) geliştirilmesi gereklidir.
- Hidrojen, sıvı ve gaz halindeki sentetik hidrokarbonlar gibi RES elektriğe dayalı yakıtlar aracılığıyla proseslerde dolaylı elektrik kullanılabilir. Bunların üretimi büyük miktarda elektrik gerektirir, ancak hidrokarbonlar söz konusu olduğunda bu yakıtları kullanan proses teknolojilerinde potansiyel olarak neredeyse hiç değişiklik olmaz. Hidrojen için, enerji kayıpları daha düşüktür ve yanma emisyonları neredeyse tamamen önlenir, ancak kullanım ve kullanım teknolojileri (kısmen zorlu) teknik değişiklikler gerektirir.
- Enerji ile ilgili amaçlarının yanı sıra sentetik hidrokarbonlar da plastikler için temel malzeme olarak kullanılabilir.

- Enerji ve malzeme kullanımları için çok umut verici bir seçenek de biyokütledir. Doğrudan enerji olarak kullanılabilir veya gazlaştırılarak ya da çeşitli yollarla biyobazlı ürünlere dönüştürülebilir. Örnek olarak Brezilya'daki gibi şeker kamışından yakıt üretimi verilebilir. Bununla birlikte, dezavantajı, büyük biyo kaynakların sürdürülebilir bir şekilde elde edilebilmesi için sınırlı arazi bulunmasıdır. Örneğin, yiyeceklerin ekilmesi için tarım alanlarında rekabet etmesi gerekir.
- Son olarak, karbon tutma yöntemi olarak emisyon kaynaklarında karbonu ayırmak ve karbonu depolamak veya sentetik hidrokarbon üretimi için kullanılabilir. Ancak bu durumlarda, sadece malzeme kullanımı karbonun daha uzun süreli depolanmasına sorununa yol açar [9].

Temel malzemelerin elektrik kullanarak üretilmesinin yanı sıra biyokütle hammaddesine dönüştürülmesi çok büyük miktarlarda biyokütle veya RES tabanlı elektrik gerektirir. Örneğin AB için sadece temel malzeme üretimi için elektrik üretimini yaklaşık % 60 artırması anlamına gelebilir[8]. Bu % 60 artış aynı zamanda yukarıda bahsi geçen emisyon verimliliği veya derin karbondan arındırma stratejilerini sağlayan temiz enerji altyapılarına olan önemli ihtiyacı da gösterir.



Şekil.2 - Çelik ürünlerin üretim zinciri boyunca sera gazı azaltma seçenekleri [10]

Endüstriyel proseslerin elektrığe veya diğer seçeneklere büyük ölçekli dönüşümünü sağlamak için bu altyapıların paralel olarak veya mümkünse daha önceden geliştirilmesi gerekir.

Bu nedenle, temel malzemelerin karbondan arındırma prosesi için teknolojilerinin bulunması ve geliştirilmesinin yanı sıra Şekil 2'deki stratejilerde belirtildiği gibi, ürün ve hizmetlerin malzeme yoğunluğunun azaltılması ve temel malzeme talebini küresel olarak azaltmanın önemli olduğu açıktır. Gelişmeleri bu yönde teşvik etmek için iklim, enerji ve altyapı politikalarının yanı sıra yenilik ve kaynak üretkenliğini akıllı bir şekilde entegre eden söz konusu amaca yönelik bir sanayi politikasına ihtiyaç vardır.

Konu ile ilgili İsveç deneyimlerinin bize öğrettikleri;

Birincisi, ekolojik konular ile devletin ekonomik yaptırımları arasında her zaman bir sorun vardır [11,12]. Ekonomik büyüme, iklimsel ve çevresel değişikliğin ana itici gücü olarak görülse de, modern devlette ekonomik ilerlemeyi ve endüstriyel gelişmeyi sürekli olarak teşvik etmek zorunlu bir görevdir. Söz konusu hedeflerin peşinden gitmek daha fazla kaynak sağlanması, malzeme tüketimi ve çevresel

bozulma getireceği için, modern devletin ekonomik zorunluluğu ekolojik kaygılar ve yeşil devlet - çevreci devlet çabaları ile bağdaşmamaktadır.

İkinci olarak, erken çevreci devlet teorisi, kapitalist devletten çevreci devlete geçiş prosesini canlandıramamıştır. Sivil toplumdan kaynaklanan değer değişiklikleri ihtiyacını ve devletleri ekolojik kaygılara duyarlı kılmak için müzakereci demokratik kurumların önemli rolünü irdelemenin yanı sıra [11], diğer değişim proseslerine yeterince teori getirilememiştir. Bu nedenle, çevreci devlet teorisini ilerletmek için geçiş ve sistem değişikliği konularındaki teorileri oluşturmak gerekmektedir [12].

Sürdürülebilirlik konusuna ilişkin teoriler, devlete yeni düşük karbonlu yeniliklerin, teknolojilerin ve uygulamaların ortaya çıkması için teşviklerin artmasında ve destekleme alanlarının belirlenmesi önemli olacaktır[13].

Üçüncüsü, devletin çevreci yenilikleri, teknolojik gelişmeleri ve endüstriyel yenilenmeyi desteklemedeki rolü çok önemli olsa da, çevreci devlet literatüründe çok az yer almıştır. Yeni teknoloji ile çalışan sistemlerle, teknolojik gelişimin farklı aşamalarında, yapısal ve içerik olarak inovasyon ve yeni teknolojilerin ortaya çıkışını nasıl destekleyebileceğinin altını çizmektedir[14]. Ekolojik konular, piyasaya öncülük eden pazarlar kurma ve bu pazarlar aracılığıyla küresel karbondan arındırmayı-karbonsuzlaştırmayı teşvik etmeyi içermektedir. Söz konusu ekolojik kaygıları benimseyen yenilikçi endüstriler için potansiyel mevcuttur.

#### 4.1. Doğal Kaynaklara Dayalı Endüstrinin (ENRI) İklim Yönetimi

ENRI'lerin karbondan arındırma potansiyeli için belirli ufuklar sunan özelliklerini kısaca belirtilirse; ENRI'ler, doğal kaynakların çıkarılması ve endüstriyel üretim ve altyapı inşaatı için hammadde üretimi ile uğraşan süreç bazlı endüstrilerdir. Bunlar, madencilik, metalurji, orman, çimento ve kimya endüstrileridir. ENRI'ler arasında farklılık çok fazla olsa da, adı geçen endüstri dallarında, karbon emisyonlarını aşamalı olarak azaltması için ilgi çekici bir dizi yapısal özellik sunar. Bu özelliklerden biri, genellikle fosil yakıtlarla sağlanan yüksek miktarda enerji talepleri, azımsanmayacak emisyonlar doğurur. Çelik veya çimento üretim örneklerinde olduğu gibi karbon emisyonları ısı, elektrik talebi ve üretim proseslerinden gelir.

#### 4.2. Doğal Kaynaklara Dayalı Endüstrinin (ENRI) Sıfır Karbon Uygulamaları

Net sıfır karbon hedefi olarak 2040 yılını belirleyen, İngiltere'nin Humber Side Sanayi Bölgesi; çelik, kimyasalların üretimi, çimento ve rafinerilerden kaynaklı yıllık 12,4 milyon ton CO<sub>2</sub> emisyonundan sorumludur. Net sıfır karbon hedefine ulaşmak için, CO<sub>2</sub> tutma, kullanma ve depolama tesislerinin yanı sıra düşük karbon salımı ile üretilen hidrojen üretimini teşvik edilmektedir. Paydaşlar arasında enerji verimliliğinin artırılması ve sürekli iyileştirme olanakları da incelenmektedir.

Rotterdam Limanı, yenilikçi bir karbon yakalama kullanım ve depolama (CCUS) projesine hazırlanmaktadır. Bölgede rafineri, kimyasal üretimi ve hidrojen tesislerinden çıkan CO<sub>2</sub> kuzey denizindeki kullanım ömrünü doldurmuş doğal gaz sahalarında depolanarak yıllık 2,5 milyon ton CO<sub>2</sub> depolanabilecektir. 450–500 milyon Euro harcanması planlanan projede depolama yapılacak kullanım ömrünü doldurmuş doğal gaz sahalarında 37 Mt gaz depolanabileceği öngörülmektedir. 2017 yılında başlanan projenin 2023 yılında çalışmaya başlaması hedeflense de 2024 ortasında faaliyete geçeceği beklenmektedir.

Porthos firması, endüstriyel CO<sub>2</sub>' in Rotterdam limanındaki deniz tabanının altında bulunan boş gaz alanlarına nakledilip depolanması için bir proje geliştirilmektedir. Porthos firması tarafından nakledilip depolanan CO<sub>2</sub>, çeşitli şirketler tarafından taşınması projelendirilmiştir. Şirketler CO<sub>2</sub>' lerini Rotterdam limanı bölgesinde geçen ortak bir boru hattına bağlantıyı sağlayacak, daha sonra CO<sub>2</sub>, bir kompresör istasyonunda basınçlandırılacaktır. CO<sub>2</sub>, yaklaşık 20 km kıyından deniz üzerinde bir platforma bir deniz üstündeki boru hattına ile nakledilecektir. Bu platformdan CO<sub>2</sub> boş bir gaz alanına taşınacaktır. Boş gaz alanları, Kuzey buz denizinde 3 km'den fazla derinlikte çakıl taşlarından oluşan bir kapalı rezervuarda şeklindedir. Porthos firması 15 yıl boyunca yaklaşık 37 Mton CO<sub>2</sub> olmak üzere yılda yaklaşık 2.5 Mton CO<sub>2</sub> depolayacaktır. Porthos firması tarafından gerçekleştirilen proje, Avrupa Birliği tarafından ortak çıkar projesi olarak tanınmıştır. Şu anda projenin izin prosedürleri ve teknik detayları



ile ilgili çalışılmaktadır. Bu sorunlar çözülmesi sonucunda ve 2023 yılında bir son yatırım kararı (FID) alınacağı düşünülmektedir. Yatırım kararı verildiğinde, altyapının inşaatı başlayacaktır. Sistemin 2025 yılında işletmeye hazır olması hedeflenmektedir.

Rotterdam limanı bölgesinde geçen ortak boru hattı yaklaşık 30 km uzunluğundadır ve Botlek bölgesindeki Oude Maas'ın doğu ucundan, Europoort bölgesine kadar ve Maasvlakte'deki kompresör istasyonuna kadar uzanır. Toplanan gaz halindeki CO<sub>2</sub> 35 bar basınçla boru hattında akacak ve boru hattının çapı yaklaşık 108 cm (42 inç) olacaktır[15].

Westküste 100 projesi (Almanya), endüstriyel ölçekte bölgesel bir hidrojen ekonomisine geçiş yapılarak, endüstriyel prosesler, havacılık, inşaat ve ısınmayı gelecekte daha sürdürülebilir hale getirilmesi hedeflenmektedir. Başlangıç aşamasında, 89 milyon Euro bütçesi bulunan proje ile açık deniz rüzgar çiftliğinden sağlanan elektrik kullanılarak 5 yıl içinde 30 MW gücünde bir elektroliz tesisi kurulması hedeflenmektedir. Elde edilecek hidrojen, iklim dostu havacılık yakıtı üretmek ve gaz hatlarına beslemek için kullanılacaktır. Yakıt üretimi sürecinde, CO<sub>2</sub> bölgesel çimento üretiminden kaçınmadan kullanılacaktır[16].

Al Reyadah Projesi (BAE), demir – çelik endüstrisi için tasarlanan ve 2009 yılında başlanan, dünyanın ilk, tamamıyla ticari CO<sub>2</sub> projesidir. Karbon yakalama kullanım ve depolama (CCUS) tesisi, 122 milyon ABD doları bütçesi ile Emirates Steel Industries (ESI) firması kaynaklı 800,000 tona kadar CO<sub>2</sub> salımını bertaraf etmek için kurulmuştur. Yakalanan karbon, birtakım süreçlerden sonra, 43 km yer altı boru hattından taşınarak, yerin birkaç km altında depolanmaktadır.

HeidelbergCement (Fas) çimento fabrikası, fırınlardan kaynaklanan CO<sub>2</sub> salımını engellemek için, 80-100 ton/yıl kapasiteli alg havuzları devreye almıştır. Mikroalgler, İsveç, Türkiye ve Fransa'daki hayvan yemi ve su ürünleri yetiştiriciliğine yönelik kalite kriterlerini karşıladığı çeşitli Ar-Ge projelerinde doğrulanmıştır.

### 4.3. ENRI'lerin iklim yönetiminde ekonomik zorunlulukların gücü

Avrupa Birliğinde, 2005 yılında uygulamaya konan ETS (Emissions Trading System-Emisyon Ticareti Sistemi)'nde, endüstrilerin emisyon izinlerini kullanabilecekleri veya emisyon ticareti yapabilecekleri yer aldılar. Bu ticaret sisteminde toplam emisyon miktarı politik olarak belirlenir ve zaman içinde dereceli olarak azaltılır. Bazı endüstriler için emisyon ticareti pahalı olmakla birlikte, İsveç ENRI'leri emisyonlar oranları, özellikle kağıt hamuru ve kağıt endüstrilerinde sektörlerinde, Avrupa ortalamasından düşük olduğu için AB-ETS tahsisinden yararlanmışlardır [17,18].

ENRI'lere iklim yönetiminin etkileri açısından bakıldığında iki ayrı amaca uygundur.

Birincisi, ENRI sektörleri arasında fark vardır. Kağıt hamuru ve kağıt endüstrisi bir geçiş süreci yaşamıştır ve neredeyse tamamen karbondan arındırılmıştır. Ancak diğer sektörler (örneğin demir ve çelik, mineraller ve kimyasallar) büyük ölçüde fosil yakıtlara bağımlı kalmaya devam etmektedir. Kağıt hamuru ve kağıt endüstrisinin fosil yakıtlardan biyoenerjiye geçişi, 1970'lerin petrol krizi ile başlayan uzun bir süreçte olmuştur. Yüksek enerji fiyatları ve hükümet politikalarının kombinasyonu (ör. Yasa düzenlemeleri, karbon vergileri ve yenilenebilir enerji sertifikaları) sektörü yeni enerji kaynakları aramaya teşvik etmiştir[19].

İkincisi, endüstriyel tesislerde yanmadan kaynaklanan emisyonlar (fosil veya biyo bazlı yakıtların yakılması) son on yılda azalırken, endüstriyel proseslerden (örneğin çelik ve çimento üretimi) kaynaklanan emisyonlar 1990'ların başındaki seviyede kalmıştır. Biyoenerji kullanımının artması ve enerji performansındaki gelişmeler nedeniyle, yanmadan kaynaklanan emisyonlar azalmıştır. Ulusal düzeyde bakıldığında, 2005-2014 yılları arasında yürütülen enerji verimliliğini geliştirme programı PFE (Programme for Improving Energy Efficiency-Enerji Verimliliği Arttırma Sistemi), ENRI'lerde enerji verimliliğini hedeflemiştir. Şirketler, elektrikten alınan enerji vergisinden muafiyet karşılığında enerji verimliliği programlarını uygulamayı kabul etmiştir. PFE' nin, endüstrileri enerji performansına öncelik vermeye, enerji verimliliğini arttırmaya ve böylece emisyonları azaltmaya teşvik etmede etkili olduğunu kanıtlanmıştır [20]. Bununla birlikte, PFE sadece kademeli iyileştirmelere odaklanarak daha radikal yenilikleri teşvik etmemiştir. Endüstriyel proses emisyonlarında azalma yavaştır. Bu sorun karbon

emisyolları üretim hacmi ile yakından ilişkilidir. Fosil yakıtlara bağımlı proses teknolojilerinin yerini almak için yeni düşük karbon teknolojileri gerekli olsa da, politikalar bu tür dönüşümleri desteklemek konusunda yetersiz kalmıştır.

AB-ETS, etkili bir politika aracı olma potansiyeline sahiptir. Ancak emisyon azaltımlarına ve özellikle düşük karbonlu yeniliklere ilişkin yönlendirme kapasitesi, emisyon tahsisatlarının aşırı tahsis edilmesi ve düşük karbon fiyatı nedeniyle uygulama yetersiz olmuştur [18,21]. Sonuç olarak, üye ülkeler, AB-ETS'nin eksikliklerini telafi etmek için kendi ulusal politikalarını uygulamaya başlamıştır [20]. Konu ile ilgili uzmanlar, AB-ETS'nin değişik nedenlerden dolayı ciddi sorunları olduğu fikridir. AB-ETS'nin farklı eleştirileri, mevcut politika sistemine ışık tutmaktadır. İsveçli yetkililer, politikacılar ve çevre kuruluşları, AB-ETS'nin ENRI'lerin emisyon azaltımları veya daha temiz teknolojiler için yenilikler üzerinde yönlendirici etkilerinde eksiklikler olduğunu görüşündeler[22]. Yetkililerin görüşüne göre, AB, emisyon kredilerinin fiyatını artırmak için emisyon üst sınırını düşürmeli ve emisyon izinlerinin ücretsiz tahsis edilmesine son vermelidir. Buna karşılık, endüstriler ve sanayi birliklerine (demir ve çelik, madencilik, kimya), mevcut AB-ETS uluslararası rekabet güçlerinin üzerinde çok olumsuz etkiler taşıdığını da savunmaktadırlar[23]. Bu doğrultuda karbon kaçağı, AB-ETS tartışmaları için temel konudur[23]. Sektörden gelen eleştirinin temeli, fiyat konusunda gelen sinyallerin kendi başına yeni düşük karbonlu proses teknolojileri geliştirmek için yeterli olmadığı ve artan fiyatların kısa vadede şirketler için zararlı olabileceği fikridir. Yine gelen bilgilere göre risk, endüstrinin, AB-ETS'nin bir sonraki (dördüncü) aşamasında (2021'den 2028'e) ciddi oranda daha düşük emisyon tahsisleri ve emisyonları buna karşılık gelecek ölçüde azaltacak mevcut uygun teknolojilerin olmamasıdır. Böyle bir durumda, endüstriler için tek seçenek tahsis izini satın almak veya çıktıları azaltmaktır. Bu, kısa vadede emisyonları düşürebilir, ancak yeni teknolojilere yapılacak uzun vadeli yatırımları azaltacaktır[23].

İsveç ve AB'deki mevcut piyasa-liberal politikalar bazı açılardan karbondan arındırmayı (decarbonisation) başarmıştır. En önemlisi, İsveç kağıt hamuru ve kağıt sektörünün, büyük ölçüde fosil enerji kaynaklarından biyokütleye geçişine dayalı düşük karbon geçişi ve tüm ENRI sektörlerinde enerji performansı gelişmesidir. Bununla birlikte, endüstriyel proseslerde derin dekarbonizasyon için gerekli düşük karbon teknoloji yeniliği teşvik etmede etkili olmamıştır. Bu nedenle, karar vericiler, mevcut politika çerçevesinde ele alamadıkları kritik bir ikileme karşı karşıyadır. Zayıf piyasa bazlı politikalar, verimlilik artırma ötesindeki teknolojik değişimi teşvik etmek için yetersiz olsa da endüstriyel aktörler, daha katı piyasa bazlı politikaları ENRI'lerin uluslararası rekabet gücüne zararlı olarak algılamaktadırlar. Bu nedenle bu tür önlemleri takip etmekte ve uygulamakta tereddüt etmektedir. Bu da AB-ETS ile tekrarlayan sorunlar için tipik bir örnektir. AB-ETS, karbon için yeterince yüksek bir fiyat sağlamak için mücadele ederken, endüstrinin düşük karbonlu proses teknolojilerinin gelişimi üzerinde çok düşük bir yönlendirme etkisine sahiptir.

İsveç ENRI'lerinin iklim yönetimini analiz etmek için, ENRI'nin İsveç ekonomisindeki ayrıcalıklı konumunun devletle ilişkilerini nasıl şekillendirildiğini anlamak gerekir. ENRI'lar ulusal ekonomiler için stratejik öneme sahiptir ve bu durum özellikle doğal kaynaklara dayalı İsveç ekonomisinde vurgulanmaktadır. Devlet ve sanayi arasında, ekonomik zorunluluklara, büyüme, istihdam ve endüstriyel rekabetçilik konularına bağlı, zaman içinde çok güçlü bir ilişki olduğunu göstermektedir [24].

İsveç'in ENRI sektörlerindeki endüstriyel yönetim örneğini inceleyerek çevreci devletin endüstriyel ilişkilerini ve karbondan arındırma faaliyetini yönetme konusundaki; ENRI'nin karbondan arındırımı, iklim değişikliği konusunda ciddi olan her çevreci devletin ele alması gereken önemli bir konudur. Ancak, önemli yönetim değişiklikleri de gerektirir. Bu değişikliklerinin birincisi, çevreci endüstriyel yönetimin karbondan arındırmayı daha da ileri götürmek için çevreci devletin iklim hedeflerini ekonomik hedeflerden daha çok önceliklendirmenin yollarını bulması gerekmektedir. İsveç örneğinde olduğu gibi, ekonomik ve ekolojik konular arasında devamlı bir sorun mevcuttur. Piyasa bazlı politikalara tabi olan ENRI'lerin ayrıcalıklı konumu, esas olarak sıkı iklim politikalarına direnmelerini sağlamıştır. Kurumsal teşvikler, endüstriyel karbondan arındırmanın itici güçleri olsalar da piyasa dinamikleri, gerekli geçişi başlatmak için yeterli olmaktan uzaktır. Düzenleyici müdahaleler ve uzun vadeli politika desteği tarafından oluşturulan çevre politikaları güçlü teşviklere ihtiyaç duyarlar. Böylece, karbondan arındırmayı amaçlayan dönüşümlerin kendiliğinden meydana gelmesi mümkün olmadığından, çevreci devlet, endüstriyel yönetimle ilgili ekonomik stratejilerle daha yakından



İlgilenmek zorundadır. Sanayi temsilcileri, uluslararası rekabet güçlerini ihlal etmediği sürece, karbondan arındırma hedefini benimsemeye, alternatifleri araştırmalara ve düşük karbonlu teknolojileri uygulamaya, hazır olduklarını belirtmişlerdir. Endüstriyel karbondan arındırma için gereken politikalar, teknolojik ve ekonomik olarak uygulanabilir opsiyonları destekleyen aktif devlet katılımını istemişlerdir. İkinci konu olarak, çevreci devlet teorisini devlete tek bir varlık olarak değil, daha çok yerleşik rejimleri oluşturan farklı güç gruplarının bir parçası olarak kabul ederek daha verimli bir şekilde bilgilendirme yapılabileceğidir. Rejimler baskın, güçlü olabilir ve değişime direnebilir. Kaynak bağımlılığı ve refah devletinin getirdiği bolluk için doğal kaynak bazlı sektörler tarihsel bağlılık, İsveç ekonomisinde ENRI' lere ayrıcalıklı bir konum sağladı. Bu da stratejik olarak önemli endüstrilerin devlet mülkiyeti ve iklim düzenlemeleri ile enerji fiyatlarını ayrıcalıklı konuma getirdi. İsveç ENRI rejimi, kağıt hamuru ve kağıt endüstrisindeki düşük karbonlu prosese geçiş ve çelik endüstrisinde düşük karbonlu üretim teknolojileri denenmektedir.

Üçüncüsü, gelişmiş refah devletlerinde, örneğin İsveç' te devlet ve sanayi arasındaki diyalog ve işbirliği vardır. İklim politikaları ile ilgili olarak sanayi için muafiyetler sağlayarak devlet-sanayi görüşmeleri ortak vizyon oluşturmaya ve endüstriyel karbondan arındırma için stratejiler geliştirmeye odaklanılmıştır. Bu nedenle politikaya yön verenler ve endüstri temsilcileri arasında uzun vadeli istikamet konusunda kapsamlı bir fikir birliğine yol açmıştır. On yıl önce, ENRI'lerin konumu derin karbondan arındırmanın imkansız olduğu yönünde iken bugün ise ENRI'ler kendi karbondan arındırma stratejilerini geliştiriyor ve daha aktif devlet müdahalesi ile politik karar desteği talep edilmektedir. Bu değişim, karşılıklı anlayış sağlamayı başaran devlet ve endüstri yetkilileri arasındaki diyaloglar yoluyla mümkün olmuştur. Bununla birlikte, endüstriyel karbondan arındırmanın yeniliklerinin ne ölçüde ele alınacağını söylemek için henüz çok erkendir ve son gelişmeleri için aşırı iyimser olunmamalıdır. Pratikte, endüstri hala emisyonları azaltmaya yönelik sıkı önlemlere direnmekte ve devlet, endüstri üzerinde çok fazla baskı uygulama veya yeni teknolojilere büyük kamu yatırımları yapma konusunda hâlâ isteksiz davranmaktadır. Yine de İsveç örneğinde gibi, nispeten sanayile yakın ilişkisi olan gelişmiş bir refah devletinin karar mekanizması modelinin, endüstriyel karbon arındırma ve çevreci endüstri yönetmeye yardımcı olabileceğini göstermektedir.

Gelecekteki araştırmalar için de çeşitli olasılıklar vardır. Finlandiya gibi benzer koşullara sahip refah devletleri üzerine yapılan karşılaştırmalı araştırmalar, İsveç'in karbon arındırma hedefleyen diğer devletlere kıyasla ne durumda olduğunu belirleyecektir. İsveç'in hedefinin aşırı mı olduğu, yoksa devletlerin endüstri ile nasıl etkileşime girdiği konusunda tipik bir örnek mi olduğu hakkında muhtemelen daha fazla bilgi verecektir.

## SONUÇ

İklim değişikliğini, doğal süreçler dışında insan eliyle tetikleyen etkenlerin önlenmesi, özellikle sera gazı emisyonlarının azaltılması için küresel düzenlemeler ile yerel hedef ve stratejiler konusu dünya için son derece önemlidir. İnsanoğlunun faaliyetleri, son birkaç on yıldaki kümülatif antropojenik (insanların etkisiyle oluşan veya yapılan) CO<sub>2</sub> emisyonlarının neredeyse yarısından sorumludur. Nüfus artışı ve yine artan ekonomik faaliyetler, sera gazı emisyonlarının artmasında ana itici gücü olmaya devam etmektedir. Sanayi sektöründe, enerji ve karbon yoğun sanayi alt sektörlerinde üretim sürecinden kaynaklanan emisyonları azaltmanın zorluğu halihazırda büyük bir zorluk teşkil ederken, enerji yoğun alt sektörlerde temel malzemelere olan talebin artması bekleniyor. AB ve paydaşları için belirlenen 2050 yılına kadar ulaşılması hedeflenen "net sıfır sera gazı emisyonuna sahip bir ekonomi" için enerji yoğun endüstrilerin yeni teknolojiler, finansal enstrümanlar ve bu dönüşümü önceleyen bir anlayışa ihtiyaç bulunmaktadır. Malzeme üretim süreçleri CO<sub>2</sub> emisyonlarının %21' ini doğrudan, % 11' ini ise dolaylı olarak kaynağıdır. Bu değerler, endüstrinin istenmeyen etkilerinin çevremize gerçek etkisini tam olarak tanımlamaktan uzaktır. Son 40 yılda nüfus, kentleşme, sanayi ve ekonomi hep birlikte büyümektedir. Küresel ürünlerin yerel olarak üretilmesi yerine, ulusal veya bölgesel üretim ve tüketim küresel hale gelmiştir. Asya, endüstriden kaynaklanan sera gazı emisyonlarının başlıca nedeni olarak görülmektedir. Ürünler ve çevresel etki eşit olmayan bir şekilde dağıtılsa da, sorun hala küreseldir. Temel sorun, sorunu tüm boyutlarıyla ele almak ve çevreyi koruma maliyetini adil bir şekilde dağıtmaktır. İyi izlenen ve kontrol edilen küresel bir sosyo-ekonomik ve çevresel dönüşüm

kaçınılmaz hale gelmiştir. Bilgi birikimimizdeki boşlukları kapatmak ve endüstriyel faaliyetlerimizin verimliliği yeniden tanımlamak, kendi sürdürülebilir geleceğimiz için önemli adımlardır.

## KAYNAKLAR

- [1] IPCC (2014). Climate Change 2014: Mitigation of Climate Change. Contribution of Working Group III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change [Edenhofer, O., R. Pichs-Madruga, Y. Sokona, E. Farahani, S. Kadner, K. Seyboth, A. Adler, I. Baum, S. Brunner, P. Eickemeier, B. Kriemann, J. Savolainen, S. Schlömer, C. von Stechow, T. Zwickel and J.C. Minx (eds.)]. Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA.
- [2] <https://www.epa.gov/ghgemissions/global-greenhouse-gas-emissions-data>
- [3] Allwood J.M.A., Ashby M.F., Gutowski T.G., Worrell E. 2011 Material efficiency: a white paper. Resour. Conserv. Recycling 55, 362–381. (doi:10.1016/j.resconrec.2010.11.002)
- [4] <https://www.epa.gov/ghgemissions/sources-greenhouse-gas-emissions#industry>
- [5] ÅHMAN, M., & NILSSON, L. J. (2015). Decarbonizing industry in the EU: climate, trade and industrial policy strategies. In Decarbonisation in the European Union (pp. 92-114). Palgrave Macmillan, London.
- [6] WESSELING, J.H., et al., 2017. The transition of energy intensive processing industries towards deep decarbonization: characteristics and implications for future research. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 79, 1303–1313. doi:10.1016/j.rser.2017. 05.156
- [7] BATAILLE, C., ÅHMAN, M., NEUHOFF, K., NILSSON, L.J., et al., A review of technology and policy options for making heavy industry products consistent with Paris Agreement compatible deep decarbonization pathways, Journal for Cleaner Production
- [8] LECHTENBÖHMER, S., L.J. Nilsson, M. Åhman and C. Schneider (2016) Decarbonising the energy intensive basic materials industry through electrification - Implications for future EU electricity demand, Energy, Vol. 115, pp. 1623-1631
- [9] LECHTENBÖHMER, S., Strategies for deep decarbonization of processing industries, Wuppertal Institut für Klima Umwelt Energie, DOI 10.12910/EAI2018-44].
- [10] LECHTENBÖHMER, S., 2014. Strategies for deep decarbonization of processing industries.
- [11] ECKERSLEY, R., (2004). "The green state: rethinking democracy and sovereignty." Cambridge, MA: MIT Press.
- [12] BÄCKSTRAND, K., KRONSELL, A., eds., (2015). „Rethinking the green state: environmental governance towards climate and sustainability transitions.” London: Routledge.
- [13] MARKARD, J. TRUFFER, B., (2008). "Technological innovation systems and the multi-level perspective: towards an integrated framework." Research Policy, 37(4), 596–615. doi:10.1016/j.respol.2008.01.004
- [14] BERGEK, A., et al., (2015). "Technological innovation systems in contexts: conceptualizing contextual structures and interaction dynamics." Environmental Innovation and Societal Transitions, 16, 51–64. doi:10.1016/j.eist.2015.07.003
- [15] <https://www.porthosco2.nl/en/project/>
- [16] <https://www.westkueste100.de/en/>
- [17] SEPA, (2017). National emissions of greenhouse gas emissions. Swedish Environmental Protection Agency. [www.naturvardsverket.se](http://www.naturvardsverket.se).
- [18] GULLBRANDSEN, L.H., STENQVIST, C., (2013). "The limited effect of EU emission trading on corporate climate strategies: comparison of Swedish and Norwegian pulp and paper companies." Energy Policy, 56, 516–525. doi:10.1016/j.enpol.2013.01.014
- [19] Growth Analysis, (2014). "The significance of policy instruments for the greening of industry: a case study of the Swedish forest industry." Stockholm: Growth Analysis (Report 2014:02).
- [20] STENQVIST, C., NILSSON, L.J., (2012). "Energy efficiency in energy-intensive industries: an evaluation of the Swedish voluntary agreement PFE". Energy Efficiency, 5(2), 225–241. doi: 10.1007/s12053-011-9131-9
- [21] BEL, G., JOSEPH, S., (2014). Industrial emissions abatement: untangling the impact of the EUETS and the economic crisis. Barcelona: Barcelona University.



- [22] MARCU, A., ELKERBOUT, M., STOEFS, W., (2016). 2016 state of the EUETS report. Brussels: CEPS.
- [23] HILDINGSSON, R., KHAN, J., KRONSELL, A., (2017). "Interview study of conditions for zero emissions in Swedish basic industry." Lund: Lund University. <https://gist2050.com/publications/>
- [24] JOHANSSON, B., NILSSON, L.J., (2017). "Zero emissions in the basic industry: conditions for a new industrial policy." Lund: Lund University.

## ÖZGEÇMİŞ

### Barbaros BATUR

1966 İstanbul doğumludur. 1990 yılında İTÜ Makine Fakültesini Makine Mühendisi olarak bitirmiştir. 1995 yılında Marmara Üniversitesinden Endüstri Yüksek Mühendisi olarak mezun olmuştur. 2002 yılında YTÜ' de Makine Mühendisliği, Isı Proses Dalında doktorasını tamamlamıştır. 2005 yılından beri YTÜ, Makine Bölümünde Öğretim Görevlisi Dr. olarak ders vermektedir. Proses, enerji, ısıtma-havalandırma tesisat konularında çalışmaktadır.

### Mustafa Cem Çelik

1973 yılı Edirne doğumludur. 1995 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. 1999 yılında Marmara Üniversitesi Makine Mühendisliği Yüksek Lisans derecesi alarak yüksek mühendis olmuştur. 2014 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünden Doktor unvanını almıştır. 1999 yılından bu güne Marmara Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi / Öğretim görevlisi olarak görev yapmaktadır. Yenilenebilir enerji, hidroelektrik santraller, iç hava kalitesi, karbon ayak izi hesaplamaları konularında çalışmaktadır.

### Özlem Yurtsever

1983 İstanbul doğumludur. 2006 yılında Marmara Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Kimya Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Aynı üniversitede 2019 yılında Endüstri Mühendisliği alanında Doktor unvanını almıştır. 2011-2022 yılları arasında Marmara Üniversitesi Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu'nda öğretim görevlisi olarak görev yapmış olup 2022 yılından itibaren Dr. Öğretim Üyesi olarak görevine devam etmektedir. Sürdürülebilirlik, karbon ayakizi, enerji, iş güvenliği konularında çalışmaktadır.

### Muammer AKGÜN

1990 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesinden, 1995 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine-Enerji Anabilim Dalından mezun olmuştur. 1992-1998 yılları arasında Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Araştırma Görevlisi olarak, 1998-2013 yılları arasında kazan ve basınçlı kap sektöründe Ar&Ge, Tasarım, Üretim ve Şantiye montaj alanlarında çeşitli projelerde çalışmıştır. 2013-2022 yılları arasında, Bacader Genel Koordinatörü olarak görev yapmıştır. Halen MMO İstanbul Şubesinde Kazan ve Basınçlı Kaplar komisyonu başkanlığı yapmaktadır. MMO İstanbul Şubesi bünyesinde yayınlanan "Kızgın Sulu, Kızgın Yağlı, Buharlı Isıtma Sistemleri" kitabının altı bölümünün yazarı ve son üç baskısının da editörü, ISKAV bünyesinde yayınlanan "Endüstri Kazanları" kitabının bir bölümünün yazarı ve "Sıcak Su Kazanları" kitabının üç bölümünün yazarı ve kitabın son baskısının editörüdür. İMSAD Yapı Malzemeleri Komisyonu ile birlikte "Yapı Malzemeleri Yönetmeliği Rehber Kitap" ve Çevre Dostu Malzemeler Komisyonu ile "Sürdürülebilir İnşaat Malzemeleri Sözlüğü" çalışmalarına katkı sağlamıştır. Yayınlanmış pek çok makalesi, teknik yazıları bulunmaktadır.

# ISI POMPASI DIŞ ÜNİTESİ EŞANJÖRÜNÜN İSTANBUL ŞARTLARINDA ALTERNATİF GAZLAR İLE PERFORMANSININ İRDELENMESİ

*Examination Of The Performance Of The Heat Pump Outdoor Unit Exchanger With Alternative Gases*

**Gökhan Güngör**  
**Jan Gabriyel Cur**  
**Kami Çilingiryan**

## ÖZET

Montreal Protokolü, Kigali Değişikliği ve son olarak ülkemizde Florlu Sera Gazlarına(F-Gaz) İlişkin Yönetmeliğinin yürürlüğe girmesiyle HFC gazlarının kullanımında önemli değişiklikler yaşanmaktadır, Yeşil Sürdürülebilirlik adına mümkün olduğunca KIP (küresel ısınma potansiyeli) değeri az olan soğutucu gazların soğutma, iklimlendirme ve ısı pompası ekipmanlarında kullanımı önem kazanmıştır. Bu çalışmamızda R404a gazı ile çalışmaya uygun tasarlanan endüstriyel tipte ısı pompası dış ünitesinin fin borulu ısı eşanjörünün alternatif gazlar ile çalışması irdelenecektir. Çalışılacak soğutucu gazlar ve KIP değerleri sırasıyla R404A(3922), R410A(2088), R32(675), R454B(466) olacaktır. Isı eşanjörünü dış üniteye yer alacağından kış mevsiminde dx evaporatör, yaz mevsiminde ise kondenser şeklinde çalışacaktır. Kurulum yeri olarak İstanbul meteorolojik verileri dikkate alınacaktır.

**Anahtar Kelimeler:** Isı pompası, Dış ünite, Küresel Isınma Potansiyeli, Yeşil sürdürülebilirlik, Alternatif soğutucu gazlar.

## ABSTRACT

Significant changes are experienced in the use of HFC gases with the Montreal Protocol, the Kigali Amendment and finally the Regulation on Fluorinated Greenhouse Gases(F-gases) in Türkiye. The use of refrigerants with low GWP(global warming potential) value as much as possible in cooling, air conditioning and heat pump equipment has gained importance in the name of Green Sustainability. In this study, the fin tube heat exchanger of an industrial type heat pump outdoor unit which is designed to work with R404a gas, will be examined with alternative refrigerants. The refrigerants and GWP values to be studied will be R404A(3922), R410A(2088), R32(675), R454B(466), respectively. Since the heat exchanger will be located in the outdoor unit, will work as dx evaporator in winter and condenser in summer. Istanbul meteorological data will be taken into account as the installation site.

**Key Words:** Heat Pump, Outdoor unit, Global Warming Potential, Green sustainability, Alternative refrigerants.

## 1.GİRİŞ

Isı pompaları ısıtma ve soğutma amaçlı olarak günümüzde yaygın olarak kullanılmaktadır. Hava, toprak, su, güneş enerjisi, jeotermal enerji ısı kaynakları ile sınıflandırılır. Havadan havaya, havadan suya ve sudan suya olacak şekilde 3 farklı işletme çevrimleri mevcuttur [1].

Isı pompası, bir soğutma çevrimi kullanarak dışarıdan enerji aktararak bir binayı ısıtabilen bir cihazdır. Isı pompaları ters yönde de çalışabilir, ısıyı kapalı alandan alıp dışarıya atarak binayı soğutabilir. Isı pompası kullanmak çevre kirliliğini aza indirmesi ile beraber aynı zamanda ekonomiktir [2].

Ozon tabakası delme potansiyeli (ODP) olan gazların kullanımı geçtiğimiz seneler içinde azaltılmaya gidilmiştir. Bunun yanında küresel ısınma potansiyeli (KIP) yüksek olan gazlar kullanımı halen devam etmekte olup önümüzdeki birkaç sene içerisinde bu gazlara daha fazla sınırlamalar getirilmesi beklenmektedir. Bu yüzden ısı pompalarında da KIP değeri düşük olan alternatif gazlara geçilmesi kaçınılmazdır [3].

Doğaya ve çevreye kirliliğini en aza indirmek günümüzde önem arz etmektedir. Bu yüzden ısı pompası dış ünitelerinde kullanılacak soğutucu akışkanların bu yönde olması önemlidir. Küresel ısınma potansiyeli (KIP), aynı kütledeki karbondioksit (CO<sub>2</sub>) tarafından emilecek ısının katı olarak atmosferdeki bir sera gazı tarafından emilen ısıdır. KIP, CO<sub>2</sub> için 1'dir. Diğer gazların KIP değeri buradan hareketle belirlenmektedir [4].

Bu çalışmadaki gazlar ve KIP değerleri aşağıda belirtilmiştir.

1. R32 (675)
2. R404A (3922)
3. R410A (2088)
4. R454B (466)

Tasarlanacak yeni ısı pompa eşanjörlerinde en düşük KIP değerine sahip gazların kullanılması ve son kullanıcılara bu gazların özendirilmesi önem arz etmektedir.

Hava kaynaklı ısı pompaları en çok tercih edilen sistem olması ile beraber aynı zamanda diğer sistemlere göre de daha az enerji tüketmektedir. Yaz ve kış aylarında kullanılacak ısı pompasının performansı dış ortam havasına göre tamamen değişmektedir ve ısı pompasının verimli çalışabilmesi için en uygun çalışma şartlarının yakalanması önemlidir. Yaz aylarında ısı pompası daha az enerji harcayıp daha verimli çalışırken, kış aylarında tükettiği enerjinin çoğalmasıyla beraber ısı pompasının performansı azalmaktadır [5].

Literatürde farklı illerde ısı pompası ile ilgili farklı çalışmalar vardır.

Antalya ili için, sudan suya ısı pompasının kullanılmasını incelemiştir. Kışın çalışacağı kabul edilmiş olan ısı pompasının ekserji hesapları ve kayıpları hesaplanmıştır. Çıkan sonuçta ekserji kaybının daha fazla genleşme valfi ve kondenserde oluştuğu sonucuna varılmıştır [6].

Erzurum ili için, ısı pompalarında kullanılması azaltılmış R22 gazı yerine alternatif soğutucu akışkanların (R134A, R407C, R404A) performansları, enerji ve ekserji verimleri incelenmiştir [7].

Ankara ili için, hava, su ve toprak kaynaklı ısı pompalarının enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Bu çalışmada R600a soğutucu akışkanın diğer akışkanlara göre daha iyi bir performans verdiği gözlemlenmiştir [8].

Günümüzde ısı pompalarında genellikle kullanılan R404A ve R410A soğutucu akışkanına alternatif olarak, R32 ve R454B soğutucu akışkanlar öne çıkmaktadır. R404A ile çalışmak için tasarlanmış ısı pompası dış ünitesine bu 4 gaz ile kullanımına uygun en optimum kalıp geometrisi karşılaştırılması için alternatif hesaplar yapılmış ve maliyet ile termodinamik açıdan incelenmiştir. Seçilen alternatif soğutucu akışkanlar için eşanjör geometri analizleri yapılarak kapasite-maliyet ve kapasite-eşanjör verim değerleri karşılaştırılmıştır.

## 2.SOĞUTUCU AKIŞKANLAR

R404A, R410A, R32 ve R454B soğutucu akışkanların çevresel ve termofiziksel özellikleri verilmiştir. Akışkan özellikleri için NIST Refprop programından yararlanılmıştır.

### 2.1 Çevresel Özellikler

Koruma sınıfı soğutucu akışkanın yanıcılık ve zehirlilik durumlarını göstermektedir. Zehirlilik sınıfı A ve B sınıfı olacak şekilde ikiye ayrılır. Bu çalışmada kullanılan soğutucu akışkanların hepsi A sınıfı yani zehirli olmayan soğutucu akışkan sınıfına girmektedir. B sınıfı zehirli soğutucu akışkanlar içindir. Yanıcılık sınıfı 1, 2L, 2 ve 3 olarak şekilde dörde ayrılır. 1 yanıcı olmayan, 2L çok düşük yanıcı olan, 2 düşük yanıcı olan ve 3 yüksek yanıcı olan soğutucu akışkanlara tanımlanır [9].

Ayrıca aşağıdaki tabloda soğutucu akışkanların ODP ve KIP değerleri verilmiştir.

**Tablo 1.** Soğutucu Akışkanların Çevresel Özellikleri [10].

Soğutucu Akışkan	Koruma Sınıfı	Ozon Tabakası Delme Potansiyeli (ODP)	Küresel Isınma Potansiyeli (KIP)
R32	A2L	0	675
R404A	A1	0	3922
R410A	A1	0	2088
R454B	A2L	0	466

### 2.2 Termofiziksel Özellikleri

Aşağıdaki Tablo 2.'de çalışılan soğutucu akışkanların kritik sıcaklık ve basınç özellikleri ile -10°C ve 45,9°C derecedeki termofiziksel özellikleri gösterilmiştir.

**Tablo 2.** Soğutucu Akışkanların Termofiziksel Özellikleri [11].

Soğutucu Akışkan	T kritik (°C)	P kritik (bar)	T (°C)	Yoğunluk, ρ (kg/m <sup>3</sup> )		Özgül Isı, Cp (kJ/kg)		Isı İletim Katsayısı, k (W/m.K)		Dinamik Viskozite, μ (mPa.s)	
				[a]	[b]	[a]	[b]	[a]	[b]	[a]	[b]
R32	78,1	57,8	-10	1088,8	15,9	1,69	1,15	0,15	0,01	0,17	0,01
			45,9	862,4	87,2	2,31	2,25	0,11	0,02	0,09	0,01
R404A	72,1	37,4	-10	1186,9	21,9	1,35	0,94	0,08	0,01	0,20	0,01
			45,9	927,7	121,4	1,84	1,67	0,05	0,02	0,09	0,01
R410A	71,3	49	-10	1208,7	21,9	1,47	1,05	0,11	0,01	0,18	0,01
			45,9	936,1	123,8	2,10	2,12	0,08	0,02	0,09	0,02
R454B	78,2	52,7	-10	1115,7	17,1	1,58	1,07	0,13	0,01	0,17	0,01
			45,9	882,7	93,2	2,13	1,94	0,09	0,02	0,09	0,01

Açıklamalar: [a] doymuş sıvı; [b] doymuş buhar



### 3. ISI POMPASI DIŞ ÜNİTESİ

#### 3.1 Endüstriyel Tip Isı Pompası Dış Ünite Tasarımı Konstrüktif Yaklaşımlar

Mevcut R404a kullanımı için split tipte havadan havaya yapılmış ısı pompası dış ünitesinin görünüşü Şekil.1'de verilmiştir. Ürün 1100mm uzunluğa, 1300mm yüksekliğe ve 560mm genişliğe sahiptir. Yaklaşık eşanjör boyutları 900mmx900mm ve 4mm hatvelidir. Yeni kabin tasarımı ile split tip ısı pompası dış ünitesinde endüstriyel ihtiyaçlar hedeflenmiştir. Kabin yapısı fanın ön kısmında ve bataryanın arka kısmında hava deflektörlerine sahiptir. Bu hava deflektörleri ile ürün genişliği 1220mm ölçüsüne gelmiştir. Hava giriş ve çıkışı gözenekli sac ile koruma altına alınmıştır. Bu tasarım ile ürünün 0°C'nin altında kolay çalışması hedeflenmiştir, hatta -10°C dış hava sıcaklıklarına kadar yağmurlu, rüzgârlı, karlı zorlu dış hava çalışma koşulları göz önünde bulundurulmuştur. Kabin tasarımı ile ısı pompasında bulunan elektrikli rezistanslar ile daha hızlı ve etkin şekilde buz çözme(defrost) olanağı sağlanacaktır. Kabin tasarımı ile hava deflektörlerinin sayesinde ürün ses seviyesinde iyileştirme yapılmıştır.



Şekil 1. Isı Pompası Dış Ünitesi

#### 3.2 İstanbul Meteorolojik Tasarım Şartları

Isı pompası nominal kapasite hesaplaması için İstanbul Atatürk Havalimanı yıllık ekstrem tasarım şartları hedeflenmiştir. Kış mevsiminde yani dx evaporatör çalışma şeklinde hava giriş sıcaklığı ile soğutucu akışkan arasında 6K fark alınmıştır. Yaz mevsiminde yani kondenser çalışma şeklinde hava giriş sıcaklığı ile soğutucu akışkan arasında 11K fark alınmıştır.

Tablo 3. İstanbul ili meteorolojik tasarım şartları [12].

Ekstrem Yıllık Tasarım Şartları				
	Ortalama		Standart Sapma	
	min.	maks.	min.	maks.
KT Sıcaklığı (°C)	-4,0	34,9	2,4	1,6
YT Sıcaklığı (°C)	-4,8	25,2	2,2	1,2

#### 3.3 Kalıp Geometrisi Seçimi

Mevcutta tasarlanan 1235-2 kalıba ilaveten 4 kalıp seçimi daha yapılmıştır. Toplamda 5 farklı kalıp 4 farklı soğutucu akışkana göre incelenmiştir. Yeni kalıp hesaplamalarında lamel uzunluğu ve sıra sayısı sabit alınmış, boru sayıları değiştirilmiştir.

Bu 4 kalıp 1238'in fin verimliliği bakımından en yüksek performans veren fin hava tarafının numerik analiz ile incelendiği çalışmadan seçilmiş ve aşağıda listelenmiştir [13]. Bu çalışmanın sonucu ile

**Tablo 4.** Kalıp isimlendirmesi ve özellikleri

Geometri	Form	Borular arası mesafe (yükseklik) (mm)	Borular arası mesafe (genişlik) (mm)
1235-1	Çapraz	40	35
1235-2	Düz	35	35
1226	Çapraz	30	26
1238	Çapraz	44,1	38
1228	Çapraz	31,75	27,5

## 4 MATEMATİKSEL YAKLAŞIM

### 4.1 Kapasite-Maliyet Karşılaştırması

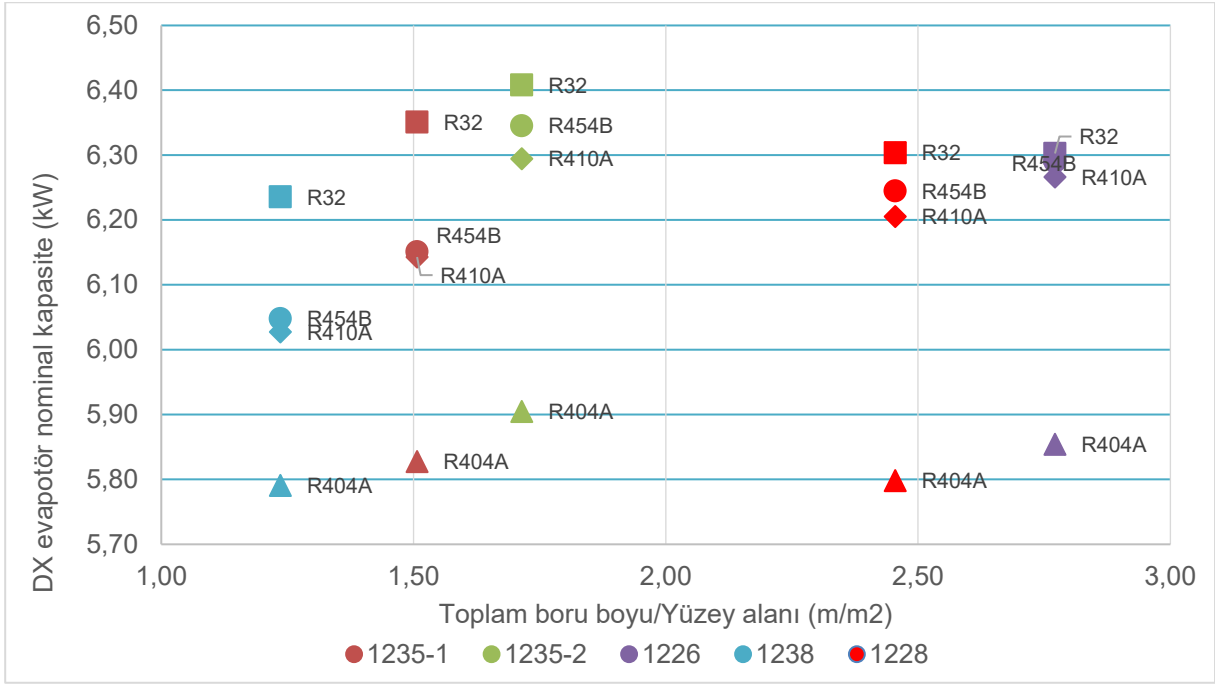
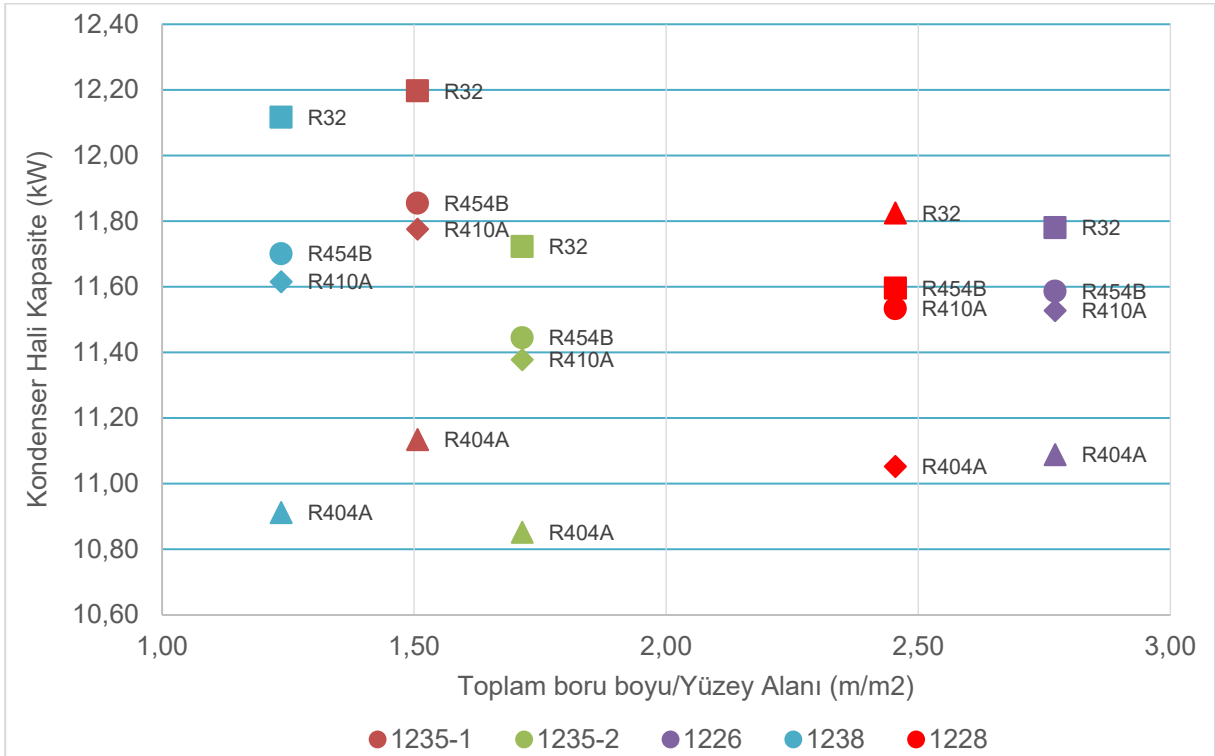
Eşanjörlerde en yüksek maliyeti boru ve fin malzemesi oluşturmaktadır. Toplam boru boyunun, lamel uzunluğu ve birim yüzey alanı ile çarpılmasında toplam ısı transfer yüzeyi elde edilir. Her 5 kalıp içinde lamel boyu sabit tutulduğundan ötürü toplam boru sayısı eşanjörün maliyetini etkileyecek baskın malzemedir. İlk yaklaşım olarak maliyeti görece ucuzu bulabilmek için birim kapasite başına toplam boru boyu/yüzey alanı faktörüne bakılmıştır.

$$\text{Toplam Isı Transfer Yüzey Alanı} = \text{birim yüzey alanı} \times \text{toplam uzunluk} \times \text{toplam boru sayısı} \quad (1)$$

Bu değerlendirme sonucu Şekil.2'de dx evaporatör çalışma modunda y eksenine en yakın kalıp olan 1238 geometrisi en ucuz çözüm olarak bulunmuştur. Ancak nominal kapasite olarak bakıldığında ise 1235-2 en yüksek kapasite sağlayan geometri olarak ortaya çıkmaktadır. Bu iki kalıp arasında ise 1235-1 kalıp kapasite ve maliyet bakımından ara seçim gibi gözükmektedir. Yani 1235-1 kalıbı; 1238'e göre %2 kapasite artışı sağlamakta ve 1235-2'ye göre de %1 kapasite düşüşü oluşturmaktadır. Şekil 3'de kondenser çalışma modunda ise 1235-1 kalıp kapasite olarak en iyi seçim olarak gözükmektedir.

Soğutucu akışkanlar arasında R32 ile en yüksek kapasite elde edilmiş, R404A da ise en düşük kapasite sonucu gözlenmiştir. Daha az malzeme ile daha yüksek kapasite amacımız olarak çıkmakta, bununla birlikte yeni nesil düşük GWP değerli soğutucu akışkanlara uyum yönünden incelediğimizde hem dx evaporatör hem kondenser çalışması için tek kalıp nihai seçimi olarak 1235-1 kalıp geometrisi en optimum çözüm olarak çıkmaktadır.



**Şekil 2.** Kalıplara ve soğutucu akışkanlara göre dx çalışması kapasite-maliyet grafiği**Şekil 3.** Kalıplara ve soğutucu akışkanlara göre kondenser çalışması kapasite-maliyet grafiği

#### 4.2 Kapasite-Eşanjör Verimi Karşılaştırması

İkinci karşılaştırmamız kapasiteye karşı eşanjör enerji verimliliği oranıdır.

Dx çalışma modu için eşanjör enerji verimliliği [14].

$$R_{dx} = \frac{Kapasite_{Islak} \times C_{Islak}}{fan\ gücü} \times \sqrt{hatve/4,5} \quad (2)$$

$R_{dx}$ ; Enerji verimliliği (dx)

$C_{Islak}$ ; ıslak katsayısı

Kondenser çalışma modu için eşanjör enerji verimliliği [15].

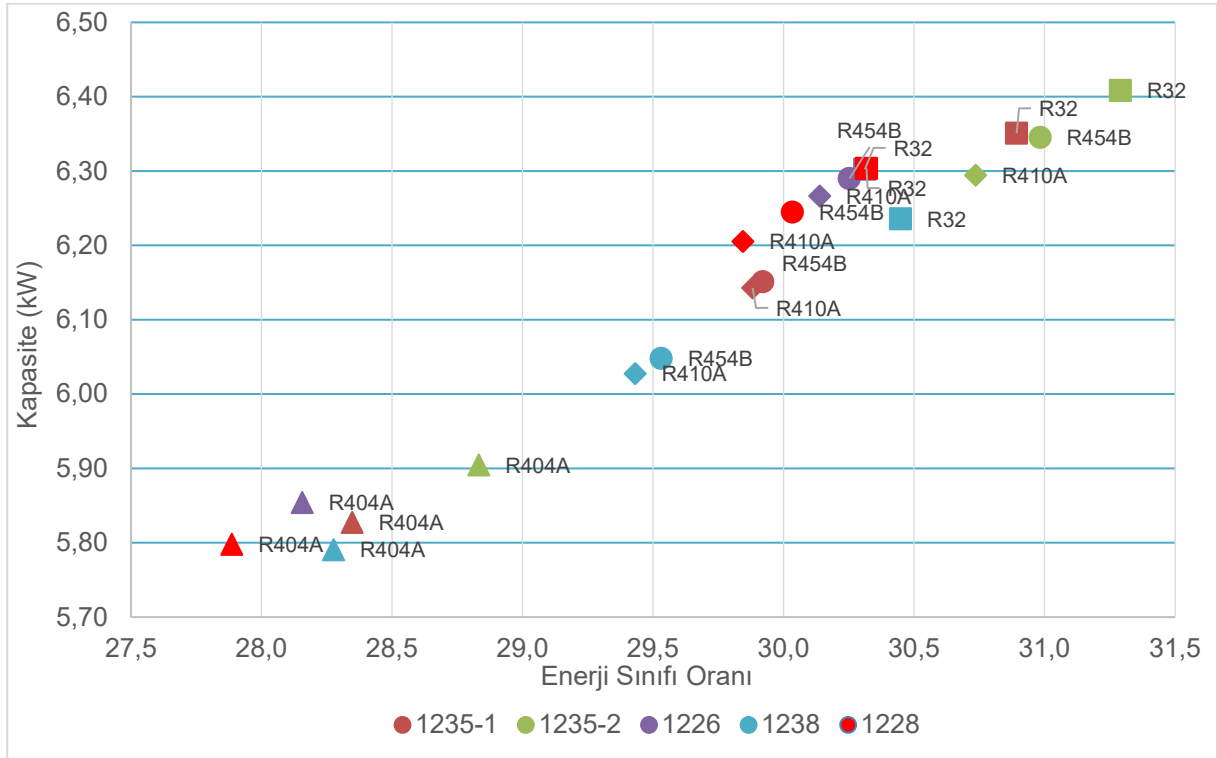
$$R_{kondenser} = \frac{Kapasite@dT=15K}{Fan\ Gücü} \quad (3)$$

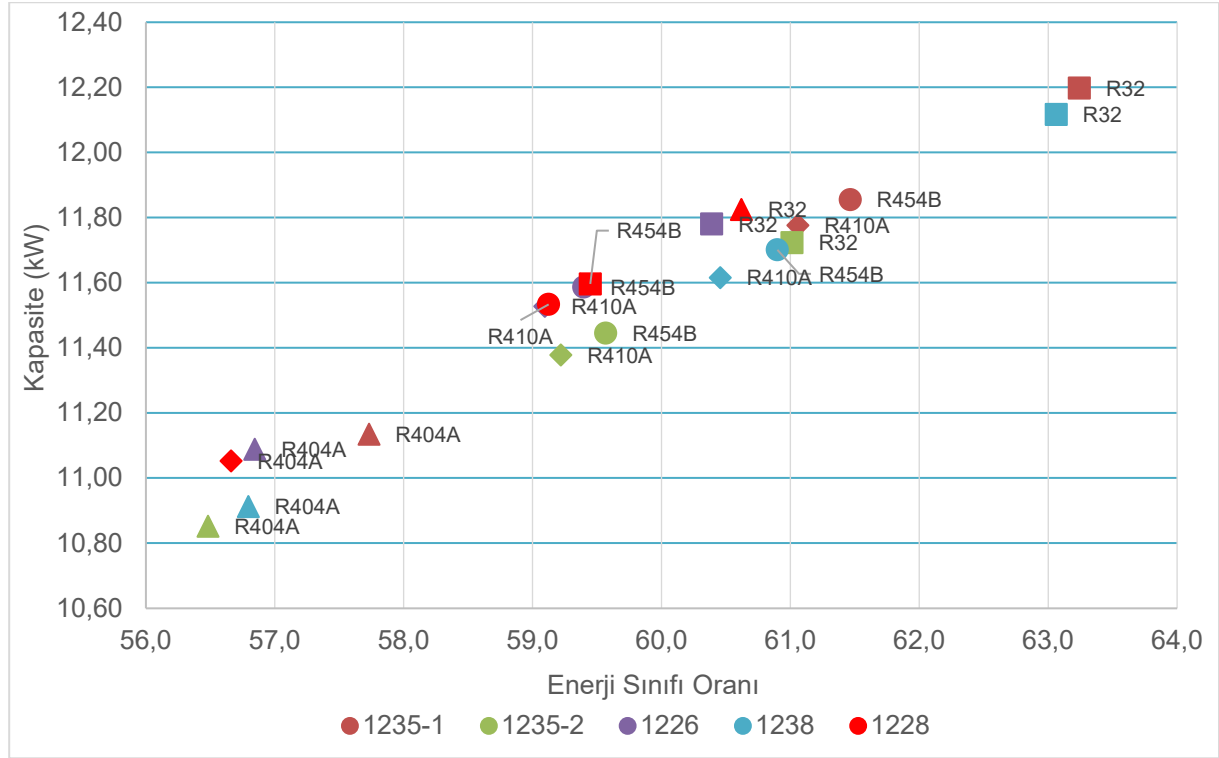
$R_{kondenser}$ ; Enerji verimliliği (kondenser)

DX evaporatör çalışma modu olarak aşağıdaki grafikte 1235-2 kalıbın en yüksek kapasite ve en iyi enerji verimliliği değeri verdiği gözükmektedir. İkinci geometri sıralamasında 1235-1 veya 1226 kalıplarının yer aldığını görmekteyiz. 1235-1 kalıp 1235-2'ye göre enerji verimliliği oranı olarak %1 ile %3 arasında düşüş göstermektedir.

Kondenser olarak enerji verimliliği oranına baktığımızda birinci geometri olarak 1235-1 ve ikinci geometri olarak ise 1238 kalıbın olduğu görülmektedir.

**Şekil 4.** Kalıplara ve soğutucu akışkanlara göre dx evaporatör çalışması kapasite-enerji verimliliği grafiği



**Şekil 5.** Kalıplara ve soğutucu akışkanlara göre kondenser çalışması kapasite-enerji verimliliği grafiği

## SONUÇ

Çalışma sonunda 5 farklı kalıp geometrisi ve 4 farklı soğutucu akışkan incelenmiştir.

Tasarlanacak eşanjör için ürün ısı pompası olarak çalışacağından hem kış (dx evaporatör) hem yaz (kondenser) çalışma modu olarak optimizasyon yapılmıştır.

Maliyet olarak en ucuz geometri hem dx evaporatör hem kondenser modlarında 1238 çıkmaktadır. Kondenser modunda en yüksek kapasite 1235-1 geometri ile elde edilmiştir. Dx evaporatörde ise en yüksek kapasite 1235-2 ile elde edilmekte, 1235-1 geometri ikinci sırada gelmektedir. Maliyet ve kapasite olarak incelendiğinde ise en uygun ortak çalışma modu için 1235-1 kalıp çıkmaktadır. Kullanılan soğutucu akışkanların değişikliği bu sonuca etki etmemektedir. En yüksek kapasite R32, ikinci olarak ise R454B ile elde edilmektedir.

R32 ve R454B kullanımı kapasiteyi yükselttiğinden ürünlerde enerji verimliliği oranlarını da yükseltmektedir. Dx evaporatörde enerji verimliliği 1235-2 geometri ile elde edilirken, kondenserde 1235-1 iyi sonuç vermektedir.

Grafiklerden çıkan sonuçlar ile tüm soğutucu akışkanlar için ortak çalışma modundan tasarlanacak eşanjörün geometrisinin 1235-1 olacağı çıkmaktadır.

## KAYNAKLAR

- [1] COŞKUN, S., Sürekli Rejimde Farklı Soğutucu Akışkanlar İçin Hava-Su Kaynaklı Mekanik Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompasının Simülasyonu, Uludağ Üni. Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi, 9(1), 41-51, 2004
- [2] ŞİMŞEK, E., KARAÇAYLI, İ., MUTLU, İ., Farklı Koşullardaki Hava-Su-Hava Kaynaklı Isı Pompasının Farklı Soğutucu Akışkanlarla Termodinamik Analizi, 2018
- [3] ÖZGÜR, A.E., BAYRAKÇI, H.C., CO<sub>2</sub> Soğutucu Akışkanlı Isı Pompalarında Soğutucu Akışkan Çıkış Sıcaklığının Ekserji Verimine Etkisi, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 30(1), 73-78, 2010
- [4] KEMERLİ, U., ATAYILMAZ, Ş. Ö., ÖZTÜRK, A., GWP Oranı Düşük Soğutucu Akışkan Karışımların Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminde İncelenmesi, 2014
- [5] ÇAKIR, U., ÇOMAKLI K., Hava Kaynaklı Bir Isı Pompasının Farklı Çalışma Şartları Altında Termodinamik Performans Analizi, 2011
- [6] KOYUN, T., KILIÇ, O., GÜLGÜZEL, A., 2011, Bir Otelin Sıcak Su İhtiyacının Sudan Suya Isı Pompasıyla Desteklenmesi ve Sistemin Termoekonomik Analizi, İklim Ulusal İklimlendirme Kongresi ve Fuarı, Antalya, 2011
- [7] ÇOMAKLI, K., ÇOMAKLI, Ö., YILMAZ, M., ÖZYURT, Ö., ERDOĞAN, S., ŞAHİN, B., BAKIRCI, K., Zeotropik Gaz Karışımları Kullanılan Isı Pompalarında Enerji ve Ekserji Verimlerinin Araştırılması, TÜBİTAK Araştırma Projesi Sonuç Raporu, Proje No: 105M030, 161s, Erzurum, 2007
- [8] BİLEN K., DEMİR O., Hava, Su ve Toprak Kaynaklı Isı Pompalarının Farklı Soğutucu Akışkanlar için Enerji ve Ekserji Analizi, 2021
- [9] CALM J.M., HOURAHAN G. C., Physical, Safety and Environmental Data For Current and Alternative Refrigerants, 2011
- [10] Soğutma Sistemleri ve Isı Pompaları – Güvenlik ve Çevre Kuralları – Bölüm 1: Temel Kurallar, Tarifler, Sınıflandırma ve Seçim Kriterleri, TS EN 378-1+A1, 2021
- [11] LEMMON, E. W., BELL I. H., HUBER, M. L., MCLINDEN, M. O., NIST Standard Reference Database 23, DLL Version Number 10.0, REFPROP Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties, 2018
- [12] ASHRAE Handbook Fundamentals (SI), 2021
- [13] ASLAN, E, YILDIZ, O, KARTUN, H, GUNGOR, G. Numerical Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop on Fin-Tube Heat Exchangers. 8th Eur. Conf. Ren. Energy Sys. 24-25 August 2020
- [14] EN 328:2014
- [15] EN 327:2014

## ÖZGEÇMİŞ

### Gökhan GÜNGÖR

1985 yılı İstanbul doğumludur. 2010 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği bölümünden mezun olmuştur. 2014 yılında Karyer Isı Transfer A.Ş. Ar-Ge bölümünde Ar-Ge Mühendisi olarak göreve başlamıştır.

### Jan Gabriel CUR

1988 yılı Hatay/Antakya doğumludur. 2012 yılında Doğu Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun olmuştur. 2012 Mayıs ayında işe başlamış olduğu Karyer A.Ş. de ilk iki yıl Satış mühendisi olarak çalışmış ve daha sonra Ar-Ge bölümüne geçerek Ar-Ge Mühendisi olarak görevine devam etmektedir.

### Kami ÇİLİNGİRYAN

1987 yılı İstanbul doğumludur. 2009 yılında İstanbul Kültür Üniversitesi Fizik bölümünden tam burslu mezun olmuştur. 2013 Temmuz ayında işe başlamış olduğu Karyer A.Ş. Ar-Ge bölümünde halen Ar-Ge Mühendisi olarak görevine devam etmektedir.

# VERİ MERKEZİ KLİMA SANTRALİ TEST LABORATUVARLARINDA ATIK ISININ KULLANIMI YÖNTEMİYLE ENERJİ TASARRUFU ve KARBON AYAK İZİNE ETKİSİ

*Energy Saving And Impact On The Life Cycle By Using Waste Heat In Data Center Air Handling Unit Test Laboratories*

**Ahmet Murat Tunç**  
**Nadide Asuman Yaraş**

## ÖZET

Veri merkezlerinin toplam enerji maliyetlerinin %34'ünü soğutma ekipmanları oluşturmaktadır. Bu açıdan incelendiğinde enerji verimliliği açısından incelenmesi gereken işlemlerin başında gelir. HVAC-R sektörü veri merkezlerinin enerji verimliliğini göz önünde bulundurarak daha verimli cihazlar üretme üzerine çalışmalar yapmaktadır. Soğutmanın hassas bir teknik husus olduğu veri merkezleri için üretilen cihazların şahitli testleri olmadan sahaya gönderilmesi mümkün değildir. Test uygulanırken, soğutma cihazların eşanjör verimlerini, toplam elektrik ve su tüketimini hesaplayabilmek önemlidir. Bu hesapların sonucunu veri merkezi üreticilerine ispatlarken kullandıkları test düzeneğinde de enerji verimliliği atık ısının geri kazanımı ile mümkündür.

Bu çalışmada endirekt evaporatif soğutmalı veri merkezi klima santralinin fan performans testi ile birlikte eş zamanlı ısıtma, soğutma ve nem alma proseslerini yapabilen test düzeneğini için enerji tasarrufu ve Yaşam Döngüsü Değerlendirmesi (ISO 14044; ISO14064-1) çalışması ile ulaşılan başta karbon ayak izi ve enerji verimliliği sonuçları yönünden incelemesi yapılmıştır. Aynı anda soğutma ve ısıtma prosesini yapan sistemlerde soğutma prosesi esnasında açığa çıkan atık ısının geri kazanılması yöntemi ele alınmıştır. Soğutma gruplarının tümleşik COP'si 3,12 olup 500 kW soğutma yükünde 735 kW atık ısı ortaya çıkarmaktadır. Bu atık ısının geri kullanımı yöntemi ile doğalgaz kazanına göre %75, elektrikli ısıtıcı ve elektrikli kazan ile ısıtma yöntemine göre %94 enerji tasarrufu sağlanmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Endirekt Evaporatif Soğutmalı Klima Santrali, Klima Santrali Test Laboratuvarı, Evaporatif Soğutma, Isı Geri Kazanım, Enerji Tasarrufu, Yaşam Döngüsü, Karbon Ayak İzi.

## ABSTRACT

Cooling equipment accounts for 34% of the total energy costs of data centers. When examined from this point of view, it is one of the processes that should be examined in terms of energy efficiency. The HVAC-R sector is working on producing more efficient devices by considering the energy efficiency of data centers. It is not possible to send devices produced for data centers, where cooling is a sensitive technical issue, to the field without witnessed tests. While testing, it is important to be able to calculate the heat exchanger efficiency of cooling devices, total electricity and water consumption. Energy efficiency is also possible with the recovery of waste heat in the test device they use to prove the result of these calculations to data center manufacturers.

In this study, the indirect evaporative cooling data center air handling unit fan performance tests in conjunction with simultaneous heating, cooling and dehumidification processes capable of the test mechanism for energy savings and life cycle assessment (ISO 14044; ISO14064-1) carbon footprint

energy efficiency that is reached by the work of the review from the direction of the results and reviewed. The method of recovering the waste heat released during the cooling process in systems that perform the cooling and heating process at the same time has been discussed. The integrated COP of the cooling groups is 3.12 and generates 735 kW of waste heat at a cooling load of 500 kW. With this waste heat recycling method, energy savings of 75% have been achieved compared to natural gas boiler and 94% compared to electric heater and electric boiler heating method.

**Key Words:** Indirect Evaporative Cooling Air Handling Unit, Air Handling Unit Test Laboratory, Evaporative Cooling, Heat Recovery, Energy Saving, Life Cycle, Carbon Footprint.

## 1. GİRİŞ

İklimlendirme havalandırma sektörü gerek ulusal yatırımcıların, gerekse uluslararası alandaki firmaların, Türkiye yatırımları dolayısıyla hızlı bir büyüme içerisinde. Bu sayede sektörde, Türkiye ve bölge ülkelerine sunulan geniş bir üretim yelpazesi bulunmaktadır. Üretici sayısının artması ve yoğun rekabet koşulları neticesinde küresel pazara paralel olarak iklimlendirme, soğutma sistemleri üreticileri daha katma değerli ürünleri portföylerine alma yönünde çalışmalar yapmaya yönelmektedir. Bu kapsamda en öne çıkan ürünlerden birisi de veri merkezlerine yönelik iklimlendirme havalandırma sistemleridir.

Bu merkezlerde ısınma kaynaklı veri kayıplarının önlenmesi ve 7/24 sağlıklı hizmet verilebilmesi için iklimlendirme büyük önem arz etmektedir. Bu durum veri merkezlerinin işletme maliyetlerinin normalde %50'sini iklimlendirme cihazlarının tüketimlerinin oluşturduğu [1, 2] gerçeği ile değerlendirildiğinde, bu alanda kullanılan iklimlendirme cihazlarının verimlilik değerlerinin ne kadar önemli olduğu ortaya çıkmaktadır. Son dönemde söz konusu cihazlarda yapılan iyileştirmelerle, iklimlendirme cihaz tüketimlerinin veri merkezi işletme maliyetleri içerisindeki oranı %34'e kadar düşmüştür [3].

Veri Merkezlerinde işletme maliyetlerini minimumda tutmak adına cihaz bazında performansları ispatlanmış iklimlendirme cihazları tercih edilmektedir. Dolayısıyla bu cihazları üretip satılabilmek için müşteri talepleri nedeniyle mevsimsel pik noktalarda performans testleri yapılabilmesi ve müşteriye cihaz ispat edilebilmelidir.

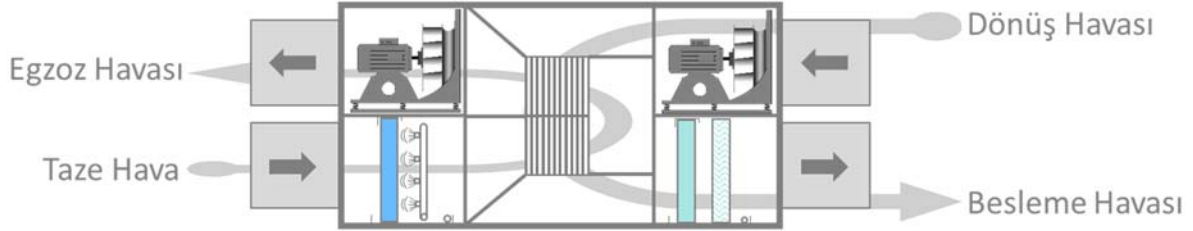
Veri merkezi klima santrali üreticileri genelde konfor klima santralleri, rooftop ve soğutma grupları da üretmektedir. Bu noktadan yola çıkılarak yapılan laboratuvarın temel amacı klima santralleri olsa da, HVAC-R üreticilerinin bütün ürün gruplarına hitap edecek şekilde bir test merkezi görevi görmesi, ısıtma ve/veya soğutma bataryalı, ısı geri kazanımlı/kazanımsız klima santrallerinin, rooftopların ve su soğutmalı soğutma gruplarının kondisyon testlerinin bu laboratuvarda yapılabilmesi sağlanmıştır. Bu laboratuvar sayesinde Eurovent gibi sertifika gereksinimlerinin neredeyse bütün ürün grupları için şirket bünyesinde yapılabilmesi sağlanabilecek, tüm cihazların şahitli testlerinin yapılabilir olması ile birlikte veri merkezi sektörünün güveni kazanılacaktır.

Bu çalışmada tasarlanan laboratuvarında, 500kW'a kadar olan veri merkezi klima santrallerinin performans testleri sırasında oluşan enerji tüketimini azaltmak adına sisteme eklenmiş olan ısı geri kazanım sistemi dış havayı soğutmak için oluşan atık ısının geri kazanımı ile kazanılan ısının mahal simülasyonunda kullanılması, bu tasarım sayesinde sağlanan enerji tasarrufu ve bu yöntemlerin karbon ayak izine etkileri incelenmiştir.

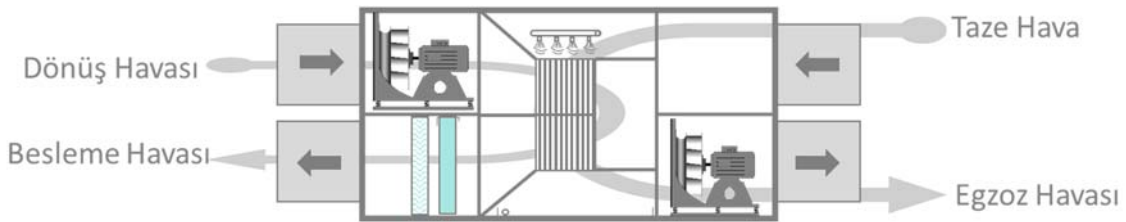
## 2. ENDİREKT EVAPORATİF SOĞUTMA

Veri merkezi test ünitesine ihtiyaç duyulmasındaki temel neden endirekt evaporatif soğutmalı klima santrallerinin test edilmesidir. Aşağıda endirekt evaporatif soğutma sistemi ile çalışan klima santrallerinin anlatımı yapılmıştır.

Endirekt evaporatif soğutma, dönüş havası ve nemlendirilerek soğutulan hava arasındaki ısı transferi ile gerçekleşir [4]. Endirekt Evaporatif soğutma sistemlerinin şematik gösterimi şekil 1 ve 2 de gösterilmiştir. Aşağıdaki şekillerde tarif edilen cihazların yapıları farklı olsa da besleme havası aynı prensip ile soğutulmaktadır. Şekil 1 pedli nemlendirici ile, şekil 2 ise püskürtme sistemi ile endirekt evaporatif soğutma yapan sistemi göstermektedir.



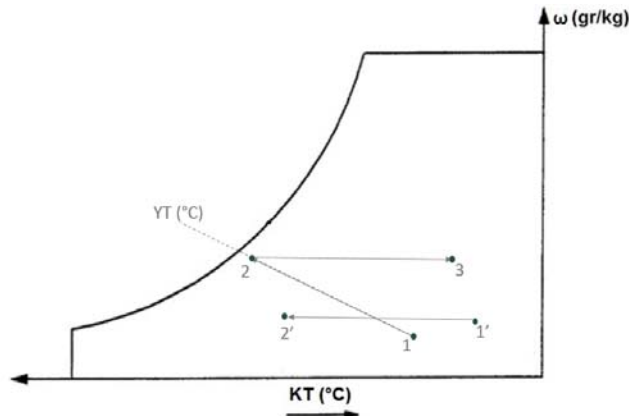
**Şekil 1. Pedli Nemlendirme İle Endirekt Evaporatif Soğutma**



**Şekil 2. Püskürtme Sistemi İle Endirekt Evaporatif Soğutma**

Sistemin çalışma prensibi şekil 3'deki psikrometrik diyagramda gösterilmiştir.

(1) Dış ortamdan alınan sıcak ve kuru havayı göstermektedir. (2) Dış ortam havasının evaporatif nemlendirilerek soğutulmuş halini, (3) nemlendirilerek soğutulan havanın plakalı ısı geri kazanımdan geçirilip ısı kazandığı noktayı göstermektedir. (1'-2') ise iç ortamdan alınıp ısı geri kazanım cihazından geçirilen soğutulmuş havayı göstermektedir.



**Şekil 3. Endirekt Evaporatif Soğutma Psikometri Diyagramı**

### 3. ENDİREKT EVAPORATİF SOĞUTMA SİSTEMİ EKİPMANLARI

#### 3.1. Fan

Evaporatif soğutma cihazlarında fanlar taze ve dönüş hava fanları olmak üzere kullanılmaktadır. Fanların görevi hava sirkülasyonunu gerçekleştirmektir. Kullanılacak fan sayısı ve boyutu evaporatif soğutma yapacak cihazın ekipmanlarının oluşturduğu basınç kayıplarına ve cihazın hava debisine göre değişmektedir. Veri merkezi iklimlendirme cihazlarında düşük enerji tüketimine sahip yüksek verimli fanlar kullanılmalıdır.

#### 3.2. Plakalı Isı Geri Kazanım

Evaporatif soğutulan hava ile mahale gönderilen hava arasında ısı transferi, ısı geri kazanım cihazı ile gerçekleşir. Evaporatif soğutulan hava, mahalden dönen sıcak havanın ısı enerjisini alarak mahale üflenen havanın soğutulmasını sağlamaktadır. EN 308 standardına göre verimi yüksek plakalı ısı geri kazanım tercih edilmelidir.

#### 3.3. Pompa ve Toplama Havuzu

Sirkülasyon pompası sulama sistemindeki suyu basınçlandırmayı sağlayan ekipmana verilen isimdir. Sirkülasyon pompaları kapalı devre çalışan ısıtma ve soğutma sistemlerinde su sirkülasyonu için gereklidir.

Nemlendirme prosesinde buharlaşmayan su, toplama havuzunda biriktirilir ve sirkülasyon pompası yardımı ile sisteme dahil edilir. Böylece su israf edilmeden tekrar kullanımı sağlanır.

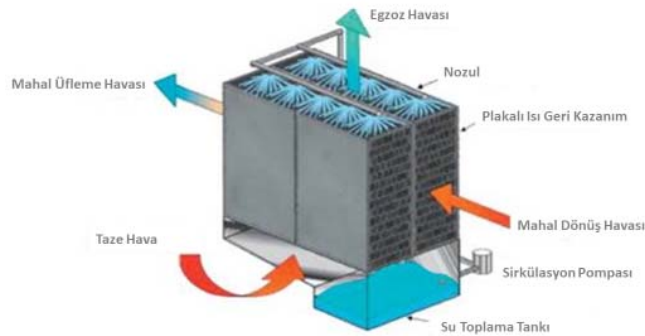
#### 3.4. Nemlendirici

##### 3.4.1. Pedli Nemlendirici

Kullanılan pedin bileşen malzemesine göre verimlilikleri değişkenlik göstermektedir. Devridaim pompası ile tanktan aktarılan su ile ıslatılmış olan pedlerin ıslak yüzeyinden hava geçirilerek havanın nemlendirmesi esasına dayanır. Hava ıslak yüzeyden geçerken suyu buharlaştırır ve nemlenerek soğur.

##### 3.4.2. Püskürtmeli Tip Nemlendirici

Pompa yardımıyla basınçlandırılarak nozullara aktarılan su, nozul ağzında taneciklere bölünerek püskürtülür. Su tanecikleri hacme ve plakalı ısı geri kazanım yüzeyine yayılır. Su tanecikleri havanın ısını alarak buharlaşır. İçerdiği ısıyı suya aktaran hava soğur. Su plakalı ısı geri kazanım yüzeyine homojen şekilde yayılırsa plakanın verimini arttıracaktır.



Şekil 4. Püskürtmeli Tip Nemlendirici

#### 3.5. Damla Tutucu

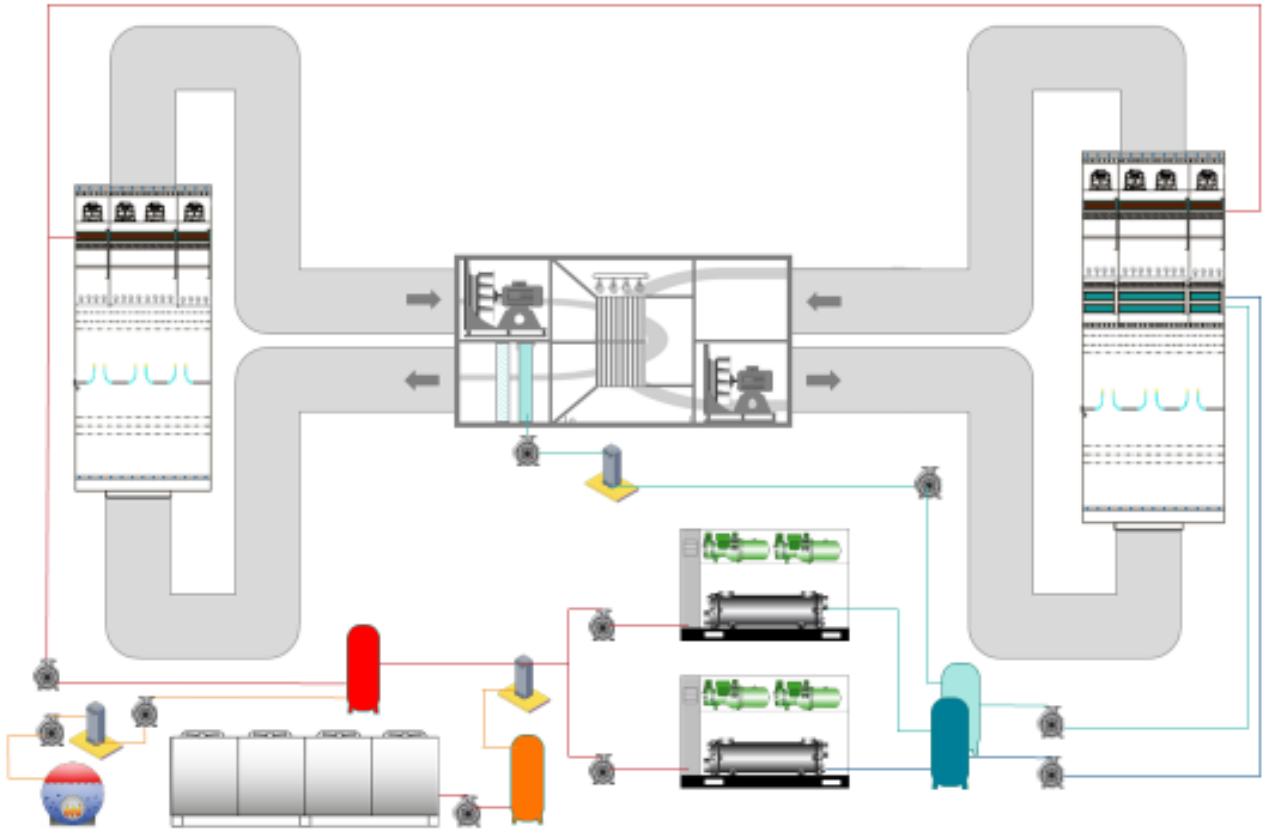
Nemlendirme prosesinde, ıslak yüzeylerde bulunan su taneciklerinin hava akışı yardımı ile yüzeyden kopma ihtimaline karşın damla tutucu kullanılır. Fan gibi elektrikli ekipmanları ve suyun toplama tankı



dışında başka bir yere gitmesini engellemek için kullanılmalıdır. Damla tutucular geometrik yapıları ile farklı türbülanslar yaratarak damlacıkları tutabilir, bu da farklı basınç kayıpları yaratmalarına sebep olur. Bu sebeple gerçekleşen procese uygun damla tutucu kullanılmalıdır.

#### 4. TEST DÜZENEGİ

Evaporatif soğutma yapan cihazlarda, egzoz havasından taze havaya ısı aktarım kapasitesinin ölçülmesi ASHRAE 143-2015 standardına göre yapılmaktadır. Kapasite ölçümlerinin yapılabilmesi için çevre şartlarını ve mahal ısı yükünü simüle edebilecek bir test yapısına ihtiyaç duyulur. Veri merkezi iklimlendirme cihazı test ünitesinde, dış ortam hava sıcaklığını simüle etmek için yapılan soğutma sırasında açığa çıkan atık ısı enerjisinin tamamı farklı bir proseste kullanılmak amacıyla ısı geri kazanım yapılacaktır. Test düzeneğinin şematik gösterimi şekil 5'de verilmiştir.



Şekil 5. Test Düzeneği

##### 4.1. Test Düzeneği Ekipmanları

Test düzeneğini oluşturan üniteler ve test ekipmanlarının listesi aşağıdaki gibidir.

- 7/12 Soğutma Grubu
- -10/-5 Soğutma Grubu
- Soğuk Su Deposu
- Sıcak Su Deposu
- Pompa
- Plakalı Isı Eşanjörü
- Kazan
- Kuru Soğutucu



- Çevre Simulasyon Hücresi
- Mahal Simulasyon hücresi

#### 4.1.1 Soğutma Grupları

Soğutma grupları, soğutucu gaz yardımıyla evaporatör ve kompresörden aldığı enerjiyi kondenser üzerinden atarak suyu soğutan sistemdir. Test ünitesinde negatif ve pozitif olmak üzere 2 farklı göreve hizmet eden soğutma grupları bulunur.

7/12 soğutma gurubu ile çevre simülasyonu hücresinde bulunan soğutucu bataryaya, kış ve geçiş mevsimi simülasyonlarını simüle edebilmek için 7°C soğuk su beslemesi yapılır. Bu batarya ile ön soğutma ve nem alma prosesleri yapılır. Test edilen veri merkezi klima santrali soğutma bataryasına seçildiği şarta göre su beslemesi yapılır. Batarya seçim şartlarında su beslemesi yapan plakalı ısı eşanjörü 7/12 soğutma gurubu ile desteklenir.

-10/-5 soğutma grubu ile çevre simülasyonu hücresinde zor kış şartlarını simüle edebilmek için soğutucu bataryaya -10°C soğuk su beslemesi yapılır.

#### 4.1.2 Sıcak Ve Soğuk Su Deposu

Test esnasında simülasyon şartlarının sıcaklık değerlerinde dalgalanma olmaması için gerekli boyutlarda rezerv su depoları kullanılır.

#### 4.1.3 Pompa

Sirkülasyon pompası sistemde dolaşan suyu basınçlandırmayı sağlayan ekipmanlara verilen isimdir. Sirkülasyon pompaları kapalı devre çalışan ısıtma ve soğutma sistemlerinde sıvının sirkülasyonunu sağlamaktadır. Sistemde bulunan pompaların devirleri sürücü kontrolü yardımıyla değiştirilebilir. Böylece değişken kapasitelere ihtiyaç duyulması halinde istenilen su sirkülasyonunu sağlayarak enerji tasarrufu sağlar.

#### 4.1.4 Plakalı Isı Eşanjörü

Plakalı ısı eşanjörü iki farklı sıcaklıktaki akışkanı birbirine karıştırmadan, aralarında ısı transferi yapılmasına imkan sağlayan ekipmandır. Plakalı ısı eşanjörlerinin içyapısı akışkan kanalı, conta ve plakalardan oluşmaktadır. Plakalar arasında bulunan contalar, akışkanı akışkan kanallarına yönlendirir ve yüksek sıcaklıktaki akışkanın, düşük sıcaklıktaki akışkana karışmadan ısı transferi yapmasını sağlar.

Test düzeneğinde bulunan plakalı ısı eşanjörlerinin kullanım amacı birbirinden farklı kimyasal özelliklerdeki akışkanların birbirine karışmasını ve kapalı çevrim olan sistemlerin su kaybını engellemektir.

#### 4.1.5 Kazan

Kazan, içerisinde yanan kimyasal maddenin enerjisini yanma yoluyla ısı enerjisine çevirir ve oluşan enerjiyi sistemde kullanılan akışkana iletir. Kazana akuple olan brülör yakma işlemi için doğru miktarda hava ve yakıt karışımını ayarlayarak yanma işlemi gerçekleştirir. Açığa çıkan ısı ile kazan dahilindeki su ısıtılır.

Test düzeneğinde ısı geri kazanım yöntemi kullanıldığından, kazan ve brülör sadece destek yük olarak bulundurulmaktadır. Fakat bazı özel testlerde ise ana kaynak olarak kullanılması gerekebilir.

#### 4.1.6 Kuru Soğutucu

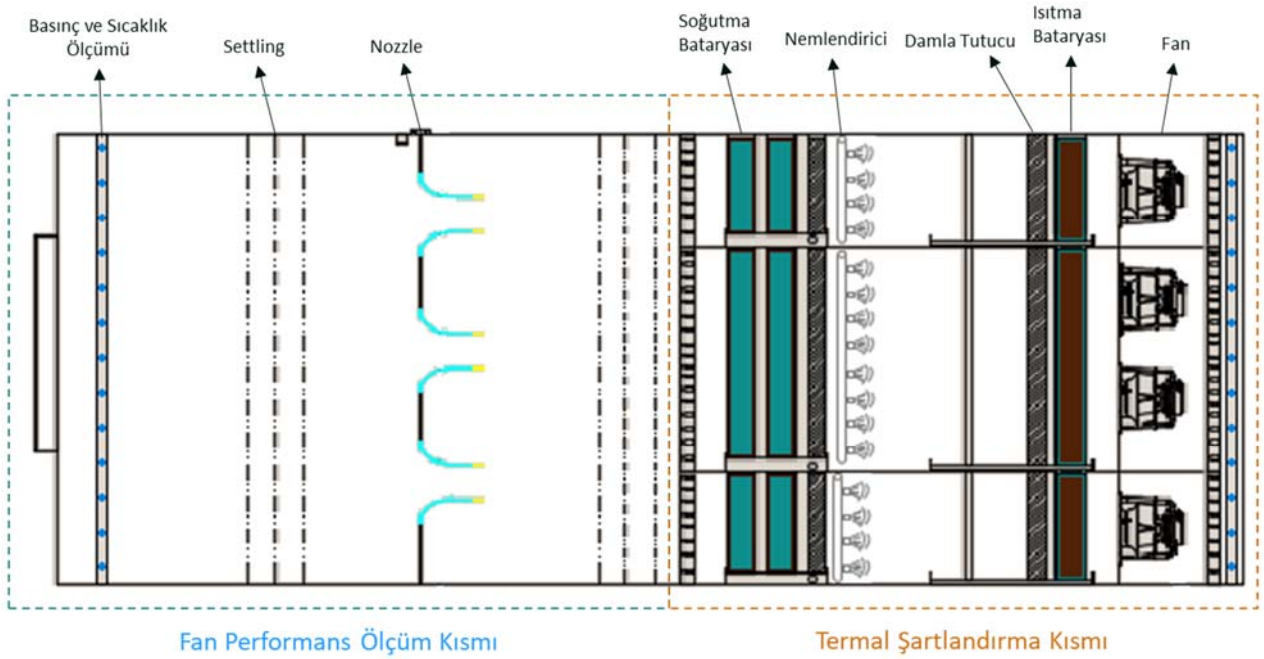
İklimlendirme ve proses su soğutma sistemlerinde oldukça yaygın kullanım alanına sahiptirler. Temel mantık sistemdeki dönüş suyu yükünün bir fanlı eşanjör sistemi yardımıyla havaya aktarılmasıdır. Fanlar (vantilatörler) ile emilen havanın kanatlar (lameller) arasından geçerken boru içindeki akışkanı

soğutması esasına göre çalışır. Bu yöntemde eşanjörün dış yüzeyi kurudur. Bu durumda kanatlarda kireçlenme ve korozyon gibi sorunlar yoktur. Sistemin kapalı devre çalışması sayesinde soğutma suyunun azalması problemiyle karşılaşılmaz.

Kuru soğutucularda elde edilen su sıcaklığı ortamın kuru termometre sıcaklığına bağlıdır ve bu nedenle de kuru soğutucu olarak anılırlar. Kuru soğutucular ile kuru termometre sıcaklığının yaklaşık 5 °C üzerine kadar soğutulmuş su elde edilebilir [5]. Soğutma gruplarından açığa çıkan atık ısının ihtiyaç duyulan kısmı ısı geri kazanım sistemi ile kullanılır. Fazla atık ısı kuru soğutucu yardımı ile atmosfere atılır.

#### 4.1.7 Çevre ve Mahal Simülasyon Hücresi

Veri merkezi iklimlendirme cihazlarının görev yapacağı coğrafyanın hava şartlarını simule etmek için tasarlanmıştır. Çevre simülasyon hücresi şekil 6'da gösterilmiştir.

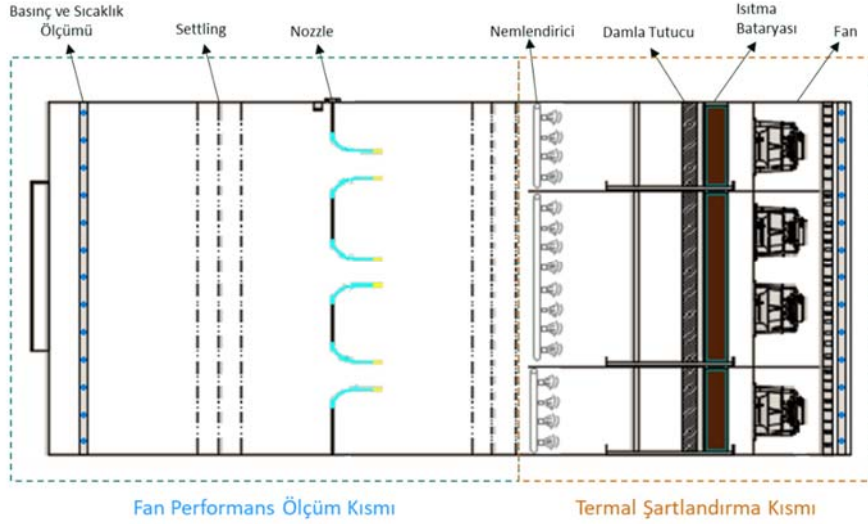


Şekil 6. Çevre Simülasyonu Hücresi

Çevre simülasyon hücresi ekipman listesi aşağıda listelenmiştir.

- Basınç ve Sıcaklık Ölçümü
- Settling
- Nozzle
- Soğutma Bataryası
- Nemlendirici
- Damla tutucu
- Isıtma Bataryası
- Fan

Veri merkezlerinde oluşan ısı yükünü simule etmek için kullanılır. Mahal simülasyon hücresi şekil 7'de gösterilmiştir.



Şekil 7. Mahal Simülasyon Hücresi

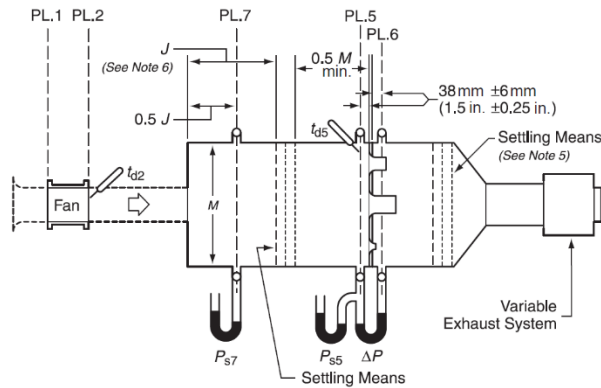
Mahal simülasyon hücresi ekipman listesi aşağıda listelenmiştir.

- Basınç ve Sıcaklık Ölçümü
- Settling
- Nozzle
- Nemlendirici
- Damla tutucu
- Isıtma Bataryası
- Fan

#### 4.1.7.1. Nozzle ile Hava Debisi Ölçümü

Nozzle'lar basınç farkı yardımı ile hava debisinin ölçülmesini sağlayan ekipmanlardır. AMCA 210-16 standardına göre hava debisi ölçümünde, nozzle çıkış ağzındaki hava hızının en az 14 m/s (2800 fpm) olması gerekmektedir.

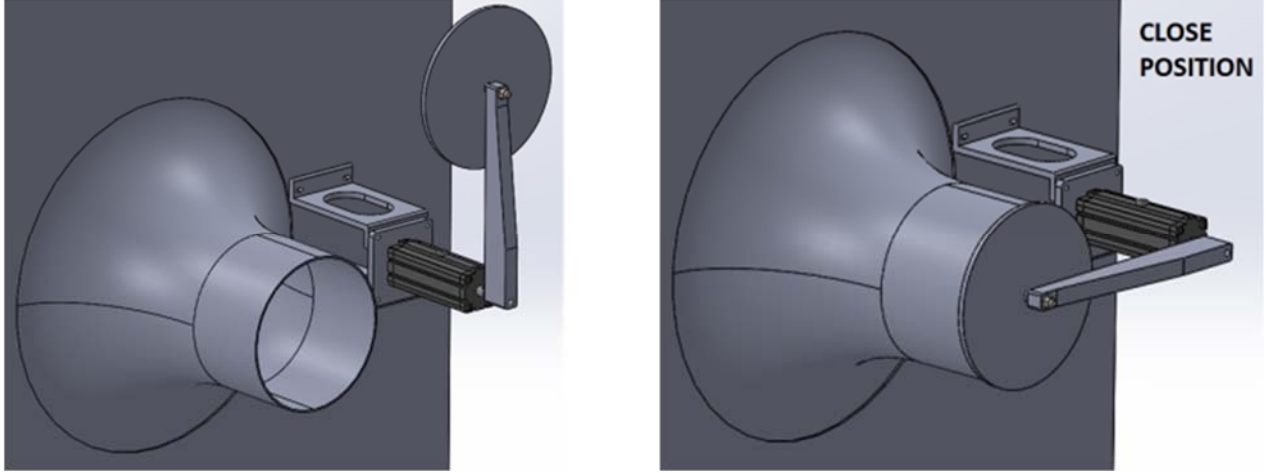
Nozzle yapısı, yerleşimi ve nozzle'ların settlingler ile olan mesafesi aşağıdaki şemada gösterilmiştir. Test hücresi boyutları ve nozzle yerleşim mesafeleri AMCA 210-16 standartlarına göre belirlenmiştir.



Şekil 8. AMCA 210-16 Figure 12 Yerleşimi

Değişken hava debisi ile çalışan veri merkezi klima santralleri, çalışmalarını esnasında farklı hava debileriyle çalışabilmektedirler. Doğru hava debisi ölçümünün yapılabilmesi için nozzle duvarındaki nozzle'ların standart kurallarına uygun olarak işlem esnasında açılıp kapanması gerekmektedir.

Test devamlılığını bozmadan nozzle'ların manuel olarak kapatmak/açmak mümkün değildir. Bu nedenle belirli hava debisi miktarına göre otomatik olarak açılıp kapanabilen, hangi nozzle'ın açılması gerektiğine karar veren otomasyon ve yazılım sistemiyle tasarlanmış sistem test ünitesine eklenmiştir.



Şekil 9. Otomatik Nozzle Açma/Kapama Sistemi

## 5. ISI GERİ KAZANIM SİSTEMİ

Endirekt Evaporatif soğutmalı veri merkezi klima santralleri kış şartlarında test edilirken çevre simülasyonu hücresinde soğutucu bataryalara 7/12 ve -10/-5 soğutma grupları soğuk su beslemesi yaparlar. Soğutma gruplarının tümleşik COP'si 3,12'dir. -5 °C kış şartını sağlamak için 500Kw soğutma yüküne karşılık 735 Kw atık ısı ortaya çıkar.

Test esnasında mahal simülasyonunu gerçekleştiren hücre, havayı nemlendirip ısıtarak testteki cihaza gönderir. Testteki cihaz havayı soğutarak ve nemini alarak simülasyon ünitesine geri gönderir. Bu prosesin ölçümlerinin yapılabilmesi için testteki cihazın aldığı nem kadar nemlendirme yapılır, aldığı ısı kadar da ısıtma işlemi yapılır. Isıtma işlemi için genellikle doğalgaz kazanı, santral tipi elektrikli ısıtıcı ve elektrikli kazan kullanılmaktadır.

Soğutma gruplarının ısıtma kapasitesi, soğutma kapasiteleri ve tükettiği elektrik miktarları toplamı kadardır. Isıtma ve soğutma işlemine aynı anda ihtiyaç duyulan sistemlerde, sulu ısıtıcı batarya çalışma şartları soğutma grubu kondanser şartlarına göre seçilirse atık ısının geri kazanımı sağlanır. Kazan yerine atık ısının geri kazanımı yöntemi kullanılan bu sistemlerde enerji tasarrufu sağlanır.

Şekil 5'de gösterilen test düzeneğinde belirtildiği üzere oluşan atık ısının kullanılmayan kısmı kuru soğutucular ile atmosfere atılır.

Mahal simülasyon hücresinin 500 kW'lık ısı ihtiyacını karşılamak için soğutma gruplarının atık ısı kullanılırsa, işletme maliyeti aşağıdaki gibidir.

Atık Isıdan Kazanılan Isı İşletme Maliyeti	Miktar	Birim
Isı Yüğü	500	kW
Isı Geri Kazanım Pompası Elektrik Tüketimi	25	kW
Soğutma Çevrimi Atık Isısının Atmosfere Atılması	6	kW
Toplam kaynak tüketiminin TL karşılığı	1279,68	TL

Tablo 1. Atık Isıdan Kazanılan Isı İşletme Maliyeti Hesabı

500kw soğutma gücü olan endirekt Evaporatif soğutmalı veri merkezi klima santralinin mahal simülasyonunu gerçekleştirebilmek için gereken ısıtma enerjisi ihtiyacını doğalgaz kazanı, santral tipi elektrikli ısıtıcı ve elektrikli kazan kullanılması durumları kıyaslanarak enerji tüketimleri karşılaştırılmıştır.

Hesaplamalar doğalgaz fiyatı 9,23 TL/m<sup>3</sup>, elektrik fiyatı 3,44 TL/kWh alınarak 12 saatlik çalışma üzerinden yapılmıştır.

#### 5.1. Doğalgaz Kazanı ile Isıtma

Mahal simülasyonu hücresinin 500kW'lık ısı ihtiyacını karşılamak için aşağıdaki tabloda belirtilen miktarlarda doğalgaz ve elektrik tüketimi yapılmaktadır. Ayrıca soğutma sisteminin atık ısısının tamamı atmosfere atılacağı için kuru soğutucu elektrik tüketimi de işletme maliyetlerine eklenmiştir. Sistemde kullanılan kazan MİMSAN MKBG700 olup verimi %91 dir. Kullanılan brülör ECOSTAR ECO45Q C3A modeldir. İzolasyon ısı kaybı % 5 kabul edilmiştir.

Doğalgaz Kazanı ile Isıtma İşletme Maliyeti	Miktar	Birim
Isı Yüğü	500	kW
Kazan Isı Transfer Kaybı	49,5	kW
İzolasyon Isı Kaybı	25	KW
Brülör Yakılan Doğalgaz	54,09605	m <sup>3</sup>
Brülör Ve Kazan Elektrik Tüketimi	2	kW
Soğutma Çevrimi Atık Isısının Atmosfere Atılması	37	kW
<b>Toplam Kaynak Tüketiminin TL Karşılığı</b>	<b>7601,60</b>	<b>TL</b>

Tablo 2. Doğalgaz Kazanı ile Isıtma İşletme Maliyeti Hesabı

#### 5.2. Elektrikli Isıtıcı ile Hava Doğrudan Isıtıldığında

Mahal simülasyonu hücresinin 500 kW lık ısı ihtiyacını karşılamak için aşağıdaki tabloda belirtilen miktarda elektrik tüketimi yapılmaktadır. Ayrıca soğutma sisteminin atık ısısının tamamı atmosfere atılacağı için kuru soğutucu elektrik tüketimi de işletme maliyetlerine eklenmiştir.

Santral Tipi Elektrikli Isıtıcı İşletme Maliyeti	Miktar	Birim
Isı Yüğü	500	kW
Elektrikli Isıtıcı Elektrik Tüketimi	500	kW
Soğutma Çevrimi Atık Isısının Atmosfere Atılması	37	kW
<b>Toplam kaynak tüketiminin TL karşılığı</b>	<b>22.167,36</b>	<b>TL</b>

Tablo 3. Santral Tipi Elektrikli Isıtıcı İşletme Maliyeti Hesabı

#### 5.3. Elektrikli Kazan ile Isıtma:

Mahal simülasyonu hücresinin 500 kW lık ısı ihtiyacını karşılamak için aşağıdaki tabloda belirtilen miktarda elektrik tüketimi yapılmaktadır. Ayrıca soğutma sisteminin atık ısısının tamamı atmosfere atılacağı için kuru soğutucu elektrik tüketimi de işletme maliyetlerine eklenmiştir. İzolasyon ısı kaybı yüzde 5 kabul edilmiştir.



Elektrikli Kazan İşletme Maliyeti	Miktar	Birim
Isı Yüğü	500	kW
İzolasyon Isı Kaybı	25	KW
Elektrikli Kazan Elektrik Tüketimi	525	kW
Soğutma Çevrimi Atık Isısının Atmosfere Atılması	28	kW
<b>Toplam kaynak tüketiminin TL karşılığı</b>	<b>23.405,76</b>	<b>TL</b>

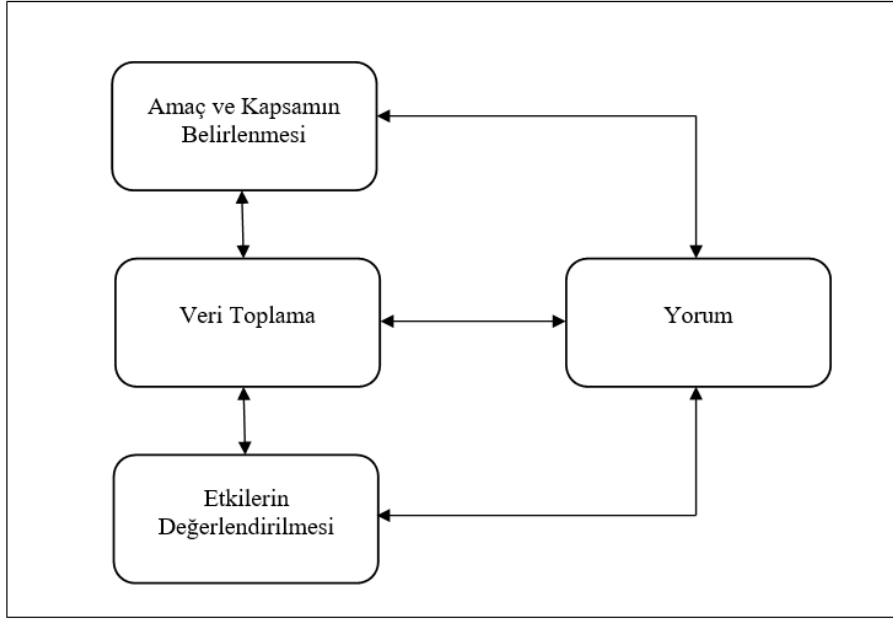
**Tablo 4.** Elektrikli Kazan İşletme Maliyeti Hesabı

## 6. YDD Tanımı ve Karbon Ayak İzi Hesaplanması

Yaşam döngüsü değerlendirmesi ilk olarak 1960 yıllarında ortaya çıkmıştır. Hammaddelerin ve enerji kaynaklarının sınırlı olması enerji kullanımının incelenmesine ve gelecekteki enerji arzı ve kullanımının projelendirilmesine neden olmaya başlamıştır. Harold Smith kimyasal yan ürün ve ürünlerin enerji ihtiyacı için gereken kümülatif enerji ihtiyacını 1963 yılında Dünya Enerji Konferansı'nda sunmuştur. 60'lı yıllardan sonra dünyanın değişen nüfusunun sınırlı hammadde ve enerji kaynakları üzerindeki etkilerini incelemek üzere bazı modelleme çalışmaları yapılmış ve bu çalışmalarda maliyet ve çevre etkilerine de değinilmiştir. 1969 yılında Coca-Cola şirketinin bünyesinde başlatılan çalışmalar ile yaşam döngüsü veri analizi için ilk temeller atılmıştır.

Bu çalışma kapsamında çevreye, doğal kaynaklara en az zarar verecek içecek kutusunun seçilmesi hedeflenmiştir. O zamanlarda özel olarak endüstriyel veriler pek bulunmadığı için devletten alınan teknik yayınlar kaynak olarak kullanılmıştır. İlk modeller enerji kullanımı ve atık üretimi üzerine yoğunlaşan daha kolay bir sistem olarak ortaya çıkmıştır. Analizin temel öğeleri arasında içecek kapları, deterjanlar, çocuk bezleri gibi ürünler yer almıştır. Pek çok çalışma gerçekleştirilmiş olmasına karşın, çalışmaların sonuçları birbiriyle çatışmaya başlamıştır. Bunun nedeni seçilen yöntemlerin ortak bir temel üzerine oturtulmamış olmasıdır. Bu şekilde ABD ve Avrupa'da pek çok fabrika kendi çalışmalarını yürütüp kendi ürünlerinin diğer rakip ürünlere göre daha çok çevre dostu olduğunu savunmuş ve bu asılsız söylemler yaşam döngüsü değerlendirmesi çalışmalarının imajını zedelemiştir. Kaynakların kullanımı ve çevreye olan salımın miktarının belirlenmesi, ABD'de "Kaynak ve Çevre Profil Analizi" Avrupa'da ise "Ekodenge" olarak isimlendirilmiştir.

1970'lerdeki petrol krizi nedeniyle 1970-1975 yılları arasında 15 adet "Kaynak ve Çevre Profil Analizi" yapılmıştır. Bu zaman sürecinde standart bir araştırma yöntemi geliştirilmiştir. 1980'lerde petrol krizinin etkilerinin azalmasıyla bu çalışmalarda azalma görülmüş ve çevresel konular zararlı atık yönetimine çevrilmiştir. Buna rağmen yaşam döngüsü veri analizleri devam etmiş ve yöntemler geliştirilmiştir. 1988 yılında katı atıkların dünya çapında bir konu haline gelmesi ile YDD çevresel sorunların analizi için bir araç olarak yine gündeme gelmiş ve YDD için yöntemler geliştirilmeye başlanmıştır. YDD'nin veri analizinden etki değerlendirmesine doğru kayması yöntemlerin gelişimini çok farklı bir noktaya getirmiştir. 1989 yılında Çevresel Toksikoloji ve Kimya Derneği (Society of Environmental Toxicology and Chemistry, SETAC) yaşam döngüsü değerlendirmesini kendi bünyesine alarak hem uygun bir tanımlama belirlemiş, hem de belirli bir teknik çalışma şeması oluşturmuştur. SETAC her yıl düzenlediği kongrelerle hala yaşam döngüsü çalışmalarıyla ilgilenmektedir. 1994 yılından itibaren Uluslararası Standardizasyon Örgütü (International Organization for Standardisation, ISO) 14040-14044 serisi ile yaşam döngüsü değerlendirmesini standartlar kapsamı altına almıştır. ISO'nun öncelikli amaçlarından biri SETAC'ın geliştirmiş olduğu teknik çerçeveyi detaylandırmak olmuştur. Daha sonra YDD prosesindeki subjektif ve objektif bölümler birbirinden ayrılarak amaç ve kapsamın belirlenmesi, veri toplama, çevresel etkilerin değerlendirilmesi ve yorum başlıkları altında toplanmıştır. YDD'nin bu dört aşaması Şekil 10'da sunulmaktadır.

**Şekil 10:** YDD çalışmasının adımları

Bu çalışmada, Systemair bünyesinde tasarımı gerçekleştirilmiş Geniox Tera ünitesinin 12 saatlik performans testi baz alınmıştır. Bu kapsamda kullanılan elektrik ve doğalgaz miktarlarına bağlı olarak 4 adet senaryo oluşturulmuştur, bu senaryolar için karbon ayak izi hesaplamaları yapılmıştır. Tablo 5'te incelenen senaryolar sunulmaktadır. Senaryo 1, Chillerlerin atık ısısının ısıtma sisteminde kullanıldığı senaryodur. Senaryo 2, ısı ihtiyacının doğalgaz kazanı ile karşılanması uygulanmasını göstermektedir. Senaryo 3 ve 4 ise, ısı ihtiyacının direkt elektrikli ısıtıcı ve elektrikli kazan ile sağlanması uygulamasını göstermektedir.

Senaryo	Senaryonun Tanımı	Çıktı İsmi
<b>S1: Senaryo 1</b>	Atık Isının Geri Kazanımı	19_Recovering Waste Heat
<b>S2: Senaryo 2</b>	Isının Doğalgazlı Kazan ile Oluşturulması	19 Natural Gas Fuelled Boiler
<b>S3: Senaryo 3</b>	Havanın Doğrudan Elektrikli Isıtıcı ile Isıtılması	19 Electrical Heater
<b>S4: Senaryo 4</b>	Isının Elektrikli Kazan ile Oluşturulması	19 Electrical Boiler

**Tablo 5:** İncelenen Senaryolar

Çalışma ISO standartlarında da belirtildiği şekilde (ISO 14040-14044) dört adımda yürütülmüştür (bkz. Şekil 10). Temel birim olarak 500kW'a kadar olan veri merkezi klima santrallerinin performans testleri seçilmiştir. Kullanılan değerlerin büyük bir bölümü gerçek değerler olup, ihtiyaç görülen yerlerde Ecoinvent veri tabanından da yararlanılmıştır. Yaşam döngüsü değerlendirmesi çalışması kapsamında toplanan verilerin modellenmesi için SimaPro 9.1 programının kullanılmasına karar verilmiştir. Karbon ayak izi hesabı için IPCC 2013 GWP 100a yöntemi seçilmiştir.

Senaryo	IPCC GWP 100a, kg CO <sub>2</sub> eşdeğeri
<b>S1</b>	20,43
<b>S2</b>	41,87
<b>S3</b>	354,03
<b>S4</b>	364,57



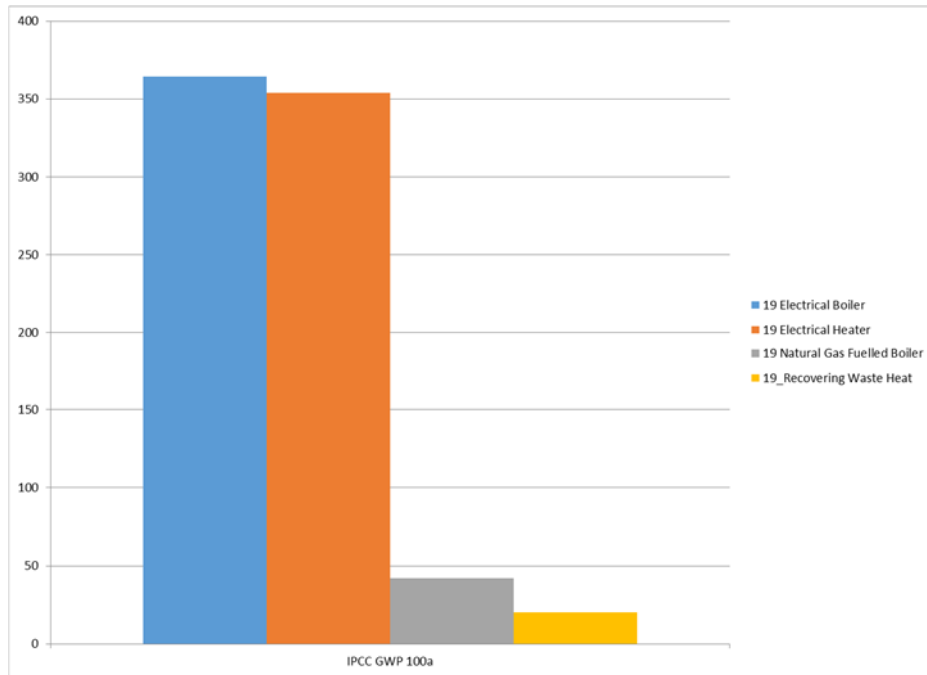
## 7. SONUÇLAR

Veri merkezlerine yönelik iklimlendirme, havalandırma sistemleri yüksek performanslı ve yüksek verimli kritik sistemlerdir. Bunun en önemli sebebi kullanıldığı veri merkezlerinde konfor koşullarını sağlamak üzere değil doğrudan sistemlerin sürekliliğini sağlamak üzere kullanılmalarıdır. Bunun için veri merkezlerine kurulacak sistemlerin %100 teste tabii tutularak niteliklerinin ispatı gerekmektedir.

Bu testler yapılırken Ulusal Enerji Verimliliği Eylem Planı gereksinimleri ön planda tutularak, ülkemizin enerji kaynaklarının en verimli şekilde kullanılması için enerjiyi en çok tüketenlerden biri HVAC-R sektörü cihazlarıdır. Bu cihazların tasarımında olduğu kadar, onları test eden laboratuvar tasarımlarında da aşağıdaki tablo göz önünde bulundurularak atık ısının geri kazanımı yöntemi tercih edilmelidir. Bu çalışma sonucunda aynı anda ısıtma ve soğutma yapması gereken yapılarda, atık ısının geri kazanımı yöntemi kullanılarak en yakın yöntem göre %83'e kadar tasarruf sağlanabilirken aynı anda karbon salınımı %51,19 azaltılabilir.



Şekil 11. Bir Test için Enerji Tüketimi Maliyeti Karşılaştırma Tablosu



Şekil 12. Tüm Senaryolar İçin Karbon Ayak İzi Değerleri

## KAYNAKLAR

- [1] Wang Y. and Wang X., "Performance-controlled server consolidation for virtualized datacenters with multi-tier applications", Sustainable Computing: Informatics and Systems 4, pp: 52–65, 2014.
- [2] Gökmen H.T., Küçüksille E.U, "Veri Merkezi Tasarımı", Akademik Bilişim, Akdeniz Üniversitesi, Antalya 2013.
- [3] The Edinburgh Centre for Carbon Management, Estimates of Emissions for Selected Items and Activities, ECCM technical document #4, October, 2000
- [4] PORUMB, B., UNGURESAN P., TUTUNARU L.F., ŞERBAN, A., BALAN M., "A Review of Indirect Evaporative Cooling Operating Conditions and Performances", 2015.
- [5] Hasan A., "Kuru Soğutuculu Doğal Soğutma Uygulamaları İle İklimlendirme Sistemlerinde Enerji Verimliliği", 2009.

## ÖZGEÇMİŞ

### Ahmet Murat TUNÇ

1989 yılı Amasya doğumludur. 2015 yılında Doğu Üniversitesi Makine Mühendisliği'nden mezun olmuştur. 2019 yılında çalışmaya başladığı Systemair HSK firmasında Kıdemli Ar-Ge Mühendisi olarak katıldığı Ar-Ge departmanındaki görevine Ar-Ge Müdürü olarak devam etmektedir. Havuz nem alma santralleri, entegre soğutmalı klima santral çözümleri ve veri merkezi iklimlendirmesi üzerine Ar-Ge projelerini yürütmektedir. Ahmet Murat TUNÇ, iyi derecede İngilizce bilmektedir.

### Nadide Asuman YARAŞ

1997 yılı Kahramanmaraş doğumludur. 2022 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi Makine Mühendisliği'nden mezun olmuştur. 2022 yılında çalışmaya başladığı Systemair HSK firmasında Ar-Ge Mühendisi olarak görev almaktadır. Veri merkezleri iklimlendirilmesi ve entegre soğutmalı klima santral çözümleri üzerine çalışmalarına devam etmektedir.

# HASTANELER İÇİN ÇEVRESEL SÜRDÜRÜLEBİLİRLİĞİN KRİTERLERİ; ENERJİ VERİMLİLİĞİ VE YÖNETİMİ

*Environmental Sustainability Criteria For Hospitals; Energy Efficiency And Management*

**M. Ziya Söğüt**

## ÖZET

Hastaneler oldukça farklı yapısal özelliklere ve işlevlere sahip yaşayan kurumsal yapılardır. Bu yapılar yoğun işlevleri nedeniyle çok kaynaklı enerji tüketimlerinin yansısı, yüksek enerji maliyetlerine sahiptir. Enerji talebine bağlı olarak, çoğunlukla fosil yakıt kaynaklı tüketimlerin neden olduğu CO2 salınım kirliliğinde de önemli paya sahiptir. Son yıllarda gelişen sürdürülebilirlik kavramı, hastanelerde tüm operasyonel süreçler yönüyle ekonomik ve çevresel iyileştirmeler sağlarken, bireylerde sosyal farkındalığı geliştiren bir etki sağlamıştır. Bu yönüyle gelişen çevresel sürdürülebilirlik, enerjinin etkin ve verimli yönetimiyle, enerji kaynaklı sistem ve işletme maliyetlerin düşürülmesini sağladığı gibi, kaynak yönetimiyle birlikte çevresel kirliliğin azaltılmasına da imkan sağlar.

Bu çalışmada, referans alınan bir hastane verileri dikkate alınarak, hastanenin gerçek enerji tüketim verilerine bağlı, öncelikle enerji verimlilik potansiyeli tanımlanmıştır. Daha sonra enerji performans indikatörleri üzerinden hastanenin enerji tüketim davranışları standartlar ile birlikte ele alınmıştır. Çalışmada çevresel performans indikatörleri üzerinden hastanenin performansı değerlendirilmiştir. Hastanenin enerji verilerine bağlı olarak yapılan analizlerde hastanenin enerji performansı kümülatif toplamda %20,29 olarak bulunmuştur. Bu değerlere bağlı çevresel sürdürülebilirlik indeksleri hesaplanmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Hastaneler, enerji yönetimi, verimlilik, çevre, sürdürülebilirlik.

## ABSTRACT

Hospitals are living institutional structures with quite different structural features and functions. These structures have high energy costs in addition to their multi-source energy consumption due to their intensive functions. Depending on the energy demand, it has a significant share in the CO2 emission pollution mostly caused by fossil fuel consumption. The concept of sustainability that has developed in recent years has provided economic and environmental improvements in hospitals in terms of all operational processes, while providing an effect that improves social awareness in individuals. Environmental sustainability, which develops with this aspect, not only provides the reduction of energy-based system and operating costs with the effective and efficient management of energy, but also enables the reduction of environmental pollution with resource management.

In this study, firstly the energy efficiency potential of the hospital was defined based on the actual energy consumption data of the hospital, taking into account the data of a reference hospital. Then, the energy consumption behavior of the hospital was discussed together with the standards through energy performance indicators. In the study, the performance of the hospital was evaluated through environmental performance indicators. Based on the energy data of the hospital, the energy performance of the hospital was found to be 20.29% in cumulative total. Based on these values, environmental sustainability indices have been calculated.

**Key Words:** Daylighting; Daylight factor, Office buildings, Energy saving, Solar heating.

## 1. GİRİŞ

Hastaneler, genellikle bütünlük yapı özelliğine bağlı olarak, çok amaçlı enerji kullanım ihtiyacının olduğu, enerji yoğun bina gruplarından bir araya gelmiş kampüs özellikli yapı bütünüdür. Artan nüfus yoğunluğuna bağlı olarak, bina kullanım oranının sürekli yüksek olduğu bu yapı grubunda, ısıtma, havalandırma temel olmak üzere, işlevlere bağlı farklı enerji talepleri sürekli artmaktadır. Bu yapılarda işletme maliyetlerini doğrudan etkileyen enerji tüketimlerinin etkin ve verimli yönetilebilirliği, sadece bu yapılar için ekonomik sürdürülebilirliği değil, fosil yakıt kaynaklı tüketimlerin problem yarattığı çevresel sürdürülebilirliği de olumsuz etkilemektedir.

Türkiye’de kamu bünyesi için enerji yönetim yapılarının oluşturulması bir zorunluluk olarak kurumsal stratejilerde öngörülmesine karşın, hastanelerin enerji yönetim, doğrudan tanımlanmamış bir yapıdır ve hastanelerin kurumsal yapılar içinde hizmet birimlerinin kontrolünde olan bir süreçtir. Oysa bu yapılarda yıllık işletme maliyetlerinin önemli bir potansiyeline sahip enerji tüketimi, sadece operasyonel süreçlerde bile önemli bir tasarruf imkanına sahip olduğu görülmektedir. Enerji yönetimi hizmet ve üretimlerde sürdürülebilirliği ve sürekli iyileşmeyi temel alır. Bu yönüyle kurumsal kültürde, enerji verimliliği bir yönetim stratejisi olarak ele alınmalıdır.

Hastaneler genellikle yatak başına enerji girdisinin değerlendirildiği, hizmet binaları olarak değerlendirilir. Hizmet çeşitliliğinin ve etkinliğinin yoğun olduğu sektörde, işletme maliyetlerindeki enerji payı, etkin bir enerji yönetim modeli ile maliyetlerinin azaltılması çok önemli bir kazanım olacaktır. Bu amaçla ISO 50001 enerji yönetim sistemi başta olmak üzere, dinamik enerji sistem modellerinin geliştirilmesi, işletme maliyetlerinin yönetilebilirliği hastanelerde ekonomik sürdürülebilirliğe katkısı yanında, sürdürülebilir çevre açısından da önemli bir avantaj sağlar. Günümüzde hastaneler, şehir hastaneleri gibi çok yönlü gelişme göstermiş ve oldukça çeşitli işletme kültürüne sahip yapılar olarak enerji sistemlerinin dinamik yönetimine ihtiyaç duymaktadır.

Enerji yönetimi, hizmet ve üretimde kaliteden ödün vermeden, enerji tüketimini ve maliyetlerini azaltmak, enerji kaynaklarına bağlı çevresel olumsuzlukları en aza indirmek veya tamamen ortadan kaldırmak için geliştirilmiş planlı bir organizasyondur [1]. Hastanelerde etkin bir enerji yönetimi, sadece maliyet etkinliği değil, hizmet kalitesinin de iyileşmesini sağlayacaktır. Hastanelerde hizmet kalite ilişkisi, standart süreçler ile tanımlanmıştır. Bu eylem süreçlerinde tüm sistem bileşenleri için temel girdi enerji kalitesidir. Bu sistemler için, enerji arz güvenliği, kaynak temini ve yönetilebilirliğinden, son kullanıcı için operasyonel kontrole bağlı dinamik süreç yönetimi, bir yönetim bütünlüğü içinde ele alınmalıdır. Bu kapsamda hastanelerde enerji verimliliğinin sürdürülebilirliği, enerji yönetim araçlarının bir bütünlük içinde organize edilmesiyle ilişkilidir.

Bu çalışma, öncelikle, referans alınan bir hastanenin üç yıllık tüketim verilerine bağlı enerji verimlilik potansiyelini tanımlayacak etüt çalışması yapılmıştır. Çalışmada hastanenin enerji tüketim performansını incelenmiş ve çevresel etkileri de değerlendirilmiştir. Çalışmada verimlilik analizleriyle hastanenin hizmet dışı değişkenlerin neden olduğu baz tüketim yükleri belirlenmiştir. Ayrıca önemli enerji kullanıcılarının kümülatif toplam değerler grafiği (CUSUM) oluşturulmuş ve toplam tasarruf potansiyelleri sorgulanmıştır. Çalışmanın sonunda her bir kullanıcı için enerji ve çevresel sürdürülebilirlik kriterleri geliştirilerek dinamik izleme yapısı ele alınmıştır.␣

## 2. HASTANELERDE ENERJİ KULLANIMI

Bina sektörü dünyada toplam tüketimin yaklaşık %20’sini tüketirken, Avrupa birliğinde bu oran %40’lar seviyesindedir. Ancak bu tüketimin yaklaşık %14’ü konut dışı binalar tüketirken, bu potansiyelin yaklaşık %7.5’ini hastaneler[2,3] oluşturmaktadır. Avrupa’da yapılan bir çalışmada, hastaneler toplam enerji kullanımının %10’nuna ve CO<sub>2</sub> emisyonlarının yaklaşık %5’ine sahip olduğu görülmüştür [3]. Bu özellikleriyle hastaneler tüm konut dışı binalar içinde en yüksek enerji tüketen yapılardan biridir [4].

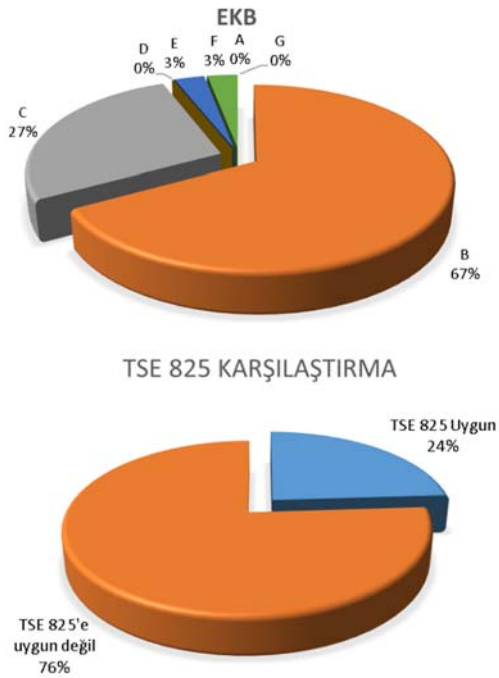
Hastaneler modern ve geleneksel bir yapı geçmişinin tüm özelliklerini içeren yapılardır. Örneğin AB sağlık hizmetleri binalarının yaklaşık %60’ı 1980 öncesi yapı özelliklerine sahip iken bunların sadece

%15'i 2000 sonrası binalar olarak yapıldığı tespit edilmiştir [5]. Hastanelerde enerji kullanım davranışları iklim bölgelerine göre farklılıklar göstermektedir. Bu konuda en kapsamlı çalışma Çin'de çok soğuk (10), soğuk(30), Yazın sıcak kışın soğuk(38), yazın sıcak kışın ılık(22) iklim bölgelerinde olmak üzere 100 hastane için yapılmıştır. Hastanelerde özellikle ısıtma ve soğutma ihtiyaçları için ana enerji kaynaklarının elektrik, yenilenebilir enerji, doğal gaz ve fosil yakıt olduğu görülmüştür. Özellikle elektrik talebinin %74 payla iklimlendirme sistemlerinde olduğu görülmektedir. Doğalgazın çoğunlukla kullanım sıcak suyu için tüketildiği ve toplam dağılımda tüketimin % 46 ve% 52 oranına sahip olduğu tespit edilmiştir. Çalışmada özellikle yenilenebilir enerji kullanımının sadece kullanım sıcak su üretiminde kullanıldığı da tespit edilmiştir[[6]]. BEE (Bureau of Energy Efficiency) nin Hindistan'da yaptığı çalışmada, elektrik tüketiminin %91, Fuel-oil tüketiminin %3, LPG tüketiminin ise %6 olduğu görülmüştür. Elektrik tüketiminin %30-65 aralığında HVAC tüketimlerinde, %20-40 aralığında aydınlatma, %10-15 seviyesinde pompa sistemleri ve %5-15 aralığında diğer ihtiyaçlar olduğu saptanmıştır [7].

Türkiye'de Ulusal Enerji verimliliği eylem planında yapılan saha çalışmalarına göre, toplam tasarruf potansiyelinin 23,9 MTEP olduğu, 25 hastaneyi temel alan etüt çalışmasında tasarruf potansiyelinin 6644 Tep/yıl olduğu ifade edilmiştir. Hastanelerin referans enerji tüketimlerinde ise Türkiye'de bu oran enerji bakanlığının verilerine göre 600 kWh/m<sup>2</sup>-yıl ile tanımlansa da örneklerin 450-600 kWh/m<sup>2</sup> aralığında olduğu görülmektedir [8].

Sağlık tesisleri, Enerji Bakanlığı referans göstergelerinde, binalar kategorisinde alışveriş merkezlerinden sonra en çok enerji tüketen (600 kWh/m<sup>2</sup>-yıl) binalardır. Ancak bu değer dünya örnekleriyle karşılaştırıldığında oldukça fazladır. Nitekim, Hindistan'da bu oran 22,4-93 kWh/m<sup>2</sup>, Kore'de 423 kWh/m<sup>2</sup>, İngiltere'de bu oran 445-550 kWh/m<sup>2</sup>, Çin'de bu oran 476 kWh/m<sup>2</sup> olduğu görülmektedir. Norveç'te yeni yapılan bir hastaneler için değer, Norveç'te 200 kWh/m<sup>2</sup> standard olarak belirlenmişken, sıfır karbon binalar için bu değer 60 kWh/m<sup>2</sup> olarak tanımlanmıştır[8-11].

Türkiye'de hastaneler üzerine son yıllarda pek çok çalışma yapıldığı söylenebilir. Ancak enerji verimliliği ve yönetimi yönüyle hastanelerin enerji kimliklerinin oldukça zayıf olduğu görülmektedir. Şekil 1'de bu etki TS-825 ve Hastanelerin enerji kimlik belgesine göre ele incelenmiştir.

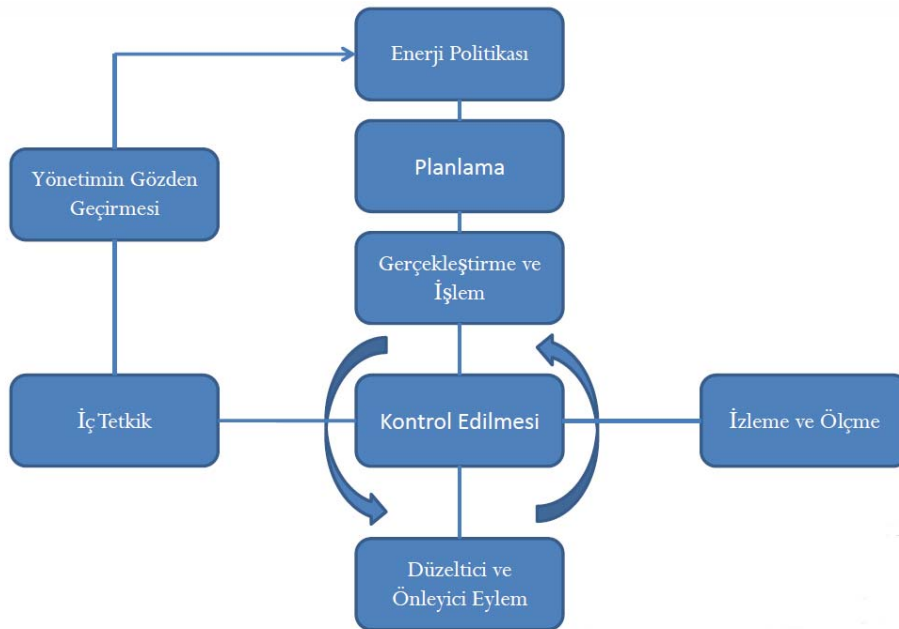


Şekil 1 Hastanelerin enerji performans değerlendirilmesi [12]

Sağlık tesisleri yıl boyunca son derece yüksek elektrik, ısıtma ve soğutma talebi olan yapı bloklarıdır. Buna ek olarak, gelişen sağlık sektöründeki teşhis tekniklerinin hızlı ilerleme, bakım sağlama prosedürlerindeki sürekli değişiklikler gibi işlevsel süreçler, hastanelerin hem mimari alt yapılarında, hem de bina tesis sistemlerinde, sürekli yeniden modellenmesini gerektirir. Hastaneler, yaşayan binalar olarak, bina konseptine bağlı çevresel kirliliğe katkı veren önemli yapılardır. Enerji verimliliği ve yönetimine bağlı olarak, etkin enerji yönetimi, konfor ve iklim şartlarında etkin bir tasarruf potansiyeli olduğu görülmektedir. Bu kapsamda enerji yönetim araçlarının sürdürülebilir etkisini izlemek için dinamik indikatörlere ihtiyaç duyulmaktadır. Aşağıda öncelikle enerji yönetim kavramı ve verimlilik indikatörleri ele alınmıştır.

### 3. ENERJİ YÖNETİMİ SİSTEMİ VE VERİMLİLİK İNDİKATÖRLERİ

Enerji yönetim sistemi işletmelerde enerjinin sürdürülebilirliği ve etkin yönetimi için geliştirilmiş disiplinli bir yönetim aracıdır. Sanayi ve hizmet sektöründe, üretim ve hizmetlerin kalite süreçlerine bağlı etkin yönetimi, enerjinin bir girdi olarak kontrol edilmesini de içermektedir. Yönetim araçlarında, enerji maliyet etkisinin azaltılması, üretim ve hizmet kalitesinin geliştirilmesi yanında, çevresel sürdürülebilirliğin de gelişmesini sağlayacaktır. Enerji yönetiminin sistematik bir sürece ve işletmelerde yönetim kültürü olarak geliştirilmesinde, yönetim unsurlarının süreci denetleme ve değerlendirmeleri oldukça önemlidir. Ancak sektörel öncelikler, işletmelerde bu tür kültürel dönüşümleri engellemekte, enerji yönetim unsurlarının bir bütünsel yapı içinde ele alınmasının önüne geçmektedir. Günümüzde işletmeler için bir yönetim sistemi olarak geliştirilen ISO 50001, bu alt yapıyı geliştirmeyi amaçlayan bir yönetim sistemidir. Bu kapsamda hastanelerde de bir enerji yönetim sistem alt yapısının oluşturulması ve bu ekip tarafından enerjinin yönetilmesi öncelikli bir hedef olarak görülmelidir. ISO 50001 Enerji Yönetim Sistemi ile tüm bu süreçlerden elde edilecek ürün ve/veya hizmetin kalite ve miktarını bozmadan, enerji tüketiminde sürekli iyileştirme üzerinde çalışmaların yapılması üzerine kurgulanmıştır. ISO 50001 Enerji Yönetim Sistemi Şekil 2'de verildiği gibi işletmelerde bir çevrim (PUKÖ/Planla-Uygula-Kontrol Et-Önem Al) temeliyle uygulanır

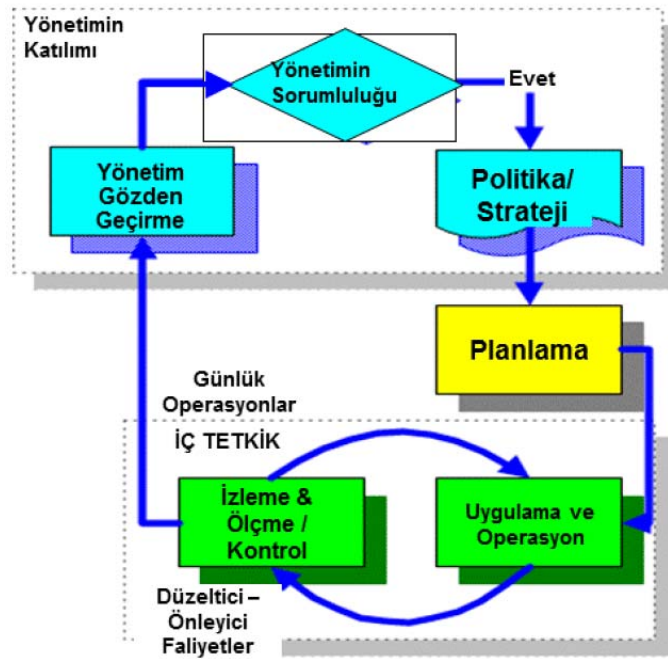


Şekil 2 ISO 50001 Enerji yönetim sistem döngüsü [13]

Günümüzde ISO 50001 Enerji Yönetim Sistemi, bazı kurumlar için sertifika temin dışında bir işleve yaramamaktadır. Bu yapısal problem bu tür yönetim isteklerinin karşılanmaması ve işletmelerin

bütünsellik sistem gerekliliklerini uygulamamasından ileri gelmektedir. Özellikle iş odaklı yapılar için, mevcut taleplerin işletme kültüründe planlı bir eyleme dönüştürülmemesi, kurumsal stratejilerde bu tür aksiyonların yer almaması, yönetim kararlılığının olmaması önemli problem noktaları olarak söylenebilir. Türkiye’de yasal gereklilikler nedeniyle her işletme için ISO 50001 bir gereklilik değildir. Bu nedenle yönetim araçları olarak ISO 50001’in işletmelerde tercihi gerekli değildir. Ancak kurumsal yönetimi desteklemesi adına alt yapısı önemli bir kazanımdır.

Nitekim, enerji verimliliği ve yönetimi kapsamında yürütülecek aksiyonlar veya enerji verimliliğini artırıcı proje çalışmaları, bazı durumlarda yatırım veya modifikasyon için üretim veya hizmetlerde problemlere yol açmaktadır. Bu tür eylem süreçlerinin gereklilikleri kurumsal yönetilebilirliği için etkin bir yönetim programı ihtiyaç olarak gelişmektedir. Tüm bu noktalar enerji verimliliği çalışmalarının etkinliğini arttıracak bir yönetsel araca ihtiyacı arttırmıştır. Enerji Yönetimi Sistemi, ISO 50001 ile birlikte değerlendirilmiş dinamik bir yönetim sistem alt yapısı sunmaktadır. Programın akış şeması Şekil 3’de verilmiştir.



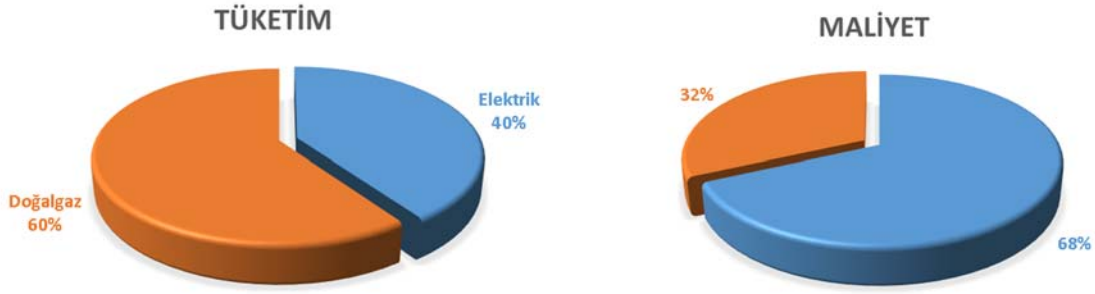
Şekil 3 Enerji yönetimi sistemi akış şeması [14]

Enerji yönetimi, hastane gibi kurumsal işletmelerde üst yönetim desteğini zorunlu kılan ve tüm birimlerin işlevsel katkısını isteyen dinamik bir yönetim modelidir. Yönetim modeli olarak, temel amaç hastanede etkin bir alt yapı ile enerji verimliliğini temel alan davranış kültürünün tüm unsurları ile kazandırılması olarak tanımlanabilir. Bu süreçte öncelik üst yönetimin stratejisini, desteğini ve taahhüdünü içeren bir yapı oluşturulmasıdır. Böylelikle enerji yönetimi, oluşturulan politikaya paralel olarak, işletmede enerji gözden geçirmesi yapılması sonucu belirlenen önemli enerji kullanıcıları (ÖEK) ile verimlilik analizlerinin yapılması aşamalarını yürütebilir ve geliştirebilir. Bu süreç hastanede bir ölçüt olarak; enerji verimlilik göstergeleri, enerji verimlilik potansiyeli ve tüketimi etkileyen değişkenlere bağlı performans hedefleri tanımlanır. Böylelikle hastanede kullanılan her enerji kaynağı için tüketimi etkileyen bağımsız değişkenler için baz yük belirlenmiş bu değerlere göre kümülatif toplam değer ve enerji yoğunluk endeksi gibi performans göstergeleri başarı kriterleri olarak tanımlanmış olacaktır. B amaçla aşağıda referans alınan bir hastane için etkin enerji yönetim ihtiyacını gösteren enerji verimlilik performansı ve sonuçları detaylı ele alınmıştır.



## SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER

Bu çalışma bütünsel yapı özelliği olan bir hastane için etkin enerji yönetim ihtiyacını gösteren bir yapıda planlanmıştır. Çalışma temel olarak hastanede yapılmış enerji etüt çalışmasına bağlı elde edilen sonuçların değerlendirilmesidir. Çalışma Türkiye’de Orta Anadolu iklim kuşağı içinde yer alan bir hastane bloğudur. Enerji verimlilik analizleri İşletmenin 2016-2018 tüketim verileri üzerinden değerlendirilmiştir. Yaklaşık 490.000 m<sup>3</sup> kapalı hacme sahip hastanenin 2018 enerji Tüketimi 2087 TEP olarak gerçekleşmiştir. İşletmenin üç yıllık ortalama enerji tüketim ve maliyet dağılımları Şekil xx’da verilmiştir.



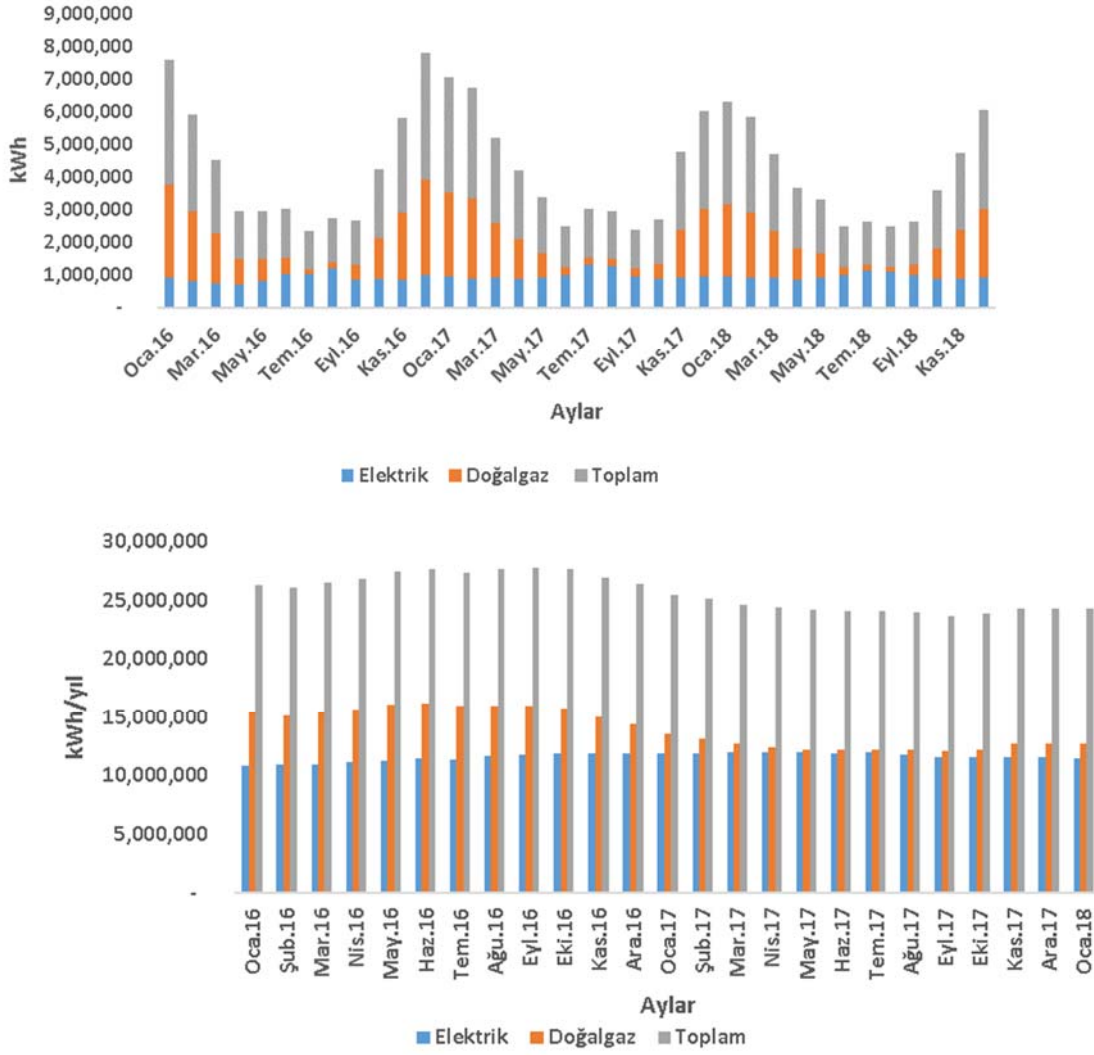
Şekil 4 Hastanenin ortalama enerji tüketim ve maliyet dağılımı

Hastanenin enerji tüketim dağılımı hastaneler için referans alınan iki ölçütü karşılaştırılmıştır. Buna göre m<sup>2</sup> tüketimler ile yatak başına tüketim indeksleriyle ele alınmıştır. Hastanenin toplam kapalı alanı, 156.876 m<sup>2</sup>, toplam yatak kapasitesi, 610 yataktır. Buna göre hastanenin enerji tüketim performansı Tablo 1’de verilmiştir.

Tablo 1 Hastanenin tüketim performansı

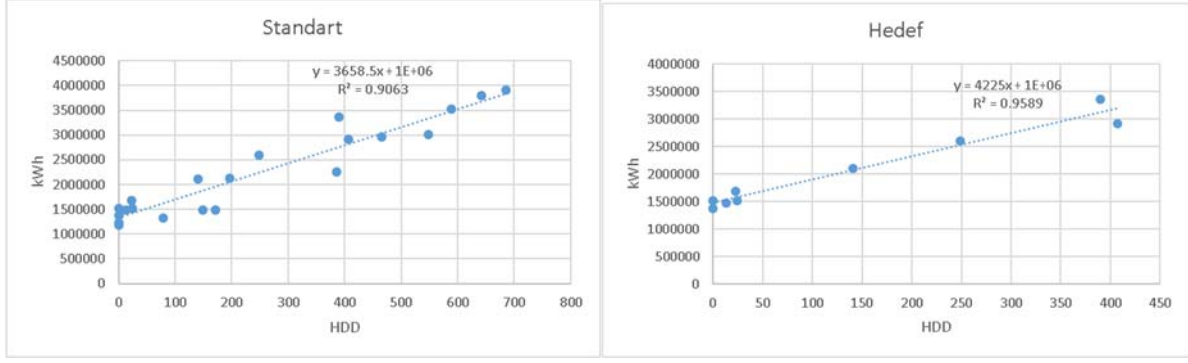
Yıllar	kWh/m <sup>2</sup>	kWh/yatak
2016	178,50	45905,25
2017	171,64	44141,39
2018	191,32	49201,41
Ort	180,49	46416,02

Hastanenin tüketim performansı enerji bakanlığının m<sup>2</sup> tanımına göre oldukça düşüktür. Hastanenin enerji tüketim davranışlarının aylık ve yıllık analizleri yapılarak işletmenin tüketim alışkanlığı değerlendirilmiştir. Şekil 5’de Hastanenin aylık ve yıllık tüketimleri ayrı ayrı verilmiştir.



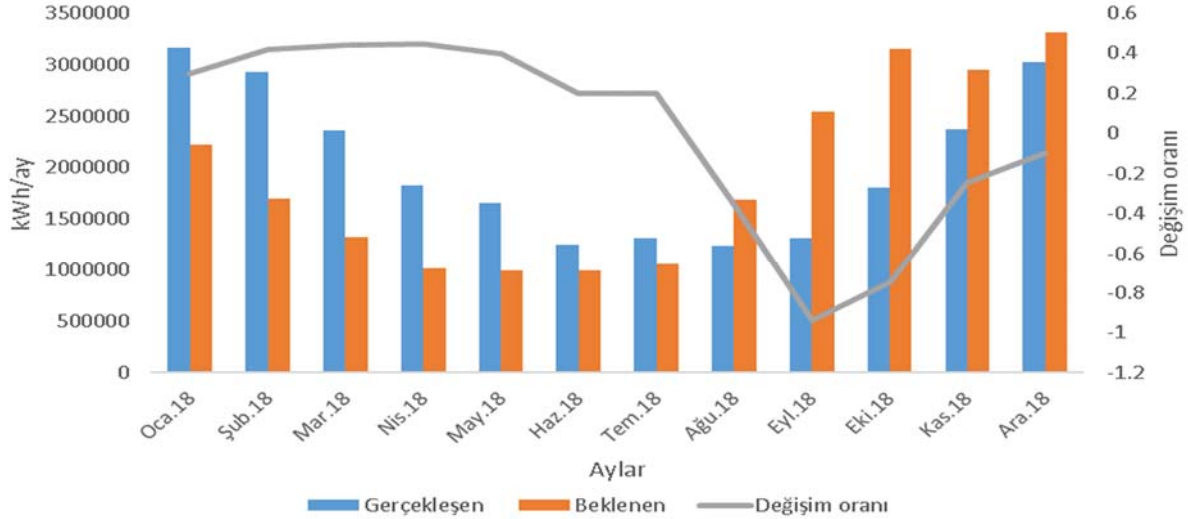
Şekil 5 Hastanenin aylık ve yıllık tüketimleri

Hastanenin enerji tüketiminde doğalgazın etkisi dikkat çekicidir. Enerjinin yıllık tüketimi dikkate alındığında 2018 doğru etkin bir azalma dikkat çekicidir. Ancak bu etki doğrudan bir verimlilik veya tasarruf olarak görülmemelidir. Yapılan analizlerde özellikle iklim verilerinin değişimi ile iklim verileri arasında benzerlik olmadığı görülmektedir. Yapılan analizlerde 2016-2018 arası enerji değişiminde %7.9'luk bir değişim görünürken, Isı Derece Gün (HDD) değerinde bu etki %19.03'lük bir azalmayı göstermektedir. Bu durum özellikle ısı yönetimi yönüyle doğalgaz tüketiminde önemli bir kayıp olduğu görülmektedir. Hastanenin toplam tüketim dağılımlarına bağlı olarak enerji verimlilik potansiyeli incelenmiştir. Buna göre verimlilik standart ve hedef grafiği Şekil 6'da verilmiştir.



Şekil 6 Hastanenin standart ve hedef tüketimleri

Hastanenin 2016,2017 yılı tüketimleri incelemede referans yıllar olarak değerlendirilmiş ve tüketimin ana denklemi bulunmuştur. Hastane için hedef tüketim 2018 yılı ölçüt alınarak hesaplanmış ve yapılan analizlerde,  $y=4225.HDD+1E+06$  ve  $R^2=95.89$  olarak bulunmuştur. Yapılan yıllık değerlendirmede toplam verimlilik potansiyeli, yıllık %5,34 bir tasarruf potansiyeli bulunmuştur. Hastanenin enerji performans dağılımlarında 2018 yılı için beklenen ve gerçekleşen dağılımlar Şekil 7'de verilmiştir.



Şekil 7 Enerji performans dağılımları

Hastanenin tanımlana performans analizleri ile ilgili olarak toplam tüketimde, 1,29 GWh/yıl tasarrufu işaret etmektedir. Hastanenin diğer performans ölçütleri incelenmiştir. Buna göre hastane için temel performans ölçütleri Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 2 Temel performans ölçütleri

GÖSTERGELER	BİRİMİ	DEĞERİ
m <sup>2</sup> Başına Toplam Tüketim	kWh/m <sup>2</sup> *yıl	180,49
m <sup>3</sup> Başına Toplam Tüketim	kWh/m <sup>3</sup> *yıl	57,75
m <sup>2</sup> Başına Toplam Tüketim Maliyeti	TL/m <sup>2</sup> *yıl	31,50
m <sup>2</sup> Başına Elektrik Tüketimi	kWh/m <sup>2</sup> *yıl	72,80
m <sup>2</sup> Başına Yakıt Tüketimi	kWh/m <sup>2</sup> *yıl	107,68
m <sup>2</sup> Başına Emisyon	Ton CO <sub>2</sub> eşd./m <sup>2</sup> *yıl	0,06

Enerji yönetimi ve enerji verimliliği, hastanelerde bir yönetim kültürü ile ele alınmalıdır. Bu kapsamda öngörülen eylemlere bağlı kazanımlar incelenmiştir. İşletmede var olan etüt çalışmalarında elektrik ve doğalgaza teknolojiler ve operasyonel süreçlerde olası iyileştirmelerin payı %20,29 olarak bulunmuştur. Bu dağılımda toplam tasarruf dağılımları Tablo 3'de verilmiştir.

Tablo 3 Hastanenin enerji verimlilik potansiyeli

Yakıtlar	Tasarruf Miktarı			Enerji Tasarruf Oranı (%)
	Miktar	Enerji	Emisyon	
	(2018 / Yıl )	( TEP / Yıl )	Ton CO2 eşd./yıl	
Elektrik (kWh)	1606448	258	767,88	13,96%
Doğalgaz (Sm3)	373131	234	754.94	21,45%
Toplam		492	1522,82	20,29%

## SONUÇ

Bu çalışma hastanelerde çevresel sürdürülebilirliği sağlamanın en etkin yönteminin, enerji verimliliği ve yönetiminin kurumsal bir modele dönüşmesinde olduğu ve bunun önemli bir ihtiyaç olduğunu göstermektedir. Bu kapsamda hastanede yapılmış bir detay etüt çalışmasına bağlı elde edilen enerji verimlilik potansiyelinin etkileri değerlendirilmiştir. Hastanede yapılan analizlerde;

- Tüketime bağlı verimlilik potansiyelinin yaklaşık % 5,34 olduğu
- İşletmede etkin bir enerji yönetimine bağlı iyileştirme çalışmalarında verimliliğin %20,29 olduğu görülmüştür.

Bu çalışma, özellikle Türkiye'de hastanelerin kurumsal yapısı içinde bir yönetim ihtiyacı olduğunu göstermektedir. Hastaneler çok dağınık, çok çeşitli enerji kullanan sistemlere sahiptir. Tüm yıl boyunca hareketliliğin devam ettiği bu bütünlük yapı bloğunda, çevresel sürdürülebilirliği geliştirecek temel ölçüt enerji verimliliğini geliştirmektir. Bu incelenen hastane için, m<sup>2</sup> başına 36.62 kWh/m<sup>2</sup>. Yıl tasarruf etmek demektir. Bu çevresel sürdürülebilirlikte, yıllık ortalama 7192.35 Ton CO<sub>2</sub> eşd./yıl emisyon tasarrufu demektir.

## KAYNAKLAR

- [1] Yusuf Köleli, TR63 Bölgesi Çimento sektör raporu, Doğu Akdeniz Kalkınma Ajansı, Hatay, 2015 [http://www.dogaka.gov.tr/Icerik/Dosya/www.dogaka.gov.tr\\_626\\_KN2F58CG\\_cimento-Sektor-Raporu-2015.pdf](http://www.dogaka.gov.tr/Icerik/Dosya/www.dogaka.gov.tr_626_KN2F58CG_cimento-Sektor-Raporu-2015.pdf)
- [2] International Energy Agency (IEA), Transition to sustainable buildings: Strategies and opportunities to 2050, OECD/IEA, 2013.
- [3] European Commission, EU Buildings Datamapper, Share of non-residential in total building floor area. <https://ec.europa.eu/energy/en/eu-buildings-datamapper> (accessed 11.11.17).
- [4] G.K. Alexis, P. Liakos, A case study of a cogeneration system for a hospital in Greece. Economic and environmental impacts, Applied Thermal Engineering, Vol. 54, No.2, 2013, pp.488-496.
- [5] S. Schimschar, J. Grözinger, H. Korte, T. Boermans, V. Lilova, R. Bhar, Panorama of the European non-residential construction sector, Ecofys, 2011. [http://www.leonardo-energy.com/sites/leonardo-energy/files/documents-and-links/European\\_non-residential\\_building\\_stock\\_-\\_Final\\_Report\\_v7.pdf](http://www.leonardo-energy.com/sites/leonardo-energy/files/documents-and-links/European_non-residential_building_stock_-_Final_Report_v7.pdf) (accessed 11.11.17).

- [6] Ru Ji ve Shilin Qu, Investigation and Evaluation of Energy Consumption Performance for Hospital Buildings in China, Sustainability 2019, 11, 1724; doi:10.3390/su11061724.
- [7] USAID ECO III Project, Energy Efficiency in hospitals, Best Practice Guide, 2009, [https://www.keralaenergy.gov.in/files/Energy\\_Efficiency\\_in\\_Hospitals-\\_Best\\_Practice\\_Guide.pdf](https://www.keralaenergy.gov.in/files/Energy_Efficiency_in_Hospitals-_Best_Practice_Guide.pdf)
- [8] Reşat Selbaş , Arzu Şencan Şahin, Fatih Yılmaz, Cevdet Eşki. Hastanelerde Enerji Kullanımında Verimlilik İçin Örnek Bir Uygulama, TTMD Mayıs Haziran 2014
- [9] Dong Kon Hwang, Jinkyun Cho,Junghwan Moon, Feasibility Study on Energy Audit and Data Driven Analysis Procedure for Building Energy Efficiency: Bench-Marking in Korean Hospital Buildings, Energies 2019, 12, 3006; doi:10.3390/en12153006
- [10] Jamilu Ya'u Muhammad, Abdullahi Audu Adamu, Abdulkarim Mika'il Alhaji, Yerima Yusif Ali, Energy Audit and Efficiency of a Complex Building: A Comprehensive Review, Engineering Science, 2018; 3(4): 36-41, <http://www.sciencepublishinggroup.com/j/es>, doi: 10.11648/j.es.20180304.11, ISSN: 2578-9260 (Print); ISSN: 2578-9279 (Online)
- [11] The LCB-HEALTHCARE Consortium, State of the Art Report, Low Carbon Buildings in the Healthcare Sector,
- [12] Bülent Çarşıbaşı, Kamu binalarında enerji verimliliği etütleri yapılması EKB çıkartılması (ocak 2015), [https://www.emo.org.tr/ekler/e8132461f529ea4\\_ek.pdf](https://www.emo.org.tr/ekler/e8132461f529ea4_ek.pdf)
- [13] ISO (International Organization for Standardization), ISO 50001:2011(en), <https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:50001:ed-1:v1:en>
- [14] UNIDO, Enerji Yönetim Sistemi Uygulaması İçin Pratik Rehber, Sanayide Enerji Verimliliğinin Artırılması Projesi, Birleşmiş Milletler Sınai Kalkınma Örgütü (UNIDO), Ağustos 2014.

## ÖZGEÇMİŞ

### M. Ziya SÖĞÜT

1988 yılında Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Makine Ana Bilim dalında lisans, 2005 yılında Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünden Makine Mühendisliği yüksek lisans programını, 2009 yılında aynı enstitünün Makine Mühendisliği doktora programını tamamlayıp doktor unvanını almış, 2013 yılında Makine Mühendisliği Enerji Teknolojileri dalında doçentlik unvanını almıştır. 2020 yılında Profesör olarak atanan M.Ziya Söğüt Halen Piri Reis Üniversitesi Denizcilik Fakültesinde tam zamanlı öğretim üyesi olarak Lisans, Yüksek Lisans ve Doktora dersleri vermektedir. Ayrıca Sertifikalı Bina enerji yöneticisi, UNIDO Uluslararası Sanayide Enerji Verimliliği Uzmanı, Ulusal ve uluslararası bilimsel dergilerde hakemlik görevlerine devam etmektedir. Enerji, Ekserji, Eksergo-ekonomik analizler ve optimizasyon, Isı geri kazanımı, Yenilenebilir Enerjiler ve uygulamaları, Enerji yönetimi, Soğutma teknolojileri ve uygulamaları, çevre teknolojileri ve analizleri konularında proje ve çalışmalarını vardır.

# BÜYÜK HASTANELERDE MEKANİK SİSTEMLERE OTOMASYON YÖNETİM SİSTEMİNİN ENTEGRESİ İLE ENERJİNİN ETKİN KULLANIMI VAKA ANALİZİ

*The Case Study Related With The Effective Use Of Energy Consumed In Large Hospital Mechanic Systems With Integration Of Automation Management System*

**Ozan Serhat Yüce**  
**Artuğ Fenercioğlu**

## ÖZET

Büyük hastanelerin mevcut kurulu güçlerine, sistem karmaşıklığına ve potansiyel enerji tüketme verilerine bakıldığı zaman tasarım verileri ile sistemin gerçekte ihtiyacı olan değerler arasında ciddi bir enerji tasarrufu yapma potansiyeli söz konusu olduğunu görmekteyiz. Bu potansiyeli ortaya çıkaran başlıca faktörler ise iklim değişikliği, insan faktörü ve tasarım emniyet faktörleridir. Otomasyon sistemi ise verileri denetleyerek ve yöneterek bütün disiplinler ile koordine olduğu takdirde bu tasarruf potansiyelini gerçekleştirmeyi mümkün kılmaktadır. Tasarımdaki emniyetleri ve işletmedeki değişken faktörleri özellikle de iklim şartlarının değişkenliğini göz önüne alarak ihtiyaç kadar üretme ve ihtiyaç kadar harcama ilkesiyle enerji verimliliği sağlanabileceği tüm dünya tarafından kabul edilen bir düşünce biçimi olmaya başlamıştır.

Otomasyon Sistemi gereken bütün sistem verilerini izleyerek, kaydederek ve yöneterek iklim değişikliklerine ve insan faktörüne rağmen, sistemin stabil çalışmasını, devreye alma sürelerinin kısaltılmasını ve kabul edilen tasarım standartlarını uygulayıcı bir denetleme ve yönetme aracı olarak endüstri 4.0 ile karşımıza çıkmaktadır. Konfor şartları, prosesin kaynakta ve ilgili mahalde kontrol edilerek maksimum verim - minimum tüketim ilkesiyle günümüzde bilinen mevcut disiplinlerde doğru senaryo tasarımı ve uygulanmasıyla sağlanabilmektedir. Mevsimsel geçişlerde sistemi durdurmadan ekipmanlar arası geçiş yapma mantığıyla tek bir elden sistemdeki ekipmanların emniyetinin sağlanması, ortaya çıkabilecek arıza ve bakım masraflarının da minimuma indirilmesi günümüzde sürdürülebilirlik açısından önem arz etmektedir. Mekanik Sistemler Otomasyon Yönetim Sistemi enerjinin etkin kullanımında büyük bir rol oynamaktadır.

Bir hastane uygulamasında, otomasyon yönetim sistemi entegrasyonu ile trijenerasyon sistemi komple devreye alınacaktır. Çalışma senaryolarının birbirleri arasındaki koordinasyonu sağlanarak ve kullanılan ekipmanların kendi disiplininde tasarıma göre devreye alınmadan önce ve devreye alındıktan sonra harcaması öngörülen enerji tüketimleri detaylı analiz edilmiştir. Bu trijenerasyon sisteminde bulunan Soğutma Grupları, Absorpsiyonlu Soğutma Grupları, Açık ve Kapalı Tip Soğutma Kuleleri, Klima Santralleri, Isıtma ve Soğutma Sirkülasyon Pompaları, Fan-Coil Sistemleri ana başlıkları ele alınarak bu hastanede mevcut kurulu gücün talep edilen ihtiyaca göre senaryoların optimizasyonu yapılarak çalıştırılması halinde mevcut durumla karşılaştırılarak Otomasyon Sisteminin bütün sisteme entegrasyonu ile elde edilebilecek enerji tasarruf potansiyeli bu bildiri ile anlatılacaktır.

**Anahtar Kelimeler:** HVAC, Optimizasyon, Enerji tasarrufu, Enerji tüketimi, Etkin enerji

## ABSTRACT

When we look at the current installed capacities, system complexity and potential energy consumption data of large hospitals, we see that there is a serious energy saving potential between

the design data and the values that the system actually needs. The main factors that reveal this potential are climate change, human factor and design safety factors. The automation system makes it possible to realize this saving potential if it is coordinated with all disciplines by controlling and managing data. Considering the safety in design and the variable factors in the operation, especially the variability of climate conditions, energy efficiency has started to be accepted by the whole world with the principle of producing as much as needed and spending as much as needed. The Automation System stands out with industry 4.0 as an inspection and management tool that adapts itself to climate changes and human factors by monitoring, recording and managing all required system data, the stable operation of the system, shortening the commissioning times and implementing accepted design standards. Comfort conditions can be achieved by controlling the process at the source and at the relevant location, with the principle of maximum efficiency - minimum consumption, with the right scenario design and implementation in the current disciplines known today. With the logic of switching between equipment without stopping the system during seasonal transitions, ensuring the safety of the equipment in the system from a single source and minimizing the malfunction and maintenance costs that may arise are important for sustainability today. Mechanical Systems Automation Management System plays a big role in the efficient use of energy.

In a hospital application, the trigeneration system will be fully commissioned with the automation management system integration. By ensuring the coordination of the working scenarios between each other, the energy consumption foreseen to be spent before and after the commissioning of the equipment used in its own discipline according to the design has been analyzed in detail. The main headings of the Cooling Chiller Groups, Absorption Chiller Chillers, Open and Closed Type Cooling Towers, Air Handling Units, Heating and Cooling Circulation Pumps, Fan-Coil Systems in this trigeneration system are taken into consideration, and the existing installed power in this hospital is optimized and the scenarios are operated according to the demanded need. The energy saving potential that can be obtained by integrating the Automation System into the whole system by comparing it with the current situation will be explained with this statement.

**Keywords:** Optimization, energy saving, energy consumption, effective energy

## GİRİŞ

PROF. DR. CEMİL TAŞÇIOĞLU ŞEHİR HASTANESİ bünyesinde iklimlendirme otomasyon yönetim sistemi ve ilave sistemler izleme sistemi kurulmuştur. Sistem, 2020 yılında devreye alınmış ve hastane teknik ekibine 15 Ekim 2020 tarihi itibari ile teslim edilmiş, faal ve aktif haldedir.

Tesisin iklimlendirme sistemleri ekipmanlarının sürekli kontrolü ve yönetimi, hasta ve sağlık çalışanlarının korunması ve konforunu sağlamak için çalışmaktadır.

İklimlendirme sistemi, konforu sağlamak için 29MW soğutma merkezi gücü, 24MW ısıtma merkezi gücü, üretilen ısının, hastanenin tüm kullanım noktalarının ısı yüküne göre transferini sağlayan ekipmanlar, havalandırma ekipmanlarıyla binanın geneline yayılmış bir yapı oluşturmaktadır.

Tüm bu ekipmanların amacına uygun ve enerji etkin olarak çalıştırılmasını otomasyon yönetim sistemi sağlamaktadır.

## SİSTEM TANIMI

PROF. DR. CEMİL TAŞÇIOĞLU ŞEHİR HASTANESİ, iklimlendirme otomasyon yönetim sistemi ve ilave izleme sistemi, Faz-1 kapsamında oluşturulmuştur. Faz-2 kapsamında yapılacak 2 blok mevcut sisteme eklenecektir.

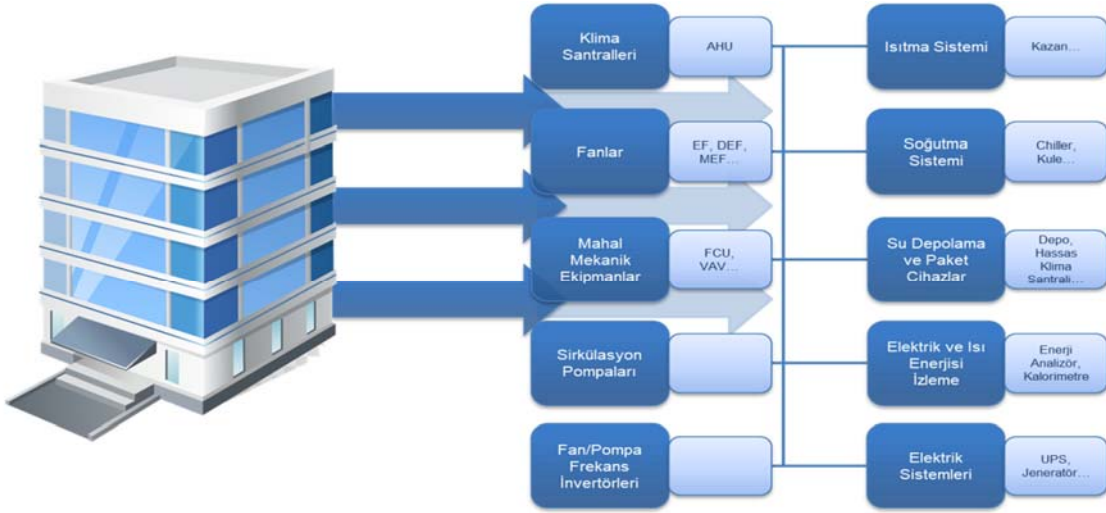


## İKLİMLENDİRME SİSTEMİ

İklimlendirme sistemi ekipmanları olarak tesis bünyesinde;

- 10 adet Soğutma Kulesi (5 adet açık tip, 5 adet kapalı tip)
- 9 adet Soğutma Grubu (2,7 MW her bir grup )
- 2 adet Absorbsiyonlu Soğutma Grubu (2 MW her bir grup )
- Tri-jenerasyon (3 Ünite, Toplam 6MW)
- 81 adet Soğutma Pompaları
- 6 adet Isıtma Kazanı
- 6 adet Buhar Jeneratörü
- 94 adet Isıtma Pompaları
- 117 adet Klima Santrali
- 142 adet Muhtelif Fan
- 165 adet Basınç Kontrollü Yoğun Bakım, 330 VAV Ünitesi
- 27 adet Ameliyathane
- 2742 adet Fan-coil Ünitesi

bulunmaktadır.



## İLAVE İZLEME SİSTEMİ EKİPMANLARI

İlave izleme sistemi ekipmanları olarak tesis bünyesinde;

- UPS sistemi izlemeleri, 26 adet UPS
- Jeneratör izlemeleri, 7 adet jeneratör
- Hassas Klimalar
- Kat ana dağıtım panoları şalter izlemeleri ve Busbar çıkış kutuları izlemeleri, 436 adet
- Enerji analizörleri izlemeleri, 335 adet

bulunmaktadır.

## İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİ OTOMASYON YÖNETİM SİSTEMİ

Projenin tamamlanmış olan Faz-1 kapsamında; mekanik sistemler için 10 bin fiziksel, 5 bin soft ve fan-coil sistemi için 50 bin noktadan oluşan mekanik sistemler otomasyon yönetim sistemi hastane altyapısına tesis edilmiştir. İSOYS bünyesinde 62 adet otomasyon panosu bulunmaktadır. Ayrıca hem İSOYS hem de İSS bünyesi toplamında 47 adet ise protokol çeviri modüllerin tesis edildiği otomasyon panosu bulunmaktadır.



İSOYS; ana sistemi yani hastanenin ısıtma, soğutma, havalandırma ve trijenerasyon sisteminin izleme, kontrol ve yönetimini gerçekleştirecek sistemdir.

Bina 1. bodrum katta yer alan kontrol merkezinde, sistem verilerinin depolandığı 1 adet İSOYS server bilgisayar ve 1 adet İSOYS operatör PC bulunmaktadır.

## İLAVE İZLEME YÖNETİM SİSTEMİ

İlave izleme sistemlerinde; muhtelif 15 bin nokta izlenmektedir. Bu ilave sistem noktaları ile birlikte toplam sistem nokta kapasitesi olarak 80.000 nokta izlenmekte ve yönetilmektedir. İİS bünyesinde 102 adet otomasyon panosu ve hem İSOYS hem de İSS bünyesi toplamında 47 adet ise protokol çeviri modüllerin tesis edildiği otomasyon panosu bulunmaktadır.

Bina 1. bodrum katta yer alan kontrol merkezinde, sistem verilerinin depolandığı 1 adet İİS operatör PC bulunmaktadır.

## ENERJİ TAKİP SİSTEMİ (ETS)

Tesise ve ihtiyaçlarına özel olarak tasarlanan, İSOYS ve İİS sistemleri kapsamında izleme ve veri toplamalarının yapılmakta olduğu bütün enerji tüketim alan ve noktalarının verilerini alıp, işleyip, irdeleyip ve yorumlayarak, verimlilik esasıyla tüketilen ve üretilen enerjilerin tamamını denetleyen, ölçüm ve performans değerlendirmeleri yapabilen bir “Enerji Takip Sistemi” (ETS) bulunmaktadır.

ETS, tesisteki tüketilen ve üretilen enerjilerin takibi sağlayacak ve böylelikle çeşitli alanlardaki enerji akışının üretim-tüketim değerlendirmesini, verimlilik esasına dayanan bir şekilde yapmaktadır.

Etkin enerji kullanım, ölçüm ve performans değerlendirme kriterlerine göre ETS sistemi şu tanımlı değerlendirme verilerine yönelik veri toplama ve analizleri gerçekleştirmektedir.

- Tahmini etkin kullanım dışı tüketim miktarı (kWh/1-yıl)
- Hedef potansiyel tasarruf miktarı (kWh/1-yıl)
- Etkin tasarruf oranı (%)
- Gerçekleşen etkin kullanım dışı tüketim miktarı (kWh/1-yıl)
- Etkin kullanım uygulama tasarruf miktarı (kWh/1-yıl)
- Etkin kullanım performansı

Genel olarak ETS sistemi şu ana başlıklardaki verileri İSOYS ve İİS tarafından aldığı veriler ışığında takip ve değerlendirme yapmaktadır.

- Soğutma Sistemi Enerji Takipleri
  - Soğutma Sistemi Yaz Döneminde Faal Olan Sistem Bileşenlerine Göre
    - Açık Tip Soğutma Kuleleri Sistemi
    - Açık Tip Kule Sistemi Bünyesindeki Soğutma Grupları Ve Evaporatör-Kondenser Soğutma Pompa Grupları
    - Absorbsiyonlu Soğutma Grupları Ve Evaporatör-Kondenser Soğutma Pompa Grupları
    - Sistem Soğutma Pompa Grupları
  - Soğutma Sistemi Kış Döneminde Faal Olan Sistem Bileşenlerine Göre
    - Kapalı Tip Soğutma Kuleleri Sistemi
    - Kapalı Tip Kule Sistemi Bünyesindeki Soğutma Grupları Ve Evaporatör-Kondenser Soğutma Pompa Grupları
    - Sistem Soğutma Pompa Grupları



- İİS Sistemi Bileşenleri
  - Enerji Analizörleri İzleme Sistemi
    - Aydınlatma Sistemleri Tüketimleri
    - UPS Panoları Tüketimleri
    - MCC Panoları Üzerinden Muhtelif Tüketimler
    - Besleme Panoları Tüketimleri
      - Fan-coil Üniteleri
      - Priz
      - Diğer
  - UPS Sistemi İzlemeleri
  - Jeneratör Sistemi İzlemeleri
- Isıtma Sistemi Enerji Takipleri
  - Isıtma Kazanları Ve Ana Isıtma Kollektör Bileşenleri
  - Sistem Isıtma Pompa Grupları
- İklimlendirme Sistemi Enerji Takipleri
  - Klima Santralleri Tüketimleri
    - Vantilatör Fanları Özgül Fan Gücü Beher Cihaz ve Kümülatif
    - Aspiratör Fanları Özgül Fan Gücü Beher Cihaz ve Kümülatif
    - Isıtma Akan Enerji Tüketimleri
    - Soğutma Akan Enerji Tüketimleri
  - Muhtelif Fanların Tüketimleri (EF vb.)
    - Özgül Fan Gücü Beher Cihaz Ve/Veya Hizmet Bölgesi Kümülatif

Enerji takip sistemi, iklimlendirme sistemlerinde enerjinin etkin kullanımında önem arz eden ve aşağıda bu bildirinin de konusu olan uygulanan etkin yöntemlerin performansını takip ve denetlemek üzere özelleştirilmiştir.

- Klima santrallerini tasarım debisine göre çalıştırma,
- Soğutma kuleleri sıralı çalıştırma,
- Soğutma grubu optimum su giriş sıcaklığına göre soğuk su üretimi,
- Soğutma grubu talebe göre debi kontrolü,
- Soğutma grubu verime göre sıralı çalıştırma,
- Fan coil akıllı termostat ile kontrolünün otomatik çalıştırma sürekliliği,
- Talebe göre ısı transferi (Isıtma),
- Parabolik pompa kontrolü (Isıtma ve Soğutma),
- Akıllı vanalar ile klima santrali enerji optimizasyonu (Isıtma ve Soğutma).

Etkin enerji için kullanılan yöntemler



Şekil-1

Tesisteki mekanik sistemdeki ekipmanların, otomasyon yönetim sistemiyle birlikte amacına uygun ve enerji etkin olarak çalıştırılmasını sağlamak için yukarıdaki yöntemler belirlenmiştir. Bu yöntemlerin uygulanabilmesi için tasarım gerekleri, ekipman yetenekleri ve birlikte çalışma prensipleri irdelenmiş, uygulama tasarımı gözden geçirilmiştir. Bu yöntemlerle, belirlenen etkin enerji yöntemlerini uygulamak ve tasarruf elde etmek amaçlanmıştır.

Her bir yöntemin enerji tasarruf potansiyeli sistem tasarım uygulaması yapılmadan önce hesaplanmış ve hedef olarak belirlenmiştir. Bu hesaplamada toplam potansiyel için, ekipmanların standart kullanılması durumunda tüketilecekleri toplam enerji dikkat alınmıştır. Standart kullanım koşulları ; Test, ayar, dengeleme sonrasındaki, ekipmanların sistemin birlikte çalışma prensiplerine tam olarak karşılımadan çalıştırılması olarak kabul edilmiştir.

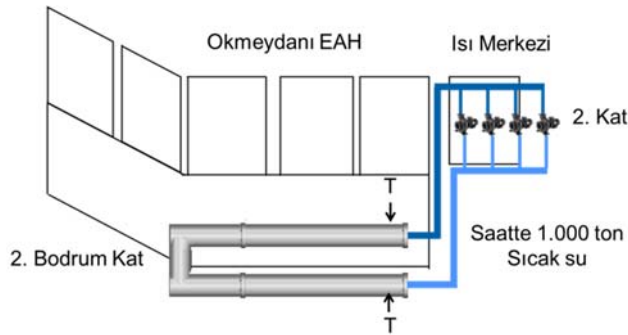
Sistemin standart kullanım koşulları çerçevesinde devreye alınma aşamasında, bu koşulun sistemdeki enerji tüketimleri izlenmiştir. Etkin enerji metodları devreye alınmadan önce gerçekleşen enerji tüketim verileri toplanmıştır. Tesis işletmesinde geleneksel işletme davranışının etkisi gözlemlenmiştir.

Sistemde etkin enerji yöntemlerini kullandıktan sonra analiz edilen ve hedeflenen enerji tasarruf miktarları da gözlemlenecektir.

## Potansiyel Enerji tasarrufu yapabileceğimiz alanlar ve tasarruf miktarları

NO	POTANSİYEL ADI	POTANSİYEL TASARRUF MİKTARI (kWh/1yıl)
1	Transfer Pompaları Delta T değişken debi kontrolü Kazan Dairesi Isı Merkezinden 2. Bodrum Kat Isıtma Kollektörüne Suyun Transferi	394.000
2	Isıtma Sirkülasyon Devreleri Parabolik Delta P Kontrolü	60.000
3	Klima Santralleri-AHU Sirkülasyon Devresi Batarya Minimum Delta T Kontrolü – Tasarım Sıcaklık Farkına Göre	15.000
4	Soğutma Kule Fanları Sıralı Çalıştırma	400.000
5	Chiller Kondenser Giriş Sıcaklığının Yaş Termometre Sıcaklığına Göre Ayarlanması	770.000
6	Chiller Evaporatör Delta T Sabit Çalıştırılma , Değişken Debi	500.000
7	Soğutma Grubu Kısmi Soğutma Yüklü Ekipman Performansına Göre Sıralı Çalıştırma	88.000
8	Soğutma Sirkülasyon Devreleri Parabolik Delta P Kontrolü	200.000
9	AHU Sirkülasyon Devresi Batarya Min Delta T Kontrolü	70.000
10	Klima Santralleri Debi Ölçümü ve Tasarım Debisine Göre Çalıştırma	2.300.000
11	FCU Akıllı Termostat ile Kontrol Sistemi	1.358.284
TOPLAM POTANSİYEL TASARRUF MİKTARI - kWh		6.155.284

### 1-TALEBE GÖRE ISI TRANFERİ



Isı merkezi ana binadan ayrı bir yapıdır. Ana binanın 2. Kat seviyesinde bulunan ısı merkezinde 6 adet kazan bulunmaktadır. Her bir kazana 4 MW gücündedir. Toplamda 24 MW ısıtma gücü vardır. Üretilen sıcak su, her biri 45 kW elektrik gücündeki 3 asıl 1 yedek pompa ile ana bina 2. Bodrumdaki ısıtma hattına transfer edilmektedir. Her bir pompa Frekans sürücülüdür.

### Uygulanan yöntem

Transfer pompaları delta T'ye göre değişken debi ayarı yapılarak kontrol edilmiştir. Ana bina 2. Bodrum katta bulunan ısıtma kollektörüne giren su sıcaklığı ve dönüş kollektöründe toplanan ısı merkezine geri dönen su sıcaklıkları ölçülmüştür. Otomasyon sistemine alınan bilgi, sistemin haberleşme hattını kullanarak ısı merkezindeki pompa kontrol paneline aktarılmıştır. Pompa kontrol paneli, ölçüm sıcaklık farkını sabit tutmak için, pompa frekans sürücülerinin oransal olarak yönetilmektedir. Böylelikle ana binadaki ısıtma talebine göre, sıcak su binaya gönderilmektedir. Aşağıdaki değerler tesisteki kullanılan cihazların standart kullanımındaki yıllık kWh tüketimi ve yapılan



analizler sonucunda bu değerden elde edilecek potansiyel tasarruf miktarı ve yüzdesel oranı gösterilmiştir.

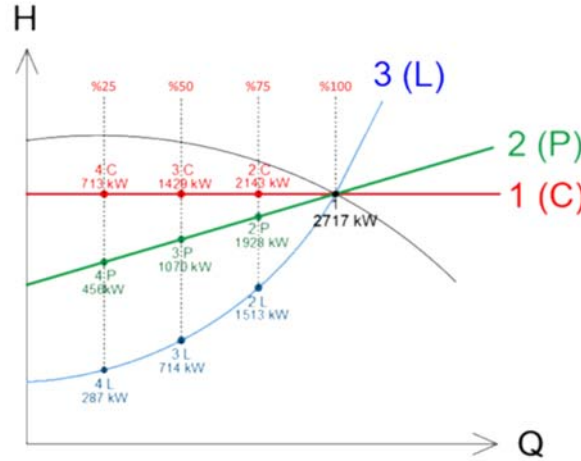
Standart Kullanım (kWh/yıl)	Potansiyel Tasarruf (kWh/yıl)	Tasarruf Oranı (kWh/yıl)
712.800	394.000	55,27%

## 2- Isıtma Hattı Parabolik Pompa Kontrolü

Ana bina 2. Bodrumdaki ısıtma merkezinde sistem gidiş ve dönüş hattındaki 94 adet pompa mevcuttur. Her bir pompanın kendine ait frekans konvertörü mevcuttur.

Uygulanan yöntem.

Isıtma hattında bulunan pompalar parabolik olarak kontrol edilmiştir. Bu pompalar grup şeklinde çalışmaktadır. Herbir grubun kendine ait pompa kontrol paneli mevcuttur. Tasarlanan devredeki pompa gruplarında hat üzerinde fark basınç ölçümü yapıp, her bir panonun bilgisi kendine ait olan pompa kontrol paneline gelmektedir. Bu bilgiler, tasarlanan otomasyon sistemine taşınıp, kullanarak pompaların etkin bir şekilde kullanımı sağlanmıştır. Pompa kapasitelerinin çalışma yüzdelerine göre verimlilik değerleride değişmektedir. Yapılan çalışmada bu yüzdeler oranlarda kullanılarak kontrol sağlanmıştır.



Aşağıdaki değerler tesisteki kullanılan cihazların standart kullanımındaki yıllık kWh tüketimi ve yapılan analizler sonucunda bu değerden elde edilecek potansiyel tasarruf miktarı ve yüzdesel oranı gösterilmiştir.

Standart Kullanım (kWh/yıl)	Potansiyel Tasarruf (kWh/yıl)	Tasarruf Oranı (kWh/yıl)
278.725	60.000	21,53%

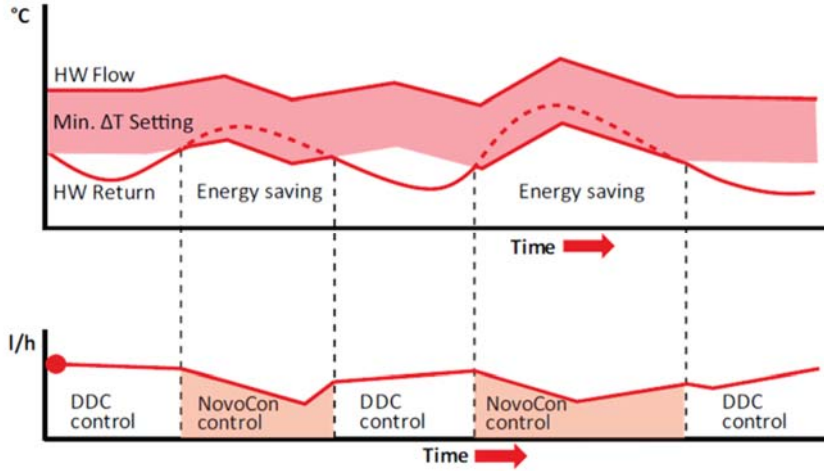
## 3-Isıtma tarafı akıllı vana ile Klima Santralleri enerji optimizasyonu

Tesiste ana yerleşim dağılımı olarak 11. Kat, 6.kat ve Bodrum 2 katlarında toplamda 117 adet Klima santrali mevcuttur. Klima santralleri ısıtma ve soğutma serpantin hatlarının dönüş bölümlerinde akıllı vana motorları mevcuttur. Akıllı motorlar kullanılan balans ve kontrol vanaları anlık debiyi yüksek doğrulukta bilmektedir. Dijital motora vereceğiniz kumanda sinyalini 1/1000 kontrol oranında vanaya aktarabilmektedir. Bu özellik kontrol hassasiyetini arttırmakta ve hataları en aza indirmektedir.

Terminal ünite (ısı aktarıcı) öncesi ve sonrasına eklenecek iki sıcaklık hissedicisi motora bağlandığında akan enerjiyi hesaplayabilmektedir.

Bu özellikler ile beraber terminal üniteyi zondaki gereksinime göre kapasite kontrolü yaparak çalıştırılıyor. Terminal ünite çıkış su sıcaklığını tasarım sıcaklığını sağlayacak şekilde yönetiyoruz.

Üfleme ve/veya dönüş sıcaklık kontrolünden çıkan döngü batarya çıkış su sıcaklığını tasarım sıcaklığına getirmek üzere çalışıp, sürekli kısma giderek enerji verimliliği sağlamayı hedefliyoruz.



Aşağıdaki değerler tesisteki kullanılan cihazların standart kullanımındaki yıllık kWh tüketimi ve yapılan analizler sonucunda bu değerden elde edilecek potansiyel tasarruf miktarı ve yüzdesel oranı gösterilmiştir.

Standart Kullanım (kWh/yıl)	Potansiyel Tasarruf (kWh/yıl)	Tasarruf Oranı (kWh/yıl)
217.406	15.000	6,90%

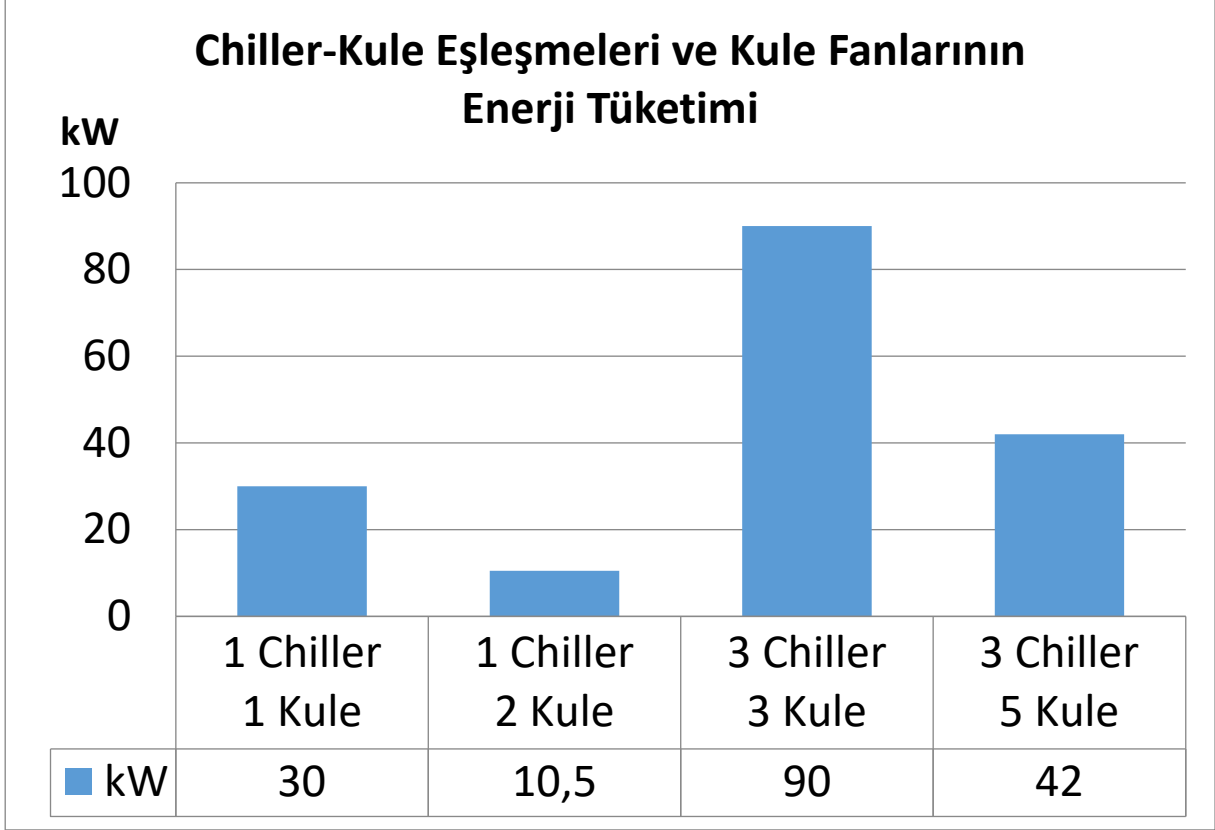
#### 4-Soğutma Kuleleri Sıralı Çalıştırma

Ana binanın yanında bulunan teknik merkez 3. katında 5 adet Kapalı Soğutma Kulesi, 5 adet Açık Soğutma Kulesi mevcuttur. Soğutma kulleri kontrol panosu aynı katta bulunan elektrik odasındadır. Kule hatlarının çıkışlarında her biri için ayrı sıcak ölçümleri yapılmıştır. Bu ölçümler kule panolarında toplanmıştır. Bu bölümdeki bilgiler kule panosundan entegrasyon ile alınmıştır. Soğutma Kuleleri kademeli olarak devreye girecek şekilde otomasyon senaryosu belirlenmiştir. ABS çalışırken Açık Kuleler de aynı zamanda çalıştırılmaktadır. Devrede olan Chiller Gruplarına göre devreye kuleler devreye girmektedir. Soğutma Kulelerinin fanları kule çıkış sıcaklığına göre devrini ayarlamaktadır. Kule kontrol sistemi, çalışan makina sayısına göre ihtiyaç duyulacak miktardaki kondenser soğutma suyunu; toplam verim esasına göre ve yaş termometre sıcaklığına göre değişken sıcaklıkta üretmek üzere çalıştırılmaktadır.

Soğutma Kuleleri girişlerinde bulunan motorlu vanalar, öncelikli olarak her bir soğutma grubunun debisini karşılayacak şekilde devreye alınmaktadır. İkinci olarak kule dönüş kollektörü sıcaklığı sonucuna göre devreye alınmaktadır. Örneğin 2 Soğutma grubu için, 1 Soğutma Kulesi devrede olduğu halde çok sıcak günlerde kule dönüş suyu sıcaklığında ölçülen sıcaklık istenen değerden yüksekse diğer kuleler istenen sıcaklık yakalanana kadar sırasıyla devreye girmektedir.

Aktif olan Chiller sayısına göre devreye girecek kule miktarı ve buna eşdeğer olan tüketim miktarları aşağıdaki tabloda gösterilmiştir.



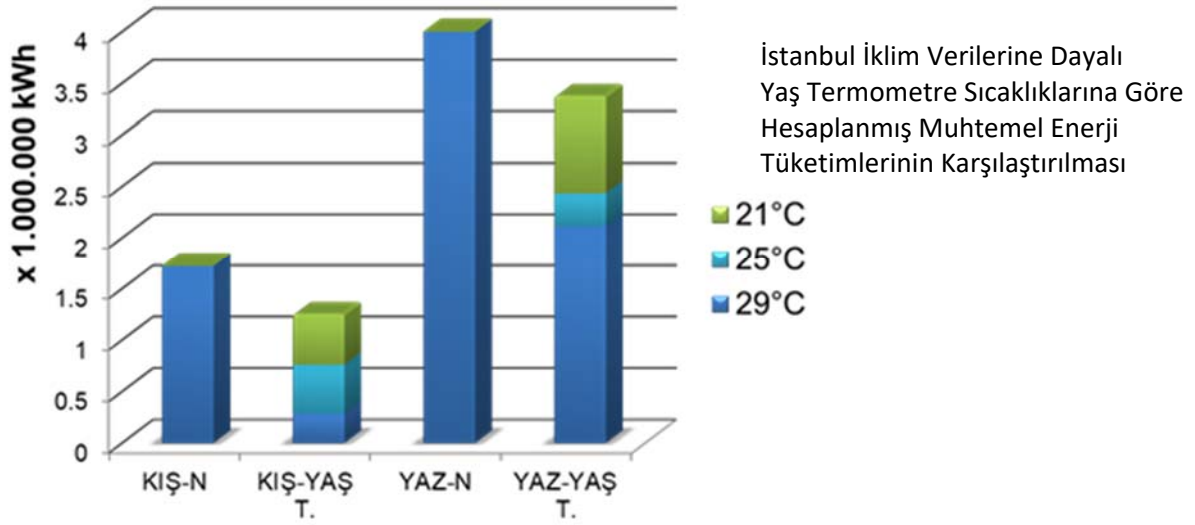


Aşağıdaki değerler tesisteki kullanılan cihazların standart kullanımındaki yıllık kWh tüketimi ve yapılan analizler sonucunda bu değerden elde edilecek potansiyel tasarruf miktarı ve yüzdesel oranı gösterilmiştir.

Standart Kullanım (kWh/yıl)	Potansiyel Tasarruf (kWh/yıl)	Tasarruf Oranı (kWh/yıl)
783.900	400.000	51,03%

#### 5- Soğutma Grubu Optimum Su Giriş Sıcaklığı

Sistemin ihtiyacı olan soğuk 6°C suyu üretmek için evaporatör tarafında 12°C gelen sudan ısı çekerek üretimini sağlayan ünitelerdir. Sistem tasarımı kondenser giriş sıcaklığı 29 °C olarak tasarlanmıştır. Soğutma makinalarının verimi düşük giriş su sıcaklıklarında artmaktadır. Makinaların bu özelliği kullanılarak sistem toplam veriminin artırılması hedeflenmiştir. Soğutma kuleleri çıkış sıcaklığı ayar değeri anlık yaş termometre sıcaklığına göre belirlenecektir.



Aşağıdaki değerler tesisteki kullanılan cihazların standart kullanımındaki yıllık kWh tüketimi ve yapılan analizler sonucunda bu değerden elde edilecek potansiyel tasarruf miktarı ve yüzdesel oranı gösterilmiştir.

Standart Kullanım (kWh/yıl)	Potansiyel Tasarruf (kWh/yıl)	Tasarruf Oranı (kWh/yıl)
5.738.166	770.000	13,41%

### 6-Soğutma Grubu talebe göre debi kontrolü

Cihazların dizayn koşulları %100 Kapasitede 6°C Delta T, 110,5lt/sn ve 84,1kPA Delta P değerlerine göre dizayn edilmiştir. Değişken debi uygulanmak istenmesi halinde emniyet sınırları içerisinde limitlenmesi gerekmektedir. Örnekleme gerekirse değişken debi alt sınırı %100 kapasitede 8°C Delta T, 82,5lt/sn ve 41,8kPA her şartta alt limit olmalıdır.

Yani pompanın minimum çalışma debisi evaporatörde 41,8kPA Delta P değerinin sağlandığı değer olmalıdır. İkinci referans ise evaporatör giriş-çıkış sıcaklık farkı değerinin 6°C Delta T sağlanması olmalıdır. Chiller %100 kapasitede çalışırken 6°C Delta T sağlamak için pompa hızını yükselterek evaporatörde 84,1kPA Delta P sağlayacak kadar debiyi sirküle edecektir. Chiller yük boşaltmaya başladığında su debisi sabit kalması durumunda Delta T değeri yavaş yavaş 6°C nin altına düşecektir ve bu noktada pompa 6°C Delta T değerini sağlamak için hızını ve debiyi düşürerek Delta T yi daima 6°C de tutmaya çalışacaktır. Bu regülasyon minimum debi değeri olan 82,5lt/sn debi ve 41,8kPA Delta P değerine gelene kadar devam edecektir ve bunun altında bir değere düşürülmeyecektir ve bu noktadan sonra Delta T değerinin kaçça düştüğüne de bakılmamalıdır.

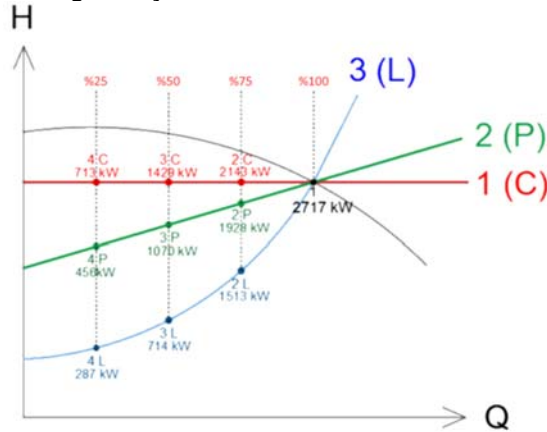
Full Load	Capacity (kW)	Percent Load (%)	Evap Flow (l/s)	Evap LWT (°C)	Cond Flow (l/s)	Cond EWT (°C)	Efficiency (COP)
506,85	2780	100.0	110.45	6.00	129.67	29.00	5,4849
419,24	2502	90.00	99.41	6.00	116.70	29.00	5,9679
367,41	2224	80.00	88.36	6.00	103.73	29.00	6,0532
328,48	1946	70.00	77.31	6.00	90.76	29.00	5,9242
286,84	1668	60.00	66.27	6.00	77.80	29.00	5,8151
256,26	1390	50.00	55.22	6.00	64.83	29.00	5,4241
223,45	1112	40.00	44.18	6.00	51.86	29.00	4,9765
180,27	834	30.00	33.14	6.00	51.86	29.00	4,6263
135,00	556	20.00	33.14	6.00	51.86	29.00	4,1184
81,04	278	10.00	33.14	6.00	51.86	29.00	3,4304

Aşağıdaki değerler tesisteki kullanılan cihazların standart kullanımındaki yıllık kWh tüketimi ve yapılan analizler sonucunda bu değerden elde edilecek potansiyel tasarruf miktarı ve yüzdesel oranı gösterilmiştir.

Standart Kullanım (kWh/yıl)	Potansiyel Tasarruf (kWh/yıl)	Tasarruf Oranı (kWh/yıl)
976.800	500.000	51,18%

## 7-Soğutma Hattı Parabolik Pompa Kontrolü

Ana bina 2. Bodrumdaki soğutma merkezinde bulunan, sistem gidiş ve dönüş hattındaki pompalar parabolik olarak kontrol edilmiştir. Bu pompalar grup şeklinde çalışmaktadır. Herbir grubun kendine ait panosu mevcuttur. Tasarlanan devredeki pompa gruplarında hat üzerinde fark basınç ölçümü yapıp, herbir panonun bilgisi kendine ait olan panosuna gelmektedir. Bu bilgiler, tasarlanan otomasyon sistemine taşınıp, kullanarak pompaların etkin bir şekilde kullanımı sağlanmıştır. Pompa kapasitelerinin çalışma yüzdelerine göre verimlilik değerleride değişmektedir. Yapılan çalışmada bu yüzdelik oranlarda kullanılarak kontrol sağlanmıştır.



Aşağıdaki değerler tesisteki kullanılan cihazların standart kullanımındaki yıllık kWh tüketimi ve yapılan analizler sonucunda bu değerden elde edilecek potansiyel tasarruf miktarı ve yüzdesel oranı gösterilmiştir.

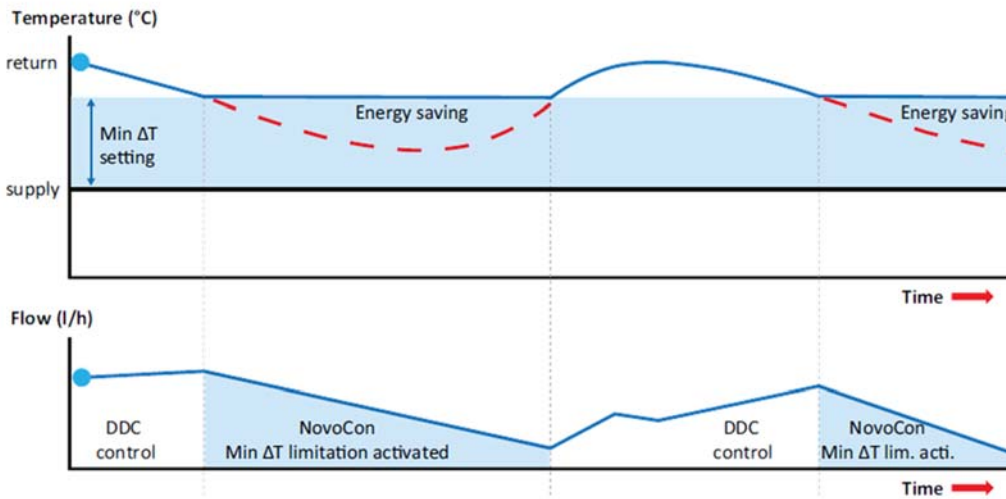
Standart Kullanım (kWh/yıl)	Potansiyel Tasarruf (kWh/yıl)	Tasarruf Oranı (kWh/yıl)
1.089.754	200.000	18,35%

### 9-Isıtma tarafı akıllı vana ile Klima Santralleri enerji optimizasyonu

Tesiste ana yerleşim dağılımı olarak 11. Kat, 6.kat ve Bodrum 2 katlarında toplamda 117 adet Klima santrali mevcuttur. Klima santralleri ısıtma ve soğutma serpantin hatlarının dönüş bölümlerinde akıllı vana motorları mevcuttur.

Akıllı motorlar kullanılan balans ve kontrol vanaları anlık debiyi yüksek doğrulukta bilmektedir. Dijital motora vereceğiniz kumanda sinyalini 1/1000 kontrol oranında vanaya aktarabilmektedir. Bu özellik kontrol hassasiyetini arttırmakta ve hataları en aza indirmektedir. Terminal ünite (ısı aktarıcı) öncesi ve sonrasına eklenecek iki sıcaklık hissedicisi motora bağlandığında akan enerjiyi hesaplayabilmektedir. Bu özellikler ile beraber terminal üniteyi zondaki gereksinime göre kapasite kontrolü yaparak çalıştırılıyor. Terminal ünite çıkış su sıcaklığını tasarım sıcaklığını sağlayacak şekilde yönetiyoruz.

Üfleme ve/veya dönüş sıcaklık kontrolünden çıkan döngü batarya çıkış su sıcaklığını tasarım sıcaklığına getirmek üzere çalışıp, sürekli kısma giderek enerji verimliliği sağlamayı hedefliyoruz.



Aşağıdaki değerler tesisteki kullanılan cihazların standart kullanımındaki yıllık kWh tüketimi ve yapılan analizler sonucunda bu değerden elde edilecek potansiyel tasarruf miktarı ve yüzdesel oranı gösterilmiştir.

Standart Kullanım (kWh/yıl)	Potansiyel Tasarruf (kWh/yıl)	Tasarruf Oranı (kWh/yıl)
850.008	70.000	8,24%

### 10-Klima Santralleri Tasarım Debisine Göre Çalıştırma

Klima santralleri üzerindeki aspiratör ve vantratörler cihazları frekans konvertörüdür. Bu cihazların üzerinden ölçüm yapabilmek için fark basınç transmitleri eklenmiştir. Bütün klima santralleri için fan debileri ölçülerek tasarım set değerine set edilmiştir. Tasarım debisinde gerçekleşen basma yüksekliğine göre çalıştırılmıştır. Cihazların kendine ait olan frekans konvertörünü spesifik değerlerde ayarlanabilir ve farklı durumlara karşı otomatik frekans değişimi yapılabilir halde ayarlanmıştır.

GERÇEK ÜNİTE/TEST KABİNİ MEKANİK DEĞERLERİ					KASA/ÇERÇEVE			SFP		
Gövde Mukavemeti	Gövde Hava Kaçağı	Filtre Baypas Kaçağı	Isı Transfer Değeri	Isıl Köprüleme Değeri	Panel Kalınlık	Kategori		SFP (kW/(m <sup>3</sup> /s))		
D1	L1	F9	T2	TB2	60 mm	SFP1	<0.5			
					Cihaz Spesifik Fan Gücü (kW/(m <sup>3</sup> /s))	İzolasyon				
					3,67	60 mm Rock wool 70 kg/m <sup>3</sup>				
					Cihaz Spesifik Fan Gücü toplamı fan elektrik gücü ve temiz filtre değerine göre hesaplanmıştır.	İç Saç	Galvaniz - 1 mm			
Fan var ise seçimi yapıp hava koşullarına göre yapılmıştır.					Taban Sacı	Stainless Steel 304 - 1.0 mm				
HAVADA YAYILAN SES GÜCÜ SEVİYESİ					Diş Saç	Painted Galvanized SM - 0.9 mm				
125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 KHz	2 KHz	4 KHz	8 KHz	A			
76	73	62	63	58	54	42	69			
					Kaide	BASE 120 MM				
					Profile	PROFIL - THERMAL BREAK 60 - Etkesali				
									SFP3	0.75-1.25
									SFP4	1.25-2.0
									SFP5	2.0-3.0
									SFP6	3.0-4.5
									SFP7	>4.5

Aşağıdaki değerler tesisteki kullanılan cihazların standart kullanımındaki yıllık kWh tüketimi ve yapılan analizler sonucunda bu değerden elde edilecek potansiyel tasarruf miktarı ve yüzdesel oranı gösterilmiştir.

Standart Kullanım (kWh/yıl)	Potansiyel Tasarruf (kWh/yıl)	Tasarruf Oranı (kWh/yıl)
15.972.940	2.300.000	14,4%

### 11-FCU Akıllı Termostat ile Kontrolü

Ana bina içerisinde 2742 adet Fan coil bulunmaktadır. Bu sistemde gizli ve kaset tipi olmak üzere iki tip fancoil mevcuttur. Gizli tipler 10. 9. 8. 7. Katlarda bulunan hasta yatak odalarında bulunmaktadır. Kaset tipi ise binanın diğer katlarında, koridor ve odalarda bulunmaktadır. Sistem çözümünde gizli ve kaset tipi için farklı yöntemlerle çözümler bulunmuştur. Gizli tip çözümü termostat ile sağlanıp, bu termostatlar arasında haberleşme hattıyla sistem networküne aktarılmıştır. Kaset tipleri ise, bu tipe özel çalışma senaryolarına göre çalışabileceği özel kart tasarımı yapılmıştır. Bu kart drenaj pompasının belirlenen senaryoya göre çalışmasını, air swinglerin kontrollerinin sağlanması, fan devirlerinin ayarlanması gibi farklı özellikleri tek merkezden yapılabilmesi sağlıyor. Bu çözümde de gizli tiplerde de olduğu gibi haberleşme hattıyla tüm sistem, bina networküne aktarılmıştır.

Bu altyapıyı kullanarak yaptığımız çözüm, fancoil ünitelerinin kullanım dışında unutulmuş açık kalmasını, mesai saati içinde gereğinden yüksek devirde çalıştırılmasını engellemektedir. Ayrıca yaptığımız 2 derecelik marjinlerle enerji tüketiminde tasarruf sağlıyoruz.

Aşağıdaki bu yaptığımız çözümlerin, yaptığımız analizler sonucunda hedeflenen ve beklenen enerji tasarruf miktarları yazılmıştır;

- 1- Fan coil ünitelerinin kullanım dışında unutulmuş açık kalmasıyla oluşan kayıp enerji;  
Yıllık enerji kaybı = 242.263 kWh
- 2- Fan coil ünitelerin mesai saati içinde gereğinden yüksek devirde çalıştırılmasından oluşan kayıp enerji;  
Yıllık enerji kaybı = 566.185 kWh
- 3- Fan coil ünitelerin mesai saati içinde 2°C düşük veya yüksek ayar değerine ayarlanması durumunda oluşan kayıp enerji;  
Yıllık enerji kaybı = 1.099.672 kWh

## SONUÇ

Hastane uygulamasında, çalışma senaryolarının birbirleri arasındaki koordinasyonu sağlanarak ve kullanılan ekipmanların kendi disiplini içinde tasarıma göre devreye alınmadan önce ve devreye alındıktan sonra harcaması öngörülen enerji tüketimleri detaylı analiz edilmiştir. Bu trijenerasyon

sisteminde bulunan Soğutma Grupları, Absorpsiyonlu Soğutma Grupları, Açık ve Kapalı Tip Soğutma Kuleleri, Klima Santralleri, Isıtma ve Soğutma Sirkülasyon Pompaları, Fan-Coil Sistemleri ana başlıkları ele alınarak bu hastanede mevcut kurulu gücün talep edilen ihtiyaca göre senaryoların optimizasyonu yapılarak çalıştırılması halinde mevcut durumla karşılaştırılarak Otomasyon Sisteminin bütün sisteme entegrasyonu ile elde edilebilecek enerji tasarruf potansiyeli açığa çıkarılmıştır. Yapılan çalışmalarla, enerji etkin kullanım yöntemleri belirleyerek ve bunları uygulayarak sistemin daha verimli, ihtiyaca göre çalışması sağlanabilir. Yukarıda belirtilen, çözüm ve yöntemlerle hastane genelinde;

#### KAZANÇLAR TOPLAMI

ISITMA	= 469.000	kW
SOĞUTMA	= 2.028.000	kW
HAVALANDIRMA	= 3.658.284	kW
-----		
Toplam Tasarruf Edilen Enerji	= 6.155.284	kW

Toplamda tasarruf edilen enerji öngörülmüştür. Bu değerler gerçek verilerle desteklenmek üzere hala izlenmektedir.

#### ÖZGEÇMİŞ

##### **Ozan Serhat YÜCE**

1981 yılı Sivas doğumludur. 2004 yılında Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünü bitirmiş ve sonrasında 2008 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Yüksek Mühendisliği Yüksek Lisansını, 2018 yılında ise İstanbul Medeniyet Üniversitesi İşletme Anabilim Dalı İşletme Yüksek Lisansını tamamlamıştır. 2004 mezuniyeti ile başladığı mühendislik hayatında muhtelif sektörlerde; endüstriyel otomasyon, robotik, imalat otomasyonları ve benzeri alanlarda çalıştıktan sonra; 2011 yılı itibarıyla On Otomasyon Sistemleri'nde görev almaya başlamıştır. Halen On Otomasyon Sistemleri bünyesinde çalışma hayatına devam etmektedir.

##### **Artuğ FENERCİOĞLU**

1972 yılı Isparta doğumludur. 1990 Ankara Fen Lisesi ardından İTÜ Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, Sistem Dinamiği ve Kontrol Dalından 1994 yılında mezun olmuştur. 1995 yılında Otomatik kontrol sistemleri tasarım, satış ve kurulumu yapan bir firmada çalışmaya başlamıştır. 2006 yılında yine aynı alanda çalışmak üzere kurulan, kurucu ortağı olduğu On Otomasyon Sistemlerinde halen çalışmaktadır. On Otomasyon, 2012 yılında kontrol paneli üretmek üzere üretime başlamıştır. Çalışma alanında edindiği bilgi, birikimi ve tecrübeyi yeni ürünler üretmeye aktararak faaliyetine devam etmektedir.

# ÖRNEK BİR HASTANE BİNASINDA ENERJİ TÜKETİM DEĞERLERİNİN HESAPLANMASI

*Calculation of Energy Consumption Values in a Sample Hospital Building*

**Aslı Tarakcioğlu Başeğmez  
Galip Temir**

## ÖZET

Bu çalışmada, örnek bir hastane binasında aylık enerji tüketim değerleri hesaplanmış ve benzer bir hastanenin gerçek enerji tüketim değerleriyle karşılaştırılmıştır. Yapılan çalışmada, hastane tesisat sistemleri konusundaki başta ASHRAE standartları olmak üzere, DIN ve Türk standartları özet olarak verilmiştir. Örnek hastane binası, 351 yatak ve 12 ameliyathane kapasiteli, 72.000 m<sup>2</sup> şartlandırılan, 24.000 m<sup>2</sup> şartlandırılmayan, toplam 96.000 m<sup>2</sup> alandan oluşacak şekilde tasarlanmıştır. Her bir katı 100x80 m ölçülerinde olan, 12 katlı dikdörtgenler prizması boyutlarında kurgulanmış örnek bina, çizim programı kullanılarak üç boyutlu olarak modellenmiştir. Isı yalıtım hesabına uygun olarak yapı elemanları tipleri belirlenmiş ve pencere, dış kapı gibi açıklıklar boyutlandırılmıştır. Bina, işlevlerine göre 14 tip şartlandırılan bölüme ayrılmış, bölümlerdeki kişi sayıları, cihaz yükleri ve çalışma programları sisteme girilmiştir. Kapasite hesabı için örnek hastanenin ısıtma ve soğutma yükleri kW; bina aylık enerji tüketimleri kWh/ay cinsinden hesaplanmıştır. Sonuç olarak, örnek hastanenin enerji tüketim değerleri, doğal gaz ve elektrik için aylık ve yıllık olarak tespit edilmiş ve benzer bir hastane ile karşılaştırılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Hastane tesisatı, Hastane şartlandırılması, Enerji tüketimi, Bina enerji modellemesi, Bina enerji simülasyonu.

## ABSTRACT

In this study, monthly energy consumption in a sample hospital building was calculated and compared with the actual energy consumption values of a similar hospital. In the study, the DIN and Turkish standards, especially the ASHRAE standards on hospital installation systems, were given as a summary. A sample hospital building was designed to consist of a total area of 96.000 m<sup>2</sup>, with a capacity of 351 beds and 12 operating rooms, 72.000 m<sup>2</sup> conditioned and 24.000 m<sup>2</sup> unconditioned spaces. The sample building, which was designed as a rectangular prism with 12 floors, each floor measuring 100x80 m, was modeled in three dimensions using the drawing program. Types of building elements were defined in accordance with the thermal insulation calculation, and openings such as windows and exterior doors were also dimensioned. The building was divided into 14 conditioned zones according to their functions; the occupancy schedule, the devices with their power, and the working schedules were identified in the system. For the capacity calculation, the heating and cooling loads of the sample hospital were calculated in kW; the monthly energy consumption of the building was calculated in kWh/month. As a result, the energy consumption values of the sample hospital for natural gas and electricity were determined monthly and annually and compared with a similar hospital.

**Key Words:** Hospital utilities, Hospital conditioning, Energy consumption, Building energy modeling, Building energy simulation.



## 1. GİRİŞ

Hastaneler, özel kriterlerde 7 gün 24 saat sağlık hizmeti veren yapılar olmaları sebebiyle, hem ısıtma, havalandırma, iklimlendirme (HVAC) hem de enerji verimliliği açısından önem arz etmektedir. Hastane tasarımında, ameliyathanelerin yanı sıra yoğun bakımlar, hasta yatak odaları gibi diğer birçok bölümde, farklı ve özel tasarım kriterlerine sahiptir.

Ameliyathaneler için yüksek filtreleme ihtiyacı ve bitişik alanlar arasındaki basınç farkı ilişkileri, birçok tasarım sorunlarından sadece birkaç tanesi olup, sağlık hizmetleri tesislerindeki HVAC sistemlerinin işlevselliği ve uygun tasarımı için kritik konulardır [1].

Tipik Sağlık hizmetleri tesislerinin yıllık enerji maliyetinin %36 ile %46 arası, HVAC sistemlerinin çalışmasıyla ilişkilidir. Buna, havalandırma fanı enerjisi, dış havanın soğutulması ve neminin alınması, dış havanın ısıtılması ve nemlendirilmesi dahil olup alan konforunu korumak için gerekli olan termal karıştırmayı ve ilave ısıtmayı da kapsar. Bu nedenle yeni HVAC sistemlerin tasarımında enerji tasarrufu stratejilerinin kullanılması özellikle önemlidir [1].

Hastanelerde, HVAC sistemlerinin yanı sıra birçok üst yapı tipine nispeten yüksek olan ekipman yüklerinin bulunması ve 7 gün 24 saat sağlık hizmeti verildiği göz önünde bulundurulduğunda, henüz tasarım aşamasında bina enerji simülasyonu yapılarak enerji tüketim değerleri ve maliyetlerinin hesaplanması, bu hesaplar çerçevesinde tasarımın şekillendirilmesi, enerji verimliliği ve enerji ekonomisi açısından ülkemize katkı sağlayacaktır.

## 2. HASTANE TESİSATI TASARIM PARAMETRELERİ VE STANDARTLARININ KARŞILAŞTIRILMASI

İç alan tasarım koşulları, binanın işletilmesi için gereken koşullardır. Koşullar, tasarımın ilk zamanlarında tasarım kriteri olarak düzenlenir; sayısal olarak hazırlanmaz, ancak binanın her alanının kullanım ihtiyaçlarına göre hazırlanır. İç alan tasarım koşullarındaki zamana göre varyasyonlar, ayrı alanların çalışma programına göre de hazırlanabilir [1].

Ülkemizde hastane HVAC tesisatı tasarımında, en çok kullanılmakta olan standart ve kılavuzlar şunlardır;

1. T.C. Sağlık Bakanlığı, "Türkiye Sağlık Yapıları Asgari Tasarım Standartları Kılavuzu" [2],
2. T.C. Sağlık Bakanlığı, "Mevcut ve Yeni Yapılacak Sağlık Tesislerinde Uyulması Gereken Asgari Teknik Standartlar Genelgesi" [3],
3. ASHRAE HVAC Design Manual for Hospitals and Clinics, "Hastane ve Klinikler için HVAC Tasarım Kılavuzu" [1],
4. ANSI/ASHRAE/ASHE Standard 170 Ventilation of Health Care Facilities, Sağlık Tesislerinin Havalandırılması Standardı [4],
5. Alman Standardı DIN 1946 – 4 Bölüm 4: "Hastanelerde Havalandırma ve İklimlendirme Tesisatları Tekniği" [5],

Bu çalışmada, hastane tesisatı tasarımında mahaller bazında farklılık gösteren kritik parametreler, ilgili standartların güncel yayınları arasında karşılaştırılmıştır. Aşağıdaki tabloda tasarım sıcaklığı, bağıl nem, yan mahaller ile basınç ilişkisi, minimum dış hava miktarı parametreleri mahal bazında özetlenmiştir:

**Tablo 1.** Standart ve kılavuzlarda verilen tasarım değerlerinin mahaller bazında karşılaştırma tablosu [2], [4], [5].

Mahaller	Tasarım Sıcaklığı °C			Bağıl Nem %			Yan mahaller ile basınç ilişkisi			Minimum Dış Hava Değişim Sayısı/Miktarı		
	Ashrae 170-2021 Tablo 7.1	DIN 1946-4:2018-06	Türkiye Sağlık Yapıları asgari tasarım standartları 2010 yılı klavuzu	Ashrae 170-2021 Tablo 7.1	DIN 1946-4:2018-06	Türkiye Sağlık Yapıları asgari tasarım standartları 2010 yılı klavuzu	Ashrae 170-2021 Tablo 7.1	DIN 1946-4:2018-06	Türkiye Sağlık Yapıları asgari tasarım standartları 2010 yılı klavuzu	Ashrae 170-2021 Tablo 7.1	DIN 1946-4:2018-06	Türkiye Sağlık Yapıları asgari tasarım standartları 2010 yılı klavuzu
Hasta Yatak Odaları	21-24	-	21-24	Max 60	-	30-60	KY	-	KY	2 değişim	-	2 değişim
Poliklinik	21-24	22-26	21-24	Max 60	-	30-60	KY	-	KY	2 değişim	40 m <sup>3</sup> /saat kişi başı	KY
Doğumhane (LDR)	21-24	22-26	20-23	Max 60	-	30-60	KY	-	KY	2 değişim	40 m <sup>3</sup> /saat kişi başı	3 değişim
Laboratuvar	21-24	-	21-24	KY	-	30-60	Negatif	-	Negatif	2 değişim	-	2 değişim
Görüntüleme	22-26	22-26	21-24	Max 60	-	30-60	KY	-	KY	2 değişim	40 m <sup>3</sup> /saat kişi başı	KY
Acil Servis (tedavi alanı)	21-24	22-26	21-24	Max 60	-	30-60	KY	-	KY	2 değişim	40 m <sup>3</sup> /saat kişi başı	2 değişim
Ameliyathane	20-24	19-26	20-23	20-60	30-65	30-60	Pozitif	Pozitif	Pozitif	4 değişim	1200 m <sup>3</sup> /saat ameliyathane başına	3 değişim
Yoğun Bakım	21-24	22-26	21-24	30-60	30-65	30-60	KY	-	Pozitif	2 değişim	40 m <sup>3</sup> /saat kişi başı yada 100 m <sup>3</sup> /h hasta başı	2 değişim
Yemekhane	-	-	24	-	-	KY	-	-	KY	-	-	2 değişim
Mutfak	22-26	-	26	KY	-	-	KY	-	KY	2 değişim	-	KY
Çamaşırhane	KY	-	26	KY	-	KY	Negatif	-	KY	2 değişim	-	2 değişim

KY: Kısıtlama yoktur

-: Tanımlanmamıştır

Tabloda bulunan mahallerden bazıları kendi içinde de sınıflara ayrılmaktadır. Bu mahaller içinde genel olan alanlara ait veriler tabloda paylaşılmıştır.

### 3. ÖRNEK HASTANE BİNASI TASARIMI VE HESAPLAMALAR

#### 3.1. Tasarım ve Isı Yalıtım Hesabı

Bu çalışmada, bina enerji simülasyonu için ilk olarak, İstanbul'da örnek bir hastane binası tasarlanmıştır. Örnek hastane, T.C. Sağlık Bakanlığı İnşaat ve Onarım Dairesi Başkanlığı tarafından 2012 yılında yayınlanan Mevcut ve Yeni Yapılacak Sağlık Tesislerinde Uyulması Gereken Asgari Teknik Standartlar Genelgesi [2] ve Türkiye Sağlık Yapıları Asgari Tasarım Standartları 2010 Yılı Kılavuzu [1] içeriğinde bulunan genel kabuller açısından baz alınarak, 351 yatak (150 çift kişilik ve 51 tek kişilik hasta yatak odası), 12 ameliyathane kapasiteli, 72.000 m<sup>2</sup> şartlandırılan (9 kat), 24.000 m<sup>2</sup> şartlandırılmayan (3 kat), toplam alanı 96.000 m<sup>2</sup> olan bir bina olarak kurgulanmıştır. Her bir katı 100x80 m ölçülerinde olan, hastane binası 12 katlı dikdörtgenler prizması boyutlarındadır. Örnek bina, çizim programı kullanılarak, aşağıdaki gibi üç boyutlu olarak modellenmiştir:



Şekil 1. Örnek Hastane Binası Üç Boyutlu Modeli

İlgili genelgeden önce, çoğunlukla hastane binasının bodrum katında yer alan; kazan dairesi, trafo ve jeneratör odaları, ana transfer panosu, basınçlı tank ve yakıt tankları, tıbbi gaz odaları da, örnek hastanede genelgeye istinaden hastane bahçesi içerisinde (ön ve yan girişleri önlemeyecek biçimde, binaya en az 20m uzaklıkta) tek katlı ayrı bir bina içerisinde planlanmıştır.

Dış kabuğu tasarlanan örnek hastane binasının, iç mahallerinin tasarımı; mahallerin sınıflandırılması, mahallerin yerleşimi (kat içindeki yerleşimi ve birbirlerine göre konumları), mahallerin alanları için de yine ilgili Sağlık Bakanlığı kılavuz ve genelgesi baz alınmıştır. Fonksiyon ve içerik anlamında bütünlük sağlayan odalar, toplamda tek bir mahal olarak kabul edilmiştir ve bu mahal içinde gerçekte bulunan, nispeten daha az kritik ya da şartlandırılmayan alanlar, mahal tanımında ihmal edilmiştir. Bu yöntemle, örnek hastane binasında, 14 başlık altında, toplam 21 şartlandırılan alan kurgulanmıştır. Katlara göre mahal dağılımları, alanları ve içerikleri aşağıdaki tabloda gösterilmiştir:

**Tablo 2.** Örnek hastane binası için mahaller dağılım tablosu.

Kat	Mahal Adı	Alan (m <sup>2</sup> )	Açıklamalar
6.Kat	601 Hasta Yatak Odaları	3.000	67 Hasta Yatak Odası bulunmaktadır (17 tek kişilik+50 çift kişilik).
6.Kat	602 Koridor ve Diğer	5.000	
5.Kat	501 Hasta Yatak Odaları	3.000	67 Hasta Yatak Odası bulunmaktadır (17 tek kişilik+50 çift kişilik).
5.Kat	502 Koridor ve Diğer	5.000	
4.Kat	401 Hasta Yatak Odaları	3.000	67 Hasta Yatak Odası bulunmaktadır (17 tek kişilik+50 çift kişilik)
4.Kat	402 Koridor ve Diğer	5.000	
3.Kat	301 Poliklinik	3.000	100 Klinik
3.Kat	302 Koridor ve Diğer	5.000	
2.Kat	201 Poliklinik	3.000	100 Klinik
2.Kat	202 Koridor ve Diğer	5.000	
1.Kat	101 Doğumhane	2.500	
1.Kat	102 Laboratuvar	2.500	
1.Kat	103 Görüntüleme	3.000	
Zemin Kat	Z01 Acil Servis	7.000	
Zemin Kat	Z02 Kafe	1.000	
1.Bodrum Kat	B101 Ameliyathaneler	5.000	12 Ameliyathane
1.Bodrum Kat	B102 Yoğun Bakım	3.000	
2.Bodrum Kat	B201 Yemekhane	3.000	
2.Bodrum Kat	B202 Mutfak	1.000	
2.Bodrum Kat	B203 Çamaşırhane	2.000	
2.Bodrum Kat	B204 Personel	2.000	
3.Bodrum Kat	Otopark - Depo - Arşiv - Sığınak - Morg	8.000	Şartlandırılmayan Alanlar - 80 Araç
4.Bodrum Kat	Otopark	8.000	Şartlandırılmayan Alanlar - 160 Araç
5.Bodrum Kat	Otopark	8.000	Şartlandırılmayan Alanlar - 160 Araç

Bina tasarımı kabullerinden sonra, ısı yalıtım hesabına uygun olarak yapı elemanları tipleri belirlenmiş ve pencere, dış kapı gibi açıklıklar/alanlar boyutlandırılmıştır.

“TS 825 Binalarda Isı Yalıtım Kuralları” [6], standardı baz alınarak, örnek hastane binasının, yıllık enerji harcama limitleri içinde kalması gerekliliği ve enerji verimliliği indeksinin B tipi “Enerji Verimli Bina” çıkması hedefiyle hesaplara başlanmıştır. 2.Derece gün bölgesinde bulunan örnek bina hesapları, yoğuşma açısından da irdelenmiş, yoğuşma oluşmaması ve B tipi “Enerji Verimli Bina” sınıfında çıkması hedefi ile yapı kesitlerinde kullanılması planlanan yalıtım tip/kalınlıkları ve diğer yapı elemanları nitelikleri belirlenmiştir.

Tuğla ve betonarme duvarlarda 8 cm taş yünü, toprak temaslı duvarlar ve teras çatıda 10 cm taş yünü yalıtım malzemesi seçilmiştir. Aşağıdaki tabloda ısı yalıtım hesabına esas seçilen, tüm yapı elemanlarının toplam ısı transfer katsayıları özetlenmiştir:

**Tablo 3.** Örnek hastane binası için seçilen yapı elemanlarının toplam ısı iletim katsayıları.

<b>Binadaki Yapı Elemanları</b>	<b>U (W/m<sup>2</sup>K)</b>
Dış Duvar-Tuğla	0,3
Dış Duvar-Betonarme	0,374
İç Duvar-Tuğla	0,389
İç Duvar-Betonarme	0,537
Toprak Temaslı Duvar	0,315
Teras Çatı	0,309
Taban	0,236
Dış Pencere	2,1
Dış Kapı	4

### 3.2. Sistem Seçimleri ve Ekipman Yükleri

Örnek hastanede, bina ısıtma soğutma yüklerini hesaplamak ve bina enerji simülasyonu yapmak için, ASHRAE transfer fonksiyonu ve ısı çekimi yöntemlerini kullanan, saatlik analiz programı (HAP) kullanılmıştır.

Öncelikli olarak, örnek binanın bulunduğu iklim verileri ve tasarım koşulları saatlik analiz programına tanımlanır. İstanbul ili için enlem, boylam koordinatları, rakım değerleri, saat dilimi, yazın kuru ve yağ termometre sıcaklıkları, sırasıyla yazın 33 ve 24 °C, kışın -3 ve -5,7 °C, günlük sıcaklık farkı 10,5°C, atmosferik temizlik katsayısı 1, bina çevresinin yansıtıcılık katsayısı 0,20 ve bina çevresindeki toprağın ısı iletim katsayısı 1,8 W/mK değerleri programa girilmiştir.

Örnek hastane için bir önceki bölümde hesaplanmış olduğumuz yapı elemanları katmanları, kalınlıkları ve değerleri sırasıyla programa girilmiş ve aynı değeri sağlayan ısı iletim sayıları hesaplatılmıştır.

Sonraki aşamada şartlandırılan 21 mahal tek tek tanımlanmıştır. Mahaller tanımlanırken, tasarım esnasında hesaplanmış olan mahal alanı, ortalama tavan yüksekliği, bina ağırlığı, ısı transferi olan yapı elemanları tiplerine göre sisteme girilmiştir. Dış hava miktarları, aydınlatma yükleri, ekipman yükleri, kişi sayıları, işletme programları (aydınlatma, ekipman, kişi sayıları) tespitinde; örnek hastane

binası mimari kabulleri de hesaba katılarak, ASHRAE "Hastane ve Klinikler için HVAC Tasarım Kılavuzu" [1], ASHRAE 170-2021 standardı [4], T.C. Sağlık Bakanlığı ilgili kılavuz [2], genelgesi [3] ve çalışmakta olan gerçek hastanelerin işletmelerinden alınan değerler kullanılmıştır. Tüm bu değerlerin programda mahal kısmına girilmesinden sonra klima santrali ve sistem seçimlerine geçilmiştir.

21 mahal için 21 klima santrali ve sistem seçimi yapılmıştır. Ameliyathane, yoğun bakım ve doğumhane mahallerinde ısıtma soğutma ihtiyaçlarını karşılamak için, hijyenik klima santralleri seçilmiştir. Bu mahaller tüm havalı, ilave ısıtmalı VAV sistem olarak tasarlanmıştır. Bu üç mahal dışındaki 18 mahalde ısıtma soğutma ihtiyaçlarını karşılamak için 4-borulu gizli tavan tipi fancoil cihazları, dış hava ihtiyacı için ise plakalı tip ısı geri kazanımlı, taze hava klima santralleri seçilmiştir.

Sistemleri tanımlarken, yukarıdaki açıklanan mahal bazında sınıflandırmaya göre seçimler yapılmış, ısıtma ve soğutma suyu  $\Delta T$  değerleri sırasıyla, 20 ve 5 °C olacak şekilde sisteme girilmiştir. Toplam hava miktarları, istenen mahal sıcaklıkları ve bağıl nem aralıkları (nemlendirme ve nem alma) için ASHRAE 170-2021 standardı [4] baz alınmıştır. İşletme programları (fan/termostat, taze hava), basınç kayıpları, diğer santral parametreleri tespitinde; örnek hastane binası mimari kabulleri de hesaba katılarak, ASHRAE "Hastane ve Klinikler için HVAC Tasarım Kılavuzu" [1], T.C. Sağlık Bakanlığı ilgili kılavuz [2], genelgesi [3], çalışmakta olan gerçek hastanelerin işletmelerinden ve üreticilerden alınan değerler kullanılmıştır.

Klima santralleri ve sistem seçimleri tamamlandıktan sonra, kullanma sıcak suyu hesaplanmıştır. Örnek hastane binasının ısıtma yükünün tayini için, ekipman sekmesine sistemler ve işletme programı ile kullanma sıcak suyu tanımlanmıştır ve toplam ısıtma yükü, 3167 kW olarak hesaplanmıştır. Isıtma yükünün karşılanması için; 80-60 °C su rejiminde, 2 adet 1900 kW (toplam ısıtma yüküne ilaveten %20 yedek kapasite eklenmiştir) kapasiteli, doğalgaz yakıtlı, yoğuşmalı, %98 verimli, üç geçişli çelik kazanlar seçilmiştir. Üretici firma kataloglarından, seçilen kazanların teknik verileri ekipman sekmesinde tanımlanmıştır.

Örnek hastane binasının soğutma yükünün tayini için, ekipman sekmesine sistemler tanımlanmıştır ve toplam soğutma yükü, 4906 kW olarak hesaplanmıştır. Soğutma yükünün karşılanması için; 7-12 °C su rejiminde, 3 adet 1680 kW kapasiteli, 3,44 kW/kW EER veriminde, hava soğutmalı kondenserli vidalı soğutma grupları seçilmiştir. Üretici firma kataloglarından, seçilen soğutma gruplarının teknik verileri ekipman sekmesinde tanımlanmıştır.

### 3.3. Bina Enerji Simülasyonu ve Enerji Tüketim Değerlerinin Karşılaştırılması

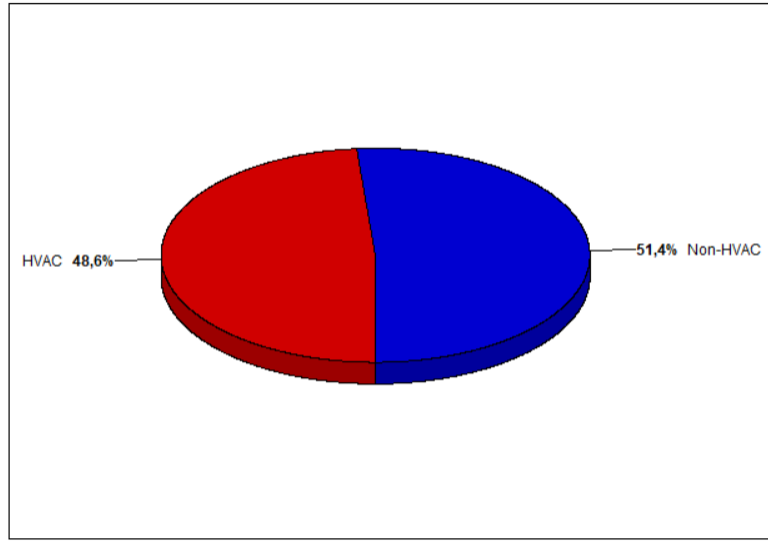
Bina enerji simülasyonu için, programa öncelikle seçmiş olduğumuz HVAC sistem ve ekipmanları tanımlanmıştır. Bina enerji modelinin oluşturulabilmesi için, örnek binanın şartlandırılmayan alanları, şartlandırılan ve şartlandırılmayan tüm alanlardaki HVAC sistemleri haricindeki diğer enerji tüketim kalemleri (asansör, çevre aydınlatma, peyzaj hidroforları, diğer ekipmanlar), bu kalemlere ait pik enerji ya da yakıt tüketim değerleri, bu sistemlere ait çalışma programları hesaplanarak sisteme girilmiştir. Enerji birim fiyatlarının da sisteme tanımlanmasından sonra programa 8760 saatlik simülasyon yaptırılmış ve örnek hastanenin doğal gaz ve elektrik için aylık ve yıllık olarak enerji tüketim değerleri, HVAC ve HVAC harici sistemler için yıllık enerji tüketimleri, enerji maliyetleri tespit edilmiştir.

Örnek Hastane binası için bina enerji simülasyonu sonucunda elde edilen doğal gaz ve elektrik, aylık ve yıllık enerji tüketim değerleri, benzer bir hastanenin 2022 yılına ait gerçek enerji tüketim değerleriyle karşılaştırılmıştır. Simülasyon sonuçlarının deneysel olarak karşılaştırılabilmesi ve değerlendirilebilmesi için, seçmiş olduğumuz gerçek hastane binası da İstanbul'da olup, örnek hastane ile hasta yatak sayısı, ameliyathane sayısı ve alan parametreleri açısından benzer kapasitededir. T.C. Sağlık Bakanlığı İnşaat ve Onarım Dairesi Başkanlığı tarafından 2012 yılında yayınlanan "Mevcut ve Yeni Yapılacak Sağlık Tesislerinde Uyulması Gereken Asgari Teknik Standartlar Genelgesi" [2] ve "Türkiye Sağlık Yapıları Asgari Tasarım Standartları 2010 Yılı Kılavuzu" [1] tamamıyla baz alınarak, projelendirilmiş gerçek hastane binası, ısı iletim katsayıları açısından da "TS 825 Binalarda Isı Yalıtım Kuralları" [6], müsaade edilen sınır değerlerindedir.

Bina enerji simülasyonu sonuçları ve gerçek hastane binası ile yapılan karşılaştırmaların özetlendiği tablo ve grafikler aşağıdadır:

**Tablo 4.** Örnek hastane binasında HVAC ve HVAC harici sistemler için yıllık enerji tüketimleri

HVAC Yıllık Enerji Tüketimi		HVAC Harici Yıllık Enerji Tüketimi	
Elektrik (kWh)	Doğalgaz (kWh)	Elektrik (kWh)	Doğalgaz (kWh)
10.190.322	4.573.515	11.135.282	3.679.228



**Şekil 2.** Örnek hastane binasında HVAC ve HVAC harici sistemler için yıllık enerji maliyetleri oranı

**Tablo 5.** Örnek ve gerçek hastane binaları aylık-yıllık doğal gaz ve elektrik enerji tüketim değerleri karşılaştırılması

Aylar	Örnek Hastane Aylık ve Yıllık Enerji Tüketimleri		Gerçek Hastane Aylık ve Yıllık Enerji Tüketimleri	
	Elektrik (kWh)	Doğalgaz (kWh)	Elektrik (kWh)	Doğalgaz (kWh)
Ocak	1.696.204	962.765	1.545.855	2.042.220
Şubat	1.536.551	987.569	1.364.616	1.737.182
Mart	1.716.296	890.161	1.587.120	2.144.226
Nisan	1.671.574	656.627	1.310.915	1.059.126
Mayıs	1.808.430	561.311	1.368.544	697.228
Haziran	1.837.858	516.026	2.063.194	330.116
Temmuz	2.007.513	532.055	2.301.550	261.861
Ağustos	2.092.526	535.273	2.615.605	240.666
Eylül	1.800.997	520.092	1.869.629	325.839
Ekim	1.780.697	597.502	1.393.974	630.430
Kasım	1.683.958	673.177	1.301.957	876.629
Aralık	1.693.001	820.181	1.404.174	1.377.401
<b>Toplam</b>	<b>21.325.605</b>	<b>8.252.739</b>	<b>20.127.133</b>	<b>11.722.924</b>



## SONUÇ

Örnek Hastanenin yıllık tüketim değerleri, gerçek hastane tüketim değerlerine göre karşılaştırıldığında; elektrik tüketiminde %5,95 daha fazla, doğalgaz tüketiminde ise %29,60 daha az çıkmıştır.

Enerji tüketimindeki temel farkların sebepleri olarak;

Gerçek hastane binası, ısı iletim katsayıları açısından “TS 825 Binalarda Isı Yalıtım Kuralları” ‘na [6] göre müsaade edilen sınır değerlerinde iken örnek hastane binasının B tipi Enerji Verimli Bina sınıfına uygun olarak tasarlanmış ve yapı elemanları ısı iletim katsayılarının büyük çoğunlukla TS 825 sınır değerlerinin yarısı olacak şekilde seçilmiş olması,

Gerçek hastane binasından farklı olarak örnek binada kazanların yoğunlaşmış seçilmiş olması,

Örnek hastane binasında yapmış olduğumuz mimari tasarım kabulleri,

Simülasyon da program tarafından baz alınan dış hava sıcaklıkları ile gerçek iklim koşulları ve hava sıcaklıkları arasındaki farklar düşünülmektedir.

Örnek ve gerçek hastane binaları yıllık doğal gaz ve elektrik enerji tüketim değerlerinden, toplam özgül (spesifik) enerji tüketimleri (kWh/m<sup>2</sup>yıl);

Örnek hastane binası için 308,1 kWh/m<sup>2</sup>yıl

Gerçek hastane binası için ise 318,5 kWh/m<sup>2</sup>yıl olarak hesaplanmıştır.

2020 yılında T.C. Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı tarafından yayınlanan, Kamu Binalarının Enerji Verimli Yenilemesine Yönelik Rehber’ de [7], İstanbul’ da ve 100.000 m<sup>2</sup> alana sahip hastane binası örneği için toplam özgül enerji tüketimleri;

Yalıtımsız durum için, 371 kWh/m<sup>2</sup>yıl

TS825’e uygun durum için, 321 kWh/m<sup>2</sup>yıl

Yüksek Performans (enerji verimliliği açısından) durum için ise 270 kWh/m<sup>2</sup>yıl olarak belirtilmiştir. Toplam özgül enerji tüketimlerinin işlendiği karşılaştırma tablosu aşağıdadır:

**Tablo 6.** Toplam özgül enerji tüketimleri karşılaştırma tablosu.

Toplam Özgül (Spesifik) Enerji Tüketimleri (kWh/m <sup>2</sup> yıl)				
Kamu Binalarının Enerji Verimli Yenilemesine Yönelik Rehber [7], İstanbul ve 100.000 m <sup>2</sup> alana sahip hastane binası örneği			Örnek Hastane Binası	Gerçek Hastane Binası
Yalıtımsız durum	TS825’e uygun durum	Yüksek performans		
371	321	270	308,1	318,5

Gerçek hastane tüketim değerleri ve ilgili rehberde verilen baz tüketim değerlerine göre karşılaştırıldığında,

Enerji verimliliği indeksi B tipi Enerji Verimli Bina olarak tasarladığımız örnek hastane binası enerji simülasyonu, basitleştirilmiş mimari tasarımlarına rağmen, gerçek enerji tüketim değerlerine ve enerji verimliliği sınıfına göre yakın sonuçlar verdiği görülmüştür.

Dünyada sınırlı olan enerji kaynakları, gelişen teknoloji ve artan nüfusla paralel olarak açığa çıkan yoğun enerji ihtiyacı göz önünde bulundurulduğunda, hastaneler gibi yüksek enerji tüketimi olan yapılarda, henüz tasarım aşamasında bina enerji simülasyonu yapılarak enerji tüketim değerleri ve maliyetlerinin hesaplanması, bu hesaplar çerçevesinde tasarımın enerji verimliliğini arttıracak yönde şekillendirilmesi, hem enerji verimliliği, enerji ekonomisi hem de iklim değişikliği ile mücadele açısından ülkemize ciddi katkılar sağlayacaktır.

## KAYNAKLAR

- [1] ASHRAE HVAC Design Manual for Hospitals and Clinics, "Hastane ve Klinikler için HVAC Tasarım Kılavuzu", TMMOB Makina Mühendisleri Odası Yayın No:503, 2009.
- [2] T.C. SAĞLIK BAKANLIĞI İNŞAAT ve ONARIM DAİRESİ BAŞKANLIĞI, "Türkiye Sağlık Yapıları Asgari Tasarım Standartları 2010 Yılı Kılavuzu", Sağlık Bakanlığı Yayın No:800, 2010.
- [3] T.C. SAĞLIK BAKANLIĞI İNŞAAT ve ONARIM DAİRESİ BAŞKANLIĞI, "Mevcut ve Yeni Yapılacak Sağlık Tesislerinde Uygulanması Gereken Asgari Teknik Standartlar Genelgesi", Sağlık Bakanlığı Sayı No:B.10.0.İOD.0.07.00.00-10-6/, 2012.
- [4] ANSI/ASHRAE/ASHE Standard 170-2021 Ventilation of Health Care Facilities, Sağlık Tesislerinin Havalandırılması Standardı,2021 [4],
- [5] Alman Standardı DIN 1946:2018-06 "Hastanelerde Havalandırma ve İklimlendirme Tesisatları Tekniği", 2018 [5],
- [6] TS 825 Binalarda Isı Yalıtım Kuralları, 2013 [6],
- [7] T.C. ÇEVRE, ŞEHİRCİLİK ve İKLİM DEĞİŞİKLİĞİ BAKANLIĞI, "Kamu Binalarının Enerji Verimli Yenilemesine Yönelik Rehber",2020 [7],

## ÖZGEÇMİŞ

### Aslı TARAKCIOĞLU BAŞEĞMEZ

1982 yılı İstanbul doğumludur. 2005 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü Termodinamik ve Isı Tekniği Anabilim Dalı'ndan mezun olmuştur. Yıldız Teknik Üniversitesi aynı bölüm ve anabilim dalında, 2006 yılında yüksek lisans eğitimini tamamlamış ve 2009 yılında doktora eğitimine başlamıştır. Doktora Tez yazım aşamasındadır. 2005 yılında Transklima Ltd. Şti., 2006-2009 yılları arasında Arde Klima A.Ş., 2010-2011 yılları arasında Tokar A.Ş., 2011-2017 yılları arasında Emlak Planlama İnşaat Proje Yönetimi A.Ş., 2018-2022 yılları arasında Turner International firmalarında çalışmıştır. 2022 yılından itibaren Emlak Konut GYO A.Ş.' de Teknik Uzman olarak çalışmaktadır. 2015 yılında Enerji Yöneticisi Sertifikası almıştır.

### Galip TEMİR

1954 yılı Ankara doğumludur. 1978 yılında İDMMA Makine Mühendisliği Bölümünden mezun olmuştur. Aynı bölümden 1980 yılında Yüksek Lisans, 1989 yılında YTÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü'nden Doktor ünvanını almıştır. Aynı yıl YTÜ. Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Termodinamik ve Isı Tekniği Anabilim Dalı'nda Araştırma Görevlisi, 1994-1998 yılları arasında Yardımcı Doçent, 1998-2005 yıllarında Doçent, 2005-2021 yılları arasında yine aynı üniversite ve fakültede Prof. Dr. ünvanları ile görev yapmıştır. 2021 yılında aynı kurumdan emekliliğe ayrılmıştır. Termodinamik, Isı Transferi, Yanma, Buhar Kazanları, Klima, Soğutma ve Isıtma-Havalandırma konularında çalışmaktadır.

# KURUMSAL YAPILARDA ENERJİ VERİMLİ DÖNÜŞÜM VE OKUL ÖRNEĞİ: 'MEKANİK ENERJİ SİSTEM VERİMLİLİĞİ VE TALEP YÖNETİMİ PROJE ÇÖZÜMÜ

*Energy Efficient Transformation In Corporate Structures And School Example: 'Mechanical Energy System Efficiency And Demand Management Project Solution*

**M. Ziya Söğüt**  
**Hamit Mutlu**

## ÖZET

Toplumda ve kurumlarda enerji verimliliği ve bunun çevresel problemleri hakkında belli yönleriyle farkındalık gelişse de, uygulamalarda özellikle fosil yakıtlı sistem verimsizlikleri yeni projelerde de olumsuz etkilerini göstermektedir. Özellikle bina sektöründe %22'lik bir paya sahip olan Kamu ve kurumsal yapıların standart çözüm yaklaşımları, verimsiz sistemler ortaya çıkartırken, işletme verimsizliğiyle birlikte önemli enerji kayıplarına, işletme ve yatırım maliyetlerine yol açmaktadır. Bu çalışma kurumsal yapılarda enerji verimliliğini temel alan bir proje revizyonu olarak görülebilir. Bu kapsamda talep yönetimi dikkate alınarak, etkin ve sürdürülebilir kontrol yönetimi ile birlikte geliştirilen sistem modelinin etkinliği karşılaştırmalı incelenmiştir. Yapılan analizlerde sadece ısı yönetiminde sistem verimliliğinin ortalama %50,9 bir potansiyel sahip olduğu görülmüştür. Yapılacak iyileştirmelerin sadece yakıt tüketiminde ortalama %63'lere varan bir tasarrufu işaret ettiği görülmektedir. Çalışmanın sonunda enerji verimliliği ve yönetiminin kurumsal yapılarda bütüncül bir sistem yaklaşımıyla ilişkisi ve çevresel sürdürülebilirliğin önemi üzerine bir değerlendirme yapılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Gün ışığı, Gün ışığı faktörü, Ofis binaları, Enerji kazanımı, Güneşle ısıtma.

## ABSTRACT

Although awareness about certain aspects of energy efficiency and its environmental problems develops in society and institutions, inefficiencies of the fossil fuel systems in applications show their negative effects also in new projects. While the standard solution approaches of the public and corporate buildings, which have a share of 22% in the building sector, create inefficient systems, they cause significant energy losses, operating and investment costs together with the operating inefficiency. This study can be seen as a project revision based on energy efficiency in corporate structures. In this context, taking into account demand management, the efficiency of the system model developed with effective and sustainable control management was analyzed comparatively. In the analysis made, it was seen that the system efficiency has a potential of 50.9% only in heat management. It is seen that the improvements to be made only indicate a saving of up to 63% in fuel consumption. At the end of the study, an evaluation was made on the relationship of energy efficiency and management with a holistic system approach in corporate structures and the importance of environmental sustainability.

**Key Words:** Daylighting; Daylight factor, Office buildings, Energy saving, Solar heating.

## 1. GİRİŞ

Küresel iklim değişikliğinin neden olduğu temel problem ve sürdürülebilir ekonominin ana girdisi olan fosil yakıt tüketimi tüm disiplinler için yönetilmesi gereken bir indikatör olarak öne çıkmıştır. Dünyada toplam enerji arzının yaklaşık %20'sini, ülkemizde sektörel analizlerde tüketimin yaklaşık %29'unu tüketen bina sektöründe kamu payı önemli bir potansiyel olarak görülmektedir. Günümüzde enerji kaynaklı toplumsal ihtiyaçların ve talebin sürekli arttığı görülmektedir[1,2]. Özellikle enerji teknolojilerinde gelişmelere ve modern hayatın getirdiği kolaylıklara rağmen talep artışı engellenmemektedir ve özellikle fosil kaynaklı tüketim maliyetleri de bundan etkilenmektedir. Bu yönüyle kamu otoritesinin kurumsal stratejilerinde enerji verimliliğini ve yönetimini önceliklendirdiği de dikkat çekmektedir. Nitekim Enerji eylem planında, kurumsal olarak enerji verimliliği ve yönetimin temel hedef stratejilerden biri olarak ortaya çıkmıştır.

İklim değişikliği ile mücadelede ilk adım 1992 yılında gerçekleştirilen Birleşmiş Milletler Rio konferansıdır. Bu konferansta "Mal ve üretim piyasalarının işleyişini iyileştirmek ve bu sektörünün sürdürülebilir kalkınmaya katkısını optimize etmek amacıyla çevresel kaygılar dikkate alınarak ulusal ve uluslararası düzeyde sağlam, uyumlu ve tutarlı üretim politikaları gerçekleştirmek" tanımlanan hedef uluslararası farkındalığın gelişiminde bir başlangıç olarak kabul edilir[3]. Gerçekte uluslararası mücadele süreci 1997 yılında imzalana Kyoto protokolü ile devam etti ve günümüzde Paris anlaşmasıyla devam etmektedir [4]. Tüm bu süreçler toplumsal yapılarda bir mücadele sürecini ve sorumluluğunu tanımlamaktadır. Özellikle kamu otoritesinin tüketim payı ve sorumlulukları dikkate alındığında, kurumsal stratejileri için enerji etkin çözümlerin geliştirilmesi yönünde etkin bir rolü olduğu gerçektir.

Günümüzde bina stokunun yaklaşık %60'ı 2000 yılı öncesi binalardan oluşmaktadır. Kamu binaları çoğunlukla bu tanımlama içinde görülecek yapılardır. Enerji etkin yönetim süreçlerinde bu binaların yapısal problemleri doğrudan tüketim potansiyellerinin önemli nedenidir. Ancak özellikle mekanik sistemlerde tasarım problemleri de bu kapsamda önemli kayıp potansiyellerinden biri olarak görülmelidir. Mevcut yapı özelliklerinde işletme yetenekleri de enerji tüketiminde dikkate alınacak diğer problem alanıdır[5].

Kamu otoritesi özellikle son yıllarda enerji verimliliğini ve yönetimini geliştirecek bazı bütünsel projeleri uygulamaya sokmuştur. Bu projelerde uygulama hedefleri, binalarda mevcut tüketimlerine bağlı olarak önemli kazanımlar sağlayabileceğini göstermektedir. Ancak Enerji yönetimleri için bu yapısal dönüşümde, hedef tanımlama ve sistem tercihlerinde uygulama yapıları çok disiplinli bir tercih olduğu unutulmamalıdır. Temel hedef dönüşümler için kamu otoritesinin yapı örneğine ve içinde bulunduğu iklim bölgesine göre etkin bir model çalışması temel ihtiyaçtır. Bu çalışmada referans alınan okul örneği, kamu bina stoku yönüyle önemli bir potansiyeli göstermektedir. Kamu yapısında dinamik bir bina örneği olarak, enerji yönetim araçlarının etkin kullanımı için bir rol model olabileceği değerlendirilmiştir. Bu kapsamda Bursa'da bir okul modeli talep yönetimi temel alınarak modellenmiş ve mevcut duruma göre kazanımlar irdelenmiştir. Bu yönüyle geliştirilen bu proje öncelikle yerelde okulun enerjisi yönetebilme etkinliğini göstermiştir. Çalışmada enerji yönetimi ve geliştirilen modelin anlatılması, bu proje kapsamında geliştirilen enerji yönetim sistem mimarisi ile birlikte buna bağlı kurumsal modele ilişkin sonuçların değerlendirilmesini kapsamaktadır.

## 2. ENERJİ VERİMLİLİĞİ VE TALEP YÖNETİMİ YAKLAŞIMI

Kamu binaları çok amaçlı ve çok işlevli binalardır. Bunlar arasında okullar ve özellikle kamu bünyesindeki okullar farklı yapı özellikleriyle enerji kullanan yapılardır. Bütünselik yapı özellikli bu yapılar, çoğunlukla bir yerleşke özellikli, hizmet amaçlı binalardır. Bu değer konut özellikli yapılar temel alındığında oldukça yüksektir. Gerçekte yüksek tüketim özelliğine sahip bu talep yönetimi bir süreç ile değerlendirilebilir. Bu tür yapılar için enerji tüketim dağılımları farklı kaynak kullanımı ile birlikte farklı tüketim amaçlarına sahiptir.

Bu yönüyle iklimsel şartlara bağlı olarak ısı talep yönetimi, bu tür binalar için enerji tüketiminin önemli bir bölümüne sahiptir. Bu tür bütünlük yapılarında, özellikle kömür, petrol türevler ve doğal gaz olmak üzere yaklaşık %68'i fosil yakıt kaynaklarına dayandığı görülmektedir. Bu tüketim arzında referans alınan yapılar yönüyle, ısı talep yüklerinin yaklaşık %78 oranında olması, talep yönteminin kaynak tüketiminin etkin kullanımı yönüyle önemli bir potansiyele sahip olduğunu gösterir[6,7]. Ancak Türkiye'de kamu okullarının kaynak tüketimi, kamu kaynaklarıyla sağlanmaktadır ve kaynak olarak doğalgaz ve elektriktir. Bu tür alanlar için ısı talebi, bir merkezi sistem üzerinden, buhar, kızgın sulu veya sıcak sulu sistemlerden sağlanır. Çoğunlukla klasik ısıtma sistemleri ve düşük verimli sistemler olan bu yapılar, çoğunlukla kesikli bir çalışma tercih edilmektedir.

Isı sistem tercihlerinde, günümüzde pek çok teknoloji gelişimi öne çıkmıştır. Özellikle yoğuşma teknolojisi ile birlikte otomasyon ve doğalgaz teknolojileri enerji etkin uygulamalarda önemli avantajlar yaratmıştır. Düşük karbon teknolojileri ile birlikte enerji teknolojilerinde ısı ve elektrik üretimini birlikte gerçekleştiren kombine çevrimli koojenerasyon (ısı-elektrik) santralleri bir başka uygulama olarak değerlendirilebilir. Bu türü bütüncül sistemlerde enerji verimliliği temel alınarak, ısı talep yönetimi bütüncül bir yaklaşımla ele alınmalıdır. Bu yönüyle sistem seçiminden işletme kriterlerine kadar, her aşamanın değerlendirilmesi, binanın pek çok disiplinli bir süreçle ele alınmasına bağlıdır. Bu kapsamda değerlendirilen ısı talep yönetimi süreç metodolojisi Şekil 1'de verilmiştir.



Şekil 1 Isı talep yönetimi süreç metodolojisi

Bu çalışmada referans alınan bütünlük yapı özellikli okul için talep yönetimini temel alan bir saha çalışması hedeflenmiştir. Bu amaçla mevcut bir yerleşke incelenerek, metodolojiye bağlı model çalışması geliştirilmiştir. Bu kapsamda ısı talebi yönüyle mimariden başlayarak bir akış süreci değerlendirilmiştir. Bu süreç sırasıyla, mimari yapı bileşen tercihleri, yakıt seçimi, yakıt tercihinin bağlı sistem performansları, akışkan tercihleri üzerinden sistem bileşenlerine bağlı performans değerlendirmesi incelenmiştir.

### 3. TERMOEKONOMİK ANALİZ

Enerji sistem analizlerinde enerji ve maliyet ilişkisinin ele alındığı analiz yöntemi, enerji verimlilik ve maliyet arasında fonksiyonel bir ilişkidir. Bu kapsamda okulda termal verimlilik elde edilen çıktıya karşılık tüketilen enerji üzerinden ele alınır. Bu kısaca;

$$\eta = \frac{Q_{hedef}}{Q_{giren}} \quad (1)$$

Eşitlik 1'de yer alan  $\eta$  thermal verimi,  $Q_{hedef}$  proje sürecinde hedeflenen net ısı tüketimini,  $Q_{giren}$  sistemde dolaşan akışkana aktarılan yakıt enerjisini ifade etmektedir. Bu kapsamda termal proses olarak tanımlanan hedef tüketim yapısal bütünlükte tüketilen yakıt ve tasarruf edilen yakıt olmak üzere tanımlanabilir. Tasarruf edilen yakıt kayıp olarak değerlendirilmiştir. Bu bağlamda sistemin toplam enerji girdisi aşağıdaki biçimde ifade edilebilir;

$$Q_{giren} = Q_{hedef} + Q_{kayıp} \quad (2)$$

Bu tür yapısal analizlerde sistemde yer alan toplam girdi, sisteme verilen toplam yakıt miktarına bağlıdır. Bu değerlendirme veri özelliğine göre anlık veya süreye bağlı toplam değerdir. Bu durumda sisteme verilen enerji aşağıdaki biçimde ifade edilebilir;

$$\dot{Q}_{giren} = \dot{m}_{yakıt} \cdot H_u \quad (3)$$

Formülde yer alan  $\dot{m}_{yakıt}$  sisteme sağlanan yakıtın kütle miktarını,  $H_u$  yakıtın alt ısıl değerini ifade etmektedir. Bir sistemde toplam enerji yükü için ihtiyaç duyulan yakıt miktarı ise ( $M_y$ ) aşağıdaki biçimiyle hesaplanabilir;

$$M_y = \frac{\dot{Q}_{yu}}{H_u \cdot \eta_{cihaz}} \quad (4)$$

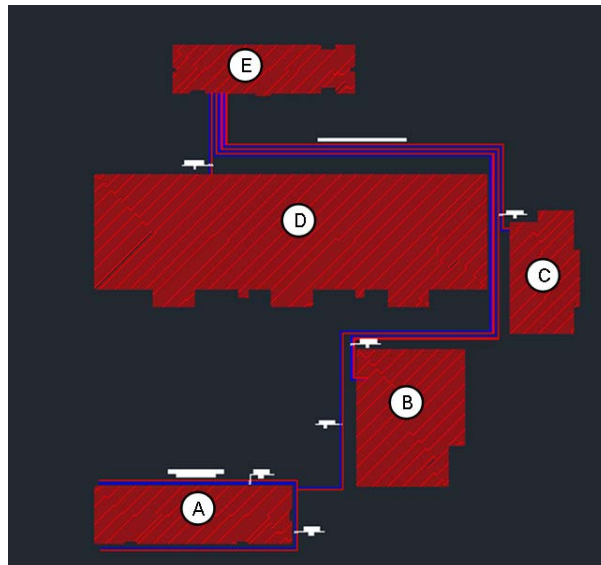
Formülde yer alan  $\eta_{cihaz}$  cihazın ısıl verimini ifade etmektedir [8]. Enerji maliyet etkisi her yakıt için tanımlanmış bir ekonomik değerdir. Bir ısıl sistemde elde edilen enerjinin maliyeti, değeri çoğunlukla kaynak maliyetiyle tanımlanmaktadır.

$$C_{toplam} = \dot{m}_{yakıt} C_{b,m} \quad (5)$$

Bu çalışmada birim maliyetler doğrudan işletmenin satın alma maliyetleri üzerinden yapılmıştır.

### 3. MODEL ÇALIŞMA

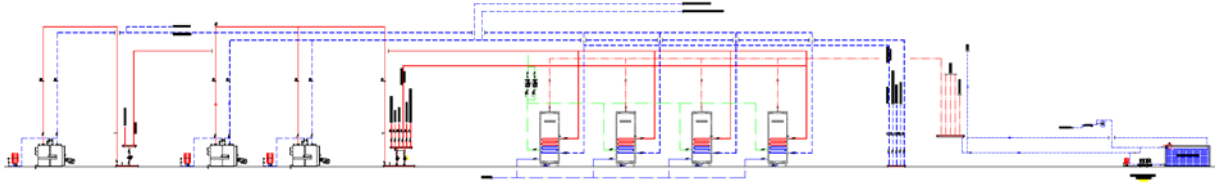
Mekanik enerji sistem verimliliği ve talep yönetimi proje model çalışması, Bursa il sınırları içinde bir okul çalışmasıdır. Bütünleşik yapı 5 ayrı bina bileşeninden biraraya gelmiştir ve ısı kullanım amaçları farklılıklar göstermektedir. Bütünleşik yapının vaziyet planı Şekil 2'de verilmiştir.



Şekil 2 Bütünleşik yapı vaziyet planı



Okulun enerji kullanımı mevcut tüketim davranışı ile birlikte talep yönetimi dikkate alınarak incelenmiştir. Çalışmada işletmenin öncelikle mekanik sistemleri incelenmiş ve sistem revizyonları bu yapı dikkate alınarak iyileştirilmiştir. Mevcut yapı sistem şeması Şekil 3'de verilmiştir.

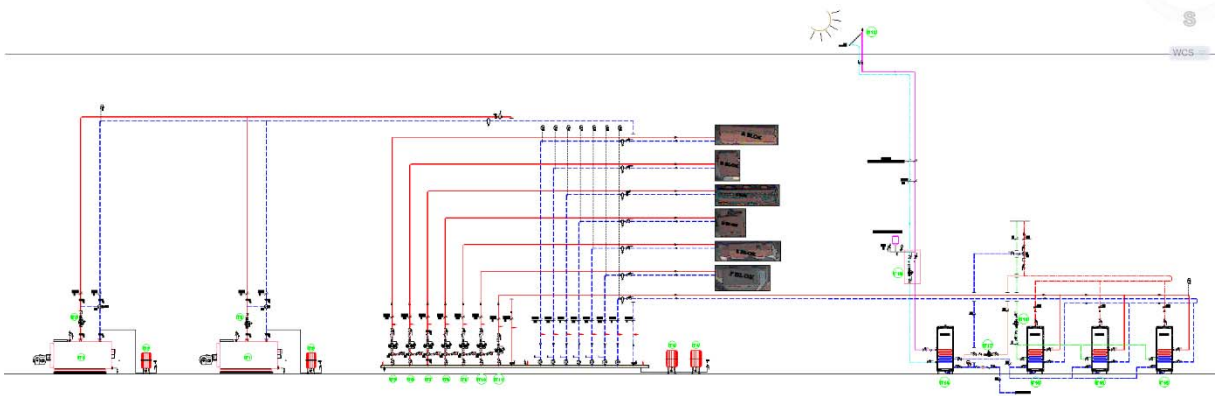


Şekil 3 Okulun mevcut sistem şeması

Okulun mevcut ısı sistemi; 2 adet çelik ısıtma kazanı, 1 Adet sıcak su kazanı (E binası ve kullanım sıcak suyu) için kullanılmaktadır. Bu sistemde, 2 adet yedi kademeli brülörler ve 1 adet 2 kademeli brülör bulunmaktadır. Okulun ısı sisteminde A-D bloklar tek pompa sistemiyle beslenmektedir. Kazan ısısının 60 °C derecenin altında olduğu görülmektedir. İşletme manuel bir yönetim ile bazı teknik problemlerde yerinde tespit edilmiştir. Bunlar aşağıda verilmiştir.

- Sisteme bağlı Kapalı genleşme tanklarının basınçları sistem basıncından fazla olması nedeni ile sistemde genleşen suyu içine almamaktadır. Bu nedenle sistem genleşme tanklarının devre dışı olduğu,
- Isıtma boru devrelerinde havanın alınması için alınmış tedbirler yetersizdir. Kullanılan otomatik hava atıcılar uygun noktalarda olmadığı gibi bu cihazların yetersiz olduğu,
- Tesisatta hava olan bölgeler dolayısı ile su sirkülasyonu negatif yönde etkilendiği,
- Radyatörlerde sıcaklık kontrolünün olmadığı,
- İzolasyon kalınlıkları ve tipleri hem kalınlık hem de nitelik açısından uygun olmadığı,
- Sistemde denge problemi olduğu ve sistem basınçlama probleminin önemli olduğu,
- Kullanma sıcak suyu ısıtma sıcaklık kontrolü bulunmadığı,
- Sirkülasyon pompası hem spor salonu aparey devresini hem de boiler devresini beslediği,
- Kazan da kullanılan brülör sistemi 2 kademe olarak çalıştırıldığı,
- Kazan sıcaklık değeri kapasiteye uygun olarak manuel olarak çalıştırılmaktadır.
- Spor salonunda kullanılan sıcak hava apareylerinde mahal sıcaklık kontrolü bulunmadığı,
- Sıcak hava apareylerinin tercihinin doğru olmadığı ve özellikle eğitim ortamında yüksek gürültü yarattığı,
- Isıtma kazanı dönüş suyu sıcaklık kontrolü yapılmadığı ve yoğuşma gerçekleştiği,
- Kullanma sıcak suyu ısıtmada su sıcaklığı ayar yapılmadığı,
- Yerinde yapılan inceleme de 4 adet boilerin sıcaklıkları 50-48 – 44 – 42 C olduğu görülmüştür.

Gerçekte mevcut sistemin temel problemlerinin, enerjinin talebe göre yönetimi, kontrol yöntemi, izolasyon problemleri ve talebi yönetme alt yapısı olarak görülebilir. Bu kapsamda okulun mekanik sistem revizyonu yapılmış ve plan şeması Şekil 4'de verilmiştir.



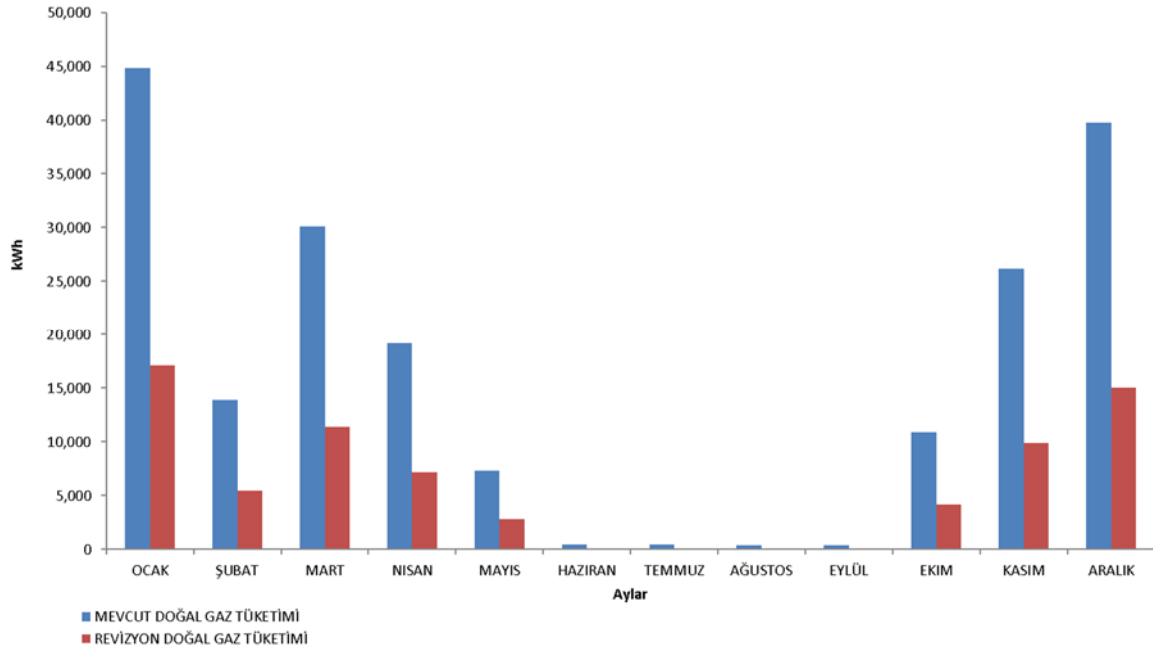
Şekil 4 Mekanik sistem revizyonu

Proje revizyonunda aşağıdaki ölçütler dikkate alınmıştır.



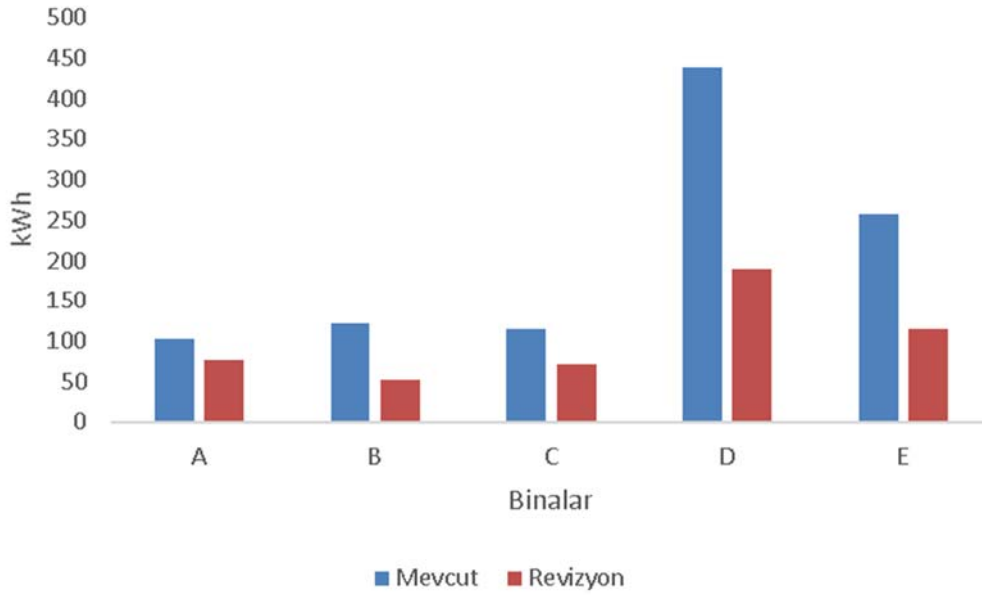
- Isıtma kazanlarında kazan değişikliği yapılarak yoğunlaşmalı kazan olarak değişimi,
- Brülör yeni kazan ile beraber Premix brülör – oransal kapasite kontrolü sağlanması,
- Her bina için ayrı bir pompa sistemi ile beslenmesi, pompaların elektrik motorlarının minimum enerji sınıfı IE3 ve frekans konvertörlü olarak temini
- Ayrımı yapılmış olan devreler de 3 yollu vana kullanılarak dış hava kompanzasyonu otomatik olarak ayarlanması,
- Kazanlar otomatik kontrol paneli vasıtası ile etkin yönetimi,
- Isıtma kazanlarının kollektörü ve istenen sıcaklığa uygun olarak kapasite kontrolünün yapılması,
- Kazanlar kaskad olarak çalıştırılması
- Sistemde bulunan kapalı genleşme tanklarının devreye alınması
- Özellikle kullanım sıcak suyu için güneş destekli bir sistem tercihidir.

Mekanik sistem yönetiminde öncelikle talep yönetimi temel alınmıştır. Okulun her yapı bloğu için kullanım özellikleri, mimari talepleri ve işletme özellikleri dikkate alınarak yeni bir model çalışması önerilmiştir. Bu kapsamda Şekil 4’de bulunan güneş destekli plan şeması oluşturulmuştur. Bu verilere bağlı olarak derece gün değerlerine bağlı talepler incelenmiş ve karşılaştırmalı analizler yapılmış ve sonuçlar Şekil 5’de verilmiştir.



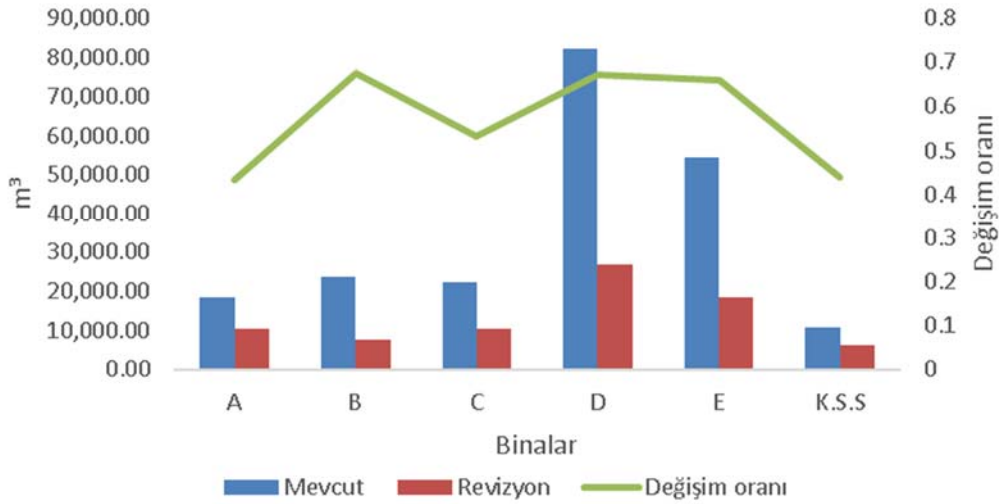
Şekil 5 Okulun enerji talep dağılımları

Okulun mevcut duruma bağlı ısı talebi 193856 kWh olarak hesaplanmıştır. Bu kullanım içinde sıcak su talebi, %5.59 olarak bulunmuştur. Oysa talep yönetimine bağlı enerji ihtiyacı, 73253 kWh olarak hesaplanmıştır. Bu potansiyel için kullanım sıcak su talebi, %8.86 olarak hesaplanmıştır. Yapılan analizlerde okulun enerji talep tasarrufu %62.21 olarak bulunmuştur. Burada binanın mimari revizyonu önemli bir kazanımdır. Mevcut yapı ile birlikte revizyon koşulları dikkate alınarak oluşturulacak mimari dönüşümün sonuçları Şekil 6’da paylaşılmıştır.



Şekil 6 Okul binalarının ısı analizleri

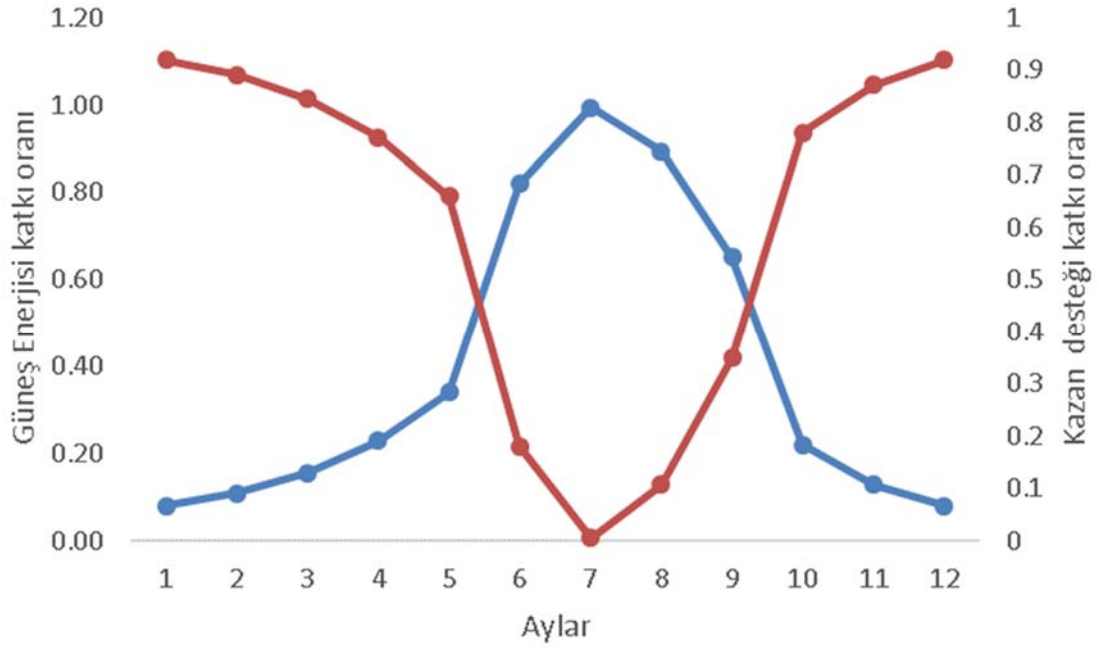
Okulun bina kaynaklı ısı tasarruf potansiyeli %51.36 olarak bulunmuştur. Bu yapısal dönüşümün enerji yönetiminde etkisi oldukça önemli bir potansiyeldir. Okulun mekanik sistem revizyonunda doğru ekipman kullanımı önemlidir. Özellikle kullanım sıcak suyunun etkin yönetimi, sıcak su talebinin karşılanmasında yaklaşık %44'lük bir tasarruf olduğu hesaplanmıştır. Bu kapsamda okulun mevcut durum ve Sıcak su kullanımı olmak üzere doğalgaz tüketimi karşılaştırmalı olarak hesaplanmış Sonuçlar Şekil 7'de verilmiştir.



Şekil 7 Doğalgaz tüketimi karşılaştırmalı analizler

Okulun toplam doğalgaz tasarrufu %62.21 olarak bulunmuştur. Bu değişim B ve D blokları için %67'yi aşmaktadır. Bu kapsamda yapısal dönüşümle birlikte mekanik sistem etkinliğinin geliştirilmesi ile okul enerji tüketiminde önemli bir tasarruf potansiyeli belirlenmiştir. Okul Bursa iklim bölgesi için güneş destekli bir mekanik sistem alt yapısına dönüşebilir. Bu kapsamda proje, kullanım sıcak su için bütünlük bir yapıya dönüşümü hedeflenmiş ve güneş enerji sistem hesapları yapılmıştır. Kullanıcı miktarı 70 kişi/gün, ihtiyaç 110 lt/gün.kişi, su sıcaklığı 45 °C olmak üzere, 0.85 kolektör veriminde 16

kolektörü bir sistem uygun bulunmuştur. Bu verilere bağlı kolektör karşılama oranı Şekil 8'de verilmiştir.



Şekil 8 Güneş enerjisi ve sıcak su kazanı işletme oranları

Kazan işletmesinde, güneş enerjisinin yıllık desteği, yıllık %27 olarak bulunmuştur. Kazan sisteminde özellikle okulun kapalı mevsim süreçlerinde, yurt ve personel kullanımında önemli bir katkı sağlayacağı görülmektedir.

## SONUÇ

Son yıllarda artan kamu bilinci enerji verimliliği yönünde kamu binaları temel alan bir dönüşümü göstermektedir. Bu kapsamda gerçekleştirilen bu çalışma öncelikle, ekonomik önceliklerle birlikte, etkin proje sürecinin sağlayacağı faydalar ve kazanımları incelemiştir. Buna göre;

- Okulun yapısal özelliklerine bağlı tasarruf potansiyelinin %51.36
- Okulun mekanik sistem revizyonuna bağlı ortalama tasarruf potansiyelinin %62.21
- Okulun kullanım sıcak suyu için güneş destekli kazanımın yaklaşık %27 olduğu görülmüştür.

Yapılan analizlerde sadece ısı talep yönetimine bağlı olarak yıllık 258.75 ton Co2 salınımı azaltacak olan okulda, enerji maliyet etkisinde de önemli bir tasarruf elde edilecektir. Bu tür proje dönüşümlerinde, sürdürülebilir etkinin korunması önemlidir. Özellikle mekanik sistem uygulamasında iyileştirme hedeflerinin geliştirilmesi ve proje öngörülerinin bu kapsamda geliştirilmesi değerlidir. Kamu yönetiminde, sistem alt yapısının kolay ve yönetilebilir unsurlar içermesi önemlidir. Bu açıdan etkin bir enerji yönetim yapısını oluşturulması proje yönetimi açısından süreci etkin işlemlerine katkı verecektir.

## KAYNAKLAR

- [1] European Commission, EU Buildings Datamapper, Share of non-residential in total building floor area. <https://ec.europa.eu/energy/en/eu-buildings-datamapper> (accessed 11.11.17).
- [2] G.K. Alexis, P. Liakos, A case study of a cogeneration system for a hospital in Greece. Economic and environmental impacts, Applied Thermal Engineering, Vol. 54, No.2, 2013, pp.488-496 Alam Shawkat, Sustainable development and free trade institutional approaches, Routledge Taylor&Francis Group, London, 2008, ISBN0-203-93606-X e book, Sayfa 38
- [3] H.Soner Aplak, M. Z. Söğüt, Game Theory Approach In Decisional Process Of Energy Management For Industrial Sector, Energy Conversion and Management (ISI) ,74 (2013) 70–80
- [4] S. Schimschar, J. Grözinger, H. Korte, T. Boermans, V. Lilova, R. Bhar, Panorama of the European non-residential construction sector, Ecofys, 2011. [http://www.leonardo-energy.com/sites/leonardo-energy/files/documents-and-links/European non-residential building stock - Final Report\\_v7.pdf](http://www.leonardo-energy.com/sites/leonardo-energy/files/documents-and-links/European_non-residential_building_stock_-_Final_Report_v7.pdf) (accessed 11.11.17).
- [5] VYAS S., AHMED S., PARASHAR A., 2014, “BEE (Bureau of energy efficiency) and Green Buildings”, International Journal of Research, 1, 23 -32
- [6] Urban Persson, Sven Werner, Quantifying the Heating and Cooling Demand in Europe, Intelligent Energy Europe Programme, Project No: IEE/13/650, Halmstad University, Sweden 2015.
- [7] Jamilu Ya'u Muhammad, Abdullahi Audu Adamu, Abdulkarim Mika'il Alhaji, Yerima Yusuf Ali, Energy Audit and Efficiency of a Complex Building: A Comprehensive Review, Engineering Science, 2018; 3(4): 36-41, <http://www.sciencepublishinggroup.com/j/es>, doi: 10.11648/j.es.20180304.11, ISSN: 2578-9260 (Print); ISSN: 2578-9279 (Online)
- [8] İMAL M., KISAKESEN T. , KAYA A., Enerji Ekonomisi Açısından Kojenerasyon ve Trijenerasyon Teknolojilerinin Isıtma - Soğutma Kapasitelerinin Analizi: KSÜ Sağlık Uygulama ve Araştırma Hastanesi Örneği, KSU Mühendislik Bilimleri Dergisi, 19(2), 2016

## ÖZGEÇMİŞ

### M. Ziya SÖĞÜT

1988 yılında Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Makine Ana Bilim dalında lisans, 2005 yılında Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünden Makine Mühendisliği yüksek lisans programını, 2009 yılında aynı enstitünün Makine Mühendisliği doktora programını tamamlayıp doktor unvanını almış, 2013 yılında Makine Mühendisliği Enerji Teknolojileri dalında doçentlik unvanını almıştır. 2020 yılında Profesör olarak atanan M.Ziya Söğüt Halen Piri Reis Üniversitesi Denizcilik Fakültesinde tam zamanlı öğretim üyesi olarak Lisans, Yüksek Lisans ve Doktora dersleri vermektedir. Ayrıca Sertifikalı Bina enerji yöneticisi, UNIDO Uluslararası Sanayide Enerji Verimliliği Uzmanı, Ulusal ve uluslararası bilimsel dergilerde hakemlik görevlerine devam etmektedir. Enerji, Ekserji, Eksergoekonomik analizler ve optimizasyon, Isı geri kazanımı, Yenilenebilir Enerjiler ve uygulamaları, Enerji yönetimi, Soğutma teknolojileri ve uygulamaları, çevre teknolojileri ve analizleri konularında proje ve çalışmaları vardır.

### Hamit MUTLU

1967 Kırşehir doğumludur. İTÜ Sakarya Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği bölümünü bitirdikten sonra, makine mühendisi olarak 1991–1998 yılları arasında TC Emekli Sandığı Genel Müdürlüğü İnşaat Emlak Daire Başkanlığı (Yeni çelik Palas Otel İnşaatı – Bursa – Kontrol Mühendisi) kontrol mühendisi olarak, 1998 – 2004 yıllarında Akkor Mühendislikte Proje Müdürü olarak görev yapmıştır. 2004 yılı sonunda Mekanik tesisat konusunda uygulamaya yönelik Proje – Proje Yönetimi – Müşavirlik – Danışmanlık Hizmetleri vermek üzere Mekanik Proje Mühendislik San. Tic.Ltd. Şti'ni kurmuş ve çalışmalarına devam etmektedir. Makine Mühendisleri Odası, TTMD Bursa şube temsilcisi ve Enerji Verimliliği Derneği üyesidir. Evli ve 3 çocuk babasıdır

# EĞİTİM YAPILARINDA ENERJİ VERİMLİ ISITMA SİSTEMİ DÖNÜŞÜMÜ; ÖRNEK ÇALIŞMA SARAYÖNÜ MESLEK YÜKSEKOKULU

*Energy Efficient Heating System Conversion In Educational Buildings; Case Study Sarayönü Vocational School*

**Süleyman Orkun Demirpolat**  
**Havva Demirpolat**

## ÖZET

Nüfusu artan ve ekonomisi büyüyen bir ülke olması sebebiyle Türkiye'nin enerjiye olan gereksinimi de giderek artmaktadır. Söz konusu artıştan kaynaklanan ekolojik dengenin bozulması, çevrenin tahrip olması, dengesiz kentleşmenin artması, artan şehirleşme oranı, hizmet ve sanayi sektörünün güçlenmesi, kaynakların azalması, fiyatların yükselmesi, bütçe ve cari dengedeki bozulma ve dışa bağımlılık gibi sorunların bertaraf edilerek sürdürülebilir kalkınmanın devamlılığının sağlanması için Türkiye'de ve dünyada enerji tasarrufu ve enerji verimliliği zorunlu hale gelmiştir.

Selçuk Üniversitesi Sarayönü Meslek Yüksekokulu ısıtma sisteminin sürekli bakım ve onarım giderlerinin artması nedeniyle yeni bir ısıtma sistemi gereksinimi olmuştur. Ayrıca eski sistemin iş kaybına sebep olması ısıtma verimine olumsuz etkisi olmaktadır. Son olarak da eski sistem çevresel bazı sorunlardan (ağır kalyak kokusu, emisyon kirliliği, estetik kirlilik vb.) dolayı eğitim-öğretim sırasında aksaklıklara neden olmuştur. Tüm bu olumsuzlukların yanında çevreci ve sürdürülebilir bir yaklaşım ile yeni bir ısıtma sistemine ihtiyaç duyulmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Enerji verimliliği, Enerji tasarrufu, Isıtma sistem dönüşümü, Kaskad Sistemi

## ABSTRACT

Turkey's need for energy is also increasing as a country with a growing population and growing economy. In order to ensure the continuity of sustainable development by eliminating the problems such as the deterioration of the ecological balance, destruction of the environment, increase in unbalanced urbanization, increasing urbanization rate, strengthening of the service and industry sector, decrease in resources, increase in prices, deterioration in the budget and current account balance and foreign dependency arising from the increase in question. Energy saving and energy efficiency have become mandatory in Turkey and the world. Selcuk University Sarayonu Vocational School needed a new heating system due to the constant increase in maintenance and repair costs of the heating system. In addition, the old system causing job loss has a negative effect on heating efficiency. Finally, the old system caused disruptions during education due to some environmental problems (heavy smell of lye, emission pollution, aesthetic pollution, etc.). In addition to all these negativities, a new heating system was needed with an environmentally friendly and sustainable approach.

**Key Words:** Energy efficiency, Energy saving, Heating system conversion, Cascade System

## 1. GİRİŞ

Enerji verimliliği; enerji güvenliğine, sürdürülebilir enerji arzına, istihdama, enerjide dışa bağımlılık ve sera gazı emisyonlarında azalmaya kısaca sürdürülebilir kalkınmaya sürdürülebilir enerjiye ve sürdürülebilir çevreye katkıda bulunmaktadır [1]. Bu nedenle son yıllarda enerji verimliliği enerji politikaları içerisinde önemli bir konuma gelmiştir. Dolayısıyla Türkiye'nin de en önemli öz enerji kaynağı olma potansiyelini elinde tutan enerji verimliliği, strateji ve hedeflerin de odağında bulunmaktadır [2]. Enerji ihtiyacının her geçen gün artması, enerji verimliliği kavramını önemli bir boyuta taşımıştır. Enerji verimliliği, enerjinin üretimi ve atık aşamasına kadar yaşam döngüsündeki tüm aşamaları kapsayan çalışmalardır [3, 4]. Bu nedenle üretilen enerji ile daha fazla iş yapabilmek yönünde gerçekleştirilen faaliyetler değer kazanmaktadır. Atık ısı, atık gaz ve diğer kayıpların minimum düzeyde tutulması ile ilgili stratejiler geliştirilmektedir [5]. Sektörel bazda enerji tasarruf potansiyelleri incelendiğinde en büyük payın binalara ait olduğu görülmektedir. Binalarda enerji verimliliği odaklarının belirlenmesi ile enerji tüketimi azaltılabilmekte ve kayıplar minimum düzeyde tutulabilmektedir [6]. Binalarda, HVAC (Heating Ventilating and Air Conditioning) ve aydınlatmada kontrolün sağlanması sonucu %25-30 oranında tasarruf sağlayabilmek mümkündür [7, 8].

Farklı enerji türleri kullanan bina, tesis ve endüstriyel işletmelerin enerji tüketim değerlerinin birbirleriyle karşılaştırılmasını sağlamak açısından ortak bir enerji tüketim birimi TEP (Ton Eşdeğer Petrol) oluşturulmuştur. İngilizce TOE yani ton oilequivalent olarak bilinmektedir [9].

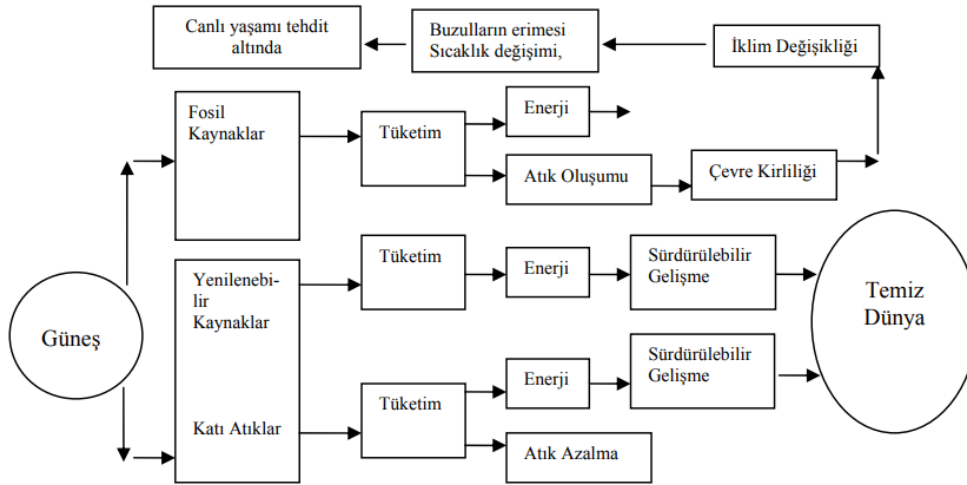
1 TEP =10.000.000 kcal  
1 TEP =10.000.000.000 cal  
1 TEP =10 gcal

Artan enerji talebinin doğurduğu ihtiyacın çevreye zararlı fakat ciddi ölçüde enerji üreten, yenilenemez kaynaklardan karşılanması, tüm canlıların yaşam alanlarının kısıtlanmasına neden olacak sorunlar doğurabilecek bir durumdur. Yenilenebilir enerjilerin ekosistem döngüsünü bozmadan ürettikleri enerji; temiz, dönüşümlü ve güvenilir enerji kaynakları içerisine dahil olmaktadır. İhtiyaçlarımızı karşılamak için kullandığımız enerjiyi sadece elektrik enerjisi oluşturmamaktadır. Ulaşım, ısınma ve bazı sanayi ürünlerinde çok büyük bir oranda fosil yakıtlar kullanılmaktadır. Fakat son yıllardaki gelişmelerle ulaşımında elektrik ile çalışan taşıtların yaygınlaşması hızlı bir şekilde devam etmektedir. Binek araçların yanı sıra, son yıllarda elektrikli kamyon ve otobüsler kullanılmaya başlanmıştır. Dünya genelinde tüketilen enerjinin yüzde yirmisi yenilenebilir kaynaklardan karşılanmaktadır. Ülkemizde 2016 yılı itibarıyla elektrik üretiminin yüzde otuz beşi yenilenebilir kaynaklardan elde edilmektedir. Ülkemizde yenilenebilir enerji kaynaklarında hidroelektrik enerji santralleri(HES) ön plana çıkmaktadır. Fakat rüzgar ve güneş enerjisinde istenilen seviyeye ulaşılamamıştır[10].

Çevrenin kirlenmesinde bütün suçu Sanayi Devrimine atmak yanlış olacaktır. Çünkü en az onun kadar suçlu olan şey, iktisadi düşüncedir. Sanayi Devrimi ile birlikte gelen iktisadi düşünce daha az maliyetle, daha çok mal üretmek üzerine kuruluydu. Zamanla bu düşünce daha da kötüleşti. Şöyle ki artık insanlara aslında ihtiyaçları olmayan şeyleri, ihtiyaçları varmış gibi hissettirerek bir tüketim toplumu yaratıldı. Bunun en göze çarpan örneği ise reklamlar ve moda kavramıdır. Sürekli daha fazla tüketen bir toplum, sermaye için daha fazla üretim, daha fazla kar demektir. Lakin bunun daha fazla çevre kirliliği demek olduğunu, doğal kaynakların sonsuz olmadığını ve bir gün bitebileceğini umursamıyorlardı. Bütün dünyada yayılmaya devam eden daha çok enerji tüketimi ve daha çok üretim anlayışı, doğal kaynakların hızla tükenmesiyle doğrudan ilgilidir. Bugün gelişmekte olan ülkelerde, batı ülkelerindeki gibi enerji tüketiminde bulunursa, var olan doğal kaynakların bu enerji tüketimini karşılaması imkansız görünmektedir [11].

Kaynak; gereksinim ve isteklerimizi karşılamak için canlı ve cansız çevreden aldığımız herhangi bir şeydir. Enerji üretimi bakımından kaynaklar iki bölüme ayrılmaktadır. Bunlar; Yenilenemez kaynaklar ve Yenilenebilir kaynaklar–Katı atıklar. Şekil 1'de kaynak, enerji kullanımı, çevresel etki ve sürdürülebilirlik dönüşümü verilmiştir. Yenilenemez kaynaklar; kömür, petrol, doğal gaz,v.s. gibi insanlar tarafından sürekli tüketilen, tüketildikçe de sürekli çevreye zarar veren ve zaman içerisinde azalan kaynaklardır. Tüketilmesiyle oluşan çevre kirliliği iklim değişikliklerine, dolayısıyla da; sellerin oluşumu, kutuplardaki buzulların erimesi ve sıcaklıkların artmasına yol açmaktadır. Bunların sonucunda, canlı yaşamının tehdit altında olmasıyla, sürdürülebilir gelişmenin tersine bir durum

gelişmektedir. Yenilenebilir enerji kaynakları, sürdürülebilir gelişme ile ters orantılı, çevre kirliliği ile de doğru orantılıdır. Fosil enerji kaynaklarının ağırlıklı kullanımı çevreye, canlılara ve gelecek nesillere karşı olan sorumluluğun yerine getirilmediğinin göstergesidir. Artık tersine bir yaklaşımla, yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanılması zorunludur. Enerji kaynak kullanımı ve temiz bir çevre birlikte düşünülmesi gerekmektedir. Yenilenebilir enerji kaynakları jeotermal, güneş, rüzgar, hidrolik v.s. enerjilerinden oluşmakta olup tüketimleri neticesinde oluşan enerji ya atık bırakmamakta, yada çok az atık bırakmaktadır. Ayrıca insanların üretmiş oldukları atıklardan (yanık yağ, çöpler, kullanılmış kâğıt, cam, vs.) enerji elde edilmesi ve enerji elde edilirken de aynı zamanda atık azaltılması sürdürülebilir gelişmeyi oluşturmaktadır. Bunun sonucunda temiz bir dünya oluşması kaçınılmazdır [12][13].



**Şekil 1.** Enerji kaynakları kullanımı, çevresel etki ve sürdürülebilirlik dönüşümü [12]

Sürdürülebilir kalkınmayı daha iyi anlayabilmek için bunu birkaç açıdan ele almak faydalı olacaktır.

a- Ekonomik kalkınma ile anlatılmak istenen, gelişmiş bir ekonomik sistem oluşturarak insanların sınırsız olan isteklerini karşılayacak mal ve hizmetlerin üretilmesi ve toplumda refah ve mutluluğun artmasının sağlanmasıdır.

b- Sosyal kalkınma ile anlatılmak istenen, eğitim, sağlık, kültür, kentleşme, altyapı gibi konularda iyileşmeler sağlanarak sosyal refahın yükseltilmesidir.

c- Çevresel kalkınma ile anlatılmak istenen ekonomik kaynak olarak sınıflandırılmayan, atmosferik denge, biyolojik çeşitlilik ve diğer ekosistem işlevlerinin korunmasını içeren çevresel olarak sürdürülebilir bir sistemin kurulması ifade edilmektedir.

Enerji verimliliğindeki her bir iyileşme, enerji kayıplarının azalmasını sağladığı için birim ünite başına düşen enerji çıktısı ile işletme için ünite başına enerji girdisini azaltarak kirlilik üretimini de düşürmektedir. Ayrıca yaşam döngüsünü içinde barındıran enerji kaynakları ve teknolojiler, yaşam döngüsünün en önemli aşamalarında çevresel etkileri minimize ederek gelişmiş verimlilik olanakları da sunmaktadır. Çünkü enerjinin verimli kullanılması, ifade edildiği üzere sürdürülebilir kalkınmanın bir ön koşuludur.

Sadece kaynakların kıt olması ve fosil enerji yakıtlarının fiyatlarının yükselmesi nedeniyle değil, aynı zamanda çevrenin ve iklimin korunmasından dolayı da enerji kullanımının verimli hale getirilmesine ihtiyaç vardır. Ayrıca enerji kullanımının ekonomik süreç içerisindeki anlamı da büyüktür. Çünkü hemen hemen her üretim faaliyeti enerji tüketimi ile ilişkilidir.

Bu proje ile;

- Öz kaynaklarımız daha verimli ve etkin kullanımı,
- Önceleri daha fazla enerji için TEP ihtiyacımız olduğu ve bu ihtiyaçlarımızın ithal edildiği düşünüldüğünde Ülkemiz adına cari açığın önlenmesine,
- Yükseköğretim kurumu olması sebebiyle eğitim faaliyetine gelen gençlerimize daha yeşil teknolojilerin yaygın ve yerinde kullanımının anlatılmasını sağlaması,
- Çevre kirliliğine sebep olan fueloil akıntı ve sızıntılarının önlenmesine,



- Eski sistemin kapladığı hacmi faydalı amaçlar için kullanılmasına,
  - Okul depo tankına dolum ve aktarım esnasında meydana gelen ağır petrol türev kokusunun önlenmesine,
  - Otomasyon sistemi sayesinde daha esnek ve hassas konforlu ısınma yapılmasına,
  - Devlet kaynaklarının daha etkin ve verimli kullanılmasına,
  - Daha az personel istihdamı ile tam otomatik bir sistemin performansının sağlanmasına,,
  - Çevre kirliliği bakımından emisyon deşarjının daha kabul edilebilir bir enerji kaynağı olan doğalgaz emisyonu salınımına,
  - Uygulama ve sürdürülebilirlik bakımından daha temiz ve yeşil teknolojilerin teşvik edilmesinin sağlanmasına,
- gibi daha saymakta zorlandığımız bir çok sosyal, toplumsal ve çevresel etkisi sayılabilmektedir. En önemlisi geleceğimizin teminatı olan gençlerimize daha temiz bir çevre bırakmamızın sağlanabilmesi projemiz ile mümkün olacaktır.

Elektrik İşleri Etüt İdaresi Genel Müdürlüğü (EİE) tarafından yapılan çalışmalara göre bina sektöründe % 30 oranında, sanayi sektöründe % 20 oranında, ulaşım sektöründe ise % 15 oranında olmak üzere toplamda yaklaşık 7,5 milyar TL parasal değeri olan enerji tasarruf potansiyeli tespit edilmiş olup söz konusu potansiyel dört Keban Barajı inşaa edebilecek düzeyde olduğu kabaca anlatılmaktadır [14].

Bu bağlamda “Düşük Karbon Emisyonlu ve Otomatik Kontrollü Isıtma Sistemi” çalışmasının birçok faydası ve avantajı bulunmaktadır. Ancak temel amacı işletme maliyeti düşük otomasyona dayalı ısı verimi yüksek daha çevreci bir enerji kaynağı kullanan ısıtma sistemini kurumumuza kazandırmaktır. Proje uygulamasının kapsamı ise Selçuk Üniversitesi, Sarayönü Meslek Yüksekokulu eğitim binasında daha verimli enerji kullanımının hayata geçirilmesidir. Bizim projemizin hedefleri ise;

- Yüksekokulumuzda mevcut kullanılan enerji üretim yöntemi ve bunlara karşılık gelen enerji tüketimlerine göre oluşan trende bağlı azalma gözlemeleme,
- Daha çevreci ve sürdürülebilir bir enerji kullanım yöntemi belirleme,
- Daha az iş gücü ile daha fazla enerji verimi elde etme,
- Otomasyon sistemi sayesinde daha esnek ve hassas çalışma sistemine sahip olma,
- Karbon emisyonunda azaltma sağlama,
- Mevcut altyapıya sahip ve birincil enerji kaynağı kullanma,
- Daha düşük işletme ve kurulum maliyeti ile sistemi planlama,
- Kamu öz kaynaklarının daha rantabl kullanılarak yakıt maliyetlerini düşürecek örnek bir projeyi hayata geçirme,gibi daha bir çok doğrudan ve dolaylı hedefinin yanında bu proje birçok kamu kurumuna uygulanabilirliğinin gösterilmesi bakımından rehber niteliğindedir.

## 2. METRİYAL VE METOT

### 2.1. Isıtma Sisteminin stratejik hedeflerine katkısı/uyumu

Proje uygulama yerinin Yükseköğretim kurumu olması nedeniyle gerçekleştirilen eğitim ve araştırma çalışmalarının daha verimli ve daha temiz bir ortamda gerçekleştirilmesi çok önemlidir. Ayrıca kamu kaynaklarının daha verimli kullanılması elzemdir. Bu bilgiler ışığında yeni kurulan sistem, daha önce kuruma aktarılan enerji bütçesinin eğitim ve araştırma faaliyetlerine aktarılmasını sağlamıştır. Eğitim yapısının ısıtılmasında kullanılan yarım silindirik kazan ve duman boruları Şekil 1 ve Şekil2 de görülmektedir.

**Şekil 2.** Eski Isıtma Sistem Görüntüleri

Tablo 1 de görüldüğü gibi yüksek alt ısıl değere sahip ve yüksek H<sub>2</sub>O oranına sahip doğalgaz yakıtlı sistemlerde taşınım ile ısı transferinin yüzeyden ışınlama ile gerçekleşen ısı transferine oranı artmaktadır. Bu da aynı ısıtma yüzeyine sahip kazan sistemlerinde verimin artmasını sağlamaktadır.

**Tablo 1.** Enerji Kaynaklarının Alt Isıl Değerleri ve Petrol Eşdeğerine Çevrim Katsayısı

Miktar	Enerji Kaynağı	Alt Isıl Değer	Birim	TEP Çevrim Katsayısı	
1	ton	Taşkömürü	6.100.000	kCal	0.610
1	ton	Kok Kömürü	7.200.000	kCal	0.720
1	ton	Briket	5.000.000	kCal	0.500
1	ton	Linyit teshin ve sanayi	3.000.000	kCal	0.300
1	ton	Linyit santral	2.000.000	kCal	0.200
1	ton	Elbistan Linyiti	1.100.000	kCal	0.110
1	ton	Petrokok	7.600.000	kCal	0.760
1	ton	Prina	4.300.000	kCal	0.430
1	ton	Talaş	3.000.000	kCal	0.300
1	ton	Kabuk	2.250.000	kCal	0.225
1	ton	Grafit	8.000.000	kCal	0.800
1	ton	Kok tozu	6.000.000	kCal	0.600
1	ton	Maden	5.500.000	kCal	0.550
1	ton	Elbistan Linyiti	1.100.000	kCal	0.110
1	ton	Asfaltit	4.300.000	kCal	0.430
1	ton	Odun	3.000.000	kCal	0.300
1	ton	Hayvan ve Bitki Artığı	2.300.000	kCal	0.230
1	ton	Ham Petrol	10.500.000	kCal	1.050
1	ton	Fuel Oil No: 4	9.600.000	kCal	0.960
1	ton	Fuel Oil No: 5	10.025.000	kCal	1.003
1	ton	Fuel Oil No: 6	9.860.000	kCal	0.986
1	ton	Motorin	10.200.000	kCal	1.020
1	ton	Benzin	10.400.000	kCal	1.040
1	ton	Gazyağı	8.290.000	kCal	0.829
1	ton	Siyah Likör	3.000.000	kCal	0.300
1	ton	Nafta	10.400.000	kCal	1.040
bin	m <sup>3</sup>	Doğal Gaz	8.250.000	kCal	0.825
1	ton	Kok Gazı	8.220.000	kCal	0.820
bin	m <sup>3</sup>	Kok Gazı	4.028.000	kCal	0.403
1	ton	Yüksek Fırın Gazı	535.000	kCal	0.054
bin	m <sup>3</sup>	Yüksek Fırın Gazı	690.000	kCal	0.069
bin	m <sup>3</sup>	Çelikhane Gazı	1.500.000	kCal	0.15
bin	m <sup>3</sup>	Rafineri Gazı	8.783.000	kCal	0.878
bin	m <sup>3</sup>	Asetilen	14.230.000	kCal	1.423
bin	m <sup>3</sup>	Propan	10.200.000	kCal	1.020
1	ton	LPG	10.900.000	kCal	1.090
bin	m <sup>3</sup>	LPG	27.000.000	kCal	2.700
bin	kWh	Elektrik	860.000	kCal	0.086
bin	kWh	Hidrolik	860.000	kCal	0.086
bin	kWh	Jeotermal	860.000	kCal	0.860



**Şekil 3.** Eski Isıtma Sistemi Kazan ve Brülör Kollektör Görüntüleri

## 2.2 Isıtma Verimliliğinde Kullanılan Teknik Ve Yöntemler

Klasik sistemlerden ayrı olarak yeni kurulan ısıtma sistemi mevsimsel geçişlere uyumlu olarak ısı kapasitesi modülasyonu sağlayan bir yapıya sahiptir. Bu özelliğinden dolayı kaskad ısıtma sistemi mevsimsel geçişlerde optimum yakıt tüketimi sağlamaktadır. Ayrıca haftalık program yapılan bir kaskad otomasyon panosu sayesinde gece ve gündüz otomatik sıcaklık ayarı yapabilmektedir. Dış hava şartlarının değişkenliği karşısında akut otomatik sıcaklık ayarlaması yapabilen dış hava kompanzasyon cihazı sayesinde tam otomasyon sağlanmaktadır.

## 2.3 Isıtma Sistemindeki Riskler Ve Alınan Önlemler

25140 kg Fueloil  
4  
(6 Aylık)



17640 m<sup>3</sup>  
Doğalgaz  
(6 Aylık)

**Şekil 4.** Sarayönü Meslek Yüksekokulu ve Yaklaşık Kaynak Kullanım Miktarları

Proje bileşenleri ilgili standartlara uygun, TSE ve CE belgeli modüllerden oluşmaktadır. Tüm parçalar iş sağlığı ve işçi güvenliği tedbirlerine riayet edilerek montaj sağlanmıştır. Sistem devreye alınmadan önce EPDK'nın yetkilendirdiği bağımsız kuruluş tarafından denetlenerek güvenlik testlerine uygunluğu tespit edilerek aktifleştirilmiştir. Ayrıca kullanılan enerji yakıt türünün doğalgaz olması nedeniyle gaz emniyet sistemleri devreye alınarak kaçak ve sızıntıların önlenmesi sağlanmıştır.

**Tablo 2.** Eski ve Yeni Sistem TEP Hesabı;

Eski Sistem TEP Hesabı	Yeni Sistem TEP Hesabı
$25,140 \times 9600 = 241,344,000 \text{KCal}$	$17640 \times 8250 = 145,530,000 \text{KCal}$
$= 241,344,000 / 10,000,000$	$= 145,530,000 / 10,000,000$
<b>=24.134 TEP</b>	<b>= 14.553 TEP</b>

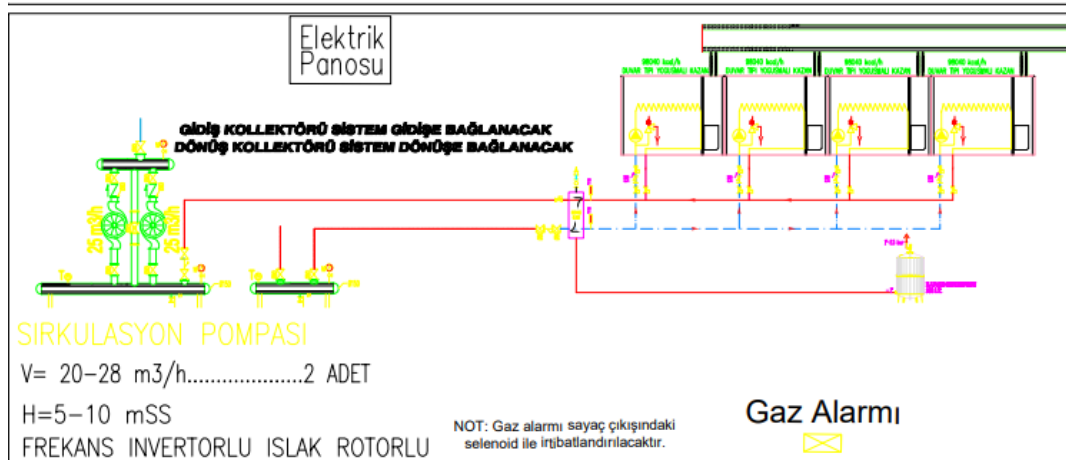
\*Alt ısı değerler için Tablo 1'den faydalanılmıştır.

Kurulu sistemin ve dönüşümü gerçekleştirilecek sistem için gerekli kapasite belirleme çalışmaları Şekil 4 ve Tablo 2 de gösterildiği şekilde yapılmıştır.

### 3. ISITMA SİSTEMİNİN PROJELENDİRİLMESİ VE UYGULANMASI

#### 3.1 Projenin faaliyet ve uygulama planı

Yapılan teknik etüt ve binanın ısı kayıp hesaplamaları sonucunda aşağıda şekilde belirtilen Kaskad Sistemi tasarımı gerçekleştirilmiştir. Şekil 6 ve Şekil 7 de belirtilen şekilde sistem montajı gerçekleştirilmiştir.



**Şekil 5.** Yeni Isıtma Sistem Proje Görüntüsü





Şekil 6. Yeni Sistem Montaj Görüntüleri



Şekil 7. Yeni Sistem Montaj Görüntüleri

### 3.2 Isıtma Sisteminin Sürdürülebilirliği

Proje sistemi yatırımı öncesinde aylık kış sezonunda yaklaşık tüketimi 24.134 TEP olarak hesaplanmıştır. Yatırım sonrasında aylık kış sezonunda yaklaşık 14.553 TEP olarak hesaplanmıştır. Yatırım maliyeti sonrasında yapılan yeni kaskad doğalgaz sistemi sayesinde nerdeyse % 42 oranında

TEP enerji tüketim birimi kazancı sağlanmıştır. Bu hesap bize göstermektedir ki yaklaşık 9.581 ton eşdeğer petrol (TEP) kazanç sağlanmıştır.

Yeni kurulan ısıtma sistemi kullanım maliyetinin düşük olması ilk yatırım maliyetini 2 yıl içerisinde amorti etmektedir.

### 3.3 Isıtma Sisteminin İşletme Performansına Ölçülebilir Etkileri

Kurumumuzun misyonu gereği yürütülen eğitim ve araştırma sırasında eski sistemin homojen bir ısı dağılımı sağlayamaması neticesinde personel ve öğrencilerin performansını olumsuz yönde etkilemekteydi. Projeye konu olan yeni sistemin faaliyete geçmesi ile homojen bir ısı konfor sağlanmıştır. Ayrıca sistem otomasyonu ve ısıtıcılarda bulunan termostatik vanalar sayesinde optimum ısı kapasitesi sağlanmıştır Şekil8.



Şekil 8. Termostatik Vana Uygulaması

Termostatik vanalar merkezi ısıtma sistemlerinde ve diğer ısıtma sistemlerinde kombi, kat kaloriferi vb. sistemlerde oda sıcaklığı konforunu sağlamak için kullanılır. Termostatik vana üzerinde bulunan kademe ayarlarından oda konfor ısını belirleme imkanı vermektedir. Isıtma sistemlerinde radyatörlere gelen sıcaklığı oda sıcaklığı ihtiyacına göre ayarlayarak yaklaşık % 15 tasarruf sağlayarak ısıtmada konfor ve ekonomiklik sağlamaktadır.

## SONUÇ

Kurumumuzun misyonu gereği yürütülen eğitim ve araştırma sırasında eski sistemin homojen bir ısı dağılımı sağlayamaması neticesinde personel ve öğrencilerin performansını olumsuz yönde etkilemekteydi. Projeye konu olan yeni sistemin faaliyete geçmesi ile homojen bir ısı konfor sağlanmıştır. Ayrıca sistem otomasyonu ve ısıtıcılarda bulunan termostatik vanalar sayesinde optimum ısı kapasitesi sağlanmıştır.

Proje ülke ekonomisine cari açığın azalması yönünde katkı sağlanması beklenmektedir. Kamu öz kaynaklarının daha verimli ve etkin kullanımı yönünde bir adım olarak değerlendirilebilir. Proje kapsamında Tablo 3.de de görüldüğü üzere yaklaşık yakıt faturasında % 49 üzerinde tasarruf sağlanmıştır.

Proje kapsamında yatırım öncesinde kullanılan Fueloil 4 (kalyak) kullanılırken bir kış sezonunda kullanılan enerji kaynağı 24.134 TEP olarak hesaplanmıştır. Yatırım maliyeti sonrasında yapılan yeni kaskad doğalgaz sistemi sayesinde neredeyse % 42 oranında TEP enerji tüketim birimi kazancı sağlanmıştır. Proje sistemi yatırımı sonrasında aylık kış sezonunda yaklaşık 14.553 TEP olarak hesaplanmıştır. Bu hesap bize göstermektedir ki yaklaşık 9.5814 ton eşdeğer petrol (TEP) kazanç sağlanmış olup bu maliyetin kamu kaynaklarından ödenmesinin önüne geçilmiştir.

**Tablo 3.** Meslek Yüksekokulumuzda Yıllara Göre Yakıt Tüketimi

Yıl	Yakıt Türü	Ortalama Aylık Tüketim Miktarı	Yakıt Birim Fiyatı	Yaklaşık Toplam Tutarı TL /Ay
2021	Kalyak (Fuel-oil 4)	4190 kg/Ay	5,19 TL/kg	21.590,40
2022				
2021	Doğalgaz	2940 m <sup>3</sup> /Ay	3,62 TL/m <sup>3</sup>	10.642,80
2022				

### KAYNAKLAR

1. Sevim, C., Küresel enerji jeopolitiği ve enerji güvenliği. *Yaşar Üniversitesi E-Dergisi* **2012**, 7, (26), 4378-4391.
2. Durmuşoğlu, S. Türkiye'nin enerji politikaları ve komşu ülkeler ile uluslararası ilişkilerine etkileri. İstanbul Ticaret Üniversitesi, 2015.
3. Yücel, M.; Ekmekçiler, Ü. S., Çevre dostu ürün kavramına bütünsel yaklaşım; temiz üretim sistemi, eko-etiket, yeşil pazarlama. *Elektronik Sosyal Bilimler Dergisi* **2008**, 7, (26), 320-333.
4. Çağlar, H. Sürdürülebilir Mimarlık Bağlamında Eğitim Yapılarının Enerji Etkin Aydınlatma Açısından İncelenmesi ve Uygulama Örneklerinin Değerlendirilmesi. Fatih Sultan Mehmet Vakıf Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, 2021.
5. Yavuz, V. A., Sürdürülebilirlik kavramı ve işletmeler açısından sürdürülebilir üretim stratejileri/concept of sustainability and sustainable production strategies for business practices. *Mustafa Kemal Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü Dergisi* **2010**, 7, (14), 63-86.
6. SAĞBAŞ, A.; Başbuğ, B., Sürdürülebilir Kalkınma Ekseninde Enerji Verimliliği Uygulamaları: Türkiye Değerlendirmesi. *European Journal of Engineering and Applied Sciences* **2018**, 1, (2), 43-50.
7. Genli, M. M., Bina otomasyon sistemleri. **2005**.
8. Gündüz, V. M. Akıllı binalarda kullanılan otomasyon ve güvenlik sistemlerinin örneklerle incelenmesi. Fen Bilimleri Enstitüsü, 2015.
9. Kiyılmaz, M. B. Sanayide enerji yönetimi esasları ve enerji verimliliğinin araştırılması. Fen Bilimleri Enstitüsü, 2019.
10. Uçar, R. C. Türkiyede yenilenebilir enerji alanında yatırım fırsatlarının yatırımcı yaklaşımı ile kodlanarak teknoloji bazında değerlendirilmesi. Fen Bilimleri Enstitüsü.
11. Yılmaz, M. Y. Yükselen Piyasalarda Enerji tüketiminin Ekonomik büyümeye Etkisi: Panel Granger Nedensellik Analizi. Marmara Üniversitesi (Turkey), 2019.
12. Selici, T.; Utlu, Z.; İlten, N., ENERJİ KULLANIMININ ÇEVRESEL ETKİLERİ VE SÜRDÜRÜLEBİLİR GELİŞME AÇISINDAN DEĞERLENDİRİLMESİ. **2005**.
13. Aydın, M., Enerji verimliliğinin sürdürülebilir kalkınmadaki rolü: Türkiye değerlendirilmesi. *Yönetim Bilimleri Dergisi* **2016**, 14, (28), 409-441.
14. EİE, İ., Elektrik İşleri Etüt İdaresi Genel Müdürlüğü. *Türkiye Akarsularında Süspansediment Gözlemleri Yıllığı (1999-2005)*, Ankara **2006**.





## ÖZGEÇMİŞ

### **Süleyman Orkun DEMİRPOLAT**

1976 Konya doğumludur. 2001 yılında Selçuk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun olmuştur. 2001-2003 yılları arasında ısıtma sistem uygulamaları yapan mühendislik firması kurmuştur. 2003 Selçuk Üniversitesi Sarayönü Melek Yüksekokulunda Öğretim Görevlisi olarak göreve başlamıştır. 2005 yılında Selçuk Üniversitesi Sosyal Bilimler Yönetim Organizasyonu Ana Bilim Dalında, 2007 yılında Selçuk Üniversitesi Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında yüksek lisansını tamamlamıştır. Halen Selçuk Üniversitesi Sarayönü Meslek Yüksekokulunda Öğretim görevlisi olarak çalışmaktadır.

### **Havva DEMİRPOLAT**

1978 Konya doğumludur. 1999 yılında Selçuk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun olmuştur. 1999-2003 yılları arasında özel bir şirkette ürün mühendisi olarak görev yapmıştır. 2003 Selçuk Üniversitesi Sarayönü Melek Yüksekokulunda Öğretim Görevlisi olarak göreve başlamıştır. 2006 yılında Selçuk Üniversitesi Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında yüksek lisansını 2015 yılında aynı ana bilim dalında doktorasını tamamlamıştır. Halen Selçuk Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde Öğretim Üyesi olarak görevini sürdürmektedir. Evli ve 1 çocuk annesidir.

# ENERJİ PERFORMANS SİMÜLASYONUNUN DOĞRULAMA SÜRECİ: OKUL BİNASI ÖRNEĞİ

*Validation Process Of Energy Performance Simulation: School Building Example*

Gökçe Tomrukçu  
Gizem Avgan  
Hazal Kızıldağ  
Ayşe Özlem Dal  
Neşe Ganiç Sağlam  
Ece Kalaycıoğlu Özdemir  
Touraj Ashrafian

## ÖZET

Binalar, dünyadaki karbon emisyonlarının üçte birini üretmektedir. Eğer gerekli önlemler alınmazsa bu oranın 2040 yılına kadar %40 oranında artacağı tahmin edilmektedir. Binaların enerji performansı özellikle gelişmekte olan ülkeler için kritik konuların başında gelmektedir. Türkiye’de binalardaki enerji tüketiminin dikkate değer bir bölümü eğitim yapıları kaynaklıdır. Bu nedenle karbon emisyonlarının ve enerji tüketimlerinin sınırlandırılmasında binaların enerji performanslarına yönelik araştırmalar büyük önem taşımaktadır. Bina enerji simülasyonları, bina tasarımcılarına, yapı bilimcilerine ve karar vericilere, binaların performansını tanımlamak için çok sayıda senaryoyu test etme imkânı sunar. Ancak, pratik bir çalışmanın doğru sonuçları verabilmesi için simülasyon sonuçları ile gerçek enerji tüketimi arasındaki fark en aza indirilmelidir. Bu çalışma, seçilen tipik mevcut bir okul binasının bina enerji performans simülasyonu modelinin oluşturulup geliştirilmesi ve enerji tüketimlerinin faturalar ve iç sıcaklık ölçümleri ile doğrulanması aşamalarını içermektedir. Bina geometrisi DesignBuilder (DB) programında modellenmiştir ve enerji modeli, bina kabuğu malzemeleri, mekanik sistemler, aydınlatma sistemi ve elektrikli ekipmanların kapasite ve verimlilik değerlerinin programa girdisi ile tamamlanmıştır. Oluşturulan enerji modelinin doğrulama aşamasında elde edilen doğal gaz ve elektrik faturaları, EnergyPlus (EP) yazılımından elde edilen simülasyon sonuçları ile karşılaştırılmış ve doğrulanmıştır. Çalışmanın son aşamasında, iç mahal sıcaklık ölçümleri ile simülasyon sonuçları arasındaki fark CV(RMSE) and MBE metotları ile doğrulanmıştır. Sonuç olarak, araştırmanın binaların enerji performanslarının iyileştirilmesi sürecinde temel oluşturması hedeflenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Eğitim Binaları, Bina Enerji Modellemesi, Enerji Modeli Doğrulama, Enerji Performans

## ABSTRACT

Buildings produce one-third of the worlds carbon emissions. If necessary, measures are not taken, it is estimated that this rate will increase significantly by 40% by 2040. The energy performance of buildings is one of the critical issues especially for developing countries. A significant portion of energy consumption in Turkey is consumed by educational buildings. For this reason, research on the energy performance of buildings is of great importance in limiting carbon emissions and energy consumption. Building energy simulations offer building scientists and decision makers the opportunity to test various scenarios to identify the pros and cons of buildings. However, for a practical study to give accurate results, the difference between simulation results and actual energy consumption should be minimized. This study includes the creation and development of the building energy performance simulation model of a selected typical existing school building and the verification of energy consumption with invoices and indoor temperature measurements. The building geometry is modeled in the DesignBuilder (DB) program with the input of the building envelope materials, mechanical systems, lighting system and electrical equipment. The obtained natural gas and electricity bills during

the validation phase of the created energy model were compared with the simulation results obtained from the EnergyPlus (EP) software. In the last stage of the study, the difference between indoor temperature measurements and simulation results was confirmed by the CV(RMSE) and MBE methods. As a result, it is aimed that the research will form the basis for the improvement of the energy performance of buildings.

**Key Words:** Educational Buildings, Building Energy Modeling, Energy Model Validation, Energy performance

## 1.GİRİŞ

İnşaat sektöründe gün geçtikçe artan bina stoğu, enerji tüketimini ve karbon salınımını arttırarak küresel ısınma ve iklim değişikliği gibi sorunlara neden olmaktadır. Bu sorunları önlemek, var olan bina stoğunun enerji tüketimini azaltmak için dünya çapında enerji verimli eylemlere, uygulamalara ve uygun politikalara acil ihtiyaç vardır [1],[2]. Binalar, karbon emisyonlarının %70'ine ve küresel enerji tüketiminin %40'ına neden olmaktadır [3]. Uluslararası Enerji Ajansına (2016) göre, bina enerji tüketiminin dünya çapında 2012'den 2040'a kadar yılda ortalama %1,5 artması beklenmektedir [4]. Bu nedenle, bina enerji performansının iyileştirilmesine önem verilmekte ve buna yönelik adımlar atılmaktadır. Bina Enerji Performansı Direktifi 2002 yılında yayınlanmıştır ve esas olarak farklı ülkeler için enerji performansı hesaplama gereksinimleri ile ilgilidir [5]. Avrupa Birliği Binaların Enerji Performansı Direktifi tarafından 2010 ve 2018 yıllarında güncellenen raporlar, halihazırdaki bina stoğunda iyileştirme önlemlerinin uygulaması ile sıfır enerji binaları hedeflemiştir [6], [7].

Avrupa'daki bina stoğu içinde, taban alanı açısından en büyük ikinci kategori %25 ile konut dışı binalardır [8]. Konut dışı bina stokunun bir parçası olan eğitim binaları, enerji verimliliğini sağlamak ve geleceğin dünya vatandaşlarını sürdürülebilir kalkınmaya teşvik etmek adına benzersiz bir potansiyele sahiptir.

Mevcut binaların performansının değerlendirilmesi ve iyileştirilmesi, özellikle okul binaları için bina stokunun olumsuz etkilerini azaltmak ve enerji tasarrufu hedeflerine ulaşmak için kritik bir konuma sahiptir. Performans değerlendirmesi yapmak ve güçlendirme stratejilerini geliştirmek için bina enerji simülasyon modelleri, çok sayıda senaryonun değerlendirilmesini ve optimum senaryonun belirlenmesini sağladığı için maliyet ve zaman verimliliği açısından en iyi yöntemlerden biridir [9], [10].

Bina enerji simülasyonu (BES), binanın enerji performansını ve termal konforunu kapsamlı bir şekilde hesaplayan fiziksel tabanlı bir matematiksel model olarak tanımlanabilir [11], [12]. BES modelleri, enerji tasarruflarının ve bina güçlendirme stratejilerinin doğru bir şekilde değerlendirilmesi için gereklidir [13]. Bina enerji simülasyonu sonuçları ve gerçek değerler arasında kullanıcıya bağlı olarak değişkenlik gösteren diğer deyişle, belirsiz parametrelere bağlı farklılıklar olabilir. Bu nedenle enerji simülasyonu doğrulamasında kalibrasyon güvenilir bir model oluşturmak için gerekli bir adımdır [14]. Bina modeli kalibrasyonu, simülasyon girdilerinden etkilenen bir model doğruluğu ölçüsüdür [15]. Başlıca kalibrasyon yaklaşımları; manuel ve otomatik olarak sınıflandırılabilir ve kalibrasyon yaklaşımlarının %74'ü maneldir [16]. Manuel kalibrasyon yöntemi, ASHRAE Kılavuzu [17] ve uluslararası performans ölçümü ve doğrulama protokolü (IPMVP) [18] tarafından desteklenmektedir.

Doğrulama çalışması genellikle sıcaklık ve bina enerji tüketimi için yapılmaktadır [15,19,20,21]. Manuel kalibrasyonda kullanılan bazı yöntemleri; RMSE (root mean square error), CV(RMSE) (coefficient of variation of the root mean square error), MBE (mean bias error), NMBE (normalized mean bias error), GOF (goodness of fit) ve R2 (regression) yöntemleridir. Bu yöntemler, iç hava sıcaklığının ve elektrik, doğalgaz gibi bina enerji tüketimlerinin simülasyon sonuçlarıyla karşılaştırılması için uygundur.

Literatürde, enerji modeli doğrulamada manuel kalibrasyonu kullanan çalışmalar, kalibrasyon için alınması gereken girdileri ve bina kabuğuna ilişkin gerekli ölçümleri sunmakla birlikte, gerçek ve öngörülen (simülasyon) verileri için hata hesaplama yöntemlerini ve ilgili standartları sunar [20], [22],

[23]. Türkiye'de ilgili literatürde okul binalarında enerji modeli kalibrasyonuna odaklanan az sayıda çalışma bulunmaktadır. Aksin & Arslan (2021), bir okul projesinin enerji performansını ve optimizasyonunu değerlendirmiştir [24].

Bu çalışma temel olarak Türkiye'de bulunan bir tip eğitim binasının enerji modeli kalibrasyonuna odaklanmaktadır. Çalışma metodunda literatürde sıklıkla kullanılan CV(RMSE) ve MBE yöntemleri kullanılmıştır.

## 2. YÖNTEM

Enerji modellerinin doğrulanması çalışmasında, İstanbul Bakırköy ilçesinde yer alan 10025-720 kodlu tip okul binası pilot okul olarak seçilmiştir. Enerji modeli kalibrasyonu için elde edilen veriler DesignBuilder ve EnergyPlus programına tanımlanarak enerji modeli oluşturulmuştur. Projenin yöntemi, ölçüm ve istatistiksel yöntemlerle toplanan gerçek verilerle manuel kalibrasyonu kapsamaktadır ve aşağıdaki dört aşamadan oluşmaktadır.

*Adım 1. Veri toplama:* Bu adım, verilerin elde edilmesini ve ölçülmesini içerir. Binaya ait mimari çizimler, malzeme bilgileri ve enerji tüketim faturaları idari yetkililerden temin edilmiştir. Mekanik sistem detayları, aydınlatma ve elektrikli ekipman bilgileri, kullanıcıya ilişkin parametreler yapılan ziyaretler ile elde edilmiştir. Örnek çalışma binasına en yakın meteoroloji istasyonlarına ait iklim verileri Meteoroloji Genel Müdürlüğünden temin edilmiştir. Veri doğruluğunu artırmak için, okul binasında dış duvarların ısı geçirme katsayısı (U-değeri) ölçümü gerçekleştirilmiştir. Ek olarak, iç sıcaklık verilerinin simülasyon modeli ile karşılaştırılması ve kalibrasyonu için okulda yer alan standart derslik mahalinde bir aylık dönemi kapsayacak şekilde saatlik olarak iç ortam kalitesi ölçümü yapılmıştır.

*Adım 2. Enerji Modellerinin Oluşturulması:* Bina geometrisi DesignBuilder programında oluşturulmuştur. Yapı malzeme bilgileri, mekanik sistem detayları, aydınlatma ve ekipman güç değerleri programa tanımlanmıştır.

*Adım 3. Simülasyon süreci:* Kullanıcıya bağlı aktivite, ekipman ve aydınlatma kullanımı, mekanik sistem çalışma takvimleri gözlem ve kullanıcılar ile yapılan görüşmeler sonucunda hazırlanarak programa tanımlanmıştır.

*Adım 4. Enerji Modellerinin Kalibrasyonu:* Oluşturulan enerji modelinin EnergyPlus programı ile gerçekleştirilen simülasyon sonuçları, elde edilen tüketim faturaları ve iç mekân sıcaklık ölçümleri ile karşılaştırılmıştır. Kalibrasyon sürecinde, simülasyon sonuçları ile ölçüm ve fatura verileri arasındaki hata oranı ASHRAE 14 Kılavuzu'nda önerilen yöntemle göre hesaplanmış, buna göre MBE ve CV(RMSE) denklemleri kullanılmıştır.

$$(1) \quad MBE = \frac{\sum_{i=1}^{Np} (Mi - Si)}{\sum_{i=1}^{Np} Mi}$$

$$(2) \quad CV (RMSE) = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^{Np} ((Mi - Si)^2 / Np)}}{Mp}$$

### 2.1 Pilot Yerleşke/Bina

Araştırma kapsamında İstanbul ilinde pilot okul belirlenmiştir. Seçilen okul Bakırköy ilçesinde bulunan tek binadan oluşan bir eğitim kurumudur. Bina 4 normal kat ve bodrum kattan oluşan 5 katlı bir yapıdan oluşmaktadır. Yaklaşık 4435,78 m<sup>2</sup> brüt alana sahiptir. Binanın inşaatı 2008 yılında tamamlanarak kullanıma açılmıştır. Okulda gözlemler sırasında toplanan veriler doğrultusunda 20 öğrenci kapasiteli toplam 31 standart derslik, çok amaçlı salon, bilgisayar laboratuvarı, spor salonu,

küçük yemekhane ve kütüphane bulunmaktadır. Binanın materyallerine ilişkin özellikler mimari çizimlerden, ölçüm sonuçlarından ve TS 825 standartlarından elde edilmiştir. Binanın opak bileşenlerine ait detaylar Tablo 1’de sunulmuştur.

**Tablo 1:** Pilot Okul Binası Opak Bileşenlerine Ait Özellikler

Opak Bileşenler	Materyal	Kalınlık	İletkenlik	U Değeri
		m	W/mK	W/m <sup>2</sup> -K
Dış Duvar	Çimento sıvası	0,03	0,7	<b>1,42</b>
	Beton	0,4	0,89	
	Çimento sıvası	0,03	0,7	
Döşeme (Toprak ile Temas eden)	Tavan sıvası	0,02	0,14	<b>1.88</b>
	Betonarme	0,15	1,6	
	Zemin tesviye şapı	0,05	0,7	
	Seramik karo	0,01	0,8	
Çatı	Kiremit	0,01	0,84	<b>0,41</b>
	EPDM	0,018	0,03	
	OSB	0,018	0,3	
	Hava Boşluğu	0,5	-	
	Taş Yünü	0,08	0,045	
	Betonarme	0,15	0,89	
	Sıva	0,02	0,7	

Pilot okula ait saydam bileşenlerin özellikleri ise yapılan gözlemler sonucunda elde edilen bilgilere göre belirlenmiştir. Gün ışığı geçirgenlik oranının düşük olmasında cam filmlerinin etkisi olmuştur. Detaylar Tablo 2’de sunulmuştur.

**Tablo 2:** Pilot Okul Binası Saydam Bileşenlere Ait Özellikler

Saydam Bileşen	U değeri	Güneş Enerjisi Geçirgenlik Katsayısı	Gün Işığı Geçirgenlik (%)
Cam	1.3	0.55	0.3

## 2.2 Veri Toplama ve Ölçümler

Enerji modelinin hazırlanması için mekanların fonksiyonları, kullanıcı sayıları ve kullanım sıklıkları, binada kullanılan yapı malzemeleri, iç mekanlarda bulunan aydınlatma sistemleri ve elektrikli cihazlar, mevcut mekanik sistem türü, kullanım detayları, kapasite ve verim değerleri verileri okuldan yetkililer aracılığıyla temin edilmiştir. Binaya ait opak ve saydam bileşenler okula yapılan gözlemler ve mimari proje yardımıyla elde edilmiştir. İlgili okulun mekanik sistemlerine ait veriler teknik personelden alınan bilgiler ve saha çalışmaları sonucunda toplanmıştır. Bodrum katta bulunan kazan dairesinde, doğalgaz ile çalışan sıcak su kazanı bulunmakta ve bina, bu kazana bağlı radyatörler ile ısıtılmaktadır. Mekanik sistem ekipmanlarının kapasite ve verim değerleri, üzerlerinde bulunan etiket bilgilerinden elde edilmiştir. Binada merkezi sıhhi su ısıtma sistemi bulunmamaktadır, fakat bodrum katta bulunan yemekhanede ve görevli dairesinde, zemin katta bulunan anasınıfı mutfağında ve birinci katta bulunan mutfakta bulunan dört adet termosifon ile sadece bu mahallerde sıhhi sıcak su ihtiyacı karşılanmaktadır. Kullanıcıya bağlı parametreler örneğin doğal havalandırma için mahalın kullanıcı sayısı, doluluk saatleri, pencere açma kapama alışkanlıkları gibi veriler anket ve saha gözlemleri ile elde edilmiştir.

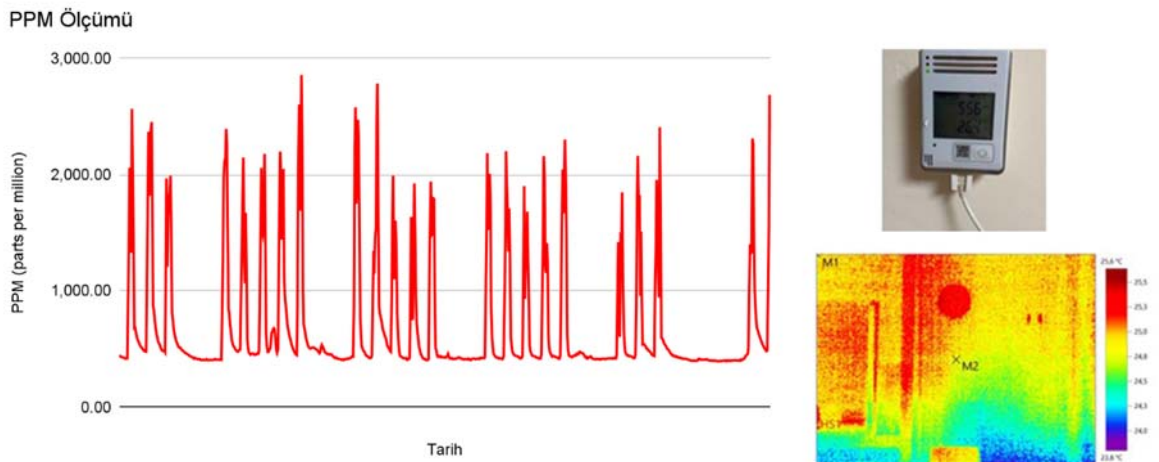
Bina Enerji Simülasyonu (BES) için, enerji modelinin doğrulanması oldukça önem taşımaktadır. Denetim ve yerinde ölçümler, daha kesin ve güvenilir sonuçlar elde etmek için doğrulama sürecini desteklemelidir. Modellerin doğruluğunu artırmak için aşağıdaki parametrelerin analizleri doğrulama sürecini desteklemiştir;

- İç ortam kalitesi ölçümleri
- Dış duvarların U değeri ölçümleri
- Bina kabuğunun termal analizi

### İç Ortam Kalitesi Ölçümleri

İç ortam kalitesi (sıcaklık, bağıl nem ve CO<sub>2</sub> seviyeleri) Datalogger cihazları ile ölçümlenmiştir. Ölçüm yapılacak olan mahaller belirlenirken yön, konum ve güvenliğe ilişkin parametreler göz önüne alınmıştır. Cihazın doğrudan güneşe maruz kalman bir iç duvar olacak şekilde konumlandırılmasına dikkat edilmiştir. Bu yüzden mahalın iç duvarları termal kamera ile görüntülenerek ısı köprüleri analiz edilmiş ve buna göre ölçüm cihazı için optimum konum belirlenmiştir (Şekil 1).

İç hava kalitesi ölçümlerinde ısıtma sistemi aktif durumdadır ve ortalama CO<sub>2</sub> seviyesi 710 ppm olarak ölçümlenmiştir (Şekil 1). Özellikle ders saatlerinde CO<sub>2</sub> seviyesinin oranının arttığı gözlemlenmiştir. Buna karşılık teneffüs ve öğle arası saatlerinde azalış gözlemlenmiştir. Bu ölçümden yola çıkılarak teneffüslerde ve öğle arasında mekanların havalandırılması için pencere ve kapıların açıldığı sonucu çıkarılmıştır. Ayrıca kullanım takvimlerinin oluşturulmasında da bu ölçüm sonucu dikkate alınmıştır.



**Şekil 1.** Datalogger cihazından elde edilen haftalık CO<sub>2</sub> (ppm) seviyeleri ve iç duvar termal kamera analizi

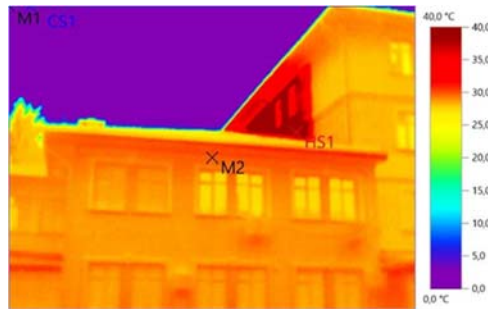


### Dış duvarların U değeri ölçümleri

Yapı malzemelerinin ısı özellikleri ve bina cephesinin ısı geçirgenliği binaların performansını büyük ölçüde etkiler. Bu yüzden doğrulama sürecini etkileyen önemli bir parametre olarak kabul edilir. Bina kabuğu zamanla dış koşullardan etkilendiğinden yapıldığı zamana göre değişiklik gösterebilir. Bu yüzden bu çalışmada bina kabuğu yerinde ölçümlenmiştir. Sonuçlara göre dış duvarların ısı geçirgenliği  $1.473 \text{ W/m}^2\text{K}$  olarak hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçların TS 825 standartlarına göre İstanbul ili için önerilen değerden ( $0.6 \text{ W/m}^2\text{K}$ ) yüksek olduğu tespit edilmiştir.

### Bina kabuğunun termal analizi

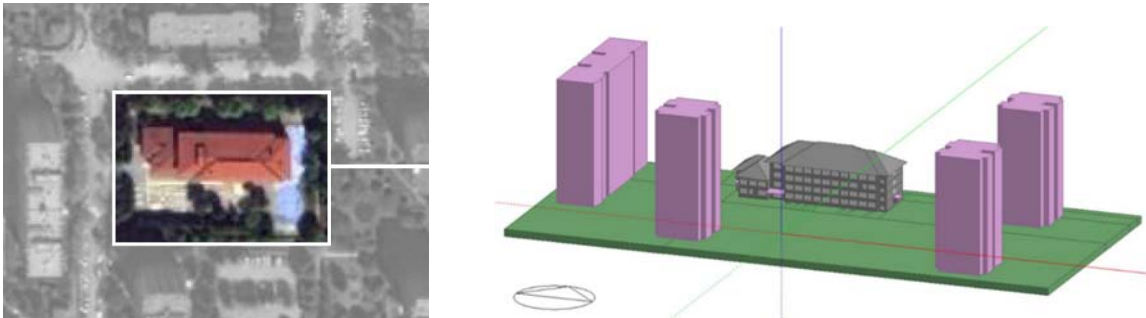
Doğrulama sonucuna etki edebilecek diğer önemli parametre bina kabuğunun mevcut durumudur. Bina kabuğundaki ısı kaçaklarının doğru şekilde analiz edilebilmesi için iç mekandaki hava sıcaklığının dış mekândan daha sıcak olduğu kış aylarında ölçüm yapılmıştır. Ayrıca, termal kamera analizlerinden yola çıkılarak U değeri ölçümünün, duvarın ısı köprüsü bulunmayan bölümünde yapılması sağlanmıştır. Şekil 2'de termal kamera ölçüm analiz sonuçlarından örnek verilmiştir.



Şekil 2. Termal kamera ölçüm analizi örneği

### 2.3 Enerji Modeli ve Simülasyon

Metodolojinin ilk adımından elde edilen veriler, BES modellemesi için girdi olarak alınmıştır. Bina geometrisi DesignBuilder'da mimari projeye uygun ölçülerde modellenmiştir (Şekil 3). Gölge etkisini dahil etmek amacı ile çevre binalar programa eklenmiştir. Güncel meteorolojik veriler, simülasyon sonuçlarının doğru tahmin edilmesi için toplanmıştır. Pilot binanın bulunduğu konum için tipik meteorolojik yıl (TMY) verileri, Meteoroloji Genel Müdürlüğü'nden alınmıştır [25]. BES'in ilk adımında, ısı zonlar belirlenmiştir. Benzer işleve, kullanıma ve termofiziksel özelliklere sahip mekanlar tek bir ısı zon olarak modellenmiştir. Bina modellemelerinin malzeme girdileri, okul idaresinden elde edilen veriler doğrultusunda belirlenmiştir. Dış duvarların U değerleri yerinde ölçülmüştür. Bina kabuğu malzemelerinin özgül ısı kapasitesi, yoğunluk ve iletkenlik değerleri TS 825 standartlarından ölçümleri doğrulayacak şekilde seçilmiştir. Bina ve aydınlatma sistemlerine ait ısıtma, soğutma, havalandırma sistemleri (HVAC), ekipmanları ve elektrik bilgileri EnergyPlus aracında tanımlanmıştır. Seçili okulda soğutma ihtiyacını klimalar karşılamaktadır. Kazanlara bağlı radyatörler ile ısıtma ihtiyacı karşılanmaktadır. Bir sonraki adım olarak, kullanıcı davranışları ve ekipmanların kullanım takvimleri oluşturulup EnergyPlus'ta ilgili mahallere tanımlanmıştır.



Şekil 3. Pilot Bina Vaziyet Görünümü ve Enerji Modeli



## 2.4 Kalibrasyon

Kalibrasyon aşamasında ASHRAE yönergesi takip edilmiştir. Bu yönergeye göre kalibrasyon sürecinde beş ana aşama vardır; bina bilgilerinin toplanması, bina enerji simülasyonu, simüle edilmiş ve ölçülen verilerin birbiriyle karşılaştırılması ve kabul edilebilir bir hata aralığına ulaşmak için belirsiz simülasyon parametrelerinin değiştirilmesi [26]. Aylık enerji tüketimlerinin kalibrasyonunda ASHRAE standardına göre MBE aralığı  $\pm\%5$  olabilir ve CV(RMSE) değeri  $\%15$ 'in altında olmalıdır. Saatlik sıcaklık doğrulama işlemi için MBE oranı  $\pm\%10$  hata aralığında ve CV(RMSE) değeri maksimum  $\%30$  olmalıdır.

Doğrulama süreci, verilerin toplanmasıyla başlayıp; referans bina verilerinin, yıllık meteorolojik verilerin yanı sıra yerinde ölçülen verilerin elde edilmesi ile devam etmiştir. İlk simülasyonların ardından BES modeli düzenlemeleri ile kalibrasyon süreci başlar. İlk kalibrasyon adımı, iç ortam sıcaklıklarının saatlik olarak doğrulanmasını içerir. Simülasyon sonuçları, ölçülen verilerle karşılaştırılmıştır. İkinci kalibrasyon adımı olarak, simülasyon ile hesaplanan bina enerji tüketim sonuçları, enerji faturaları ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda hesaplanan MBE ve CV(RMSE) hata oranlarının kabul edilebilir aralıkta olmadığı durumda, BES modelindeki belirsiz parametreler Tablo 4'te belirtilen değer aralığında test edilerek gerçek tüketimlere ve en az hata oranına sahip model oluşturulmaya çalışılmıştır. Belirsiz parametreler için test edilen değer aralıkları ve kalibrasyon sonucunda belirlenen değerler tabloda belirtilmiştir (Tablo 4).

**Tablo 4:** Belirsiz Simülasyon Parametrelerine İlişkin Kabuller ve Kalibre Edilmiş Değerler

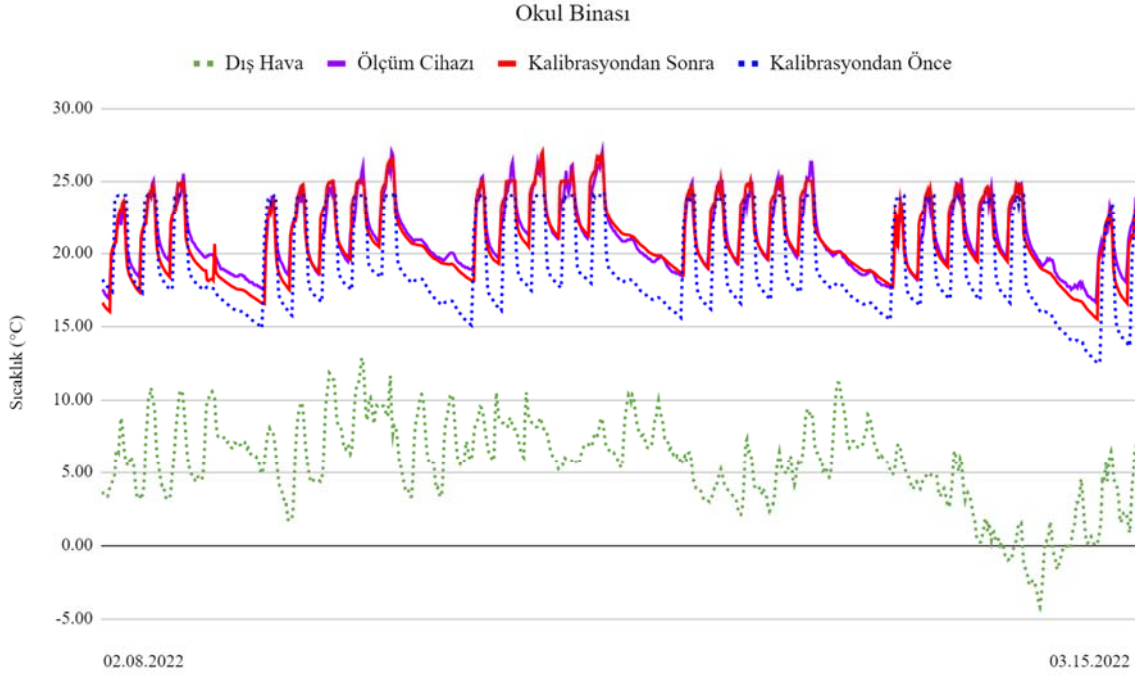
Belirsiz Parametreler	Birim	Değer Aralığı	Kalibre edilen Değer	
Kazan Verimliliği	%	85 - 95	87	
Hava Sızdırmazlığı	saatte hava değişimi(ach)	0.1 - 0.5	0.2	
Isı ayar Noktası	°C	23-25	25	
Doğal Havalandırma	1/h	Kış Ayları: 4-8 Yaz Ayları: 2-6	Ders	Ara
		Ocak / Şubat / Mart / Kasım / Aralık	1-2	2-4
		Nisan / Mayıs / Eylül / Ekim	2-4	4-6
		Haziran/Temmuz/Ağustos	4-6	6-8

## 3. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Enerji modellerinin simülasyonlar yoluyla doğrulanması temelde geniş bir belirsizlik aralığına sahiptir [27,28]. Bu nedenle BES modelinin standartlara göre kabul edilebilir aralıkta hata payına ulaşmak için belirsiz kullanıcıya bağlı parametreler yinelemeli olarak revize edilerek nihai modele ulaşılmıştır. Elde

edilen sonuçlar, doğrulama için gerçekleştirilen testler ve araştırma ekibinin değerlendirmeleri aşağıdaki gibidir:

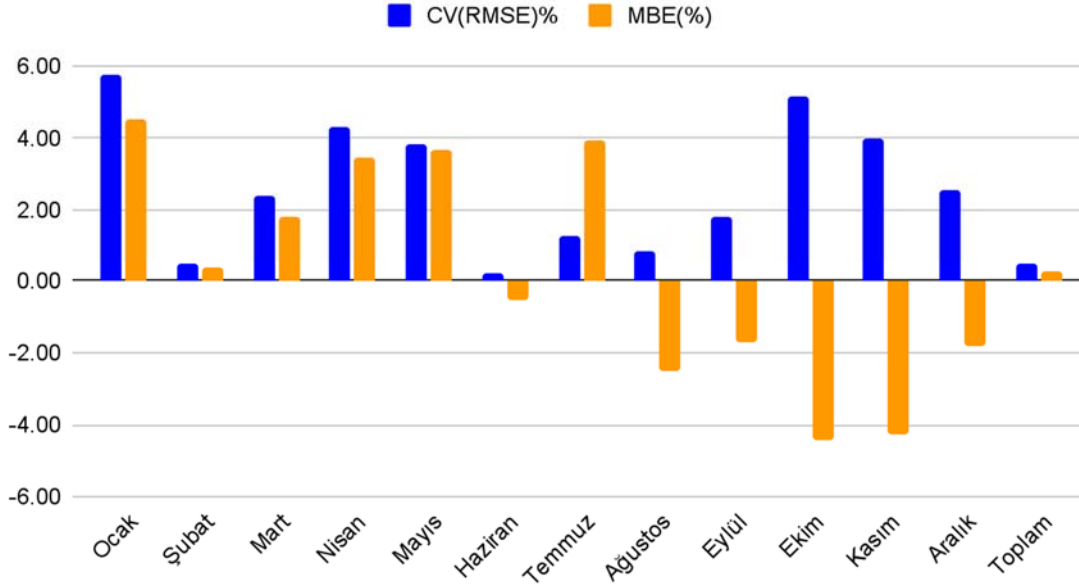
Enerji modeli doğrulamasının ilk aşamasında iç sıcaklık ölçümlerinin doğrulanması için, ölçümlere ve standartlara dayandırılan BES model dosyası oluşturulmuştur. İç sıcaklık ölçüm sonuçlarına göre en yüksek sıcaklık değeri 27 °C olarak, en düşük sıcaklık ise 16.6 °C olarak hesaplanmıştır. Ölçüm yapılan tarih aralığında ortalama sıcaklık 21.8 °C olarak elde edilmiştir. Kalibrasyon öncesi elde edilen simülasyon sonuçlarına göre ise en yüksek sıcaklık 24.5°C, en düşük sıcaklık 12.5°C ve ortalama sıcaklık ise 19.7 °C olarak elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre simülasyon hesaplamalarının ölçüm değerlerinden daha düşük olduğu görülmüştür. Bu yüzden kullanıcıya bağlı parametreler ve ölçümlenemeyen ancak ulusal ve uluslararası standartlarca belirli değer aralığı belirlenmiş parametreler için yapılan kabuller revize edilmiştir. Örneğin okul binasında yapılan gözlemler sırasında, kullanıcıların doğal havalandırma sağlamaya yönelik pencere açma davranışlarının değişkenlik gösterdiği analiz edilmiştir. Ölçümle elde edilen CO2 verileri de analiz edilerek havalandırma takvimi güncellenmiştir. Belirsiz kullanıcıya bağlı parametrelerin revizyon işlemleri sonucunda hesaplamalar tekrar edilmiş, elde edilen simülasyon sonuçları doğrulanabilmiştir. Ortalama sıcaklık 15.4 °C, en yüksek sıcaklık 27 °C ve en düşük sıcaklık ise 15.4 °C olarak hesaplanmıştır. Kalibrasyon işlemi sonucunda nihai enerji modelinin hata payı CV(RMSE) yöntemine göre %0.7, MBE yöntemine göre %2.6 olarak hesaplanarak önerilen hata payının içerisinde kalmıştır (Şekil 4).



Şekil 4. İç hava sıcaklığı ölçüm sonuçları ve kalibrasyonu

İç sıcaklık kalibrasyon aşamasından sonra okulun enerji tüketimine ilişkin simülasyon/hesaplama sonuçları ile enerji faturalarını karşılaştırma aşamasına geçilmiştir. İç sıcaklık doğrulama aşamasında kullanılan CV(RMSE) ve MBE yöntemleri elektrik ve doğalgaz tüketimleri için uygulanmıştır. Elektrik tüketimi için simülasyon sonuçları ve faturalardaki tüketim arasındaki farkın fazla olduğu Ocak ayı dikkat çekmiştir. Bu farkın ara tatilde öngörülemez kullanım faktörlerine bağlı olduğu değerlendirilmektedir. Bu ayda CV(RMSE) %5,7 ve MBE %4,5 olarak hesaplanmıştır. Okulların açık olduğu dönemlerde elde edilen farklılıkların ise özellikle konferans salonları, yemekhane ve toplantı salonları gibi belirli bir kullanım takvimi olmayan mahallerden kaynaklandığı görülmektedir. Yaz aylarındaki farkın ise okulu kullanan idari personellerin klima kullanımlarından kaynaklandığı söylenebilir. Eylül- Aralık aylarında ise faturalardaki tüketim değerlerinin genel olarak simülasyon sonuçlarından daha yüksek olduğu görülmektedir. Bunun elektrikli termosifonların ve ekipmanların kullanımlarına bağlı olabileceği tahmin edilmektedir. Ancak bütün aylarda elde edilen değerlerin standartlarca önerilen hata payı limitleri içinde olduğu gözlemlenmiştir (Şekil 5) .

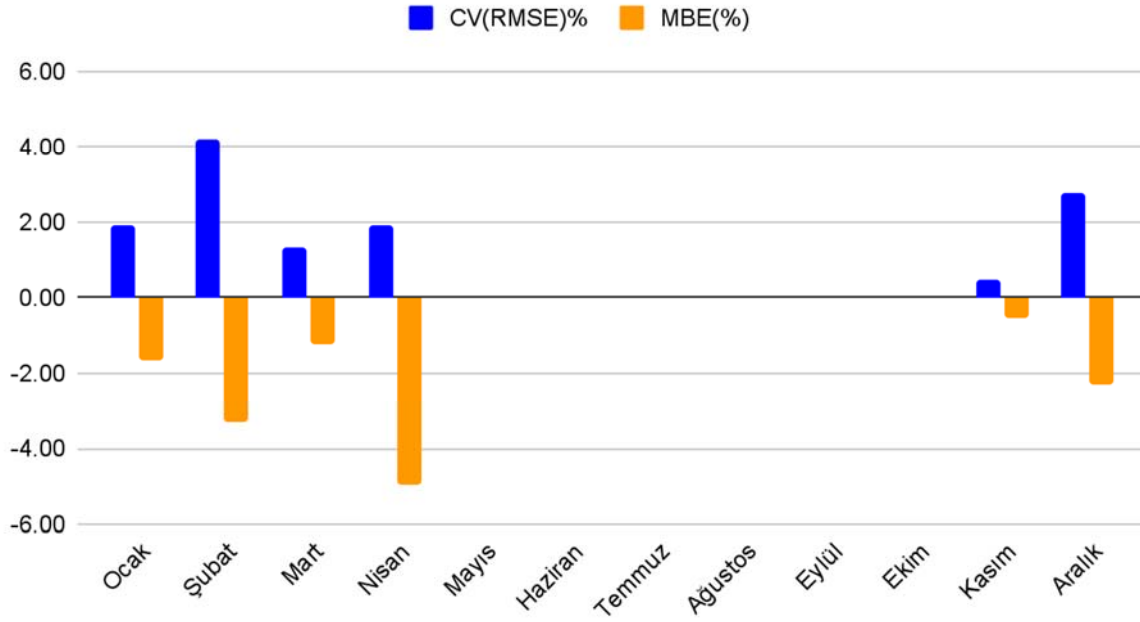
### Elektrik Tüketimi



Şekil 5. Yıllık elektrik tüketim doğrulaması

Doğalgaz tüketiminin analizinde ısıtma sisteminin kapalı olduğu Mayıs-Ekim aralığı doğrulama sürecine dahil edilmemiştir. Elektrik tüketimine benzer şekilde, doğalgaz tüketiminde de Ocak ayında simülasyon ile faturalar arasında yüksek fark olduğu gözlemlenmiştir. Bu ayda CV(RMSE) %1,9 ve MBE -%1,6 olarak hesaplanmıştır. Benzer şekilde bu farkın ara tatilde öngörülemez kullanımdan kaynaklandığı değerlendirilmiştir. Diğer aylar analiz edildiğinde ortaya çıkan farkın doğal havalandırma kullanım takvimlerinden oluşabileceği öngörülmektedir. Doğal havalandırma takvimleri okula yapılan gözlemler ve ilgili standartlardan yola çıkılarak belirlenmiştir. Ancak kullanıcıya bağlı olarak değişim gösterdiği için, simülasyonlarda gerekli olan (tekrar eden) standart bir kullanım takvimi belirlemek gerçek durumu temsil etmemektedir. Bu yüzden ortaya çıkan fark kabul edilebilir düzeydedir. Önemli farkın gözlemlendiği diğer ay ise Nisan ayıdır. Bu ayda dış sıcaklıkların yüksek olması ısıtma sisteminin kullanıcı konforu açısından bazı günler çalıştırılmamış olabileceğine işaret etmektedir. Aralık ayında ise simülasyon sonuçlarındaki tüketimlerin faturadakinden yüksek çıkmasının, kış ayı olması sebebiyle pencerelerin daha az açılmasından kaynaklandığı öngörülmektedir. Ancak bütün aylar dikkate alındığında, CV(RMSE) ve MBE hata oranlarının kabul edilebilir aralıkta olduğu görülmektedir (Şekil 6).

## Doğalgaz Tüketimi



Şekil 6. Yıllık doğalgaz tüketim doğrulaması

Mevcut bir binanın enerji modeli simülasyonu aracılığıyla temsil edilmesi, genellikle kullanıcıya bağlı faktörler ve ekipman yıpranmaları nedeniyle çeşitli zorluklara ve kısıtlamalara sahiptir. Bu çalışmada, simülasyon sonuçlarını etkileyen ana değişkenler belirlenmiş ve bunların tüketim oranları üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Öncelikle, doğalgaz tüketimini önemli ölçüde etkileyen kritik bir değişken olan kazan verimlilik değeri için kullanım süresi ve bakım durumu göz önüne alınarak yüzdelerle bir aralık belirlenmiştir. Enerji modeli kalibrasyonu üzerindeki etkisini analiz etmek için belirlenen aralık içerisinde kalan değerler ile simülasyonlar alınmıştır. Buna göre, kazan verimindeki  $\pm 0,10$ 'luk değişimin binanın doğalgaz enerji tüketiminde %12 ile %14 arasında farka neden olabileceği ortaya çıkmıştır.

Enerji modeli kalibrasyonu sürecinde önem arz eden bir diğer faktör, ayar sıcaklığıdır. Pilot eğitim binasında termostat sisteminin olmaması, uygun ayar sıcaklığının tanımlanmasında kısıtlamalara sebep olmuştur. İç hava sıcaklık ölçüm sonuçları incelenerek ayar sıcaklığı için değer aralığı belirlenmiş, her bir değer için simülasyon modeli oluşturulmuş ve sonuçları analiz edilmiştir. Bu doğrultuda ayar sıcaklığındaki  $\pm 1$  C değişim doğalgaz tüketiminin %12-15 oranında etkilenmesine neden olmuştur.

Binaların termofiziksel davranışları, doğal havalandırma ve hava sızıntısı değerlerinden önemli ölçüde etkilenmektedir. Bina enerji simülasyonlarında hava akışı parametresi, potansiyel hata oranını artıran nedenlerden biridir [29,30]. Bu nedenle, hava değişim miktarının (1/h) belirlenmesi, kalibrasyon aşamasında kritik öneme sahiptir. Çalışma kapsamında pilot okula gerçekleştirilen ziyaretler esnasında gözlemler ve anketler yapılmış, özellikle teneffüs saatlerinde camların daha fazla açılması sebebi ile hava değişiminin fazla olduğu tespit edilmiştir. Buna göre, ders ve teneffüs saatleri dikkate alınarak her mahal için ayrı doğal havalandırma takvimleri oluşturulmuştur. Ek olarak, kış aylarında yaz aylarına göre daha düşük değerler tanımlanmıştır. Simülasyon sonuçlarına göre doğal havalandırma oranındaki %0.1 (1/h) fark, doğalgaz tüketimine %0.9 ile %1.3 oranında etki etmektedir.

Ek olarak, termal kütle bir binanın ısı iletimini önemli ölçüde etkiler [31]. Bununla birlikte, birçok modelleme aracı yalnızca dış duvarların, iç bölmelerin ve mobilyaların termal kütlelerinin etkilerini

dikkate alır [32]. Bu çalışmada, doğru sonuçlara ulaşmak için iç duvarların yüzey alanları ölçülmüş ve simülasyon modeline tanımlanmıştır.

Enerji modeli kalibrasyon sürecinde tartışılan parametrelerin optimizasyonundan sonra, iç ortam sıcaklığı ve enerji tüketimi kalibrasyonu için simülasyon sonuçlarının MBE ve CV(RMSE) hata oranları aşağıdaki maksimum değerlerle sonuçlanmıştır:

- Saatlik iç sıcaklık ölçümleri ile simülasyon çıktıları arasındaki MBE hata oranı 2.6%, CV(RMSE) hata payı 0.7% olarak ölçülmüştür.
- Yıllık elektrik tüketiminin MBE hata oranı 4.50% ve CV (RMSE) hata payı 5.73% olarak kaydedilmiştir. Yıllık doğalgaz tüketiminde bu değerler sırası ile -4.95% ve 4.22% olarak belirlenmiştir.

#### 4. SONUÇ (Conclusion)

Enerji performans simülasyonunun doğrulama sürecinde verilerin simülasyon programlarına aktarılması ve gerçeğe en yakın sonuçların elde edilmesi en kritik adım olarak kabul edilir. Çalışma kapsamında doğrulama için İstanbul'da bulunan mevcut eğitim binası seçilmiş, yerinde gözlemler ve ölçümler yapılmıştır. Kullanıcıya bağlı parametreler için ilgili standartlara başvurulmuştur. Saatlik iç sıcaklık ölçümleri ile simülasyon aracılığıyla hesaplanan iç sıcaklık değerleri CV(RMSE) ve MBE yöntemleri kullanılarak karşılaştırılmıştır. Ölçümlere göre ortalama iç sıcaklık 21.6°C olarak analiz edilmiştir. Simülasyon modelinde ortalama sıcaklık değeri revizyon öncesi 19,5°C, revizyon sonrası 21,3°C olarak hesaplanmıştır. Bu aşamada farkın en fazla olduğu aralıklar incelenmiş ve kullanıcıya bağlı parametreler dikkate alınarak değişiklikler yapılmıştır. Bir sonraki adım olarak faturalarda yer alan aylık elektrik ve doğalgaz tüketimleri ile simülasyon sonucunda hesaplanan tüketim değerleri karşılaştırılmış, CV(RMSE) ve MBE yöntemleri ile hata oranları hesaplanmıştır. Elektrik tüketimi optimizasyonu için kullanıcı aktivitesine bağlı olarak elektrikli ekipman ve aydınlatma çizelgelerinde revizyonlar yapılmıştır. Doğalgaz tüketiminin kalibrasyonu için doğal havalandırmaya ilişkin kabuller, belirlenen aralıktaki değerler test edilerek revize edilmiştir.

Sonuç olarak araştırma, pilot çalışma ile enerji performans simülasyonu doğrulama adımları sunmaktadır. Doğrulama aşamasında karşılaşılan zorluklar arasında hava sızıntısı değerinin oda sızdırmazlık testi ile ölçülememesi ve ilgili standartlar araştırılarak belirlenen aralıktaki değerlerin test edilmesi doğrulama aşamasında karşılaşılan güçlükler arasındadır. Ek olarak, iç sıcaklık doğrulama aşamasında, binada yer alan mobilyaların termal kütle olarak tanımlanmasının, tüketim ve iç sıcaklıklar ile ilgili daha doğru sonuçlar verdiği görülmüştür. Fatura değerlerinin doğrulanması için iç hava sıcaklığı kalibrasyonu sırasındaki bu belirsiz parametrelerin değişimleri dikkate alınmalıdır. Bu çalışmanın, bina enerji simülasyonu sonuçlarının doğrulanmasına yeni bir yaklaşım sunarak daha sonraki çalışmalara rehberlik etmesi beklenmektedir.

#### KAYNAKLAR

- [1] Mata, É., Wanemark, J., Nik, V. M., & Sasic Kalagasidis, A. (2019). Economic feasibility of building retrofitting mitigation potentials: Climate change uncertainties for Swedish cities. *Applied Energy*, 242, 1022–1035. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.03.042>
- [2] Hodgson, Hugo, Miles Keeping, Katharine Marsden, David Pearce, and David Shiers. 2017. "Energy." In *Sustainable Built Environments*, 69–82. Chichester, UK: John Wiley & Sons, Ltd.
- [3] "Energy Outlook 2023." 2022. Economist Intelligence Unit. Ekim 19, 2022. <https://www.eiu.com/n/campaigns/energy-in-2023/>
- [4] International Energy Agency. 2016. *World Energy Outlook 2016*. Paris Cedex, France: Organization for Economic Co-operation and Development (OECD). <https://doi.org/10.1787/weo-2016-en>.

- [5] Directive 2002/91/EC of the European Parliament and of the Council of 16 December 2002 on the Energy Performance of Buildings. Off J Eur Union. 2003; 1:65-71.
- [6] Directive 2010/31/Eu of the European Parliament and of the Council. (2010). Europa.Eu.
- [7] Directive (EU) 2018/844 of the European Parliament of the Council of 30 May 2018 amending Directive 2010/31/EU on the energy performance of buildings and Directive 2012/ 27/ EU on energy efficiency. Off J Eur Union. 2018: 75-91.
- [8] Europe's buildings under the microscope. (2011). BPIE - Buildings Performance Institute Europe. <http://www.bpie.eu/publication/europes-buildings-under-the-microscope/>
- [9] Al-Shargabi, A. A., Almhafdy, A., Ibrahim, D. M., Alghieth, M., & Chiclana, F. (2022). Buildings' energy consumption prediction models based on buildings' characteristics: Research trends, taxonomy, and performance measures. *Journal of Building Engineering*, (Vol.54, Issue 104577). <https://doi.org/10.1016/j.jobee.2022.104577>.
- [10] Tian, Z., Zhang, X., Jin, X., Zhou, X., Si, B., & Shi, X. (2018). Towards adoption of building energy simulation and optimization for passive building design: A survey and a review. *Energy and Buildings*, (Vol.158, pp. 1306-1316). <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.11.022>
- [11] Building Energy Modeling. (n.d.). Energy.gov. Retrieved January 17, 2023, from <https://www.energy.gov/eere/buildings/building-energy-modeling>
- [12] Chong, A., Gu, Y., & Jia, H. (2021). Calibrating building energy simulation models: A review of the basics to guide future work. *Energy and Buildings*, (Vol. 253, Issue 111533). <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2021.111533>
- [13] Clarke, J.A., Strachan, P.A., Pernot C. (1993). An approach to the calibration of building energy simulation models *ASHRAE Trans*, (Vol.99, pp. 917).
- [14] Hou, D., Hassan, I. G., & Wang, L. (2021). Review on building energy model calibration by Bayesian inference. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, (Vol.143, Issue 110930). <https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.110930>
- [15] Raftery, P., Keane, M., & O'Donnell, J. (2011). Calibrating whole building energy models: An evidence-based methodology. In *Energy and Buildings* (Vol. 43, Issue 9, pp. 2356–2364). Elsevier BV. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.05.020>
- [16] Coakley, D., Raftery, P., & Keane, M. (2014). A review of methods to match building energy simulation models to measured data. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 37, pp. 123–141). Elsevier BV. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.05.007>
- [17] ASHRAE Guideline 14, Measurement of Energy and Demand Savings. ASHRAE Standards Committee (2002)
- [18] International performance measurement and verification protocol (IPMVP).(2002) (Vol. 1).
- [19] Chong, A., Gu, Y., & Jia, H. (2021). Calibrating building energy simulation models: A review of the basics to guide future work. *Energy and Buildings*, (Vol. 253, Issue 111533). <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2021.111533>
- [20] Royapoor, M., & Roskilly, T. (2015). Building model calibration using energy and environmental data. In *Energy and Buildings* (Vol. 94, pp. 109–120). Elsevier BV. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.02.050>
- [21] Chai, T. and Draxler, R. R.: Root mean square error (RMSE) or mean absolute error (MAE)? – Arguments against avoiding RMSE in the literature, *Geosci. Model Dev.*, 7, 1247–1250, <https://doi.org/10.5194/gmd-7-1247-2014>, 2014. (<https://gmd.copernicus.org/articles/7/1247/2014/gmd-7-1247-2014.pdf>)
- [22] Pachano, J. E., & Bandera, C. F. (2021). Multi-step building energy model calibration process based on measured data. In *Energy and Buildings* (Vol. 252, p. 111380). Elsevier BV. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2021.111380>
- [23] Gutiérrez González, V., Ramos Ruiz, G., & Fernández Bandera, C. (2020). Empirical and Comparative Validation for a Building Energy Model Calibration Methodology. In *Sensors* (Vol. 20, Issue 17, p. 5003). MDPI AG. <https://doi.org/10.3390/s20175003>
- [24] Aksin, F. N., & Arslan Selçuk, S. (2021). Energy Performance Optimization of School Buildings in Different Climates of Turkey. In *Future Cities and Environment* (Vol. 7, Issue 1). Ubiquity Press, Ltd. <https://doi.org/10.5334/fce.107>
- [25] MGM. (n.d.). Meteoroloji Genel Müdürlüğü. Retrieved January 26, 2023, from Gov.tr website: <https://mgm.gov.tr/>
- [26] ASHRAE Guideline 14, Measurement of Energy and Demand Savings. ASHRAE Standards Committee (2002)



- [27]Z. O'Neill, et al., Calibration of a building energy model considering parametric uncertainty, ASHRAE Trans. 118 (2012) 189–196.
- [28]T. Reddy, Literature review on calibration of building energy simulation programs: uses, problems, procedures, uncertainty and tools, ASHRAE Trans. 112(2006) 226–240.
- [29]Gutiérrez González, V., Ramos Ruiz, G., & Fernández Bandera, C. (2020). Empirical and Comparative Validation for a Building Energy Model Calibration Methodology. In Sensors (Vol. 20, Issue 17, p. 5003). MDPI AG. <https://doi.org/10.3390/s20175003>
- [30]Cipriano, J., Mor, G., Chemisana, D., Pérez, D., Gamboa, G., & Cipriano, X. (2015). Evaluation of a multi-stage guided search approach for the calibration of building energy simulation models. In Energy and Buildings (Vol. 87, pp. 370–385). Elsevier BV. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.08.052>
- [31]Verbeke, S.; Audenaert, A. Thermal inertia in buildings: A review of impacts across climate and building use. Renew. Sustain. Energy Rev. 2018, 82, 2300–2318.
- [32]Lee, S.H.; Hong, T. Validation of an inverse model of zone air heat balance. Build. Environ. 2019, 161, 106232

## TEŞEKKÜR

Bu araştırma, TÜBİTAK 3501 Kariyer Geliştirme Programı tarafından düzenlenen “Türkiye’deki Mevcut Eğitim Yerleşkelerinin İyileştirilmesinde Yaklaşık Sıfır Enerji Hedefine Yönelik Uzun Dönem Stratejiler için Ulusal Yaklaşımın Geliştirilmesi” isimli ve 219M552 numaralı araştırma projesinin bir parçasıdır.

## ÖZGEÇMİŞ

### Gökçe TOMRUKÇU

1996 yılı Samsun doğumludur. Lisans derecesini 2020 yılında Özyeğin Üniversitesi Mimarlık bölümünden onur öğrencisi olarak almıştır. Ardından Özyeğin Üniversitesi Mimarlık bölümünde tam burslu olarak yüksek lisans eğitimine başlamıştır. Fiziksel Çevre Kontrolü lisans derslerinde öğretim asistanı olarak görev almıştır. Yüksek lisans çalışmalarının yanı sıra, Özyeğin Üniversitesi Yapı Malzemeleri ve Fizik Laboratuvarı'nın devam eden ulusal katılımcı araştırma projelerinde araştırma öğrencisi olarak yer almıştır. Araştırma ilgi alanları, iklim değişikliğinin bina enerji performansı üzerindeki etkileri, binalarda enerji verimliliği ve neredeyse/net-sıfır enerjili binalar konularını kapsamaktadır.

### Gizem AVGAN

1997 yılı Muğla doğumludur. Özyeğin Üniversitesi Mimarlık bölümünden 2020 yılında onur öğrencisi olarak mezun olmuştur. Yüksek lisans eğitimine Özyeğin Üniversitesi Mimarlık bölümünde tam burslu olarak başlamıştır. Fiziksel Çevre Kontrolü lisans derslerinde öğretim asistanı olarak görev aldıktan sonra, Özyeğin Üniversitesi Yapı Malzemeleri ve Fizik Laboratuvarı'nın devam eden ulusal araştırma projesinde araştırma öğrencisi olarak yer almaya başlamıştır. Yüksek lisans çalışmalarında biyoiklimsel tasarım parametrelerinin bina ve yerleşkelerin enerji performansı üzerindeki etkileri, binalarda enerji verimliliği ve neredeyse/net-sıfır enerjili binalar konuları üzerine odaklanmaktadır.

### Hazal KIZILDAĞ

1995 yılı İstanbul doğumludur. Özyeğin Üniversitesi Mimarlık bölümünden 2019 yılında mezun olmuştur. Yüksek lisans eğitimine Özyeğin Üniversitesi Mimarlık bölümünde tam burslu olarak başlamıştır. Özyeğin Üniversitesi Yapı Malzemeleri ve Fizik Laboratuvarı'nın ulusal araştırma



projesinde araştırma öğrencisi olarak çalışmaya başlamıştır. Yüksek lisans çalışmalarında binalarda enerji verimliliği, biyomimetik mimari ve adaptif cephe tasarımları konuları üzerine odaklanmaktadır.

### **Ayşe Özlem DAL**

1996 yılı İstanbul doğumludur. 2019 yılında yüksek onur derecesiyle Özyeğin Üniversitesi Mimarlık ve Tasarım (İngilizce) bölümünden mezun olmuştur. Yüksek lisans derecesini aynı üniversitenin Mimarlık (Tezli) programında tamamlamaktadır. 2022 yılından itibaren Özyeğin Üniversitesi Mimarlık bölümü, Yapı Teknolojileri alanında araştırma görevlisi olarak görev yapmaktadır. Araştırma alanları kentlerde enerji verimliliği, parametrik tasarım ve analiz ve kentlerde afet riskine karşı dayanıklılığın artırılması üzerinedir.

### **Neşe Ganiç SAĞLAM**

2010 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi (İTÜ) Mimarlık Fakültesi Mimarlık Bölümü'nü, aynı üniversitede 2012 yılında Çevre Kontrolü ve Yapı Teknolojisi Yüksek Lisans Programını ve 2017 yılında Yapı Bilimleri Doktora Programını tamamlamıştır. 2011-2017 yılları arasında İTÜ Mimarlık Fakültesi'nde Araştırma Görevlisi olarak görev yapmıştır. 2018 yılından bu yana Özyeğin Üniversitesi Mimarlık Bölümü'nde Dr. Öğretim Üyesi olarak çalışmaktadır.

### **Ece Kalaycıoğlu ÖZDEMİR**

2007 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Mimarlık Bölümü'nü bitirmiştir. Aynı üniversitede 2007 yılında yüksek lisans çalışmalarına başlamış ve bu süreçte 2008 -2009 yılları arasında Politecnico di Torino Üniversitesi'nde Bina Performans Direktifleri ve enerji sertifikasyon sistemleri üzerine tez araştırması yapmıştır. 2010 yılında Yüksek Mimar unvanı almıştır. Son olarak, 2017 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi'nden Doktor derecesini tamamlamıştır. 2009-2016 yılları arasında EKOMİM Ekolojik Mimarlık Hizmetleri adlı firmada çalışmıştır. 2017 yılından bu yana Özyeğin Üniversitesi'nde öğretim görevlisi olarak çalışmaktadır. Çalışma konuları arasında, bina enerji performansı, aydınlatma ve güneş ışığı performansı modelleme ve simülasyonları, enerji etkin ve sürdürülebilir mimari tasarım geliştirme, kullanıcı ısı ve görsel konfor analizleri, sıfır/yaklaşık sıfır enerji/karbon bina tasarımı, yenilenebilir enerji sistemleri ve bölgesel enerji sistemleri yer almaktadır.

### **Touraj ASHRAFIAN**

Yüksek lisans eğitimini 2006 yılında, Tebriz I.Azad Üniversitesi Sanat ve Mimarlık Fakültesi Mimarlık Bölümü'nde bitirmiştir. Doktora eğitimini ise 2016 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Yapı Bilimleri Programı'nda tamamlamıştır. 2016-2022 yılları arasında Özyeğin Üniversitesi'nde Dr. Öğretim Üyesi olarak görev yapmıştır. Halihazırda Northumbria Üniversitesi'nde Mimari ve Yapılı Çevre Bölümünde görev yapmaktadır. Araştırma ve çalışma alanları, yaklaşık sıfır enerji binalar (nZEB), optimum maliyet analizleri, iç çevre kalitesi (IEQ), binalarda enerji verimliliği, mevcut binaların enerji etkin ve adım iyileştirmesi, bu tür iyileştirmelerde EPBD-recast çerçevesinde düşük maliyet gerektiren önlemlerin alınması, bu önlemler için gerekli maliyet analizlerinin yapılması, pozitif enerjili kentler ve iklim adaptasyonu olarak tanımlanabilir.



# ÇEVRE, ŞEHİRCİLİK VE İKLİM DEĞİŞİKLİĞİ BAKANLIĞI MEKANİK TESİSAT BİRİM FİYAT VE TARİFLERİ

*Mechanical Installation Unit Prices And Descriptions Of Ministry Of Enviroment And Urbanism*

Önder Yılmaz

## ÖZET

Kamu ve özel sektörde kullanılan maliyetlendirme yöntemlerinden biri birim fiyatların metrajlarla çarpılmasıdır. Bu çalışmada, en çok kullanılan birim fiyat olan Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı Birim Fiyatları ile yaklaşık maliyet hesaplanmasının önemi detaylı bir şekilde açıklanmıştır. Bu hesaplama yöntemine ek olarak, ilgili mevzuat ve mekanik tesisat birim fiyatlarının yenileme çalışmaları bildiri olarak özetlenmiş ve meslektaşlarımızın ve ilgili sektörün bilgilerine sunulmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Mekanik tesisat, birim fiyatlar, maliyetlendirme

## ABSTRACT

One of the costing methods that is used in public and private sector is multiplying unit prices by quantities. In this study, the importance of calculating approximate cost by using Unit Prices and Descriptions of Ministry of Enviroment and Urbanism, which is most used is explained in detail. In addition to this calculation method, the legislation and the renewing workout of mechanical installation unit prices are summarized as a paper and submitted to information of our colleagues and related stakeholders.

**Key Words:** HVAC Engineering, Unit prices, Pricing-Costing

## 1. GİRİŞ

Mekanik tesisat sektörü teknoloji ile birlikte gelişim göstermektedir. Bu gelişimle birlikte insan sağlığının ve bunlara ilişkin tesisat geliştirmeleri ile binalardaki mekanik tesisatın önemi gün geçtikçe artmaktadır. Mekanik tesisat çözümleri arasındaki tercih unsurlarından biri de maliyetlendirme.

Geleneksel iktisatta tercih sorunu; kaynakların sınırlı, ihtiyaçların ise sınırsız olmasından kaynaklanır. Bu nedenle kısıtlı kaynakların doğru yerlere yönlendirilmesi ve gelir gider dengesinin sağlanması gerekmektedir. Maliyetlendirmenin mühendislik sektörü dahil olmak üzere, tüm yatırım, imalat hatta ev ekonomisinde bile önemi büyüktür. Mühendislik projelerinin en önemli ayaklarından birinin maliyetlendirme olduğunu söyleyebiliriz. Maliyetleri analiz edilmeyen projelerin gerçekleştirilmeleri de çok olanaklı olmaz.

Maliyetlendirme yöntemlerinden en geçerli olanı maliyet kalemlerinin belirlenmesi ile birlikte bu kalemlerin fiyatlandırılması yöntemidir. Maliyetlendirme, maliyet kalemleri, belirgin tariflere bağlanarak maliyetlere esas fiyatların oluşturulması ve işin projesine dayalı birim metrajları ile çarpılması ile oluşur.

Birim fiyatlar, piyasada oluşan ürün fiyatları dikkate alınarak belirlenmiş, montaj bedellerinin analizleri ile ve adam x saat bilgileri ile bulunmuş olmalıdır.

## 2. İHALE MEVZUATI

Kamu harcamaları, toplumun vergileri ile oluşan bütçelerden yapılan harcamalardır. Bu harcamaların etkin, verimli, doğru yapılması, ülkemizin kaynaklarının doğru kullanılması, gelişmiş bir ülke için çok önemlidir. Harcamaların usulüne uygun olarak yapılması, denetime elverişli olması, etkin ve verimli olması için harcamalar, ihale yöntemi ile yapılmaktadır. TDK sözlüğe göre; “İş, mal vb.ni birçok istekli arasından en uygun şartlarla kabul edene verme, eksiltme veya artırma.” olarak tanımlanmıştır. Bu harcamaların doğru yapılmasında yaklaşık maliyetlerin hazırlanması en temel işlerdendir. Ülkemizdeki cumhuriyet dönemindeki ihale kanunları aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Kanun Numarası	Kanunun adı	Tarihi
661	Müzayede, Münakasa ve İhale Kanunu	28.04.1925 (RG. Tarihi)
2490	Arttırma, Eksiltme ve ihale Kanunu	10.06.1934 (RG. Tarihi)
2886	Devlet İhale Kanunu	01.01 1984 (Yürürlük)
4734	Kamu İhale Kanunu	01.01.2003 (Yürürlük)1
4735	Kamu İhale Sözleşmeleri Kanunu	01.01.2003 (Yürürlük)2

2886 Sayılı Kanunun günümüzün değişen ve gelişen ihtiyaçlarına cevap verememesi Avrupa Birliği ve uluslararası ihale uygulamalarına paralellik göstermek, kamu kaynaklarının kullanılmasını bir standarda bağlamak ve verimli hale getirmek için ihale mevzuatında köklü bir değişiklik yapılmıştır. 4734 sayılı ihale kanunu 22.01.2002 tarihli Resmi Gazetede yayınlanmış olup, 01.01.2003 tarihinde yürürlüğe girmiştir. Kanunun amacı; kamu hukukuna tâbi olan veya kamunun denetimi altında bulunan ve yahut kamu kaynağı kullanan kamu kurum ve kuruluşlarının yapacakları ihalelerde uygulanacak esas ve usulleri belirlemektir.

4734 sayılı Kanunun 4. Maddesinde ihale: “Bu Kanunda yazılı usul ve şartlarla mal veya hizmet alımları ile yapım işlerinin istekliler arasından seçilecek birisi üzerine bırakıldığını gösteren ve ihale yetkilisinin onayını müteakip sözleşmenin imzalanması ile tamamlanan işlemler “ olarak tanımlanmıştır.

Kanunun 4. Maddesinde yapım işleri “Bina, karayolu, demiryolu, otoyol, havalimanı, rıhtım, liman, tersane, köprü, tünel, metro, viyadük, spor tesisi, alt yapı, boru iletim hattı, haberleşme ve enerji nakil hattı, baraj, enerji santrali, rafineri tesisi, sulama tesisi, toprak ıslahı, taşkın koruma ve dekapaj gibi her türlü inşaat işleri ve bu işlerle ilgili tesisat, imalat, ihzarat, nakliye, tamamlama, büyük onarım, restorasyon, çevre düzenlemesi, sondaj, yıkma, güçlendirme ve montaj işleri ile benzeri yapım işlerini,” tanımlamaktadır. Bu tanıma göre sayılan işlerle ilgili **tesisat işleri** de yapım işi kapsamında belirtilmiştir.

### 2.1 Şartnameler

Birim Fiyat tariflerinin şartnamelerde gereken hususlara uyularak hazırlanması hem doğru fiyatlandırmanın yapılması açısından önemlidir. Ayrıca bu tariflerin projedeki atıflarla imalat tarifi haline gelmesi muhtemel olarak düşünülmelidir.

Kamu ihale kanunu Şartnameler konusunda “İhale konusu mal veya hizmet alımları ile yapım işlerinin teknik kriterlerine ihale dokümanının bir parçası olan teknik şartnamelerde yer verilir. Belirlenecek teknik kriterler, verimliliği ve fonksiyonelliği sağlamaya yönelik olacak, rekabeti engelleyici hususlar içermeyecek ve bütün istekliler için fırsat eşitliği sağlayacaktır.” olarak düzenleme içermiştir.

## 2.2 İhale süreci

İhale süreçleri, ihale öncesi, ihale süreci ve ihale sonrası olarak üç ana başlıkta düzenlenmiştir. İhale öncesi işlemler; ihtiyacın ortaya çıkması, projelerin ve şartnamelerin hazırlanması ve bu şartname ve projelere göre yaklaşık maliyetin hazırlanması sürecidir. İhale süreci, ihale onayı, dokümanların hazırlanması ve sözleşmenin yapılmasına kadar devam eder. İhale sonrası süreç, sözleşme imzalanması, iş yeri teslimi, işe başlama, hakediş, kontrollük hizmetleri ve muayene ve kabul hizmetleri olarak ifade edilebilir.

## 2.3. Yaklaşık Maliyet Mevzuatı

Yaklaşık maliyet hazırlanması konusu, kamu ihale kanunu 9 maddesinde şöyle düzenlenmiştir: “*Mal veya hizmet alımları ile yapım işlerinin ihalesi yapılmadan önce idarece, her türlü fiyat araştırması yapılarak katma değer vergisi hariç olmak üzere yaklaşık maliyet belirlenir ve dayanaklarıyla birlikte bir hesap cetvelinde gösterilir*” denmektedir. Yaklaşık maliyetle ilgili detaylı tanımlamalar, usul ve esaslar Yapım İhaleleri Uygulama Yönetmeliğinde Belirtilmiştir. “**Yaklaşık maliyetin hesaplanmasına esas miktarların tespiti**” başlıklı 9. Maddede yaklaşık maliyetin hazırlanması için çalışma adımları aşağıda belirtilmiştir:

- Arazi ve zemin etüdünün yapılması;
- Proje zorunluluğu;
- Mahal listesi hazırlanması;
- Metraj listelerinin hazırlanması
- Birim fiyat ve imalat tariflerinin hazırlanması;
- Anahtar teslimi götürü bedel işlerde; uygulama projeleri ve mahal listelerine dayalı olarak imalat iş kalemleri veya iş gruplarının teknik tarif ve özellikleri belirlenir.

Yaklaşık maliyet hesabına esas fiyat ve rayiçlerin tespiti konulu 10. Maddede, bu birim fiyat ve rayiçlerin tespitinde “Kamu kurum ve kuruluşlarınca belirlenerek yayımlanmış birim fiyat ve rayiçler,” ifadesi yer almaktadır.

## 2. ÇEVRE, ŞEHİRCİLİK VE İKLİM DEĞİŞİKLİĞİ BAKANLIĞI BİRİM FİYATLARI

Birim Fiyatlar, yaklaşık maliyet belirleme ve ihale sonrasında da ödeme yüzdeleri dilimlerini belirleyen imalat kalemlerinin yaklaşık fiyatlarıdır. Birim Fiyat Tarifleri, fiyata esas olan imalat listelerinin içeriğinin belirlendiği teknik tanım ve tariflerdir.

Kamu ihale mevzuatında bahsedilen birim fiyatlar ve tariflerinin yayımlanması görevi Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığına verilmiştir. Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığının Kuruluş Kararnamesi olan Cumhurbaşkanlığı Teşkilatı Hakkında Cumhurbaşkanlığı Kararnamesi'nin Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı'nın görevleri bölümünde; Madde 97/ k bendinde “*Bayındırlık ve iskân işleri ile ilgili şartname, tip sözleşme, yıllık rayiç, birim fiyat, birim fiyatlara ait analiz ve tarifleri hazırlamak ve yayımlamak,*” ifadesi ile Bakanlığımıza birim fiyat yapma, bunlara ilişkin analiz ve tarif yapma görevi verilmektedir. (3)

Bu görev ve yetkiye ilişkin olarak Bakanlığımız Yüksek Fen Kurulu ve oluşumları ile birim fiyat ve tarifleri hazırlanıp, Kurulda görüşülüp, Kurul onayını müteakip Bakanlığın internet sitesinde ve kitap olarak yayımlanarak, sektörün ve kamunun kullanımına sunulmaktadır.

Birim Fiyatları ve tarifleri üç ana kısımdan oluşmaktadır: İnşaat İşleri, Mekanik Tesisat İşleri, Elektrik Tesisat İşleri.

Bildirimizin konusu olan mekanik tesisat işleri bu bölümde açıklanacaktır: Mekanik Birim Fiyatları; 8 Ana başlık altında, 124 Gruptan oluşmaktadır. Toplam Birim Fiyat poz sayısı 6198 dir.

## 2.1. Birim Fiyat ve tariflerinin Kodlama sistemi:

Ürünlerin tipine, çeşitliliğine ve kapasitesine göre gruplama, hem sistemli bir çalışma oluşması hem de kolaylıkla bulunabilme için önem taşımaktadır. Birim Fiyat Cetveli kodlama modeli 2-3-4 Basamaklardan oluşmuş sistemdir.

**Kodlama sistemi AA. BBB. CCCC** şeklinde tanımlanabilir.

**AA basamakları için;**

İnşaat Birim Fiyatları için 15

Mekanik Birim Fiyatlar için 25

Elektrik Birim Fiyatları için 35 değerleri verilir.

**BBB ile belirtilen basamaklar;**

Mekanik Tesisat Ana Başlıklarını belirtmektedir. Örneğin Fan Coil cihazları 485 sayısı ile hava kanalları 470 ile kodlanmıştır.

**CCCC ile belirtilen basamaklar,**

Ürün çeşitli kapasitelerden oluşan cihaz ise, kapasiteleri, ürünün ölçülerini ve ya çeşitliliklerine göre ardışık olarak kodlanmıştır.

BİRİM FİYAT POZ NO	Başlık	Tarifler	Montajlı Birim Fiyatlar	Montaj Bedeli
<b>25.485.1000</b>	<b>FAN COİL CİHAZLARI (Ölçü: ad)</b> Isıtma ve soğutmada kullanılabilen, 220 V,50 Hz tek milli veya çift milli, üç devirli elektrik motorları ile tahrik edilen, dinamik ve statik olarak balans alınmış sık kanatlı radyal fanlar ile çalışacaklardır. Hava emişinde temizlenebilir filtreye haiz olacaktır. Serpantinler bakır boruların üzerine olarak şişirilerek alüminyum lamellerin sıkı bir şekilde geçirilmesi ve bu şekilde sıkı bir mekanik bağ oluşturulması esasına göre imal edilmiş olacaktır. Serpantin altında yoğunlaşmayı biriktiren drenaj tavası ve bağlantısı bulunacak olup, yoğunlaşma suyu ile temaslı kısımlar korozyona karşı korunmuş ve ses ve ısı performansını iyileştirilmesi amacı ile izolasyonlu olacaktır. Fan-coil cihazlarının tüm bağlantılarının yapılarak onaylı projelerinde temini ve çalışır halde yerine montajı yapılacaktır. NOT: 18-20 °C hava girişinde 90/70 °C sıcak suda vereceği ısı cihaz kapasitesine esas olacaktır.			
<b>25.485.1100</b>	<b>Kasetli Döşeme Tipi Fan Coil Cihazı</b>			
25.485.1101	3000 Kcal/h		2.860,00	109,00
25.485.1102	4000 Kcal/h	Kapasite	3.050,00	109,00
25.485.1103	5000 Kcal/h		3.160,00	109,00
25.485.1104	6000 Kcal/h		3.380,00	135,00

**Çizelge: Birim Fiyat ve Tariflerinin Yayınlanma formatı**

## 2.2. Mekanik tesisat işleri

Birim Fiyat listelerinde Mekanik tesisat kalemleri işin özelliğine göre 8 ana başlıkta toplanmıştır. Aşağıdaki çizelgede ana bölümler listelenmiştir.

No	Mekanik Tesisat Ana başlıkları	Poz numarası aralığı
1-	Sihhi Tesisat	25.100.1000 - 25.182.2303
2-	Isıtma Sistemleri Tesisatı	25.200.1000 - 25.288.5800
3-	Müşterek Tesisat	25.300.1000 - 25.410.5100
4-	Havalandırma ve Klima Tesisatı	25.450.1000 - 25.505.2215
5-	Otomatik Kontrol Tesisatı	25.550.1000 - 25.567.3205
6-	Mutfak Ve Çamaşırhane Tesisatı	25.600.1000 - 25.635.2302
7-	Hastane Tesisatı	25.650.1100 - 25.665.1200
8-	Yangın Tesisatı	25.700.1000 - 25.740.1208

**Sihhi Tesisat Bölümünde;** Genel olarak vitrikiye bunlara ilişkin tesisatlar, armatürler, aksesuarlar, Su depoları, su yumuşatma ve filtrasyon cihazları, Hidroforlar, Sıcak su üreticileri ve sulama cihazlarıdır.

**Isıtma Sistemleri Tesisatında;** Dökme dilimli, çelik, yoğuşmalı, duvar/yer tipi kazan tipleri, eşanjörler, radyatör çeşitleri, radyant ısıtıcılar, brülör çeşitleri, bacalar ve gerekli ekipmanları yer almaktadır.

**Müşterek Tesisat başlığında,** Tüm mekanik tesisatlarda kullanılan, borular, boru elemanları, izolasyonları, pompalar, basınçlı hava cihazları yer almaktadır.

**Havalandırma Klima Tesisatında,** Klima santrallerini oluşturan bileşenler, aspiratörler, geri kazanım cihazları, hava kanalları, kanal ekipmanları, vrv/vrf/vrs klima ve bileşenleri, ısı pompaları, soğutma grupları, soğutma kuleleri yer almaktadır.

**Otomatik Kontrol tesisatında;** Elektronik duyar elemanlar, Otomatik kontrol vanaları ve ekipmanları yer almaktadır.

**Mutfak Çamaşırhane Tesisatında;** Tamamı endüstriyel olarak, mutfak tezgahları, yemek hazırlama cihazları, fırınlar, ocaklar, fritözler, pişirme cihazları, bulaşık makinaları, davlumbazlar, çamaşır makinaları, ütü makinaları bulunmaktadır.

**Hastane Tesisatında;** Medikal gazlar tüpleri, borulaması, ekipmanları, Gaz alarm düzenekleri, Prizleri, Morg ve Gasil tezgâhları bulunmaktadır.

**Yangın Tesisatında,** Yangın dolapları, hidrantlar, vanalar, yangın pompaları, sulu söndürme sistemi ekipmanları, sprinkler sistemleri ve ekipmanları, gazlı söndürme sistemleri, davlumbaz söndürme sistemleri, köpüklü söndürme sistemleri, Mekanik tesisata ilişkin yangın önleyiciler bulunmaktadır.

### 2.3. Mekanik Tesisat İşlerinde yapılan yenilikler ve eklemeler

Enerji ekonomisi, çevre, insan konforunu ve sağlığı gibi temelleri esas alan mekanik tesisat çözümleri binalarda temiz su, temiz hava, konfor gibi kavramlarla gelişiyor. Bu gelişimlere bağlı olarak hem dünyadaki gelişmiş ülkelerin mevzuatında hem de ülkemiz mevzuatında da değişiklikler olmaktadır. Değişen mevzuatın takibi ile birim fiyat tanımları yenilenmektedir. Sadece mevzuat değişikliklerine bağlı kalınmaksızın, rekabeti oluşturmuş binalarda kullanımı artmış ve keşiflerde olması gerekli olan ürünlerin de Birim Fiyat Kitabına kazandırılması hedeflenmiştir. Ayrıca sektördeki sivil toplum kuruluşlarından ve sektör firmalarında gelen başvurular da Yüksek Fen Kurulu değerlendirilmesine müteakip Birim Fiyat listelerinde yer almaktadır.

Mekanik tesisat birim fiyatlarında, sağlık gereçleri, vitrikiye malzemelerde anti bakteriyel özellikli olanlar eklenmiş, engelli kullanımına uygun gereçlerle erişilebilirlik sağlanmıştır. Isıtma sistemleri bölümündeki ısıtıcı cihazların tanım ve tarifleri günümüz kapasiteleri dikkate alınarak düzenlenmiştir. Kazanlarda kullanılan brülörlerin verimliliği göz önünde tutularak tanımlarında ve kapasitelerinde yenilemeler yapılmıştır. Müşterek tesisatta boru ve boru elemanları tamamen günümüz standartlarına göre tanımları yenilenmiştir. Özellikle pompalarda enerji verimliliği göz önünde tutularak frekans konvertörü pompalar tanımlanmış ve kapasiteleri düzenlenmiştir.

Pandemi ve önlemlerinin gündemde olduğu zamanları yaşıyoruz. Bu konuda havalandırma ve iklimlendirmenin de önemi bir kez daha arttı. Havalandırma tesisatındaki, Klima santrali ekipmanları tanımları ve çeşitlilikleri düzenlenmiştir. Havalandırma cihazlarındaki geri kazanım cihazları çeşitleri düzenlenmiştir. Hava kanallarındaki sızdırmazlık ve sac kalitesi ön planda tutularak tarifleri yapılmıştır. Esnek kanalların yangın ve duman salınımı ve dayanıklılık gibi kriterler ile tekrar tanımlamaları yapılmıştır. Değişken debili klima sistemleri (VRF, VRS, VRV) Birim fiyat tariflerine kazandırılmış ve güncellemeleri her yıl yapılmıştır. Geçtiğimiz yıllarda parçalı olarak keşiflendirilen Paket tip soğutma grupları kompakt olarak tariflenmiş, hem keşiflendirilmesi hem de doğru fiyatlandırılması sağlanmıştır. Su soğutmalı paket tip soğutma grupları birim fiyat tariflerine eklenmiş, su soğutma kuleleri çeşitleri de düzenlenmiştir.

Enerji ekonomisi, yenilenebilir enerji kaynakları açısından da çalışmalarımızdan en önemlisi ısı pompaları denebilir. Bu konudaki Su ve Hava kaynaklı ısı pompaları, Birim fiyat tariflerine kazandırılmıştır. Aynı zamanda termal solar olarak da adlandırılan, güneş enerji kolektörleri ve kurulumu için gereken ekipmanlar da yenileme çalışmalardan önemli ölçüde etkilendirilmiştir. Bilim Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı'nın "Bağımsız ve ürünlere entegre salmastrasız devir daim pompaları ile ilgili çevreye duyarlı tasarım tebliği" ne göre  $EEL \leq 0,23$  enerji verim indeksine sahip pompalar tanımlanmıştır. Çevreye duyarlı tasarım ve enerji etiketlenmesine ilişkin tebliğlere göre de düzenlemeler yapılmaktadır. (4)



Enerji ekonomisi ve konforun odaklandığı otomatik kontrol sistemlerine ilişkin birim fiyatlarda da köklü değişiklikler yapılmıştır. Otomatik kontrol tesisatına ilişkin tüm birim fiyat ve tarifleri güncel ve teknolojik olarak yenilenmiştir.

Mutfak Çamaşırhane ve Hastane tesisatlarına ilişkin yenileme çalışmaları da sektör dernekleri ve firmalarla birlikte yapılmıştır. Sağlıklı mutfaklar, etkin, verimli ve doğru fiyat yaklaşımı ile revize edilmiştir.

Yangından korunma donanımı ve tesisatı başlığında, sulu yangın söndürme konusunda düzenlemelerin yanında, gazlı söndürme sistemleri de tariflere kazandırılmıştır. Mekanik tesisat ile ilgili yangın önleyiciler ve çeşitli söndürme sistemleri tanımlanmıştır.

Montaj bedellerinin doğru tespitine ilişkin çalışmalar adam x saat yaklaşımı ile başlanmış, analiz çalışmaları ile devam etmektedir. Mekanik tesisat kalemlerinin birçoğunda işçilik analizleri yapılmış, yapılmayan kısımlarında da çalışmalara devam edilmektedir.

Mekanik tesisat birim fiyat analizi çalışması kapsamında montaj bileşenlerindeki işçilik tipi ve miktarlarının belirlendiği analiz ile işçilik maliyetleri hesaplanacaktır.

### 3. DEĞERLENDİRME VE SONUÇ

Binaların yapılmasındaki ekonomi yönetiminin bir yansıması olan maliyetlendirmenin mekanik tesisatta en önemli yöntemi birim fiyatlar ile maliyetlendirmedir. Birim fiyatların toplu olarak ulaşılabilir olması sektörde çalışan tüm teknik personelin lehine bir durumdur. Birim fiyatlar bu düşünce ile hem kitap olarak hem de Yüksek Fen Kurulu internet sayfasında geçmiş yıllara ilişkin birim fiyatlar ile birlikte sunulmaktadır. Ayrıca tüm birim fiyatlar ve tarifleri Rusça ve İngilizce olarak kullanıma sunulmuştur.

Doğru tanımların yanı sıra doğru fiyatlandırma için güncelleme çalışmaları her yıl sürmekte, neredeyse tüm ürünler için fiyatının belirlenebilmesi için en az 3 veya 4 fiyat alınmaktadır. Montaj bedellerinin fiyatları da işçilik analizleri ile bulunması hedeflenmiş olup bu çalışma tüm birim fiyatlara uyarlanacaktır.

Mekanik tesisat birim fiyatları, özellikle kamuda görevli ya da kamuya danışmanlık ve hizmet üreten teknik personelin kullandığı listelerdir. Bu listelerin doğruluğu ve güncelliği çabuk, güvenilir, hızlı projelendirme, maliyetlendirme için önemli bir unsurdur. Ülkemizin en uzak noktalarında çalışan mühendisler için hızlı maliyetlendirme, doğru çözümler bulma, doğru ve rekabeti sağlanmış tarifler kullanımı ile kamu yararı maksimum olacaktır.

### KAYNAKLAR

- [1] Kamu İhale Kanunu Yayımlandığı Resmî Gazete: Tarih: 22/1/2002, Sayı: 24648
- [2] Kamu İhale Sözleşmeleri Kanunu Yayımlandığı Resmî Gazete: Tarih: 22/1/2002 Sayı:24648
- [3] Cumhurbaşkanlığı Teşkilatı Hakkında Cumhurbaşkanlığı Kararnamesi Yayımlandığı Resmî Gazetenin Tarihi – Sayısı: 10/7/2018 – 30474
- [4] Bağımsız Ve Ürünlere Entegre Salmastrasız Devridaim Pompaları İle İlgili Çevreye Duyarlı Tasarım Gereklere Dair Tebliğ23/9/2011 Tarihli Ve 28063 Sayılı Resmî Gazete





## ÖZGEÇMİŞ

### Önder YILMAZ

1977 Çorum doğumludur. 1995-1999 arasında Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun oldu, 2004- 2007 yılları arasında Gazi Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünde Isı Transferi üzerine yüksek lisans yaptı. Mekanik tesisat projelendirme konularında, ÜNTES Klima A.Ş.de, Makine Mühendisleri Odasının çeşitli komisyonlarında ve eğitimlerinde görev aldı. Milli Savunma Bakanlığı, Bayındırlık ve İskan Bakanlığında ve halen Çevre, Şehircilik ve İklim Değişikliği Bakanlığı Yüksek Fen Kurulu'nda Mekanik Tesisat Şube Müdürü olarak çalışmaktadır.

# KURUMSAL YAPILARIN ISI TALEBİ YÖNETİMİ İÇİN VERİMLİLİĞE BAĞLI ÇEVRESEL SÜRDÜRÜLEBİLİRLİK GÖSTERGELERİ

*Environmental Sustainability Indicators Depending On Efficiency For Heat Demand Management Of Corporate Structures*

**M. Ziya Söğüt**

## ÖZET

Küresel iklim değişikliğinin temel nedeni olan fosil yakıt tüketimi tüm sektörlerde olduğu gibi bina ısıtma tercihlerinde de çevresel kirliliğin temel nedenlerinden biridir. Farklı iklim koşulları, binalarda geleneksel ısıtma sistemlerinin performanslarını doğrudan etkiler ve bu sistem kaynaklı entropi üretimiyle birlikte küresel etki olarak CO<sub>2</sub> emisyonunun ana kaynağını oluşturur. Mevsim değişimlerine bağlı çevre koşullarındaki değişiklikler, ısıtma ihtiyaçlarının dinamik koşullarına bağlı olarak, doğrudan veya dolaylı sistemlerin performanslarına bağlı yakıt tüketimini etkiler. Bu tüketimler öncelikle yanma performansına göre değişmekle birlikte, genellikle sistem işletme ve yük değerlerine bağlı olarak tersinmezlik nedeniyle yüksek oranda ekserji yıkımı tanımlarlar. Bu çalışmada, kurumsal bir yapı bloğunun ısıtma talep yönetimine bağlı ekserji verimliliği ve entropi performansları karşılaştırmalı incelenmiştir. Bu kapsamda sistemlerin değerlendirmesi için geliştirilmiş çevresel sürdürülebilirlik indikatörleri tanımlanmıştır. Ayrıca talep kontrolünün etkin parametrik kontrolleri ile sistemde sağlanabilecek iyileştirmeler, sistemde hem verimlilik hem de entropi açısından değerlendirilmiştir. Çalışma sonunda özellikle çevresel etkiler değerlendirilmiş ve süreç analizlerine ilişkin değerlendirmeler yapılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Kurumsal yapılar, Talep yönetimi, Verimlilik Sürdürülebilirlik Çevre.

## ABSTRACT

Fossil fuel consumption, which is the main cause of global climate change, is one of the main causes of environmental pollution in building heating preferences as in all sectors. Different climatic conditions directly affect the performance of traditional heating systems in buildings and together with this system-induced entropy generation constitute the main source of CO<sub>2</sub> emission as a global impact. Changes in environmental conditions due to seasonal changes affect the fuel consumption directly or indirectly depending on the performance of the systems, depending on the dynamic conditions of the heating needs. Although these consumptions vary primarily according to combustion performance, they generally define a high rate of exergy destruction due to irreversibility depending on the system operation and load values. In this study, the exergy efficiency and entropy performances of an institutional building block related to heating demand management were analyzed comparatively. In this context, environmental sustainability indicators developed for evaluation of systems were defined. In addition, improvements that can be achieved in the system with effective parametric controls of demand control were evaluated in terms of both efficiency and entropy in the system. At the end of the study, especially environmental impacts were evaluated and evaluations regarding process analyzes were made.

**Key Words:** Institutional structures, Demand management, Efficiency Sustainability Environment.

## 1. GİRİŞ

Küresel iklim değişikliğinin yaşam formları üzerindeki etkileri her geçen gün etkisini arttırmaktadır. 1992 yılında Rio konferansı ile başlayan uluslararası farkındalık, günümüzde toplumun her kesimi için küresel ısınma tehdidinin önemli bir problem olduğu bilincini oluşturmuştur. Sektörel farkındalıklara rağmen maalesef fosil yakıt tüketim talebi de sürekli artmaktadır. Sektörel olarak toplam emisyon yükünün yaklaşık %40'ına sahip bina sektörü, bu sürecin önemli bir oyuncusudur. Günümüz bina stokunun yaklaşık %60'ı 2000 yılı öncesi binalara aittir ve bu binaların kötü mimari ve ısı özellikleri bina kaynaklı emisyon yükünün önemli bir bölümünü oluşturmaktadır. Araştırmalar, artan nüfus etkisi ve son yıllarda yaşanan pandemi etkisi de buna ilave edildiğinde, insanların ev kullanımını arttırdığı ve bu kötü şartlar nedeniyle enerji tüketim payını önemli ölçüde arttırdığını göstermektedir[1,2]. Binalarda önemli bir paya sahip kurumsal yapılar da bütünlük yapıları olarak bu tehdidin önemli bir parçasıdır. Her şeyden önce çoğu kamu hizmetinde olan bu yapıların sektörel etkisini azaltmak, doğrudan talep yönetimine bağlı enerji verimli çözümlerin geliştirilmesine ihtiyaç duymaktadır. Enerji verimliliği, bu tür yapılarda, konforun korunması ve çevresel sürdürülebilirliğin geliştirilmesi için etkin bir kaynak olarak görülmelidir. Bu kapsamda enerji verimliliği, işletim süreçleri olmak üzere, kurumlarda kültürel bir değişimin de anahtarı olarak görülmelidir. Kurumsal yapılarda enerji yönetilebilir bir konudur. Bu kapsamda etkin enerji yönetim araçlarının geliştirilmesi, kurumsal yapılar için geliştirilmiş bir süreç ve organizasyonlar bütünüdür. Özellikle enerji teknolojilerinin tanımlanacak hedef eylemler ile birlikte operasyonel yönetimi, fosil yakıt kaynaklı tüketimleri sınırlarken, çevresel ve ekonomik sürdürülebilirliğinin etkinliğini de sağlamış olacaktır.

Günümüzde toplumsal olarak yaşam kalitesi ve sürdürülebilir gelişme, geleneksel olarak enerji tüketiminin de artmasıyla ilişkilendirilir. Sürdürülebilir kalkınma vizyonunda beklentiler toplum, çevre ve ekonomi unsurlarının tüm boyutlarıyla gelişmesine bağlı değerlendirilir. Ancak günümüzde küresel ısınma ve iklim değişikliği etkisi, gelişen farkındalığa bağlı olarak, bu süreçte daha iyi üretme ve tüketme yollarını tanımlamak için karar süreçlerini etkileyecek sürdürülebilir nesnel teknik kriterlerin oluşturulmasını bir ihtiyaç olarak tanımlamıştır[3].

Temelde ana sorun neden kriterler tanımlanmalıdır ve bir ihtiyaç olarak görülmelidir. Günümüzde ısı proseslerin işlevleri, çok girdili ve karmaşık bilgi alt yapısına sahiptir. Bilimin kriter kullanma ihtiyacı, karar verme süreçlerinde, karmaşık bir bilgi kümesine sahip bir gerçeklik hakkında bilgi edinme olasılığı üzerinedir. Böylelikle gerçekliğin anlamı korunurken, geliştirilen kriterle sürdürülebilirliğin olası etkilerini korumak adına eylem süreci için temel ve öncelikli alanlar tanımlanacaktır[4,5]. Bu kapsamda, tanımlanan gerçeklik için, bu çalışma kurumsal yapılarda ısı talep yönetiminin geliştirilmesini sağlayacak, araştırmacılara, karar vericilere etkin bir araç olarak geliştirilen sürdürülebilirlik göstergeleri önermektedir. Çalışma öncelikle ısı talep yönetimini incelemiş ve bu etkinin geliştirilmesi için çevresel sürdürülebilirliği temel alan indikatörleri örneklemelerle tanımlamıştır.

Enerji ve kalkınma arasındaki ilişkiler hakkındaki tartışma, çeşitli ulusal ve uluslararası kuruluşlar tarafından desteklenmektedir. Bu perspektifte, sosyoekonomik kalkınmanın itici temellerinden biri olarak enerji sektörüne yönelik kamu politikalarının formülasyonunun yapı göstergelerine bağlı olduğu görülmektedir. Makale, bu düşüncelerden yola çıkarak, çoğu enerji üreten kaynağın enerji sürdürülebilirliğini ölçmek için kullanılacak enerji sürdürülebilirliği göstergelerinin akademik ve kurumsal kaynaklarını belirlemeyi amaçlamaktadır.

Küresel iklim değişikliğinin neden olduğu temel problem ve sürdürülebilir ekonominin ana girdisi olan fosil yakıt tüketimi, kurumsal yapılar içinde yönetilmesi gereken bir indikatördür ve bu yapıların toplam tüketim içindeki payı önemlidir. Özellikle iklim değişikliği ile mücadele kapsamında, yaklaşık %30'ları bulan emisyon potansiyeli dikkate alındığında kurumsal stratejilerde enerji ve çevre yönetimi, yönetsel bir süreç olarak ele alınmalıdır. İklim değişikliği ile mücadelede ilk adım 1992 yılında gerçekleştirilen Birleşmiş Milletler Rio konferansıdır. Bu konferansta "Mal ve üretim piyasalarının işleyişini iyileştirmek ve bu sektörünün sürdürülebilir kalkınmaya katkısını optimize etmek amacıyla çevresel kaygılar dikkate alınarak ulusal ve uluslararası düzeyde sağlam, uyumlu ve tutarlı üretim politikaları gerçekleştirmek" tanımlanan hedef uluslararası farkındalığın gelişiminde bir başlangıç olarak kabul edilir[1]. Gerçekte uluslararası mücadele süreci 1997 yılında imzalana Kyoto protokolü ile devam etti ve günümüzde Paris antlaşmasıyla devam etmektedir [5.6]. Tüm bu süreçler toplumsal yapılarda bir mücadele sürecini ve sorumluluğunu tanımlamaktadır. Özellikle kamu otoritesinin tüketim

payı ve sorumlulukları dikkate alındığında, kurumsal stratejileri için enerji etkin çözümlerin geliştirilmesi yönünde etkin bir rolü olduğu gerçektir.

Günümüzde bina stokunun yaklaşık %60'ı 2000 yılı öncesi binalardan oluşmaktadır. Kamu binaları çoğunlukla bu tanımlama içinde görülecek yapılardır. Enerji etkin yönetim süreçlerinde bu binaların yapısal problemleri doğrudan tüketim potansiyellerinin önemli nedenidir. Ancak özellikle mekanik sistemlerde tasarım problemleri de bu kapsamda önemli kayıp potansiyellerinden biri olarak görülmelidir. Mevcut yapı özelliklerinde işletme yetenekleri de enerji tüketiminde dikkate alınacak diğer problem alanıdır[7,8].

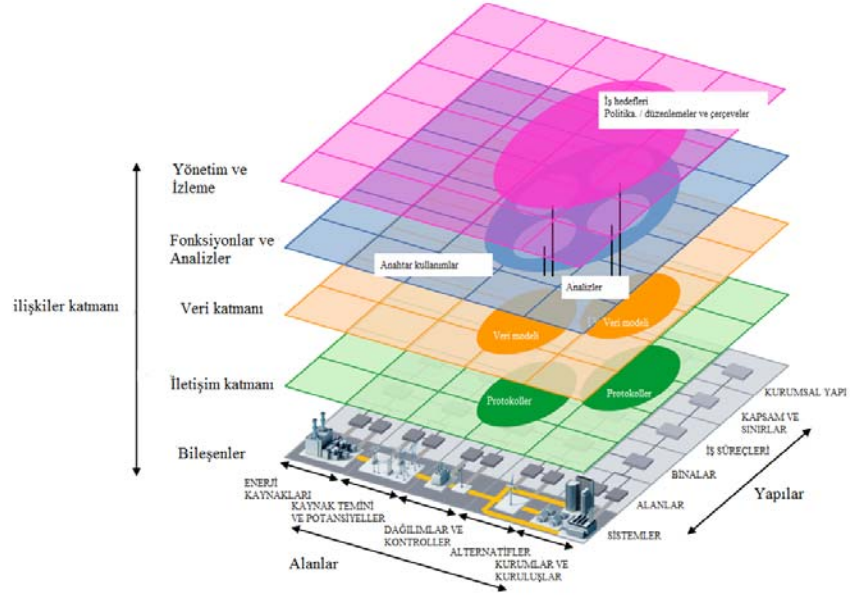
Kamu otoritesi özellikle son yıllarda enerji verimliliğini ve yönetimini geliştirecek bazı bütünsel projeleri uygulamaya sokmuştur. Bu projelerde uygulama hedefleri, binalarda mevcut tüketimlerine bağlı olarak önemli kazanımlar sağlayabileceğini göstermektedir. Ancak Enerji yönetimleri için bu yapısal dönüşümde, hedef tanımlama ve sistem tercihlerinde uygulama yapıları çok disiplinli bir tercih olduğu unutulmamalıdır. Temel hedef dönüşümler için kamu otoritesinin yapı örneğine ve içinde bulunduğu iklim bölgesine göre etkin bir model çalışması temel ihtiyaçtır. Bu çalışmada referans alınan okul örneği, kamu bina stoku yönüyle önemli bir potansiyeli göstermektedir. Kamu yapısında dinamik bir bina örneği olarak, enerji yönetim araçlarının etkin kullanımı için bir rol model olabileceği değerlendirilmiştir. Bu kapsamda Bursa'da bir okul modeli talep yönetimi temel alınarak modellenmiş ve mevcut duruma göre kazanımlar irdelenmiştir. Bu yönüyle geliştirilen bu proje öncelikle yerelde okulun enerjisi yönetebilme etkinliğini göstermiştir. Çalışmada enerji yönetimi ve geliştirilen modelin anlatılması, bu proje kapsamında geliştirilen enerji yönetim sistem mimarisi ile birlikte buna bağlı kurumsal modele ilişkin sonuçların değerlendirilmesini kapsamaktadır. ↵

## 2. KURUMSAL SÜRDÜRÜLEBİLİRLİK VE YAPILARDA TALEP YÖNETİMİ

Kurumsal yapılar, çoğunlukla farklı hizmet yapısına sahip bütünleşik yapı özelliklerine sahiptir. Çoğunluğu hizmet amaçlı yapılar olarak, bütünleşik iş süreçlerinde farklı mimari özelliklerden oluşurlar. Bazı koşullarda bir yerleşke özellikli, bina gruplarından oluşan bu yapılar, enerji sistem ve ihtiyaçlarını ısı merkezlerine bağlı olarak yönetirler. Gerçekte yüksek enerji tüketim özelliğine sahip bu yapılarda enerji kullanımı, farklı birim yönetimlerinin farklı iş süreçleriyle yönetilir[9]. Çoğunluğu devlet yönetiminde olan bu yapılar için yönetilebilir bir sistem yapı eksikliği, verimlilik ve sürdürülebilirlik yönüyle önemli bir problemdir.

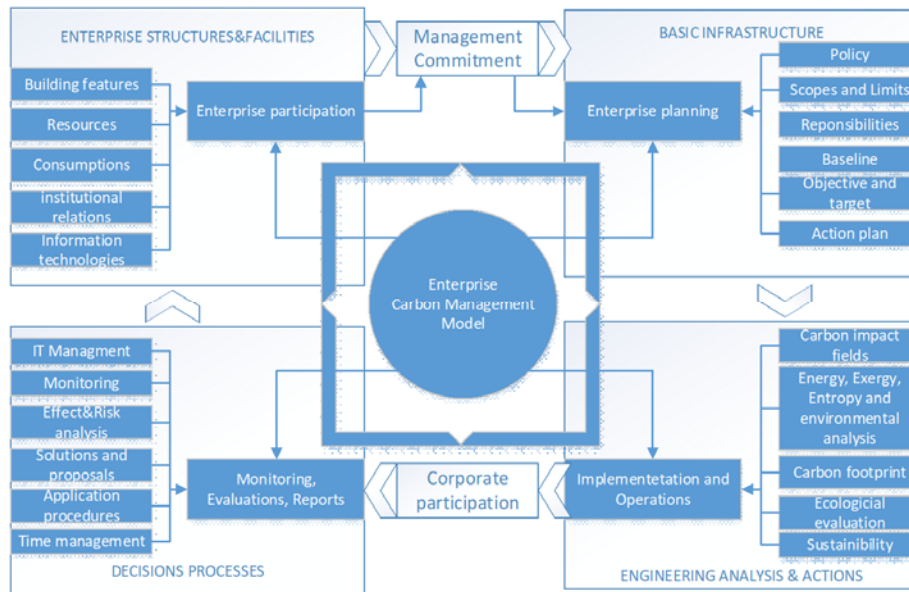
Bina teknolojilerindeki değişimler, enerji tüketim ve davranışlarında önemli kazanımlar sağlamış olsa da, kurumsal yapılarda değişimin kolay yönetilememesi, bu tür yapılar için verimli ve sürdürülebilir dönüşümün oluşmasında önemli bir problemdir. Bu amaçla kurumsal binalar için bir çerçevenin geliştirilmesi önemlidir. Temel sorun, kurumsal yapılar için bu dönüşümde nasıl bir stratejinin önceliklendirilmesi önemlidir.

Özellikle kurumsal yapılarda ortak yaşam alanlarında konfor talebi yapı teknolojilerinde önemli değişimi de sağlamıştır. Bu tür yapılarda faaliyetlerin çeşitlenmesi, farklı türlerdeki enerji taleplerinin artması, bir konsept ihtiyacını ortaya çıkartmıştır[10]. Kurumsal yapılarda enerji talebinin anahtar noktası, ihtiyaçların şekillendirilmesine katkı sağlayacak konsept yapının ve ilişkilerin tanımlanmasıdır. Özellikle bir yönetim organizasyonuna sahip yapılar için değerlendirme ölçütleri yapılar, alanlar ve ilişkiler olmak üzere üç yönlü değerlendirilmelidir. Bu daha önce geliştirilmiş bir konsept mimarisiyle tanımlanmıştır.



Şekil 1 Kurumsal yapılar için enerji yönetim mimarisi[3]

Kurumsal sürdürülebilirlik kısaca, işletmelerde risk yönetimlerinin geliştirdiği önemli bir stratejik eylem olarak gelişmiştir. Sürdürülebilirlik kavramsal olarak, ekonomik, çevresel ve sosyal ölçütler ile ilişkili bağlamsal bir entegrasyonu tanımlar. Bu kapsamda kurumsal sürdürülebilirlik, kavramsal olarak ekonomik, sosyal ve ekonomik, sosyal ve kurumsal sürdürülebilirliği hedefleyen, çok kriterli bir stratejik yaklaşım olarak ifade edilir. Kurumsal sürdürülebilirliğin, temeli ekonomik refah ve fırsat; sosyal eşitlik ve yaşam kalitesi; ekolojik kaynakların korunması olarak bilinen üçlü model ile ifade edilir. Ancak kurumsal stratejilerde bu yaklaşım çevresel sürdürülebilirliğin önceliklendirilmesi ile değişmiştir. Böylelikle, kurumsal yapıların, ekolojik ve sosyal açıdan destekleyici, tüm işlevlerde, rekabeti destekleyecek yeşil dönüşüm stratejilerinin kalıcı etki yaratması ve risk faktörlerinin giderilmesini temel alır[3]. Bu yönüyle yeni ve gelişen yapı olarak, çevresel sürdürülebilirliği destekleyen kurumsal yönetim paradigması, enerji yönetiminde bir karbon yönetim yaklaşımını destekleyen sürdürülebilir model üretimini tanımlar. Bu kapsamda kurumsal yapılar için karbon yönetimini temel alan çerçeve model örneği Şekil 2'de verilmiştir.



Şekil 2 Kurumsal yapılar için karbon yönetim modeli[11]

Kurumsal yapılar, bütünleşik yapı özelliğine sahip ve çoğunluğu kamu bünyesinde olan çok amaçlı kullanım özellikleriyle farklı enerji kaynağı kullanan yapılardır. Kurumsal bütünlük içinde farklı lokasyonlarda olan bu yapı grupları, bina alt yapılarında da çok farklılığa sahiptir. Farklı iklim bölgelerinde benzer yapı mimarisi ile ele alınan bu yapılar, kamu veya kurum otoritesine bağlı bir yönetim modeliyle işletilmekte ve kurumsal alt yapılarda kamu veya kurum bütçe yönetiminde yer alır. Hizmet veya işlev yapısı ile farklılıklara sahip olsa da, bina modelleri nedeniyle, alt yapı uyumsuzlukları en problem alan olarak gözükmektedir. Bina imalat yapıları benzer olmasına karşın, buldukları iklim mimarisiyle problem yaşayan bu yapılarda, enerji sistem yapıları, verimsiz işletme koşullarına sahip olabilir. Kurumsal yapı gereği, enerji tüketimi veya yönetimi lokal yapıda ele alındığı gibi, bir enerji yönetim sistemi de bulunmamaktadır.

Bu tür binalarda genellikle enerji kullanımı elektrik ve ısı olmak üzere iki kaynakla ifade edilir. Bu sistem yapılarında tip proje özelliğine bağlı olarak benzer uygulamaların yapıldığı görülmektedir. Bu kapsamda sistemlerde, işletme alt yapılarında da önemli problemler olduğu söylenebilir. Özellikle yanlış kapasite tercihleri, işletme zorlukları, bina mimarisindeki aşırı kayıplar, enerji kontrol teknolojilerinin olmaması ve mekanik sistem problemleri verimsiz sistem yapısının temelleri olarak görülebilir. Enerji yönetiminde temel süreç ihtiyacın tanımlanmasıdır. Talep yönetimi olarak ifade edilen bu süreç, kurumsal yönetim kültüründe dikkat edilmeyen bir kavramdır. Oysa enerji yönetim sistemleri için, talep yönetimi doğrudan enerji verimliliğinde anahtar role sahiptir ve sistem tercihlerini de tanımlar. Enerji yönetimlerinde talep yönetimi, disiplinli bir süreçtir ve temelde, ısı talep yönetimi süreç metodolojisi ile ilişkilidir (Şekil 3).



Şekil 3 Isı talep yönetimi süreç metodolojisi

Bu çalışmada öncelikle referans alınan kurumsal bir yapı için talep yönetimine bağlı çevresel sürdürülebilirliğin izlenebileceği göstergeler geliştirilmiştir. Bu amaçla mevcut bir yerleşke incelenerek, metodolojiye bağlı saha çalışması yapılmıştır. Bu kapsamda ısı talebi yönüyle yerleşkede performans analizleri yapılmış ve göstergelerin etkileri tanımlanmıştır. Bu süreç sırasıyla, mimari yapı bileşen tercihleri, yakıt seçimi, yakıt tercihinin bağlı sistem performansları, akışkan tercihleri üzerinden kurumsal yapının çevresel performans değerlendirilmesi incelenmiştir.

### 3. ÇEVRESEL SÜRDÜRÜLEBİLİRLİK GÖSTERGELERİ

Enerji sistemlerinde oluşan verimsizliğin temel ölçütü sistemlerin neden olduğu kayıplardır. Bunlar özellikle çevrenin düzensizliği için de temel kaynaktır. Termodinamik anlamda bu düzensizliğin ölçütü entropi üretimidir. Entropi en genel haliyle bir sistemdeki doğrudan nicel bir düzensizlik ölçüsüdür. Bu nedenle çevresel sürdürülebilirlikte entropinin yönetimi anahtar role sahiptir. Entropinin yönetsel süreçlerini etkileyen temel faktörler ise;

- 1) Sistem yapısı ve süreçleri etkileyen faktörler; Sistem araçlarında işlevsel karmaşıklık ne kadar büyükse, entropi yönetimi zorlaşır ve entropi üretimi artar.
- 2) Sistem bileşenlerinin yapısı ve yapısal ilişkileri; Sistem yönetim ve kontrol, sistem bileşenlerinin yapısı ile doğrudan ilişkilidir. Yapısal karmaşıklık, entropinin üretimini etkiler.
- 3) Sistemin verimliliği ve yönetimi; Sistemin etkin yönetimi, entropi üretimini doğrudan azaltan bir faktördür.
- 4) Sistemin yönetim sürekliliği; kurumsal yönetim sürekliliği entropinin kontrol edilmesini sağlar



Entropi yönetimi, öncelikle çevresel yönetim stratejilerinde, çevrenin korunması adına önemli bir parametredir. Kurumsal yapılarda enerji verimliliğini geliştirecek tüm süreçler için, entropi yönetimi performans optimizasyonuna dayalı bir yaklaşım olarak görülmelidir.[12-15]. Bu çalışmada çevresel sürdürülebilirliğin tanımlanması için, iki temel ölçüt dikkate alınmıştır. Bunlar, Çevresel Performans Endeksi (EPI), ortam sıcaklığı altında entropi enerji ve çevre arasındaki fonksiyonel ilişkiye bağlı geliştirilmiştir.

$$EPI = \left( \frac{\sum S_{gen}}{\sum E_{x_{in}}} \right) * T_0 \quad (1)$$

Burada EPI sıfır ile bir arasında bir değere sahiptir. Çevresel etki yönüyle değerin sıfıra yaklaşması önemlidir ve sistem verimliliğinin etkisinin de önemini ortaya koymaktadır. Entropi üretimi ne kadar düşük olursa çevresel kirlilik ölçütü o kadar azalır. Bu doğrudan sistemin etkinliğine bağlı bir inceleme gerektirir. Termal sistemler için referans alınan Carnot verimliliği, sistem analizlerinde bir ölçüt olarak görülebilir[15]. Sistemin iyileştirme süreçleri de bu kapsamda bir ölçüttür. Buna göre bir sistem performansı için iyileştirme oranı;

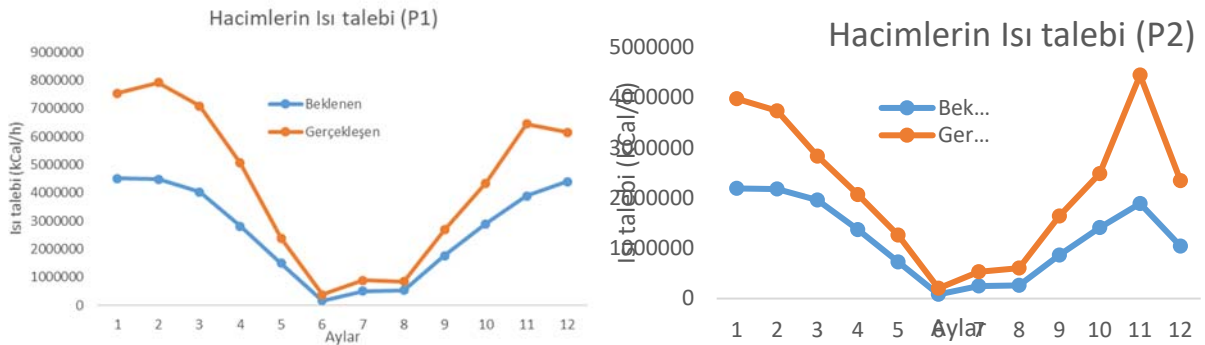
$$IP = (\eta_{carnot} - \eta_u) \cdot (\dot{E}_{x_{in}} - \dot{E}_{x_{out}}) \quad (2)$$

Enerji sistemlerinde sürdürülebilirlik, etkin verimlilik yönetimine bağlıdır. Çalışmada tanımlanan Sürdürülebilirlik endeksi sistemlerde olası iyileştirmelerin sınır koşulunu ifade eder ve doğrudan iyileştirmeye bağlı entropi, enerji ve çevre ilişkisinin bir fonksiyonudur. Bu kapsamda SI;

$$SI = \left( \frac{\sum S_{gen,c}}{\sum E_{x_{in}}} \right) * T_0 \quad (3)$$

#### 4. SONUÇLAR VE BULGULAR

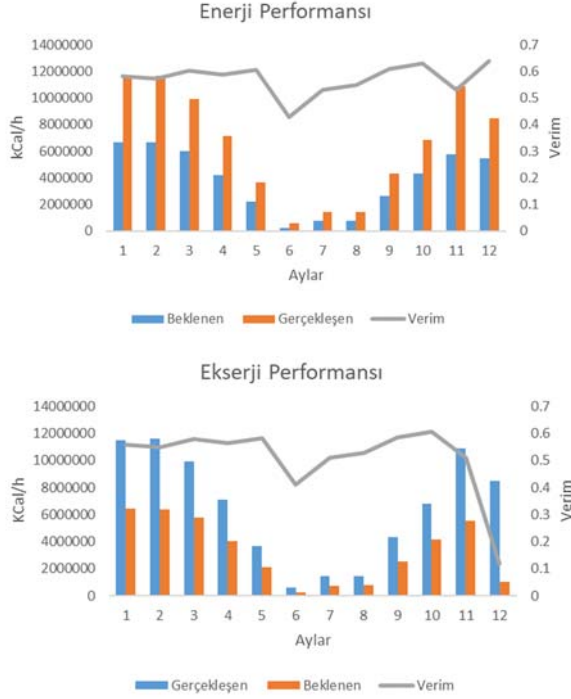
Bu çalışma kurumsal yapılarda enerji kullanım davranışlarının çevresel performansı değerlendirilmiştir. Bu kapsamda referans alınan yapının öncelikle ısı enerji kullanım davranışları kümülatif değerlendirilirken, sistem verimsizliğin çevresel ölçütü geliştirilen iki indeks ile ele alınmıştır. Kurumsal yapılarda enerji yönetim alt yapıları, kurumsal bir alt yapı istemesine rağmen genellikle ihmal edilen bir süreçtir. Bu kapsamda oldukça verimli kurulmuş bir örnek üzerinden inceleme yapılmıştır. Referans alınan kurumsal yapı, yaklaşık 280.000 m<sup>2</sup> kapalı alana ve altı farklı bina tip ile iki kazan dairesinden oluşan bir bütünleşik yapıdır. Bina kullanım alanı tamamıyla hizmet binası olarak planlanmış ve binanın inşa özelliği leed sertifikası değerlendirilerek ele alınmıştır. Enerji sistem alt yapısı izlenen ve etkin kontrolü sağlanan bir yapıdır. Yerleşkenin iklim özellikleri, İstanbul olmak üzere, tüketimler aylık ortalama sıcaklık değerleri üzerinden ele alınmıştır. Bina grubunun ısı talebi bu iklim verileri üzerinden, yapının bütünsel ihtiyaçları dikkate alınarak hesaplanmıştır. Binanın iç ortam konfor sıcaklığı 22 °C alınmış ve işletme talebi binanın yönetim süreçleri üzerinden tanımlanmıştır. Öncelikle enerji talebi ve binanın yakıt tüketiminin aylara göre ve her kazan dairesinin beslediği binalar dikkate alınarak dağılımlar hesaplanmış ve sonuçlar Şekil 4'de verilmiştir.



Şekil 4 Binaların ısı talebi ve tüketimleri



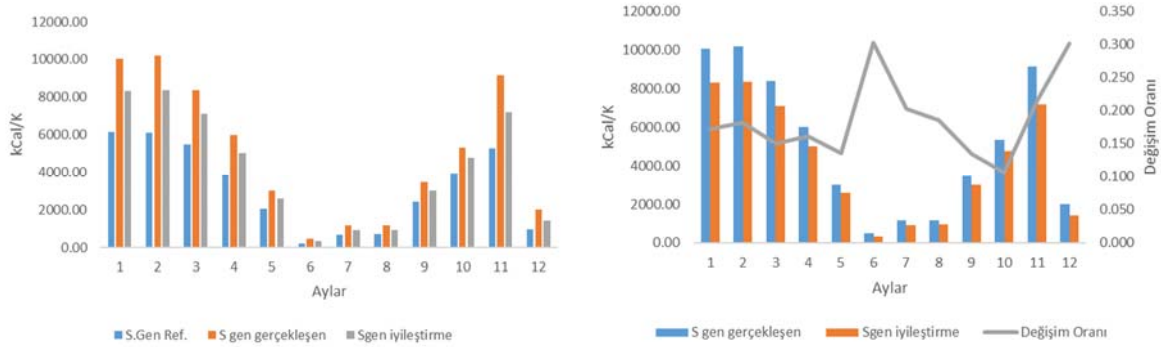
Yapılarda ısı talebi her iki kazan dairesi için, 52990 kWh yıl olarak gerçekleşmiştir. Bu yapısal dağılımlarda %68.92 tüketim birinci kazan dairesinde tüketilmektedir. Toplam tüketime göre beklenen oran ise, birinci kazanda %59.99, ikinci kazanda ise, %55.95 olarak gerçekleşmiştir. Bu tüketim dağılımında, enerji ve ekserji performans dağılımı incelenmiş ve dağılımlar ayrı ayrı çalışılmıştır (Şekil 5)



Şekil 5 Binaların enerji ve ekserji performansları

Kurumsal yapıda yakıt kaynaklı tüketimde binanın talep yüküne göre tüketim verimliliği, enerji verimliliği yönüyle, %57.23 iken, ekserji verimliliğine bağlı performans %50.88 bulunmuştur. Kurumsal yapı için çevresel performans, doğrudan üretilen entropinin bir formudur. Bu kapsamda her iki kazan sisteminde üretilen entropi ve iyileştirme potansiyeli incelenmiş dağılımlar Şekil 6'da verilmiştir.

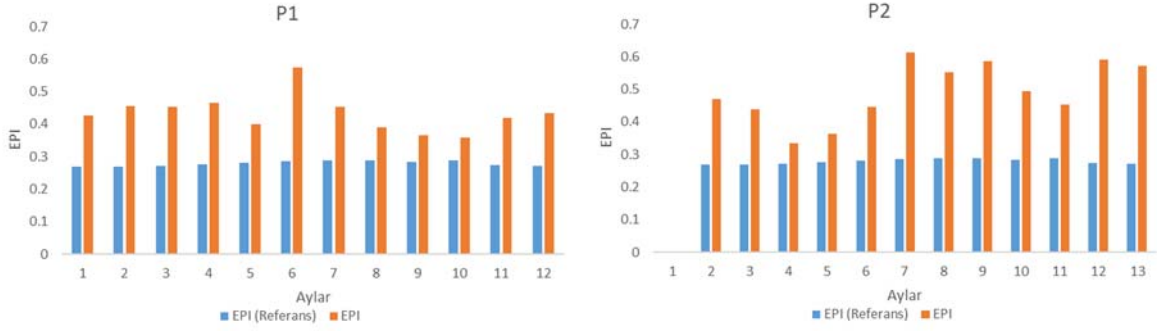
Cal/



Şekil 6 Binaların Entropi potansiyeli ve performansları

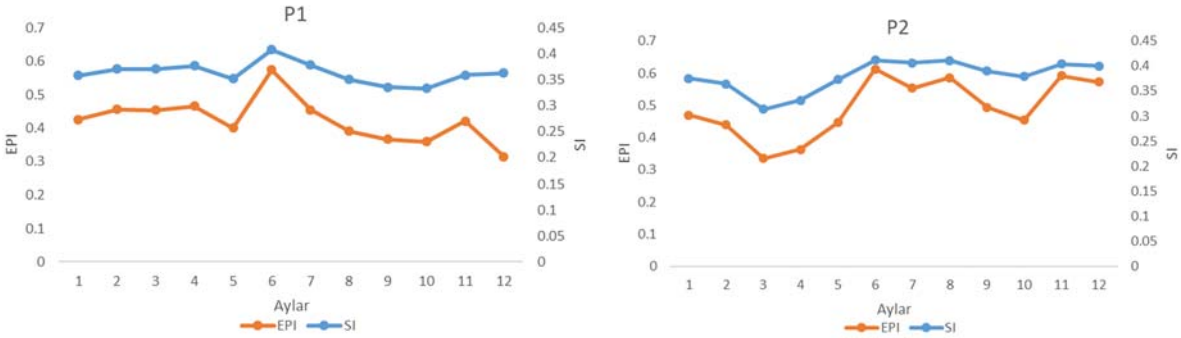
Kurumsal yapıyı bütünleşik analizinde üretilen entropi potansiyeli toplam potansiyele bağlı olarak; yaklaşık %14'ü bulan ekserji yıkımının bir sonucu olarak toplamda 60416.4 kCal/K bir potansiyeli ifade etmektedir. Ayrıca iyileştirme potansiyelinin entropi üzerindeki etkisi, toplamda ortalama %18.8'lik bir potansiyeli ifade etmektedir. Enerji tüketiminde işletmenin toplam verimlilik potansiyeli olarak görülebilecek bu potansiyel, yerleşkenin dikkate alınması gereken bir potansiyeli ifade etmektedir. Bu kullanım davranışına göre işletmenin çevresel kriterleri değerlendirilmiş ve her bir kriter ayrı ayrı ele

alınmıştır. Şekil 7 yerleşkenin çevresel performans göstergeleri için aylık değerlendirmelerini vermektedir.



Şekil 7 Kurumsal yapının çevresel performans göstergeleri

Her iki kazan sistemi için EPI'leri ayrı ayrı ele alınmıştır. Bu performans dağılımına göre P1 için performans 0.42 olarak bulunmuştur. Ancak referans ölçüt 0.028 olarak hesaplanmıştır. Bu potansiyelde toplam ekserji yıkımı %41.07 olarak hesaplanmıştır. Bu potansiyel içinde iyileştirme potansiyel etkisi %5.87 olarak hesaplanmıştır. Bu performans toplamda sürdürülebilirlik indeksi yönüyle önemlidir. Her iki kazan sistemi için sürdürülebilirlik indeksi (SI) ve dağılımlar Şekil 8'de verilmiştir.



Şekil 8 Kurumsal yapının sürdürülebilirlik göstergesi

Kurumsal yapının işletme özelliklerine göre iyileştirme potansiyeli, P1 için %5.87'lik bir potansiyel oluşurken, P2 için bu değer, %9.41'lik bir potansiyeli işaret etmektedir. Bu kapsamda sürdürülebilirlik indeksi P1 için 0.36 iken, P2 için bu değer 0.38 olarak bulunmuştur. Kurumsal hedef olarak P1 için %14.33'lük bir tasarrufu, P2 için bu hedef %20.31'lik bir hedefi göstermektedir. İşletmenin enerji yönetim stratejilerinde bu ulaşılabilir bir hedef olarak görülmektedir. Nitekim kümülatif toplamda yaklaşık %38'lik iyileştirme fırsatları bulunmuştur.

## SONUÇ

Bu çalışma kurumsal yapıların stratejilerinde enerjinin yönetimi ve çevresel sürdürülebilirliği geliştirmelerini temel alan iki etki göstergesine bağlı bir değerlendirmeyi içermektedir. Enerji yönetimlerinin temel hedefleri kurumsal stratejilerde enerji verimliliğini sürekli iyileştirme sağlarken, ekonomik ve çevresel sürdürülebilirliği de geliştirmelidir. Bu kapsamda referans alınan işletmenin enerji verimlilik potansiyeli hesaplanmış ve bu verimsizliğin etki koşuluna bağlı çevresel etki göstergeleri tanımlanmıştır. Bu kapsamda işletmenin Enerji ve ekserji verimliliği sırasıyla %57.23 ve

%55.02 bulunmuştur. Bu performansta çevresel sürdürülebilirliğe bağlı iyileştirme potansiyeli sırasıyla P1 için %14.33, P2 için bu %20.31 olarak bulunmuştur. Bu değer doğrudan kurum için hedef verimlilik değerleri olarak görülebilir,

## KAYNAKLAR

- [1] Cao, X.; Dai, X.; Liu, J. Building energy-consumption status worldwide and the state-of-the-art Technologies for zero-energy buildings during the past decade. *Energy Build.* 2016, 128, 198–213.
- [2] Urban Persson, Sven Werner, Quantifying the Heating and Cooling Demand in Europe, Intelligent Energy Europe Programme, Project No: IEE/13/650, Halmstad University, Sweden 2015.
- [3] M.Ziya Söğüt, Levent Yazıcı, Kurumsal Yönetimlerde Bütünleşik Sürdürülebilir Enerji Yönetim Mimarisi: Örnek Çalışma, 13. Ulusal Tesisat Kongresi, İzmir, 19-22 Nisan 2017
- [4] Leila Damirchi Loo, Mohammadjavad Mahdavejad, Analysis of Design Indicators of Sustainable Buildings with an Emphasis on Efficiency of Energy Consumption (Energy Efficiency), *Civil Engineering Journal*, Vol. 4, No. 4, April, 2018
- [5] Alam Shawkat, Sustainable development and free trade institutional approaches, Routledge Taylor&Francis Group, London, 2008, ISBN0-203-93606-X e book, Sayfa 38
- [6] H.Soner Aplak, M. Z. Söğüt, Game Theory Approach In Decisional Process Of Energy Management For Industrial Sector, *Energy Conversion and Management (ISI)* ,74 (2013) 70–80
- [7] VYAS S., AHMED S., PARASHAR A., 2014, “BEE (Bureau of energy efficiency) and Green Buildings”, *International Journal of Research*, 1, 23 -32
- [8] European Commission, EU Buildings Datamapper, Share of non-residential in total building floor area. <https://ec.europa.eu/energy/en/eu-buildings-datamapper> (accessed 11.11.17).
- [9] Nemli E (2004). The Status of Corporate Sustainability in Turkish Companies, from: <http://opim.wharton.upenn.edu/gc/philadelphia/abstract/Nemli.pdf>
- [10] Cenelec, CEN-CENELEC-ETSI Smart Grid Coordination Group Smart Grid Reference Smart Grid Coordination Group Document for the M/490 Mandate Smart Grids Reference Architecture, November 2012
- [11] Sogut Z, Enver Y., Hikmet K., Sustainable Carbon Management in Corporate governance: A Case Study, *Energy Procedia* Volume 158, February 2019, Pages 3302-3307
- [12] Thakkar V. (2015) Entropy Management Along With Energy Management for Sustainability, *International Journal of Scientific & Engineering Research*, Volume 6, Issue 6, June-2015, ISSN 2229-5518
- [13] Jing D.(2012) The Study on Business Growth Process Management Entropy Model, *Physics Procedia* 24 (2012) 2105 – 2110
- [14] Markina I.and Dyachkov D.(2014) Entropy Model Management of Organization, *World Applied Sciences Journal* 30 (Management, Economics, Technology & Tourism): 159-164, 2014 , ISSN 1818-4952, DOI: 10.5829/idosi.wasj.2014.30.mett.66
- [15] M.Ziya Sogut, Investigation of Entropy Optimization Related to Thrust Control for Jet Engine in Atmospheric Elevation, *International Symposium on Sustainable Aviation (ISSA) 2020-Universiti Putra Malaysia, Malaysia*

## ÖZGEÇMİŞ

### M. Ziya SÖĞÜT

1988 yılında Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Makine Ana Bilim dalında lisans, 2005 yılında Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünden Makine Mühendisliği yüksek lisans programını, 2009 yılında aynı enstitünün Makine Mühendisliği doktora programını tamamlayıp doktor unvanını almış, 2013 yılında Makine Mühendisliği Enerji Teknolojileri dalında doçentlik unvanını almıştır. 2020 yılında Profesör olarak atanan M.Ziya Söğüt Halen Piri Reis Üniversitesi Denizcilik Fakültesinde tam zamanlı



öğretim üyesi olarak Lisans, Yüksek Lisans ve Doktora dersleri vermektedir. Ayrıca Sertifikalı Bina enerji yöneticisi, UNIDO Uluslararası Sanayide Enerji Verimliliği Uzmanı, Ulusal ve uluslararası bilimsel dergilerde hakemlik görevlerine devam etmektedir. Enerji, Ekserji, Eksergoekonomik analizler ve optimizasyon, Isı geri kazanımı, Yenilenebilir Enerjiler ve uygulamaları, Enerji yönetimi, Soğutma teknolojileri ve uygulamaları, çevre teknolojileri ve analizleri konularında proje ve çalışmaları vardır.

# BİNA ENERJİ PERFORMANS ANALİZİ; SİMÜLASYON, DOĞRULAMA VE KALİBRASYON YÖNTEMLERİ ÜZERİNE BİR ARAŞTIRMA

*Building Energy Performance Analysis; A Research on Simulation, Validation, and Calibration Methods*

**Ayşe Özlem Dal**  
**Gökçe Tomrukçu**  
**Hazal Kızıldağ**  
**Gizem Avgan**  
**Touraj Ashrafian**  
**Ece Kalaycıoğlu Özdemir**  
**Neşe Ganiç Sağlam**

## ÖZET

Dünyadaki karbon salımının artması geleceğimizi tehdit eden başlıca unsurlardan biridir. Kentler, dünyadaki sera gazı emisyonunun %66'sından ve enerji tüketiminin %78'inden sorumludur. Bina sektörü ise dünyadaki karbon-dioksit emisyonunun %70'i ve enerji tüketiminin %40'undan sorumludur. Bu nedenle, bina enerji performansının iyileştirilmesine yönelik yapılan çalışmalar, ekonomik, sosyal ve çevresel açıdan kritik bir konumdadır. Dünya çapında enerji verimliliğinin hem kent hem de bina ölçeğinde artırılması için gerekli faaliyetler, politikalar ve araştırmalar sürdürülmektedir. Bina enerji performans simülasyonu, kentlerin ve binaların enerji akışlarını analiz etmeyi sağlar. Doğrulama ve kalibrasyon yöntemlerini simülasyon sürecine entegre etmek, simülasyon tahminlerini gerçek sonuçlarla eşleştirerek modelin güvenilirliğini belirlemek için esas oluşturmaktadır. Bu yüzden hem mevcut bina stoğunda hem de tasarım aşamasında olan binaların performans analizlerinin yapılması son derece kritiktir.

Bu çalışma, bina performans analizine bağlı olan bina enerji simülasyonu, simülasyonun doğrulanması ve kalibrasyon yöntemleri ile ilgili bir araştırma yapmayı amaçlamıştır. Çalışmada, bina enerji simülasyonu hem kent hem de bina ölçeğinde değerlendirilmiştir; farklı simülasyon programları derlenmiştir, simülasyon doğrulama aşamasının kritik parametreleri ve çeşitli kalibrasyon yöntemleri incelenmiştir. Ayrıca, gelecekte konu ile alakalı yürütülecek özgün çalışmalara destek olması amacıyla, literatürdeki eksik konular vurgulanmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Bina Enerji Performansı, Bina Enerji Simülasyonu, Simülasyonun Doğrulaması, Kalibrasyon Yöntemleri.

## ABSTRACT

Worldwide increasing energy consumption is one of the threats to the future of our planet. Urban areas are responsible for 66% of the greenhouse gas emission and 78% of the energy consumption in the world. The building sector accounts for 70% of carbon dioxide emissions and 40% of energy consumption. Hence, studies about improving the energy performance of buildings are in a critical position from economic, social, and environmental perspectives. Studies are carried out globally to enhance actions, policies, and energy efficiency at different scales. Building energy performance simulation provides an analysis of energy flows of the districts and buildings. Integrating the validation and calibration process is essential to determine the model's credibility, matching the simulation predictions with the actual results. Therefore, performing the performance analysis for the existing building stock and buildings at the design stage is critical. The study aimed to conduct in-depth

research on building energy simulation, validation process, and calibration methods associated with building performance analysis.

In the study, the building energy simulation is evaluated both at the district and building scale; different simulation engines are investigated; critical parameters of simulation validation and various calibration methods are reviewed. Moreover, the knowledge gaps in literature have been highlighted to strengthen the uniqueness of future studies.

**Key Words:** Building Energy Performance; Building Energy Simulation, Validation of the Simulation, Calibration Methods.

## 1. GİRİŞ

İklim değişikliği, karbon emisyonunun yükselmesi ve küresel sıcaklığın artması dünyayı tehdit eden çevre problemleridir [1, 2, 3]. Kentler, sera gazı emisyonunun %66'sından ve enerji tüketiminin %78'inden sorumlu iken [4, 5]; binalar, karbondioksit emisyonunun %70'inden ve enerji tüketiminin %40'undan sorumludur [1]. Bina stoğunun çevre üzerindeki olumsuz etkisini azaltmak için dünya çapında geliştirilen eylem planlarına, araştırmalara ve politikalara ihtiyaç vardır [4]. Bu aksiyonlara, iklim değişikliğinin etkilerini azaltmak amacıyla 2015 yılında düzenlenen Uluslararası Paris Anlaşması [6], enerji verimliliği ve bina enerji performansını konu alan 2002 [7] yılında yayımlanıp 2010 [8], 2015 [9], ve 2018 [10] yıllarında revizyonu yapılan Enerji Performans Bina Direktifi örnek olarak gösterilebilir.

Mevcut ve yeni binaların performans değerlendirilmesi ve iyileştirme çalışmaları, bina stoğunun olumsuz etkilerini azaltmak ve enerji tasarrufu hedeflerine ulaşmak için kritik bir konuma sahiptir. Bu amaçla enerji simülasyon modelleri oluşturmak farklı kent/bina senaryolarını analiz etme imkânı tanıdığı için hem maliyet hem de zaman verimliliği açısından avantaj sağlamaktadır. Bina enerji simülasyon modellerini (BES) kullanmak mimarlar, şehir plancıları, mühendisler, enerji danışmanları ve diğer ilgili profesyoneller için ortak bir çabadır. Çünkü, çok yönlü analiz yapma imkânı sayesinde bütüncül sonuçları, gelecek tahminleri ve kalibrasyon için ölçülebilir verileri sağlamaktadır. Bu nedenle, BES modellemesinin başlıca kullanım alanları; mimari tasarım, kent/ bina performans analizleri, ısıtma-havalandırma-iklimlendirme elemanlarının (HVAC) tasarımı ve işletimi, iyileştirme analizleri, finansal analizler ve model tahmini kontrolüdür. *Coakley, Raftery, ve Keane* [11] BES modellemesinin temel avantajlarını şu şekilde sıralamaktadır.

- Gelecek koşullarda tahmin yapabilme,
- Sistemin davranış ve performansını sağlarken kent/bina tasarım veya işletiminde değişiklik yapma imkânı sağlayabilme,
- Karmaşık sistem ve çevrelerde analiz yapabilme.

## 2. Bina Enerji Simülasyonu

Bina enerji simülasyonu, enerji performansını ve termal konforu kapsamlı bir şekilde hesaplayan matematiksel bir modeldir [12]. Enerji simülasyonu kapsamı, yöntemi ve ölçeği açısından üç şekilde incelenebilir.

- Enerji simülasyonu kapsamı açısından incelendiğinde model girdileri önem taşımaktadır. Başlıca model girdileri; iklim bilgisi, bina geometrisi, yapı malzeme detayları, kullanıcı bilgisi, HVAC sistem detaylarıdır [1, 13, 14, 5, 12].
- Enerji modellemesi, yöntemleri bakımından üçe ayrılmaktadır; *white-box*, *black-box* ve *grey-box* [15, 16, 5, 17]. *White-box* enerji modellemesinde en çok kullanılan temel yaklaşımlardan biridir [15, 17]. *Black-box*, makine öğrenimi algoritmalarını içerir [15, 17]. *Grey box* ise her iki yöntemin kullanıldığı karma bir yaklaşımdır [16].

- Enerji simülasyonu ölçeği bakımından kent ve bina ölçeği olarak iki grupta değerlendirilebilir. Kent ve bina ölçeğinde literatürdeki çalışmalar incelendiğinde Chong vd. [12] makalelerin sadece %15' inin kent ölçeğinde olduğunu belirtmektedir. Ali vd. (2021), Web of Science veri tabanında incelediği makalelerin %63'ünün bina ölçeğinde, %37'sinin ise kent ölçeğinde olduğunu belirtmiştir [5]. Son yıllarda, sürdürülebilir kent araştırmalarının artmasıyla beraber kentsel ölçekte enerji modelleme çalışmalarının arttığı belirtilse de [3, 18], literatürdeki yapılan çalışmalar [1, 3, 5], kentsel ölçekte enerji modellemesi hakkında girdi verileri, simülasyon araçları, sonuçların değerlendirilmesi ve doğrulama teknikleriyle alakalı bir bilgi açığı olduğunu tespit etmişlerdir. Bu durumun tespit edilmesi, gelecekteki özgün çalışmalara zemin oluşturmaktadır.

Bina enerji simülasyonu aşamasında araştırmanın amacına uygun bir şekilde ilerleyebilmesi için planlanan araştırma yöntemine göre enerji simülasyon programının seçilmesi en kritik aşamalarından biridir.

## 2.1. Bina Enerji Simülasyon Programları

Bina enerji simülasyon alanında pek çok program bulunmaktadır. Konu ile ilgili yapılan literatür araştırmasında bina ve kent ölçeğinde enerji simülasyonu için sıklıkla kullanılan programlar şu şekildedir; TRNSYS [19], Dymola/Modelica [20], DOE-2 [21], CitySim [22], CityBES [23], UMI [24], URBANopt [25], OpenStudio [26], Radiance/Daysim [27], Grasshopper [28], EnergyPlus [29], e-Quest [30], Design Builder [31]. Bu programların kendi içlerinde avantaj ve dezavantajları bulunmaktadır. Mesela, e-Quest [30] ve Design Builder [31] bina ölçeğinde enerji simülasyonu yaparken, diğer programlar kent ölçeğinde de analiz yapabilmektedir. Grasshopper [28] programı diğerlerinden farklı olarak SketchUp [32], Autodesk Revit [33] ve Rhino [34] gibi modelleme programlarıyla da uyum sağlayan parametrik analiz aracıdır.

Ayrıca, enerji simülasyon programları birbirleriyle koordinasyon sağlayarak veri aktarımı da yapabilmektedir. Bahsedilen 13 enerji simülasyon programının birbiriyle koordinasyon sağlama bakımından değerlendirilmesi Tablo 1'de gösterilmiştir. Bu programlar yeşil renk ile belirtilmiştir. Tablonun tamamlanması için yararlanılan kaynakların başlıcaları şu şekildedir; [1], [12], [18], [35-50]. Yapılan değerlendirme sonucunda EnergyPlus [29] programının farklı programla uyum sağlama oranının en çok olduğu tespit edilmiştir. Grasshopper [28] ve OpenStudio [26] programlarının da önemli ölçüde potansiyele sahip olduğu belirlenmiştir.

**Tablo 1.** Bina enerji simülasyon programları ve birbirleri ile olan koordinasyonları.

Programlar	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	Skor
TRNSYS [19]	1													6/12
Dymola/Modelica [20]	2													6/12
DOE-2 [21]	3													5/12
CitySim [22]	4													2/12
CityBES [23]	5													3/12
UMI [24]	6													3/12
URBANopt [25]	7													5/12
OpenStudio [26]	8													8/12
Radiance/Daysim [27]	9													7/12
Grasshopper [28]	10													8/12
EnergyPlus [29]	11													12/12
e-Quest [30]	12													3/12
Design Builder [31]	13													2/12

EnergyPlus [29], bina ısıtma, soğutma, aydınlatma, havalandırma ve diğer enerji akışlarını modellemek amacıyla kullanılan açık kaynaklı bir bina simülasyon programıdır. EnergyPlus [29] programı, Design-Builder [31], TRNSYS [19, 18], DOE-2 [21, 12, 18], OpenStudio [26], Radiance/Daysim [27], Urban Modeling Interface (UMI) [24], URBANopt (*Urban Renewable Building*



and Neighborhood Optimization) [25], CitySim [22], ve CityBES [23] gibi programlar ile koordinasyon halinde çalışabilmektedir. Bu durum, EnergyPlus [29] simülasyon aracının bina ve kentsel ölçekli modeller için yaygın olarak kullanılmasının ana nedenlerinden biri olabilir. Literatürde yapılan araştırmalar bu durumu destekler niteliktedir.

- Malhotra v.d (2021) “*girdi verileri, simülasyon araçları, simülasyon sonuçları ve doğrulama*” anahtar kelimelerini kullanarak 72 adet makale incelemiş ve araştırmaların %22’sinin EnergyPlus programı kullanarak simülasyon yaptığını belirlemişlerdir [1].
- Chong vd. [12] bina enerji simülasyonu hakkında incelediği 107 adet makalenin %60’ının EnergyPlus programı kullanarak bina enerji performans analizini yaptığını belirlemiştir.
- Franceschini & Neves ve Hong vd. en çok kullanılan bina enerji simülasyon programının EnergyPlus olduğunu belirtmişlerdir [14, 51, 52].
- Tian vd. (2018), uzmanlık alanları mimar mekanik mühendisi, yeşil bina danışmanı ve diğer ilişkili alanlarda olan 119 kişiye bina enerji simülasyon araçları hakkında sorular sorarak bir değerlendirme yapmışlardır [13]. Araştırmanın sonucunda en çok kullanılan enerji simülasyon programlarının sırasıyla %50,9 oranda EnergyPlus [29], %49,6 oranda eQUEST [30], ve %40,3 oranda ise Design-Builder [31] olduğunu tespit etmişlerdir.

Bina enerji simülasyonu sonucu elde edilen verilerin incelenmesi, sonuçların gerçek hesaplamalarla karşılaştırılması ile sağlayabilir. Araştırma yöntemine simülasyonun doğrulama aşamasını eklemek sonuçların güvenilirliğini artıran bir durumdur.

## 2.2. Simülasyonun Doğrulanması

Simülasyonun doğrulanması, modelin gerçek sonuçlarla karşılaştırılması sonucunda en doğru temsilinin belirlenmesi olarak açıklanabilir [12]. Güvenilir bir enerji simülasyon modeli elde etmek için doğrulama çalışmasının yapılması çok kritiktir [51]. Fakat, Malhotra (2021) vd. inceledikleri 72 adet makalenin sadece %7’sinin doğrulama çalışması yaptığını tespit etmişlerdir ki bu çok düşük bir orandır [1].

Doğrulama aşamasında enerji simülasyon sonuçları ile gerçek veriler arasında fark oluşabilir. Bu durum literatürde *Enerji Performans Açığı* olarak adlandırılmaktadır [17]. Enerji simülasyon sonuçlarını etkileyen kritik parametreler iklim verisi [12], bina kabuğu [12, 2], iç kazançlar, mahal ayar noktaları [53], HVAC sistem detaylarıdır [54, 2, 12]. İç kazançlar; kullanıcı profili, kullanıcı yoğunluğu, aydınlatma, ekipman ve kullanım programı olarak detaylandırılabilir [2, 12]. Literatürde, kullanıcı davranışının enerji simülasyon sonuçlarını etkileyen önemli bir rolü olduğunu ve bu durumunun bina iç ortam sıcaklığı ve enerji performansı arasındaki farka sebep olmasından dolayı enerji performans açığına neden olabileceğini belirtmektedir [1, 14, 55, 56]. Kullanıcı davranışındaki farklılık sebebiyle okul binalarında yapılan çalışmalar da önemli bir konuma sahiptir. Franceschini ve Neves (2022), literatürde okul binalarındaki kullanıcı davranışı tipolojisine yönelik çok az makale olduğunu belirtmiştir [14].

## 2.3. Simülasyonun Kalibrasyon Yöntemleri

Kalibrasyon, simülasyon sonucunu, gerçek veriler ile eşleştirerek model güvenilirliğini oluşturmak için sayısal parametrelerin düzenlenmesi sürecidir [12]. Kalibrasyon yöntemleri ASHRAE 14 [57], Uluslararası Performans Ölçüm ve Doğrulama Protokolü (IPMVP) [58] ve Federal Enerji Yönetimi Programı (FEMP) [59] standartları tarafından desteklenmektedir.

Tablo 2’de literatürde çoğunlukla yer alan kalibrasyon yöntemleri açıklanmaktadır. Bu yöntemler iç hava sıcaklığı, elektrik ve doğalgaz gibi bina enerji performansının kalibrasyonunun hesaplanması için uygundur. Tabloda bilgileri yer alan altı kalibrasyon yöntemi dışında literatürde farklı yöntemler de mevcuttur. Bunlar, ortalama mutlak yüzde hatası (MAPE) [12, 2, 5], yıllık yüzde hatası (APE) [12], ortalama kare hatası (MSE) [2], R-değeri [12, 2], ortalama mutlak hata (MAE) [12, 2], katsayı değişimi (CV) [5], Spearman-rho [2], ve MSE-R [2] dir. Fakat, literatürde bu yöntemlerin formülleri, simülasyon periyodu, hata payı hakkında sınırlı bilgi olmasından dolayı tabloya dahil edilememiştir.

Simülasyon kalibrasyon yöntemleri ile ilgili yapılan araştırmalarda en sık kullanılan kalibrasyon yöntemleri kök ortalama kare hatasıdır (RMSE), R-kare (R<sup>2</sup>), ortalama mutlak hata (MAE) ve ortalama mutlak yüzde hatası olarak belirtilmiştir (MAPE) [2, 3, 14].

**Tablo 2.** Simülasyon kalibrasyon yöntemleri.

Kalibrasyon Yöntemleri			Standart	Periyod	Hata Payı	Makale
RMSE	Root Mean Square Error	Kök Kare Hatası	ASHRAE 14 [57]	Aylık Saatlik	%10-20 %10-20	[12, 54, 2, 3, 14, 51, 5]
CV(RMSE)	Coefficient of Variation of the Root Mean Square Error	Kök Varyasyon Katsayısı Kare Hatası	ASHRAE 14 [57] IPMVP [58] FEMP [59]	Aylık Saatlik Aylık Saatlik	%15 %30 %20 %15 %20	[12, 54, 51, 5, 60, 61]
MBE	Statistical Mean Bias Error	İstatistiksel Öngörülü Ortalama Hatası	ASHRAE 14 [57] IPMVP [58] FEMP [59]	Aylık Saatlik Aylık Saatlik Aylık Saatlik	%5 %10 %20 %5 %5 %10	[54, 14, 51, 60, 61]
NMBE	Normalised Mean Bias Error	Normalleştirilmiş İstatistiksel Öngörülü Ortalama Hatası	ASHRAE 14 [57] IPMVP [58] FEMP [59]	Aylık Saatlik Aylık Saatlik Aylık Saatlik	%5 %10 %20 %5 %10 %10	[12, 14, 51, 5]
GOF	Goodness of Fit	Uyum Hatası	ASHRAE 14 [57]	Aylık Saatlik	0.005'e olan yakınlık	[12, 56]
R <sup>2</sup>	Coefficient of Determination	Belirleme Katsayısı	ASHRAE 14 [57] IPMVP [58]	Aylık Saatlik	0.999'a olan yakınlık	[54, 12]

## SONUÇ

Bu çalışmada, kent/bina enerji simülasyonu, simülasyon programları, doğrulama ve kalibrasyon yöntemleri ile ilgili araştırma yapılması amaçlanmıştır. Araştırmanın sonucunda elde edilen bulguların literatürdeki açıkların giderilmesi ve gelecekteki özgün çalışmaların ortaya konmasına zemin oluşturma potansiyeli bulunmaktadır.

Araştırmanın temel sonuçları aşağıda özetlenmiştir:

- Kentsel ölçekte yapılan araştırmalar bina ölçeğinde yapılan araştırmalara göre çok sınırlıdır.
- Kentsel ölçekte enerji modellemesi hakkında girdi verileri, simülasyon araçları, sonuçların değerlendirilmesi ve doğrulama teknikleriyle alakalı literatürde bir bilgi açığı vardır.
- Enerji simülasyon programları arasında EnergyPlus [29] programı hem kent hem de bina ölçeğinde en yaygın kullanılan simülasyon aracıdır.
- Literatürdeki çalışmalara göre, enerji simülasyon araçları arasında farklı programlarla koordinasyon sağlama açısından en yüksek potansiyeli olan programlar EnergyPlus [29], Grasshopper [28] ve OpenStudio [26]'dur.

- Simülasyonun doğrulama aşaması, sonuçların ve modelin güvenilirliği açısından çok önemlidir, fakat literatürde doğrulama çalışması yapan makale sayısı çok azdır.
- Kullanıcı davranışının doğru olarak analiz edilmesi simülasyonun doğrulaması için kritik bir aşamadır. Literatürde kullanıcı davranışı tipolojisinin araştırılmasına yönelik bilgi açığı bulunmaktadır.
- Literatürde en sık karşılaşılan kalibrasyon yöntemleri RMSE, R<sup>2</sup>, MAE ve MAPE'dir.

## KAYNAKLAR

- [1] MALHOTRA, A., BISCHOF, J., NICHERSU, A., HAFELE, K. H., EXENBERGER, J., SOOD, D., ... & SCHWEIGER, G., Information modeling for urban building energy simulation—A taxonomic review, *Building and Environment*, 208, 108552, 1-18, 2022.
- [2] AL-SHARGABI, A. A., ALMHAFDY, A., IBRAHİM, D. M., ALGHEITH, M., & CHICLANA, F., Buildings' energy consumption prediction models based on buildings' characteristics: Research trends, taxonomy, and performance measures, *Journal of Building Engineering*, 54, 104577, 1-34, 2022.
- [3] DAHLSTRÖM, L., BROSTRÖM, T., & WIDEN, J., Advancing Urban Building Energy Modelling through new model components and applications: A review, *Energy and Buildings*, 266, 112099, 1-17, 2022.
- [4] Urbanization and Development: Emerging Futures, *World Cities Report 2016*, United Nations Human Settlements Programme (UN-Habitat), Technical Report, 2016.
- [5] ALI, U., SHAMSI, M. H., HOARE, C., MANGINA, E., & O'DONNELL, J., Review of urban building energy modeling (UBEM) approaches, methods, and tools using qualitative and quantitative analysis, *Energy and buildings*, 246, 111073, 1-24, 2021.
- [6] The Paris Agreement, United Nations, Climate Action., 2015. <https://www.un.org/en/climatechange/paris-agreement>.
- [7] ENERJİ PERFORMANS BİNA DİREKTİFİ, The European Parliament and of The Council, 65-71, 2002.
- [8] ENERJİ PERFORMANS BİNA DİREKTİFİ (RECAST), The European Parliament and of The Council, 13-35, 2010.
- [9] ENERJİ PERFORMANS BİNA DİREKTİFİ, The European Parliament and of The Council, 11-117, 2015.
- [10] ENERJİ PERFORMANS BİNA DİREKTİFİ, The European Parliament and of The Council, 75-91, 2018.
- [11] COAKLEY, D., RAFTERY, P., & KEANE, M., A review of methods to match building energy simulation models to measured data, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 37, 123-141, 2014.
- [12] CHONG, A., GU, Y., & JIA, H., Calibrating building energy simulation models: A review of the basics to guide future work, *Energy and Buildings*, 253, 111533, 1-21, 2021.
- [13] TIAN, Z., ZHANG, X., JIN, X., ZHOU, X., SI, B., & SHI, X., Towards adoption of building energy simulation and optimization for passive building design: A survey and a review, *Energy and Buildings*, 158, 1306-1316, 2018.
- [14] FRANCESHINI, P. B., & NEVES, L. O., A critical review on occupant behaviour modelling for building performance simulation of naturally ventilated school buildings and potential changes due to the COVID-19 pandemic, *Energy and Buildings*, 258, 111831, 1-16, 2022.
- [15] LI, Y., O'NEILL, Z., ZHANG, L., CHEN, J., IM, P., & DEGRAW, J., Grey-box modeling and application for building energy simulations-A critical review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 146, 111174, 2021.
- [16] AHMAD, T., CHEN, H., GUO, Y., & WANG, J., A comprehensive overview on the data driven and large scale based approaches for forecasting of building energy demand: A review, *Energy and Buildings*, 165, 301-320, 2018.
- [17] COZZA, S., CHAMBERS, J., BRAMBILLA, A., & PATEL, M. K., In search of optimal consumption: A review of causes and solutions to the Energy Performance Gap in residential buildings, *Energy and Buildings*, 249, 111253, 1-15, 2021.

- [18] JOHARI, F., PERONATO, G., SADEGHIAN, P., ZHOA, X., & WIDEN, J., Urban building energy modeling: State of the art and future prospects, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 128, 109902, 1-16, 2020.
- [19] TRNSYS, <https://sel.me.wisc.edu/trnsys>.
- [20] DYMOLA/MODELICA, <https://www.3ds.com/products-services/catia/products/dymola/>.
- [21] DOE-2, <https://www.doe2.com>.
- [22] VERMEULEN, T., KAMPF, J.H., BECKERS, B., Urban form optimization for the energy performance of buildings using citysim, *Proceedings of CISBAT 2013 Cleantech for Smart Cities and Buildings*, EPFL Solar Energy and Building Physics Laboratory, 2, 915-920, 2013.
- [23] HONG, T., CHEN, Y., LEE, S.H., PIETTE, M.A., Citybes: A web-based platform to support city-scale building energy efficiency, *Urban Computing* 14.1-9, 2016.
- [24] SUSTAINABLE DESIGN LAB. <https://web.mit.edu/sustainabledesignlab/projects/umi/index.html>.
- [25] URBANOPT. <https://docs.urbanopt.net/>.
- [26] OPENSTUDIO. <https://openstudio.net/>.
- [27] RADIANCE. <https://www.radiance-online.org/community/mailling-lists/archives/radiance-daysim>.
- [28] GRASSHOPPER 3D, <http://www.grasshopper3d.com/>.
- [29] ENERGYPLUS, Energy, <https://energyplus.net/>.
- [30] EQUEST, DOE2.com. <http://www.doe2.com/equest>.
- [31] DESIGN BUILDER, <https://designbuilder.co.uk/>.
- [32] SKETCHUP, [www.sketchup.com](http://www.sketchup.com).
- [33] AUTODESK, <http://www.autodesk.com/products/revit-family/overview>.
- [34] ROBERT MCNEEL & ASSOCIATES, <http://www.rhino3d.com/>.
- [35] SOLA, A., CORCHERO, C., SALOM, J., SANMARTI, M., Simulation tools to Build Urban-Scale Energy Models: A Review, *Energies*, 11, 2018.
- [36] ELSHEIKH, A., WIDL, E., PENSKY, P., DUBISCH, F., BRYCHTA, M., BASCIOTTI, D., MULLER, W., Modelica-enabled rapid prototyping via TRNSYS, In *13th International Conference of the International Building Performance Simulation Association*, 2013.
- [37] EDEN, A., A comparison of DOE-2 and TRNSYS solar heating system simulation, *Solar Energy Research Institute*, 721, 1980.
- [38] BADINO, E., FERRARA, M., SHTREPI, L., FABRIZIO, E., ASTOLFI, A., & SERRA, V., Modelling mean radiant temperature in outdoor environments: contrasting the approaches of different simulation tools, In *Journal of Physics: Conference Series*, 2069, 1, 012186, 2021.
- [39] TRNLizard-TRNSYS 18, <https://www.food4rhino.com/en/app/trnlizard>.
- [40] EL KONTAR, R., POLLY, B., CHARAN, T., FLEMING, K., MOORE, N., LONG, N., & GOLDWASSER, D., "URBANopt: An open-source software development kit for community and urban district energy modeling, National Renewable Energy Lab.(NREL), 2020.
- [41] FERRANDO, M., CAUSONE, F., HONG, T., & CHEN, Y., Urban building energy modeling (UBEM) tools: A state-of-the-art review of bottom-up physics-based approaches, *Sustainable Cities and Society*, 62, 102408, 2020.
- [42] Spawn of EnergyPlus, <https://lbl-srg.github.io/soep/softwareArchitecture.html>.
- [43] SOLA, A., CORCHERO, C., SALOM, J., SANMARTI, M., Multi-domain urban-scale energy modelling tools: A review. *Sustainable Cities and Society*, 54, 101872, 2020.
- [44] LAUZET, N., RODLER, A., MUSY, M., AZAM, M. H., GUERNOTI, S., MAUREE, D., COLINART, T., How building energy models take the local climate into account in an urban context—A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 116, 109390, 2019.
- [45] GHCitySim, EPFL, <https://www.epfl.ch/labs/lipid/our-tools/gh-citysim/>.
- [46] CHEN, Y., HONG, T., PIETTE, M. A., Automatic generation and simulation of urban building energy models based on city datasets for city-scale building retrofit analysis. *Applied Energy*, 205, 323-335, 2017.
- [47] REINHART, C., DOGAN, T., JAKUBIEC, J. A., RAKHA, T., SANG, A., Umi-an urban simulation environment for building energy use, daylighting and walkability, In *13th Conference of International Building Performance Simulation Association*, 1, 476-483, 2013.
- [48] LONG, N., GAUTIER, A., ELARGA, H., ALLEN, A., SUMMER, T., KLUN, L., WETTER, M., Modeling district heating and cooling systems with URBANopt, GeoJSON to Modelica Translator, and the Modelica Buildings Library, In *Building Simulation Conference*, 2021.
- [49] ALI, U., SHAMSI, M. H., HOARE, C., MANGINA, E., O'DONNELL, J., Review of urban building energy modeling (UBEM) approaches, methods and tools using qualitative and quantitative analysis. *Energy and buildings*, 246, 111073, 2021.

- [50] RALLAPALI, H. S., A comparison of EnergyPlus and eQUEST whole building energy simulation results for a medium sized office building, Arizona State University, 2010.
- [51] HOU, D., HASSAN, I. G., & WANG, L., Review on building energy model calibration by Bayesian inference, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 143, 110930, 1-17, 2021.
- [52] HONH, T., CHEN, Y., BELAFI, Z., Occupant behavior models: A critical review of implementation and representation approaches in building performance simulation programs, Building Simulation, 11, 1-14, 2018.
- [53] LIN, H.W., HONG, T., On variations of space-heating energy use in office buildings, Applied Energy, 111, 515-528, 2013.
- [54] LAKHDARI, K., SRITI, L., & PAINTER, B., Parametric optimization of daylight, thermal and energy performance of middle school classrooms, case of hot and dry regions, Building and Environment, 204, 108173, 1-17, 2021.
- [55] HAPPLE, G., FONSECA, J. A., & SCHLUETER, A, A review on occupant behavior in urban building energy models, Energy and Buildings, 174, 276-292, 2018.
- [56] CIPRIANO, J., MOR, G., CHEMISANA, D., PEREZ, D., GAMBOA, G., & CIPRIANO, X., Evaluation of a multi-stage guided search approach for the calibration of building energy simulation models, Energy and Buildings, 87, 370-385, 2015.
- [57] ASHRAE GUIDELINE 14, Measurement of Energy and Demand Savings, ASHRAE Standards Committee, 2002.
- [58] INTERNATIONAL PERFORMANCE MEASUREMENT AND VERIFICATION PROTOCOL, 1, 2002.
- [59] FEDERAL ENERGY MANAGEMENT PROGRAM. <https://www.energy.gov/eere/femp/federal-energy-management-program>.
- [60] HERRIGAN, M., TURNER, W. J., & O'DONNELL, J., A statistically-based fault detection approach for environmental and energy management in buildings, Energy and Buildings, 158, 1499-1509, 2018.
- [61] LI, W., ZHOU, Y., CETIN, K., EOM, J., WANG, Y., CHEN, G., & ZHANG, X., Modeling urban building energy use: A review of modeling approaches and procedures, Energy, 141, 2445-2457, 2017.

## ÖZGEÇMİŞ

### Ayşe Özlem DAL

1996 yılı İstanbul doğumludur. 2019 yılında yüksek onur derecesiyle Özyeğin Üniversitesi Mimarlık ve Tasarım (İngilizce) bölümünden mezun olmuştur. Yüksek lisans derecesini aynı üniversitenin Mimarlık (Tezli) programında tamamlamaktadır. 2022 yılından itibaren Özyeğin Üniversitesi Mimarlık bölümü, Yapı Teknolojileri alanında araştırma görevlisi olarak görev yapmaktadır. Araştırma alanları kentlerde enerji verimliliği, parametrik tasarım/analiz ve kentlerde afet riskine karşı dayanıklılığın artırılması üzerinedir.

### Gökçe TOMRUKÇU

1996 yılı Samsun doğumludur. Lisans derecesini 2020 yılında Özyeğin Üniversitesi Mimarlık bölümünden onur öğrencisi olarak almıştır. Ardından Özyeğin Üniversitesi Mimarlık bölümünde tam burslu olarak yüksek lisans eğitimine başlamıştır. Fiziksel Çevre Kontrolü lisans derslerinde öğretim asistanı olarak görev almıştır. Yüksek lisans çalışmalarının yanı sıra, Özyeğin Üniversitesi Yapı Malzemesi ve Fizik Laboratuvarı'nın ulusal araştırma projelerinde araştırma öğrencisi olarak görev almıştır. Araştırma ilgi alanları, iklim değişikliğinin bina enerji performansı üzerindeki etkileri, binalarda enerji verimliliği ve yaklaşık/net-sıfır enerjili binalar konularını kapsamaktadır.

### Hazal KIZILDAĞ

1995 yılı İstanbul doğumludur. Özyeğin Üniversitesi Mimarlık bölümünden 2019 yılında mezun olmuştur. Yüksek lisans eğitimine Özyeğin Üniversitesi Mimarlık bölümünde tam burslu olarak



başlamıştır. Özyeğin Üniversitesi Yapı Malzemesi ve Fizik Laboratuvarı'nın ulusal araştırma projesinde araştırma öğrencisi olarak çalışmaya başlamıştır. Yüksek lisans çalışmalarında binalarda enerji verimliliği biyomimetik mimari ve adaptif cephe tasarımları konularını üzerine odaklanmaktadır.

### **Gizem AVGAN**

1997 yılı Muğla doğumludur. Özyeğin Üniversitesi Mimarlık bölümünden onur öğrencisi olarak mezun olmuştur. Yüksek lisans eğitimine Özyeğin Üniversitesi Mimarlık bölümünde tam burslu olarak başlamıştır. Fiziksel Çevre Kontrolü lisans derslerinde öğretim asistanı olarak görev aldıktan sonra, Özyeğin Üniversitesi Yapı Malzemesi ve Fizik Laboratuvarı'nın devam eden ulusal araştırma projesinde araştırma öğrencisi olarak yer almaya başlamıştır. Yüksek lisans çalışmalarında biyoiklimsel tasarım parametrelerinin bina ve yerleşkelerin enerji performansı üzerindeki etkileri, binalarda enerji verimliliği ve yaklaşık/net-sıfır enerjili binalar konuları üzerine odaklanmaktadır.

### **Touraj ASHRAFIAN**

Yüksek lisans eğitimini 2006 yılında, Tebriz I.Azad Üniversitesi Sanat ve Mimarlık Fakültesi Mimarlık Bölümü'nde bitirmiştir. Doktora eğitimini ise 2016 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Yapı Bilimleri Programı'nda tamamlamıştır. 2016-2022 yılları arasında Özyeğin Üniversitesi'nde Dr. Öğretim Üyesi olarak görev yapmıştır. Halihazırda Northumbria Üniversitesi'nde Mimari ve Yapılı Çevre Bölümünde görev yapmaktadır. Araştırma ve çalışma alanları, yaklaşık sıfır enerji binalar (nZEB), optimum maliyet analizleri, iç çevre kalitesi (IEQ), binalarda enerji verimliliği, mevcut binaların enerji etkin ve adım adım iyileştirmesi, bu tür iyileştirmelerde EPBD-recast çerçevesinde düşük maliyet gerektiren önlemlerin alınması, bu önlemler için gerekli maliyet analizlerinin yapılması, pozitif enerjili kentler ve iklim adaptasyonu olarak tanımlanabilir.

### **Ece KALAYCIOĞLU ÖZDEMİR**

2007 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Mimarlık Bölümü'nü bitirmiştir. Aynı üniversitede 2007 yılında yüksek lisans çalışmalarına başlamış ve bu süreçte 2008 -2009 yılları arasında Politecnico di Torino Üniversitesi'nde Bina Performans Direktifleri ve enerji sertifikasyon sistemleri üzerine tez araştırması yapmıştır. 2010 yılında Yüksek Mimar unvanı almıştır. Son olarak, 2017 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi'nden Doktor derecesini tamamlamıştır. 2009-2016 yılları arasında EKOMİM Ekolojik Mimarlık Hizmetleri adlı firmada çalışmıştır. 2017 yılından bu yana Özyeğin Üniversitesi'nde öğretim görevlisi olarak çalışmaktadır. Çalışma konuları arasında, bina enerji performansı, aydınlatma ve günışığı performansı modelleme ve simülasyonları, enerji etkin ve sürdürülebilir mimari tasarım geliştirme, kullanıcı ısı ve görsel konfor analizleri, sıfır/yaklaşık sıfır enerji/karbon bina tasarımı, yenilenebilir enerji sistemleri ve bölgesel enerji sistemleri yer almaktadır.

### **Neşe GANIÇ SAĞLAM**

2010 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi (İTÜ) Mimarlık Fakültesi Mimarlık Bölümü'nü, aynı üniversitede 2012 yılında Çevre Kontrolü ve Yapı Teknolojisi Yüksek Lisans Programını ve 2017 yılında Yapı Bilimleri Doktora Programını tamamlamıştır. 2011-2017 yılları arasında İTÜ Mimarlık Fakültesi'nde Araştırma Görevlisi olarak görev yapmıştır. 2018 yılından bu yana Özyeğin Üniversitesi Mimarlık Bölümü'nde Dr. Öğretim Üyesi olarak çalışmaktadır.

### **TEŞEKKÜR**

Bu araştırma, TÜBİTAK 3501 Kariyer Geliştirme Programı tarafından düzenlenen “Türkiye'deki Mevcut Eğitim Yerleşkelerinin İyileştirilmesinde Yaklaşık Sıfır Enerji Hedefine Yönelik Uzun Dönem Stratejiler için Ulusal Yaklaşımın Geliştirilmesi” isimli ve 219M552 numaralı araştırma projesinin bir parçasıdır.

# ENERJİ ETKİN ÇOKLU SENARYOLU BİNA ve YERLEŞİM TASARIMI için PARAMETRİK MODEL ÜRETİLMESİ

*Developing Parametric Model To Create Multiple Scenarios For Energy Efficient Evaluations On Urban Scale*

Oğuzhan Koral  
Betül Demiröz Boz  
Gülten Manioğlu

## ÖZET

Kentsel ölçekte enerji etkin tasarım seçeneklerinin değerlendirilmesi için yapılacak olan enerji modellemesi çalışmalarında farklı senaryolar kullanılmaktadır. Her senaryo için geometrik tanımların oluşturulması oldukça zaman almaktadır. Bu çalışmanın ana amacı, her senaryo için belirlenen geometrik ve parametrik değişkenler ile EnergyPlus'ın çalışması için gerekli olan .idf(input data file) dosyasının otomatik olarak üretilmesidir. Bu sayede çoklu senaryolar hızlı bir şekilde değerlendirilebilmektedir. Ayrıca bu yöntem, enerji modellemesi çalışmalarının Linux ortamında paralelleştirilmesine de olanak sağlamaktadır. Bu çalışmada sunulacak olan parametrik model ile geliştirilecek yaklaşım, farklı ölçekteki şehirlerde ve farklı iklim bölgelerinde uygulanabilecektir. Bu çalışma, kent içi bina ve yerleşme dokusu planlamasında etkili olan, bina yükseklikleri, sıra blok uzunlukları, yol ve arka bahçe genişlikleri, yön ve yüzey örtü malzemeleri gibi tasarım değişkenleri ile üretilecek farklı senaryoların enerji harcamalarının ve ısı konfor gereksinimlerinin otomatik olarak hesaplanmasını sağlayacaktır. Bu çalışmada sunulan parametrik model ile EnergyPlus eş zamanlı çalıştırılarak toplam hesaplama süresi yaklaşık olarak 4 kat azalmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Enerji etkin tasarım, Paralel hesaplama, Optimizasyon, Otomasyon.

## ABSTRACT

Different scenarios are used in energy modeling studies to be conducted to evaluate energy efficient design scenarios at urban scale. Generating geometric definitions for each scenario takes a lot of time. The main purpose of this study is to automatically generate the geometric and parametric variables determined for each scenario and the .idf (input data file) file required for EnergyPlus to work. In this way, multiple scenarios can be evaluated quickly. In addition, this method allows the parallelization of energy modeling studies in the Linux environment. The approach to be developed with the parametric model that will be presented in this study can be applied in cities of different sizes and in different climatic regions. This study will enable the automatic calculation of energy expenditures and thermal comfort requirements of different scenarios to be produced with design variables such as building heights, row block lengths, road and backyard widths, direction and surface covering materials, which are effective in urban building and settlement pattern planning. By running EnergyPlus simultaneously with the parametric model presented in this study, the total calculation time is reduced by approximately 4 times.

**Key Words:** Energy efficient design, Parallel computing, Optimization, Automation.

## 1. GİRİŞ

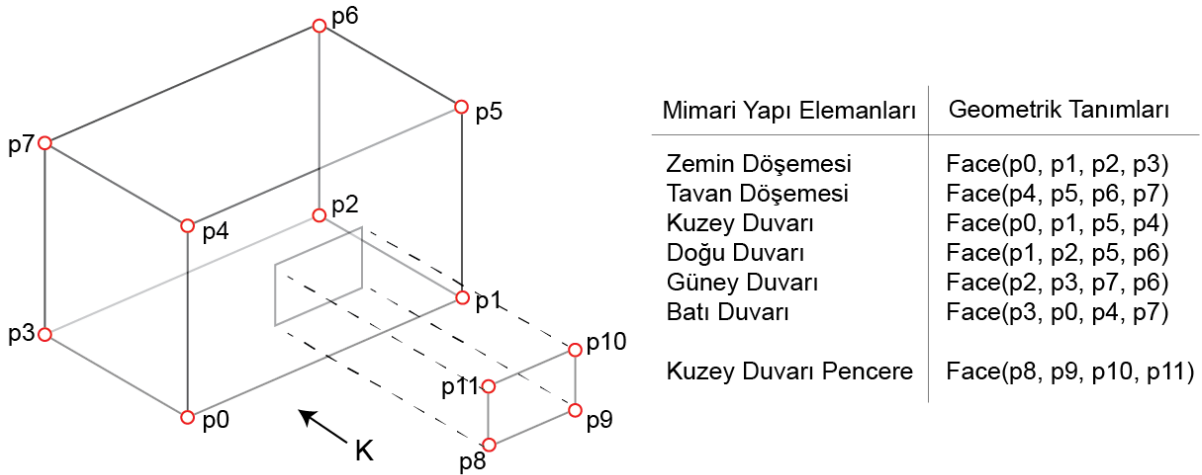
Enerji etkin tasarım artan yapılaşma ve enerji tüketimleri ile gün geçtikçe daha önemli hale gelmektedir. Dünyada tüketilen enerjinin yaklaşık %40'ını binaların tükettiği düşünüldüğünde bu



konunun önemi daha iyi anlaşılmaktadır [1]. Enerji tüketimine bağlı CO<sub>2</sub> salım düzeyinin artması küresel ölçekte iklim değişikliğine ve tasarım kararları aşamasında esas alınan dış iklimsel koşulların da değişmesine neden olmaktadır. İklim değişikliğinin en temel sonucu olan küresel ısınma; binalarda pasif tasarım stratejilerinin göz ardı edilerek fosil enerji kaynaklarının yoğun bir biçimde kullanılması sonucu ortaya çıkmıştır. Dış iklim koşulları değiştikçe iç iklim koşullarının sağlanması için harcanan enerji miktarları da artacaktır. Bu döngünün sonlandırılması, binaların enerji gereksinimlerini düşürecek şekilde pasif stratejilerle tasarlanması ve küresel ısınmaya yaptıkları katkının azaltılmasıyla olanaklıdır. İklim değişikliğinin ve küresel ısınmanın bir diğer yan etkisi ise, şehirlerde güneşten gelen enerjinin, bina geometrisi ve yüzey malzemelerinin sebep olduğu yansımalarla neredeyse tamamen emilerek depo edilmesi ve binaların sıcaklık artmasına sebep olmaları, yani kentsel ısı adası etkisinin oluşmasına katkıda bulunmalarıdır [2].

Nüfus artışları, göç alma ve yapı güvenilirliği sorunları ile karşı karşıya olan metropollerde, kentsel dönüşüm gereksinimi ile birlikte binaların ve yerleşmelerin yenilenmesi süreci hız kazanmıştır. Kentsel dönüşüm sürecinde binalar ve yerleşmeler yoğunlukları artırılarak yenilenirken bu durum şehrin de yoğunluğunun artmasına neden olmaktadır. [3] Şehrin yoğunluğunun artması; Yoğun yerleşmelerde binaların yükselmesine, birbirlerine yaklaşımlarına, bu nedenle binaların birbirlerinin güneş ışınımı kazanmalarını ve rüzgarını engellemesine ve buna bağlı olarak ısı konfor gereksinimlerinin sağlanabilmesi için harcanan enerji miktarlarının artmasına, Harcanan enerji miktarlarının artmasının kentsel ısı adası etkisini artırmasına ve buna bağlı olarak iklim koşullarının değişmesine, değişen iklim koşulları nedeniyle ısı konfor koşullarının sağlanabilmesi için daha fazla enerji harcanmasına, Yoğun yerleşmelerde geçirimsiz yüzeylerin artmasıyla yüzey akış suyunun artmasına ve buna bağlı olarak yeraltı su kaynaklarının beslenememesine yol açmaktadır. Bu tür olumsuz koşulların oluşmasını engellemek, bina ve yerleşme tasarımında ısı konforun sağlandığı, enerji ve su etkin tasarım değişkenlerine ilişkin doğru kararların alınmasıyla olanaklıdır. Tüm bu gerekçeler doğrultusunda, çalışmada; "Yüksek yoğunluklu kentlerde, ısı konfor koşullarının minimum enerji harcaması ile sağlanması, yer altı su kaynaklarının beslenebilmesi, kentsel ısı adası etkisinin azaltılması ve iklim değişikliğine uyum sağlanması için bina ve yerleşme ölçeğinde en uygun planlama stratejileri hangi yaklaşımla üretilebilir?" sorusuna yanıt olarak, Parametrik bir model ile üretilen çoklu senaryoların, optimizasyon yöntemi ile çözülmesi sonucu; tasarım değişkenlerine ilişkin (bina yükseklikleri, sıra blok uzunlukları, yol ve arka bahçe genişlikleri, yön ve yüzey örtü malzemeleri) en uygun değerlerin belirlenebileceği hipotezi oluşturulmuştur.

Parametrik model tüm bu parametreler ile çözümlene senaryolarını üretebilen ve çözümlere girdi olarak aktarabilen aşamaların tümünü oluşturmaktadır. Tasarım alternatiflerinin çözümlere aktarılabilmesi geometrik tanımların çözümlü şemalarına aktarılması ile mümkündür. Geometrik model, Point, Vector, Line, Polyline, Face, Zone, Domain gibi geometrik objelerin birbirleri ile ilişkileri ile kurgulanmıştır.



Şekil 1. Koordinat sisteminde EnergyPlus zone tanımı [4, 5, 6].

Örneğin, 4m\*3m\*3m ölçülere sahip bir çözümleme hacmini EnergyPlus çözücüsüne aktarmak istediğimizde hacmi oluşturan 8 noktanın koordinat değerlerinin ve dolayısıyla 6 farklı yüzeyi tanımlayan ve bu 8 nokta ile ilişkilendirilebilen geometrik objeleri kullanmak gerekmektedir. Çözümleme hacminin boyutlarını değiştirmek istediğimizde ise yeni koordinat değerlerinin arka planda otomatik olarak hesaplandığından emin olmak gerekmektedir. Bu ancak validasyonu yapılmış geometrik kütüphaneler yardımı ile mümkündür. Halihazırda Python dilinde yazılmış LadybugTools kütüphanesi yardımı ile bu çalışmada çözümlenecek olan .idf dosyalarını EnergyPlus için hazır hale getirmek mümkündür.

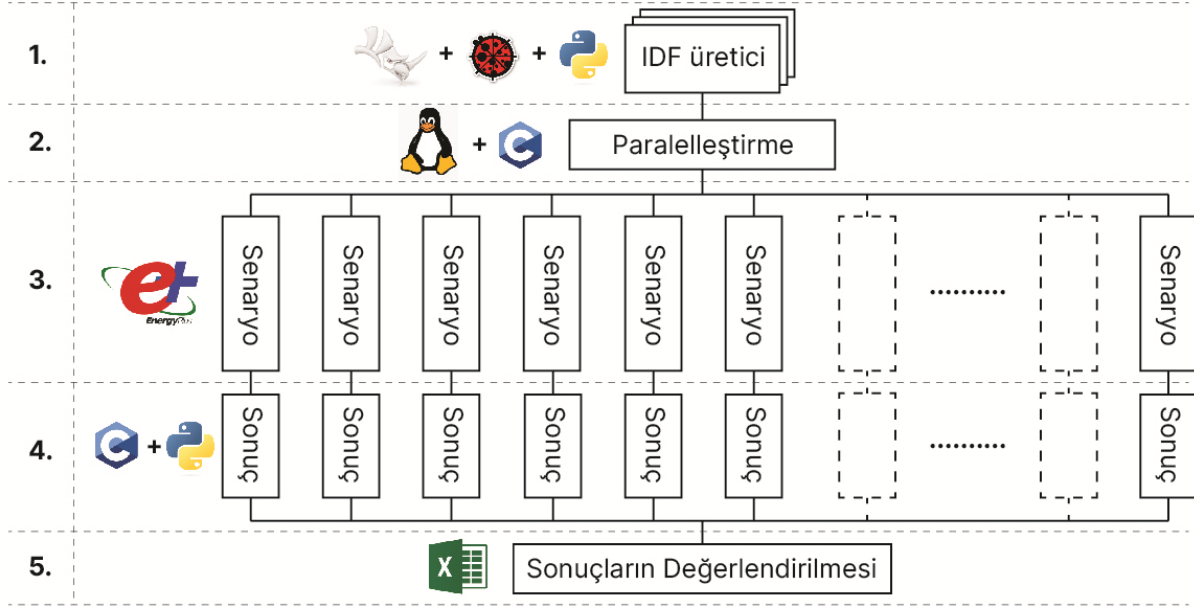
Her bir senaryo için üretilen .idf dosyaları paralel hesaplama yöntemleri ile Linux ortamında çözüme hazır hale gelebilmektedir. Bir yandan hesaplamalar akarken çıkan sonuçlar ışığında evrimsel algoritmalar ile güçlendirilmiş parametrik model sayesinde sonraki hesaplamaların eğilimi öngörülerek yeni dosyalar üretilmektedir. Bu sayede çoklu senaryolarda en iyilerin saptanması daha kolay olabilmektedir.

## 2. ÇOKLU SENARYOLARIN ÜRETİLMESİ İÇİN PARAMETRİK MODELİN GELİŞTİRİLMESİ

Herhangi bir problemi çözebilmek için öncelikle o problemin tanımlanması (modellenmesi), değişkenlerinin belirlenmesi ve daha sonra bu problemi çözecek olan algoritmanın (çözücü) belirlenen değişkenler ile çalıştırılması gerekir. Farklı modelleri ele almak için hazırlanmış çözücüler ancak girdilerin çözücü algoritmasına doğru bir şema ile aktarılması ile problemi çözebilir. Bu nedenle herhangi bir çözücüyü kullanmadan önce, ona girdi olacak şemanın doğru anlaşılması oldukça önemlidir. Çözücüye girdi olacak değişkenleri belirleyecek olan parametrik model değişkenlerini belirlemek parametrik modelin geliştirilmesinin en öncelikli adımıdır. Parametrik model birbirine bağlı değişkenlerin etkileşimiyle oluşan olabildiğince soyutlanmış (basitleştirilmiş) bir çözüm alanı yaratabilmektedir. Bu sebeple iyi kurgulanmış bir parametrik model ile çoklu adımlara sahip problemleri bile çoklu senaryolar ile deneyerek çözmek mümkündür.

Binalarda enerji simülasyonları Department of Energy'nin geliştirdiği açık kaynak kodlu EnergyPlus çözücüsü ile ele alınmaktadır. EnergyPlus'ın bir modeli çözebilmesi için belirli bir şemaya ihtiyacı vardır. Şema geometrik tanımların belirli parametreler ile harmanlanması ile oluşur. Özünde ısı transfer denklemlerini çözerken belirli bir sonuca ulaşan EnergyPlus, ısının hacimler arasındaki ilişkisini ele alabilmek için belirli yüzey tanımlamalarına ihtiyaç duyar. Mimari anlamda **zemin, taban, tavan, duvar, iç duvar, açıklık, çatı** gibi farklı yüzeylerin farklı şekillerde birleşerek kapalı mekanları tanımlamasının EnergyPlus'daki karşılığı **Zone** olarak karşımıza çıkar [7]. Zone'u oluşturan her bir yüzeyin farklı ısı geçirgenlik katsayılarının olması doğaldır ve bu yüzey tanımlarının şemada ayrı ayrı tanımlanması beklenir.

Mimari tasarım aşamasında mimarın birden çok tasarım seçeneğini deneyerek en iyiye ulaşması, bina yapıldıktan sonra kullanıcılarının enerji tüketimlerini azaltmak ve konfor seviyelerini sağlayabilmek için oldukça önemlidir. Ancak EnergyPlus'ın çözümleme yapabilmesi için gerekli olan şemanın her bir tasarım seçeneğinde ele alınması ancak yardımcı araçlar kullanılarak sağlanabilir. Çünkü tasarım, geometri ile doğrudan ilişkilidir ve her tasarım yeni bir geometrik model demektir. Bu sebeple EnergyPlus çözümleme dosyası (.idf) içerisinde bulundurduğu geometrik tanımları ve programın çözümleme metodunu etkileyebilecek parametreler ile oldukça karmaşık bir problem tanımlar.



Şekil 2. Parametrik model iş akış diyagramı

Birden çok tasarımı ele alabilecek parametrik modelin geliştirilmesi bu çalışmanın ana amacıdır. EnergyPlus'ın temel çözücü olarak kullanılacağı bu çalışmada paralelleştirme yöntemleri kullanılarak çoklu senaryoların çözümlene sürecinin hızlandırılması hedeflenmiştir.

Çalışmada takip edilen adımlar; EnergyPlus'a senaryo girdisi olacak idf dosyalarının parametrelere göre üretilmesi (1), üretilen idf dosyalarının paralelleştirme yöntemleri ile işlemci iş parçacıklarına dağıtımı (2), her bir senaryonun dağıtılan iş parçacığında EnergyPlus çözücüsünü kullanarak çözülmesi (3), çıkan sonuçların okunması (4) ve tüm sonuçların değerlendirilmesi (5) şeklindedir.

## 2.1. GELİŞTİRME ARAÇLARININ BELİRLENMESİ

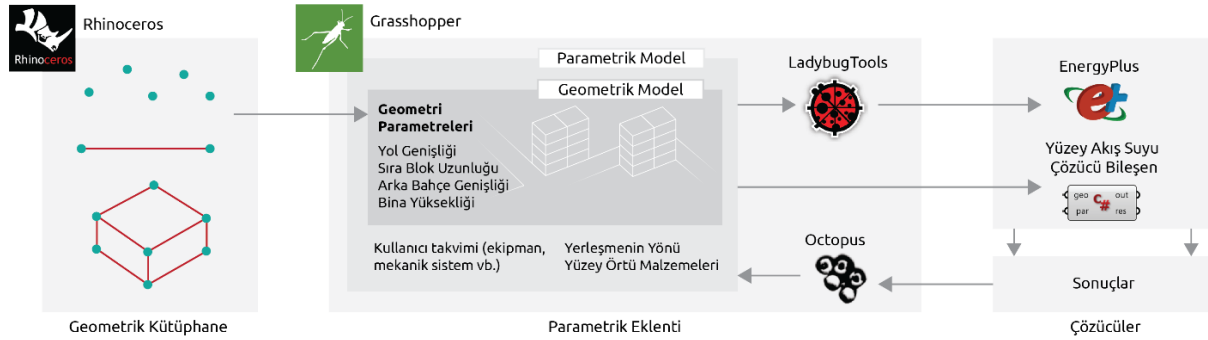
Parametrik modelde belirlenen iş akışı yazılım dillerinden faydalanarak çalışır hale getirilmektedir. EnergyPlus girdisi olan .idf dosyası düz metin şeklindedir. Zone tanımlama ve zone'a ait bir yüzeyin tanımlanma biçimi aşağıdaki gibidir [7].

```
Zone,  
  Sample Zone,          !- Name  
  0,                    !- Direction of Relative North {deg}  
  0,                    !- X Origin {m}  
  0,                    !- Y Origin {m}  
  0,                    !- Z Origin {m}  
  1,                    !- Type  
  1,                    !- Multiplier  
  autocalculate,       !- Ceiling Height {m}  
  autocalculate;       !- Volume {m3}  
  
BuildingSurface:Detailed,  
  Zn001:Wall001,       !- Name  
  Wall,                 !- Surface Type  
  EXTWALL80,           !- Construction Name  
  Sample Zone,         !- Zone Name  
  ,                     !- Space Name  
  Outdoors,            !- Outside Boundary Condition  
  ,                     !- Outside Boundary Condition Object  
  SunExposed,          !- Sun Exposure  
  WindExposed,         !- Wind Exposure
```

```
0.5000000,      !- View Factor to Ground
4,              !- Number of Vertices
0.0E+00,0.0E+00,3.048,  !- X,Y,Z ==> Vertex 1 {m}
0.0E+00,0.0E+00,0.0E+00,  !- X,Y,Z ==> Vertex 2 {m}
6.096,0.0E+00,0.0E+00,  !- X,Y,Z ==> Vertex 3 {m}
6.096,0.0E+00,3.048;    !- X,Y,Z ==> Vertex 4 {m}
```

Düz metnin girdi olarak oluşturulabilmesi herhangi bir yazılım dilinin yardımıyla mümkündür. Hali hazırda EnergyPlus'a girdi üretebilen ve çalıştırabilen kütüphaneler, araçlar mevcuttur. Bunlardan DesignBuilder, IESve gibi araçlar ticari programlar iken, LadybugTools açık kaynak kodludur. Ticari yazılımlar beraberinde kullanıcıların tasarımlarını oluşturabileceği geometrik desteği ektelemişli arayüz ile sağlayabilmektedir. LadybugTools kütüphanesi 3. parti yazılım şeklinde Rhino, Grasshopper'ın geometrik altyapısını kullanarak bu akışı sağlayabilmektedir.

Rhino-Grasshopper'a ve dolayısıyla Windows ortamına bağımlı hale gelmektedir. Bu iş akışı sektörde ve akademik çalışmalarda sıkça kullanılmaktadır.



Şekil 3. Windows işletim sisteminde çalışabilen örnek iş akışı diyagramı

Örnek iş akışından farklı olarak bu çalışmada kullanılan araçlar ise rhino3dm ve LadybugTools kütüphaneleri ile EnergyPlus çözücüsüdür. rhino3dm kütüphanesi McNeel firmasının Rhino geliştiricileri için sağladığı ücretsiz kullanımlı bir kütüphanedir ve EnergyPlus'a girdi üretebilecek yeterli geometrik kapasiteye sahiptir. Bu sayede çalışmada oluşturulan iş akışı Windows işletim sisteminden bağımsız hale getirebilmektedir.

## 2.2. GELİŞTİRME ORTAMLARININ KIYASLANMASI VE SEÇİLMESİ

Geliştirme araçları belirlenirken dikkat edilen en önemli hususlardan biri ise bu araçların hangi geliştirme ortamlarında çalıştığıdır. Yaygın olarak kullanılan Rhino-Grasshopper-LadybugTools araçları Rhino'nun Windows ve Mac işletim sistemlerinde çalışmasından dolayı sadece Windows-Mac ortamında çalışmaktadır. Oysaki EnergyPlus Windows-Mac-Linux işletim sistemlerinde çalışabilmektedir. EnergyPlus'ın Linux ortamında çalışabilmesi, hazırlanan senaryoların paralelleştirme yöntemleri ile çoklu senaryoların bilgisayarın kapasitesinin büyük bir çoğunluğunu kullanarak hızlandırmak mümkündür.

Geometrik tanımların EnergyPlus'a aktarılabilmesi için gerekli olan geometrik kütüphane ise Rhino programı yerine, yine McNeel grubunun sağladığı rhino3dm kütüphanesi kullanılacağından çalışmadaki iş akışı Linux ortamında çalışır hale gelebilmektedir.

Parallelleştirme olanakları ve tüm iş akışının Linux ortamına uygunluğu nedeniyle çalışmada Linux işletim sistemi kullanılmıştır.

## 2.3. ÇÖZÜCÜLERE GİRDİ ÜRETİLMESİ

Çözücülerin problemi ele alabilmesi için girdilerin çözücünün anlayabileceği şema ile hazırlanması gerekmektedir. EnergyPlus idf dosyası (Input Data File), bu amaçla kullanılan bir girdi dosyasıdır.

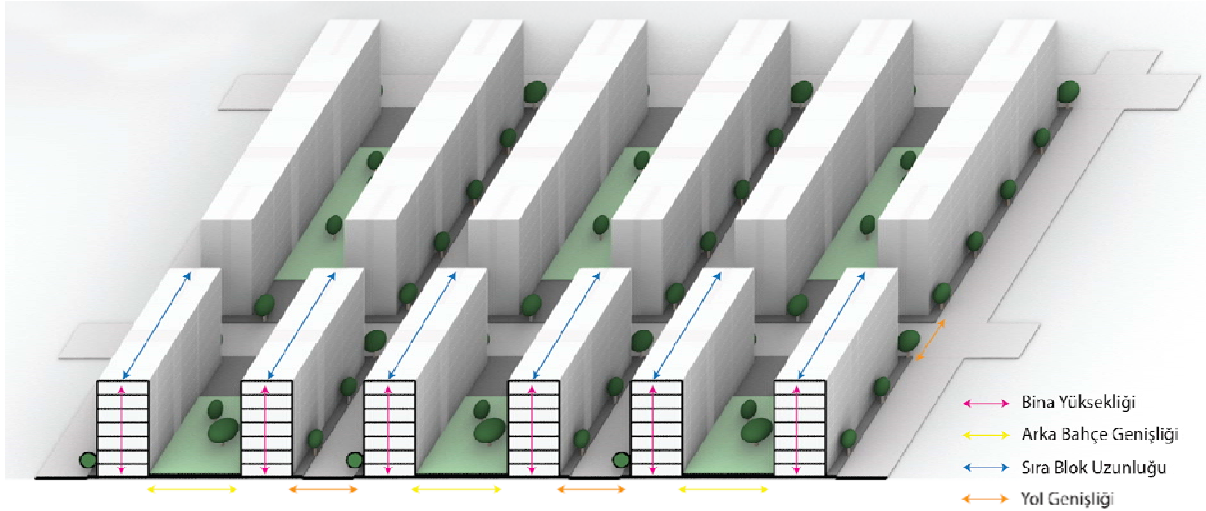
EnergyPlus tarafından çözümlenecek bir enerji modeli hakkında gerekli tüm bilgileri içermektedir ve bu idf dosyası, bir enerji modelinin binalarının ve diğer sistemlerinin tasarımı, konumu, yapısı, enerji kaynakları, aydınlatma sistemleri, klimalar, soğutma sistemleri, ısı transfer sistemleri ve diğer önemli faktörleri tanımlamayı sağlar.

EnergyPlus çözümlenmesi için idf (Input Data File) şeması üretmek için birkaç yol vardır:

- EnergyPlus Workbench: EnergyPlus'ın tarafından sunulan bir grafiksel arayüzdür ve kullanıcıların EnergyPlus için girdi dosyalarını (idf dosyaları) oluşturmasına, düzenlemesine ve çalıştırmasına izin verir.
- Excel Tablosu: EnergyPlus çalışma prensiplerine uygun olarak hazırlanmış bir Excel tablosu kullanarak idf şeması oluşturulması mümkündür.
- 3. Parti programlar: Etkileşimli arayüze sahip ticari ve ticari olmayan programlar aracılığı ile geometrinin görsel olarak düzenlenmesi ve diğer tüm parametrelerin eklenerek idf oluşturulması mümkündür.
- Kodlama yoluyla: idf şemasını üretebilecek yazılım araçları geliştirilerek çoklu senaryoların üretilmesi mümkündür.

Bu çalışmada kullanılacak olan girdiler Python ve C yazılım dillerini kullanarak kodlama yöntemleri ile üretilmiştir ve parametrik modelin temelini oluşturmaktadır.

Çalışmada örnek olarak kullanılacak senaryo değişkenleri; bina yüksekliği, arka bahçe genişliği, sıra blok uzunluğu, yol genişliği ve bina yönü şeklindedir.



**Şekil 4.** Parametreler ile kentsel yerleşim alanının üretilmesi

Bu geometrik değişkenlerin EnergyPlus .idf dosyasına dönüştürülmesi için kurgulanan parametrik model sayesinde her bir senaryo için çalıştırmaya hazır .idf dosyası çok hızlı bir şekilde üretilmektedir.

Geometrik model, EnergyPlus'a tanımlanan tüm hesaplama değişkenlerinin boyutsal olarak hacimler üzerinde tanımlanmasını amaçlar. EnergyPlus çözümlenmesi ancak geometrik hacim tanımlamaları ile olanaklıdır.

Bu çalışmada olduğu gibi çoklu senaryoların hızlı bir şekilde oluşturularak çözümlenmesi için geometrinin parametrize edilmesi şarttır. Kat yüksekliği, sıra blok uzunluğu, arka bahçe genişliği ve yol genişliği gibi değişkenlerin sayısı arttıkça, sonsuz çözüm uzayı oluşturabilmektedir. Geometrinin parametrelere bağlanarak hızlı bir şekilde yeniden üretilmesi Rhino-Grasshopper, Revit-Dynamo gibi CAD araçları ile mümkündür. Bu araçlar ancak Windows ve OSX işletim sistemleri tarafından desteklenmektedir. Senaryoların çokluğu sürecin paralel çözümlenmesi ile hızlandırılmasını ve SSH

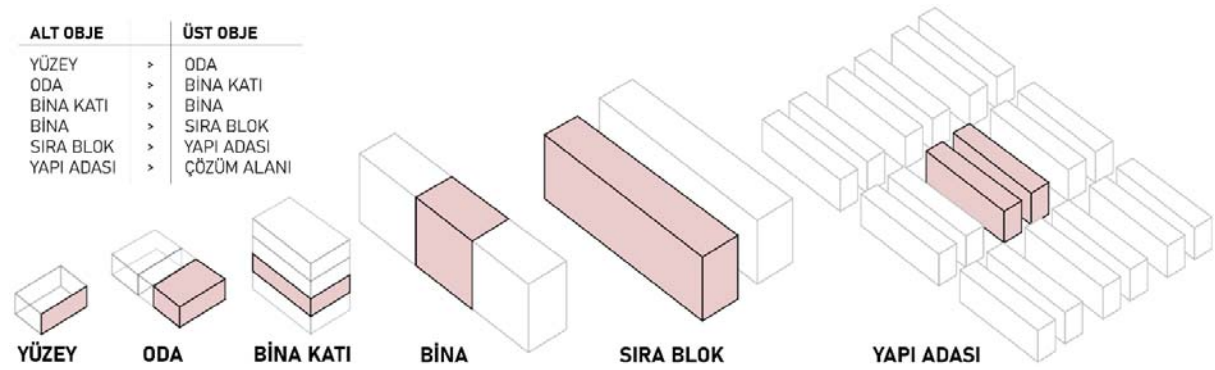


aracılığı ile uzak bağlantı araçlarına olan erişimin kolaylığını gerektirdiğinden çözümlerinin Linux işletim sistemi kullanarak yapılmasına karar verilmiştir [8].

Rhino3dm kütüphanesinin Linux ortamında kullanıma elverişli olması sebebi ile geometrik objelerinin tanımlamaları bu kütüphane ile yapılmıştır. Rhino3dm ile oluşturulan ham geometrinin .idf geometrik tanım kurallarına uyumlu hale getirilmesi ise LadybugTools kütüphanesi ile Python yazılım dili kullanılarak yapılmıştır. Mevcut araçların çoğu sadece geometrileri tasarım ortamından simülasyon dosyalarına aktarır ve sonucu geri okur, ancak LadybugTools iki yönlü bir içe/dışa aktarma bağlantısı sağlar, böylece kullanıcı simülasyon dosyasını geri alabilir [9].

Geometrik objelerin dinamik olarak, her bir senaryo için hızlı bir şekilde oluşturulabilmesi amacıyla, nesne tabanlı programlama paradigması kullanılmıştır. Bu şekilde verilen parametrelere göre tek bir üst geometrik objeden alt geometrilerin üretilmesi ile geometrik model oluşturulmuştur.

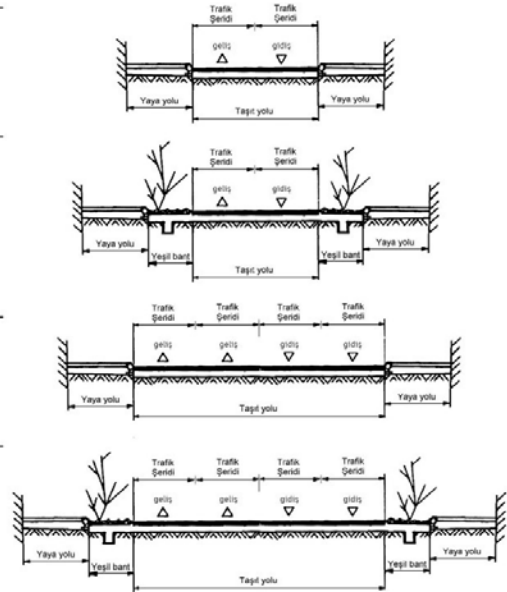
Gerekli hesaplamaların yapılabilmesi için enerji modelinin ihtiyaç duyduğu hacim geometrileri (Şekil 4) değişkenlerin farklılaşması ile her bir senaryo için oluşturulmuştur.



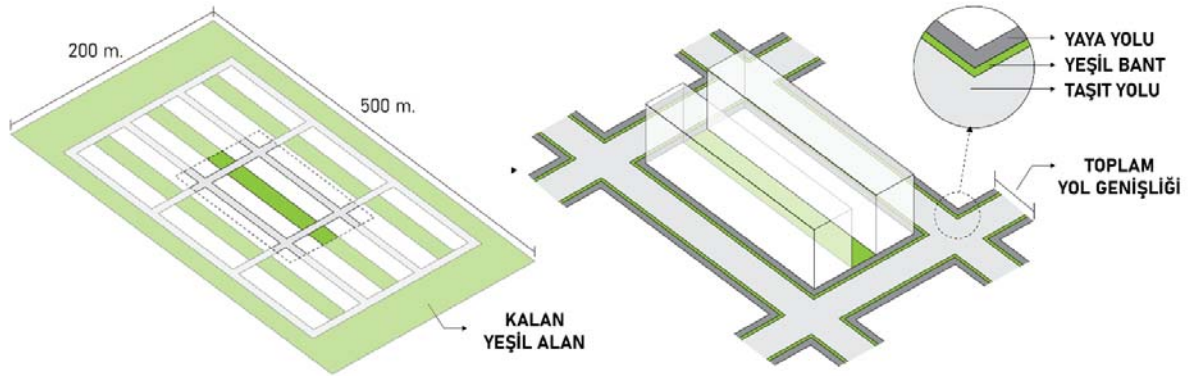
Şekil 5. Geometrik modelde yer alan enerji hesaplamalarına ilişkin geometrik objeler

İki yapı adası arasındaki toplam yol genişliğinin değişmesi ile yeşil bant, çatı, taşıt ve yaya yolu genişlikleri Şekil 6 ve Şekil 7'de görüldüğü gibi oluşturulmuştur.

Yaya Yolu	Yeşil Bant	Taşıt Yolu	Yeşil Bant	Yaya Yolu	Toplam Yol Genişliği
2	-	6	-	2	10
2,25	-	6	-	2,25	10,5
2,5	-	6	-	2,5	11
2,75	-	6	-	2,75	11,5
3	-	6	-	3	12
3	0,25	6	0,25	3	12,5
3	0,5	6	0,5	3	13
3	0,75	6	0,75	3	13,5
3	1	6	1	3	14
3	1,25	6	1,25	3	14,5
3	1,5	6	1,5	3	15
3	1,75	6	1,75	3	15,5
2	-	12	-	2	16
2,25	-	12	-	2,25	16,5
2,5	-	12	-	2,5	17
2,75	-	12	-	2,75	17,5
3	-	12	-	3	18
3	0,25	12	0,25	3	18,5
3	0,5	12	0,5	3	19
3	0,75	12	0,75	3	19,5
3	1	12	1	3	20
3	1,25	12	1,25	3	20,5
3	1,5	12	1,5	3	21



Şekil 6. Yol genişliğine ilişkin değerler



**Şekil 7.** Geometrik modelde yer alan arka bahçe ve yol genişlikleri hesaplamalarına ilişkin geometrik objeler

## 2.4. ÇÖZÜCÜLERİN PARALEL ÇALIŞTIRILMASI

Parallelleştirme, bir işin birden fazla işlemci çekirdeği tarafından aynı anda yapılmasıdır. Bu yöntem, işlem süresini azaltmak ve daha hızlı sonuç elde etmek için kullanılan bir yöntemdir. Parallelleştirme, birçok farklı alanda kullanılabilir, örneğin veri işleme, hesaplama, simülasyon ve grafik işleme gibi. Parallelleştirme, birden fazla işlemci veya çoklu işlemci sistemlerde en iyi şekilde kullanılabilir [8].

EnergyPlus'ın yaygın kullanılan Windows ELaunch çalıştırma programı, paralel çalışma desteğine sahip değildir. Bu program, tek bir işlemci üzerinde EnergyPlus modelini çalıştırmak için tasarlanmıştır. EnergyPlus'ın paralel çalışma desteği, OpenMP (Open Multi-Processing) teknolojisi kullanılarak sağlanır ve EnergyPlus'ın OpenMP desteği, birden fazla işlemci veya çoklu işlemci sistemlerinde daha hızlı çalışmasını sağlar [10, 11, 12].

## 2.5. SONUÇ DOSYALARININ OKUNMASI

EnergyPlus her bir idf dosyasının içine kendi sonuç dosyalarını yazmaktadır. Geliştirilen parametrik model ise her simülasyon tamamlandıktan sonra, ısıtma ve soğutma yüklerini ilgili sonuç dosyalarından okuyarak farklı bir dosyaya basitleştirilmiş şekilde yazmaktadır. Böylelikle çoklu senaryolar Excel aracılığı ile hızlı bir şekilde karşılaştırılabilmektedir.

## 3. SONUÇ

Üretilen parametrik model kullanılarak örnek bir yerleşim dokusu seçeneği oluşturulmuş ve bu yerleşme dokusundaki bina gruplarına ilişkin değişkenlerin alt ve üst sınır değerleri,

- Bina yüksekliği (H), 15 m.- 30 m.
- Sıra blok uzunluğu (L), 60 m.-120 m.
- Arka bahçe genişliği (B), 6 m.-21 m.
- Yol genişliği (Y), 10 m.- 21 m.

olacak şekilde belirlenmiştir. Bu kapsamda oluşturulan binaların kat yüksekliklerine 5, 7 ve 10 olmak üzere 3 farklı değer atanmıştır. Arka bahçe genişliği 6m. ile 21 m. arasında 0,5 m. artış miktarı ile 31 farklı değer almaktadır. Aynı şekilde yol genişliği de 10 m. ile 21m. arasında 0,5 m. artışla 23 farklı değer almaktadır. Ayrıca binaların yönleri de Kuzey/Güney ve Doğu Batı olmak üzere 2 farklı şekilde belirlenmiştir. Böylece parametrik model kullanılarak toplam 4.278 farklı yerleşim dokusu oluşturulmuştur.



Belirlenen bina yerleşim dokusu seçeneklerinin ısıtma ve soğutma yükleri hesaplanmıştır. Isıtma ve soğutma enerji yükleri hesaplamaları için gerekli olan geometrik ve parametrik model; Rhino3dm ve LadybugTools Python kütüphaneleri kullanılarak hazırlanmıştır.

Parametrik model yardımı ile elde edilen bina yerleşim dokusu seçeneklerinin ısıtma ve soğutma yükleri kullanılarak karşılaştırılması yapılmış ve 4.278 farklı yerleşim dokusu seçeneği içinden belirlenen kritere göre en iyi 10 yerleşim dokusu seçeneği aşağıda verilen tablolarda listelenmiştir. Yerleşme dokusu seçenekleri standart bir gösterim olması adına "**Kx-By-Yz-K/G**" şeklinde listelenmiştir. Bu gösterimde **K** binalardaki kat sayısını, **B** arka bahçe genişliğini, **Y** ise yol genişliğini temsil etmektedir. Elde edilen en iyi yerleşme dokusu seçeneklerinin tümü Kuzey/Güney cephesinden elde edilmiştir.

Yalnızca ısıtma yükü dikkate alındığında elde edilen en iyi 10 yerleşme dokusu seçeneği Tablo 1'de verilmiştir. Isıtma yükü düşük katlı binalarda bahçe ve yol genişliğinin en yüksek değere sahip olduğu seçeneklerde en iyi sonuçları vermektedir. Yerleşim dokusu seçeneklerinin ısıtma yükleri dikkate alındığında ise, en iyi 10 seçeneğin yüksek katlı binalarda ve bahçe ve yol genişliklerinin en düşük değere sahip olduğu seçeneklerde elde edilmiştir. En iyi soğutma yüküne sahip yerleşme dokusu seçenekleri ise Tablo 2'de verilmiştir.

**Tablo 1.** En iyi ısıtma yüküne sahip 10 yerleşme dokusu seçeneği

Yerleşme Dokusu Seçeneği	Isıtma Yükü	Soğutma Yükü	Toplam Enerji Yükü (kWh/m <sup>2</sup> )
K5-B21-Y21-K/G	13,033	23,221	36,253
K5-B21-Y20,5-K/G	13,104	23,198	36,302
K5-B20-Y21-K/G	13,165	23,187	36,352
K5-B21-Y20-K/G	13,174	23,176	36,350
K5-B20-Y20,5-K/G	13,236	23,165	36,401
K5-B21-Y19,5-K/G	13,247	23,154	36,401
K5-B20-Y20-K/G	13,305	23,144	36,449
K5-B19-Y21-K/G	13,305	23,153	36,458
K5-B21-Y19-K/G	13,324	23,129	36,453
K5-B19-Y20,5-K/G	13,376	23,131	36,507

**Tablo 2.** En iyi soğutma yüküne sahip 10 yerleşme dokusu seçeneği

Yerleşme Dokusu Seçeneği	Isıtma Yükü	Soğutma Yükü	Toplam Enerji Yükü (kWh/m <sup>2</sup> )
K10-B6-Y10-K/G	20,609	18,549	39,158
K10-B6-Y10,5-K/G	20,486	18,679	39,165
K10-B6-Y11-K/G	20,392	18,784	39,176
K10-B7-Y10-K/G	20,414	18,866	39,281
K10-B6-Y11,5-K/G	20,303	18,889	39,192
K10-B7-Y10,5-K/G	20,290	18,997	39,287
K10-B6-Y12-K/G	20,213	19,003	39,216
K10-B7-Y11-K/G	20,196	19,102	39,298
K10-B6-Y12,5-K/G	20,113	19,139	39,252
K10-B8-Y10-K/G	20,220	19,196	39,416

Bina yerleşim dokusu seçeneklerinin en iyileri belirlenirken farklı özellikler (soğutma yükü, ısıtma yükü gibi) ayrı ayrı incelenebileceği gibi, her kritere belirli bir ağırlık verilerek birlikte de değerlendirilebilirler. Parametrik model kullanılarak oluşturulan yerleşme dokusu seçeneklerinin istenen kriterlere göre karşılaştırılabilmesi için bir uyum değeri belirlenebilmekte ve bu uyum değeri kullanılarak en iyi yerleşim seçenekleri listelenebilmektedir. Yerleşim dokusu seçenekleri için 3 farklı uyum değeri farklı ağırlıklar kullanılarak hesaplanmıştır. Uyum değeri 1'de ısıtma yüküne %25 ağırlık verilirken, soğutma yüküne %75 ağırlık verilmiştir ( $K1=0,25$  ve  $K2=0,75$ ). Soğutma yüküne verilen ağırlık ısıtma yüküne göre daha yüksek olduğundan Tablo 2'ye benzer sonuçlar elde edilmiştir. Tablo 2 ve Tablo 3'deki ilk 3 yerleşim seçeneği aynı özelliklere sahiptir. Isıtma yüküne ve soğutma yüküne eşit ağırlık verildiğinde elde edilen sonuçlar ise Tablo 4'de verilmiştir. Isıtma yükü değerleri, soğutma yükü değerlerinden daha düşük olduğu için ve amacımız en düşük uyum değerine sahip yerleşme dokularını listelemek olduğu için, uyum değeri 2 için çıkan en iyi 10 yerleşim seçeneği Tablo 1'de verilen yerleşim seçenekleri ile uyumludur. Aynı şekilde ısıtma yükünün etkisi arttırıldığında yine benzer sonuçlar elde edilecektir. Tablo 5'de verilen sonuçlar ise ısıtma yükü %75 ve soğutma yükü %25 ağırlıkla uyum değerleri hesaplandığında yine ısıtma yükü uyum değeri hesaplamasında öncelikli kriter olduğundan, sonuçlar Tablo 4'deki sonuçlar ile uyumludur.

**Tablo 3.** Uyum değeri 1 kullanılarak bulunan en iyi 10 yerleşme dokusu seçeneği

Yerleşme Dokusu Seçeneği	Isıtma Yükü	Soğutma Yükü	Toplam Enerji Yükü (kWh/m <sup>2</sup> )	Uyum Değeri 1 K1=0,25 K2=0,75
K10-B6-Y10-K/G	20,609	18,549	39,158	19,064
K10-B6-Y10,5-K/G	20,486	18,679	39,165	19,131
K10-B6-Y11-K/G	20,392	18,784	39,176	19,186
K10-B6-Y11,5-K/G	20,303	18,889	39,192	19,242
K10-B7-Y10-K/G	20,414	18,866	39,281	19,253
K10-B6-Y12-K/G	20,213	19,003	39,216	19,306
K10-B7-Y10,5-K/G	20,290	18,997	39,287	19,320
K10-B7-Y11-K/G	20,196	19,102	39,298	19,376
K10-B6-Y12,5-K/G	20,113	19,139	39,252	19,383
K10-B7-Y11,5-K/G	20,107	19,207	39,314	19,432

**Tablo 4.** Uyum değeri 2 kullanılarak bulunan en iyi 10 yerleşme dokusu seçeneği

Yerleşme Dokusu Seçeneği	Isıtma Yükü	Soğutma Yükü	Toplam Enerji Yükü (kWh/m <sup>2</sup> )	Uyum Değeri 2 K1=0,5 K2=0,5
K5-B21-Y21-K/G	13,033	23,221	36,253	18,127
K5-B21-Y20,5-K/G	13,104	23,198	36,302	18,151
K5-B21-Y20-K/G	13,174	23,176	36,350	18,175
K5-B20-Y21-K/G	13,165	23,187	36,352	18,176
K5-B21-Y19,5-K/G	13,247	23,154	36,401	18,200
K5-B20-Y20,5-K/G	13,236	23,165	36,401	18,200
K5-B20-Y20-K/G	13,305	23,144	36,449	18,224
K5-B21-Y19-K/G	13,324	23,129	36,453	18,226
K5-B19-Y21-K/G	13,305	23,153	36,458	18,229
K5-B20-Y19,5-K/G	13,378	23,122	36,500	18,250

**Tablo 5.** Uyum değeri 2 kullanılarak bulunan en iyi 10 yerleşme dokusu seçeneği

Yerleşme Dokusu Seçeneği	Isıtma Yüğü	Soğutma Yüğü	Toplam Enerji Yüğü (kWh/m <sup>2</sup> )	Uyum Değeri 3 K1=0,75 K2=0,25
K5-B21-Y21-K/G	13,033	23,221	36,253	15,580
K5-B21-Y20,5-K/G	13,104	23,198	36,302	15,628
K5-B20-Y21-K/G	13,165	23,187	36,352	15,670
K5-B21-Y20-K/G	13,174	23,176	36,350	15,674
K5-B20-Y20,5-K/G	13,236	23,165	36,401	15,718
K5-B21-Y19,5-K/G	13,247	23,154	36,401	15,724
K5-B20-Y20-K/G	13,305	23,144	36,449	15,765
K5-B19-Y21-K/G	13,305	23,153	36,458	15,767
K5-B21-Y19-K/G	13,324	23,129	36,453	15,775
K5-B20-Y19,5-K/G	13,378	23,122	36,500	15,814

Çalışmamız kapsamında önerdiğimiz çoklu senaryolu bina ve yerleşim tasarımı için üretilen parametrik model kullanılarak, farklı yerleşme dokusu seçenekleri için enerji hesaplamaları üretilirken, aynı zamanda farklı kriter ve ağırlıklara sahip en iyi yerleşme dokusu seçenekleri de elde edilebilmektedir. Önerilen parametrik model farklı ölçekteki şehirlerde ve farklı iklim bölgelerinde uygulanabilmesi için örnek teşkil edebilir. Bu çalışma ile, kent içi bina ve yerleşme dokusu planlamasında etkili olan, bina yükseklikleri, sıra blok uzunlukları, yol ve arka bahçe genişlikleri ve yön gibi tasarım değişkenlerinin; enerji harcamalarının azaltılması üzerindeki etkisi değerlendirilerek en uygun değer veya değer aralıkları belirlenebilir.

## KAYNAKLAR

- [1] Pérez-Lombard, L., Ortiz, J., & Pout, C. (2008). A review on buildings energy consumption information. *Energy and buildings*, 40(3), 394-398.
- [2] FEURİCH, H., "Saniteartechnik", Krammer Verlag, 1995.
- [2] Kum, G. & Kılıç, S. (2014). ŞEHİRLEŞMENİN SICAKLIK VE YAĞIŞ PARAMETRELERİ ÜZERİNE ETKİSİ: GAZİANTEP ÖRNEĞİ . Kilis 7 Aralık Üniversitesi Sosyal Bilimler Dergisi , 3 (6) , 21-42
- [3] Oke, T. R. (1988). Street design and urban canopy layer climate. *Energy and buildings*, 11(1-3), 103-113.
- [4] Woodbury, R. (2010). *Elements of Parametric Design*. Routledge.
- [5] Ko, J., & Steinfeld, K. (2018). *Geometric computation: foundations for design*. Routledge.
- [6] Issa, R. (2010). *Essential Mathematics for computational design*. Lulu. com.
- [7] Crawley, D. B., Lawrie, L. K., Winkelmann, F. C., Buhl, W. F., Huang, Y. J., Pedersen, C. O., ... & Glazer, J. (2001). EnergyPlus: creating a new-generation building energy simulation program. *Energy and buildings*, 33(4), 319-331.
- [8] Heller, D. (1978). A survey of parallel algorithms in numerical linear algebra. *Siam Review*, 20(4), 740-777.
- [9] M. Roudsari (2013), Ladybug: A parametric environmental plugin for grasshopper to help designers create and environmentally-conscious design.
- [10] Zhang, Y. (2009). Parallel EnergyPlus and the development of a parametric analysis tool. IBPSA BS2009, 27-30.
- [11] Garg, V., Chandrasen, K., Tetali, S., & Mathur, J. (2010, January). Energyplus simulation speedup using data parallelization concept. In *Energy Sustainability* (Vol. 43956, pp. 1041-1047).



- [12] Agdas, D., & Srinivasan, R. S. (2014, December). Building energy simulation and parallel computing: Opportunities and challenges. In *Proceedings of the Winter Simulation Conference 2014* (pp. 3167-3175). IEEE.

## ÖZGEÇMİŞ

### Oğuzhan KORAL

Oğuzhan Koral 2018 yılında İ.T.Ü Mimarlık Fakültesinden mezun olmuştur. Mimar olarak iş hayatına başlayıp, mühendislik firmalarında enerji etkin binalar ve bu alanda yazılım geliştirme üzerine devam etmiştir. 2019 yılında Çevre Kontrolü ve Yapı Teknolojisi alanında yüksek lisans programına başlayarak tez çalışmasını TÜBİTAK projesi ile beraber sürdürmektedir. Bilgisayar programları arasında geometrik geçişi ve birlikte çalışma ortamını sağlayan Speckle Systems firmasında yazılım mühendisi olarak çalışmaktadır.

### Betül DEMİRÖZ BOZ

Dr. Öğr. Gör. Betül Boz 2012 yılından beri Marmara Üniversitesi Bilgisayar Mühendisliği Bölümünde görev yapmaktadır. Araştırma konuları arasında gerçek dünya problemleri için evrimsel algoritmalar kullanılarak verimli operatörler ve teknikler tasarlamak, yapay zeka ve paralel hesaplama yer almaktadır.

### Gülten MANIOĞLU

Doç. Dr. Gülten Manioğlu 1993 yılından bu yana İ.T.Ü. Mimarlık Fakültesinde öğretim görevlisidir. Binaların Enerji Etkin Tasarımı konularında çeşitli araştırma projelerinde yer almıştır. Enerji Etkin, Bina Tasarımı, Ekolojik Mimarlık, Binalarda Güneş Enerjisi Kullanımı, Binalarda Su Korunumu, Yerleşmelerde Yağmur Suyu Eldesi konularında çeşitli çalışmaları ve yayınları vardır. 2009-2018 yılları arasında Uluslararası Yapı Fiziği Derneğinde (IABP) yönetim kurulu üyeliği yapmış olan G. Manioğlu, şu anda İ.T.Ü. Mimarlık Fakültesi Mimarlık Bölümünde, Fiziksel Çevre Kontrolü alanında eğitim, öğretim, araştırma ve akademik çalışmalarına devam etmektedir.

# GWP DEĞERİ DÜŞÜK SOĞUTUCU AKIŞKANLI, İÇ ISI DEĞİŞTİRİCİLİ SOĞUTMA SİSTEMİNİN MODELLENMESİ

*Modeling of refrigeration system using different low GWP refrigerants with metal internal heat exchanger*

Süleyman Şişman  
Mehmet İpekoğlu  
İ. Cem Parmaksızoğlu

## ÖZET

Soğutma hem gıdaların güvenliği hem de pandemi sürecindeki örnekleri ile hayatımızın her alanında kitlesel bir büyüklüktedir. Yaygın olarak kullanılan soğutma sistemlerinde kazanılacak ufak bir verim artışı, soğutma makinelerinin sayısı ile çarpıldığında çok ciddi değerlere ulaşmaktadır. Bu çalışmada, iç ısı değiştiricisinin soğutma sistemine etkisi, bu yolla sistemin performansının artışı, düşük GWP değerli farklı soğutucu akışkanlar için incelenmiştir. R404A gibi yaygın kullanılan soğutucu akışkanlar düşük GWP değerine sahip soğutucu akışkanların performansları ile kıyaslanmış alternatif düşük GWP'li soğutucu akışkanların performansları araştırılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** GWP, Soğutma sistemi, modelleme, iç ısı değiştiricisi, COP.

## ABSTRACT

Refrigeration has a massive scale in all areas of our lives, with examples of both food safety and the pandemic process. A slight increase in efficiency in widely used cooling systems reaches serious values when multiplied by the number of cooling machines. In this study, the effect of internal heat exchangers on the cooling system, thus increasing the system's performance, was investigated for different refrigerants with low GWP values. The performances of alternative low GWP refrigerants were investigated compared to the performances of common refrigerants such as R404A with low GWP refrigerants.

**Key Words:** GWP, cooling system, modeling, internal heat exchanger, COP.

## 1. GİRİŞ

İnsanlık 2019 Aralık ayı itibariyle başlayan bir pandemi süreci yaşadı. Bu süreçte ilaçların muhafazası ve taşınması hastalıkla mücadelede en kritik rollerden biri oldu. Soğutma hem gıdaların sağlıklı olarak saklanması, pandemi sürecindeki örnekleri ile sağlıkta, ısı konforunda vb. Kısaca hayatımızın ve üretimin her alanında önemlidir. Yaygın olarak kullanılan soğutma sistemlerinde kazanılacak ufak az bir verim artışı, soğutma tesisatlarının sayısı ile çarpıldığında çok ciddi değerlere ulaşmaktadır.

Bunun yanında, bir de iklim değişikliği sorununda da soğutucu akışkanlar ciddi bir rol oynamaktadır. Sera gazları, sürdürülebilirlik ve biyolojik çeşitlilikler üzerindeki tahrip edici etkisinin yanında tarım ve hayvancılığı da olumsuz etkilemektedir [1], [2]. Sonuç olarak, günümüzün temel sorunları, gıda, enerjinin verimli kullanımı, sağlık, üretim ve sürdürülebilirliğin çözümü için Soğutma önemlidir.

Ekim 2016'da Kigali, Ruanda'da HFC soğutucu akışkanlarının düzenlenmesini içerecek şekilde 1987 Montreal protokolü yenilendi. İhracat yaptığımız Avrupa birliğinde, 2030 ve 2050 yılları için HFC soğutucu akışkanlarının kullanımının sınırlandırılmasına dair hedefler belirlenmiştir. Ülkemiz de 2018 yılında F gaz yönetmeliğini yürürlüğe koymuş ve HFC gazları kullanımına sınırlamalar getirmeye başlamıştır [3]–[5].

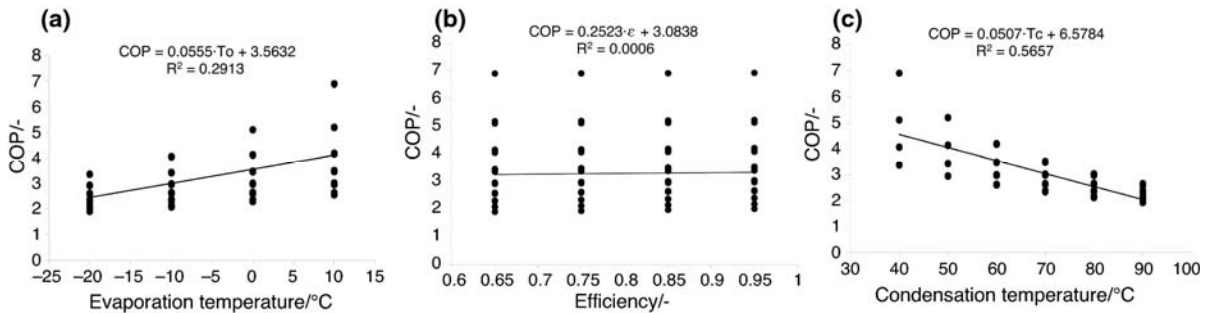
Bu durum karşısında, HFC içeren soğutma sistemlerinin en verimli değerlerde tasarlanıp çalıştırılması, en uygun çalışma noktalarının belirlenmesi, imalat aşamasından önce ısıl modelinin çıkartılması önem arz etmektedir. Ayrıca ısıl modellerle sistem kurulmadan önce soğutucu akışkan seçenekleri incelenmeli, yapılabiliriyorsa HFC soğutucu akışkanlarından vazgeçilmelidir.

Bu çalışmada; açık kaynak kodlu CoolProp yazılımı, PYTHON programını köprü olarak kullanıp, MATLAB programında kullanılabilir hale getirilebilmiştir. Bu sayede soğutma sistemi bilgisayar ortamında programlanabilmiştir. İç ısı değiştiricisinin soğutma sistemindeki verimlilik artışı incelenmiştir. CoolProp kütüphanesinde mevcut soğutucu akışkanlar arasında, GWP değeri düşük soğutucu akışkanlar belirlenmiş ve performansları incelenmiştir.

## 2. SOĞUTMA SİSTEMİ MODELLEMESİ

En uygun çalışma koşullarının belirlenmesi, uygun soğutucu akışkanın seçimi, soğutma sistemi elemanlarının tespiti için deneysel aşamadan önce modelleme yapmak gün geçtikçe daha önemli hale gelmiştir. Parametrik değişikliklere olanak sağlayan modelleme imkânı ile soğutma sistemlerinin en uygun çalışma noktaları tespit edilebilir. Bu sayede enerji verimliliği artar, soğutucu akışkanların en uygun miktarlarda kullanımı sağlanmış olur. Bu durum hem ekonomik hem de küresel ısınmanın engellenmesi açısından önem arz eder.

Santa [6] tarafından 2021 yılında yapılan çalışmada iç ısı değiştiricili soğutma çevrimi incelenmiştir. COP değerinin iç ısı değiştiricisi veriminin bir fonksiyonu olduğu varsayılarak, iç ısı değiştiricisinin verimini değişken olarak kullanarak, COP değerine ulaşmayı amaçlamıştır. Çalışmada soğutucu akışkan olarak R134a kullanılmıştır. buharlaştırıcı sıcaklığı  $-20^{\circ}\text{C}$ ,  $-10^{\circ}\text{C}$ ,  $0^{\circ}\text{C}$  ve  $10^{\circ}\text{C}$  değerleri için, yoğuşturucu sıcaklığı,  $40^{\circ}\text{C}$ ,  $50^{\circ}\text{C}$ ,  $60^{\circ}\text{C}$ ,  $70^{\circ}\text{C}$ ,  $80^{\circ}\text{C}$ , ve  $90^{\circ}\text{C}$  değerleri için incelemeler yapılmıştır. İç ısı değiştiricisinin yüksek yoğuşma ve düşük buharlaşma sıcaklıklarında çok verimli çalıştığı vurgulanmıştır.



**Şekil 1** Doğrusal bağıntı katsayıları, a) buharlaşma sıcaklığının bir fonksiyonu olarak COP, b) verimlilik, c) yoğuşma sıcaklığı

Sonuç olarak COP için gerçekleştirilen modelleme sonuçları 25 saatlik deneysel sonuçlarla kıyaslanmıştır. Deneysel sonuçlar ile geliştirilen model arasındaki maksimum hata %7,06 mertebesinde çıkmıştır.

Devocioğlu ve Oruç'un 2022 yılında yaptıkları araştırmada [7] ticari olarak yaygın olarak kullanılan soğutma sistemlerinde Küresel Isınma Potansiyeli Global Warming Potential (GWP) değeri 150'den düşük olan soğutucu akışkanların yüksek GWP'li R404A'ya alternatif olarak kullanımı incelenmiştir. Çalışmanın temeli süpermarket gibi ticari soğutma sistemlerinde düşük GWP değerine sahip soğutucu



akışkanlar kullanılarak enerji inelenmesidir. Teorik model 30°C ve 40°C olmak üzere iki sıcaklığı ve -25°C, -15°C, -5°C ve 0°C olmak üzere dört sıcaklığına dayanmaktadır. Sonuç olarak R454C, R455A, R457A ve R465A kullanılması sonucunda GWP değeri %95 mertebesinde azalmaktadır. Elde edilen COP değerleri R404A'dan daha yüksektir. İncelenen seçenek oluşturulan soğutucu akışkanların basma basıncı değerleri R404A'dan daha küçük çıkmıştır. Çalışma R454C, R455A ve R457A soğutucu akışkanlarının R404A'ya seçenek olarak kullanılabilceğini önermektedir.

2019 yılında Bablioni ve arkadaşlarının yaptıkları çalışmada [8], düşük GWP'li soğutucu akışkanların kullanıldığı, optimize edilmiş elemanlar içeren en uygun çalışma koşullarında çalışan, kendi özellikleri çerçevesinde çevreye zararı en az olan soğutma çevrimi hedefine ulaşma adına iç ısı değiştiricisinin kullanımı incelenmiştir. İç ısı değiştiricisi içeren soğutma çevrimi R134a, R1234yf, R513A soğutucu akışkanları ile test edilmiştir. İç ısı değiştiricisinin deney sonuçlarında soğutma kapasitesi R513A için %5,6'ya kadar yükselirken, R134a için %3 civarındadır. Yapılan incelemeler sonucunda R513A soğutucu akışkanının iç ısı değiştiricisi ile soğutma çevriminde kullanımı önerilmektedir.

Cao ve arkadaşları tarafından 2020 yılında yapılan çalışmada [9], soğutucu olarak CO2 kullanılan transkritik soğutma çevriminde iç ısı değiştiricisi kullanımının çevrimin alçak basınç tarafındaki basınç değerini düşürmesi üzerindeki etkisi incelenmiştir. IHX kullanımı ile kompresörün emme sıcaklığı ve basma sıcaklığı artmıştır. Su giriş sıcaklığında bir miktar düşüş gözlemlenmiştir. Sistemin ekserji incelemesi de yapılmış IHX uygulaması ile toplam ekserji yıkımı arttığı hesaplanmıştır. Deneysel incelemeler neticesinde karbondioksit kullanılan transkritik çevrimin yüksek basınç tarafının iç ısı değiştiricisi kullanarak düşürülebileceği, bu yolla sistemin güvenilirliğinin artırılabilceği vurgulanmıştır.

2021 yılında Sun ve arkadaşlarının yaptığı çalışmada [10], CO2 soğutucu akışkanlı bir super market buzdolabının modellenmesi yapılmıştır. Süper-marketlerin yıllık enerji tüketimlerinin tahmininde ve fizibilite çalışmalarında modelleme yapmanın önemli olduğu vurgulanmıştır. Model deneysel veriler ile doğrulanmıştır. Çalışma kapsamında kompresör modeli önerilmiş, diğer soğutma elemanları modellenmesi için literatürdeki modeller kullanılmıştır. Benzeşim modeli deneysel sonuçlara kıyasla yüzde dört hatabulunmuştur.

2021 yılında Yu ve arkadaşlarının yaptığı teorik çalışmada [11]; İklimlendirme ve ısı pompası uygulamalarında R404A ile benzer performansı verebilecek soğutucu akışkanlar araştırılmıştır. İncelenen karışımlar GWP, yanıcılık, termodinamik özelliklerden oluşan çok parametrelili optimizasyon işlemi ile incelenmiştir. Elektrikli araçlar için GWP sınırı 150'nin altında belirlendiğinden, 150 GWP değeri ve altı, hafif yanıcılık, maksimum COP amaçları doğrultusunda incelemeler yapılmıştır. R32, R1123, R131I, R161, R152a, R290, R1270, CO2, R41, R1234ze(E), R1234yf soğutucu akışkanları farklı oranlarda ve kombinasyonlar ile seçilerek 34 adet farklı karışım teorik olarak incelenmiştir. Yanıcılık tahminleri literatürden alınan tahmin yöntemleriyle yine teorik olarak gerçekleştirilmiştir. Soğutma sistemi kurulan entalpi bazlı termodinamik model neticesinde incelenmiştir.

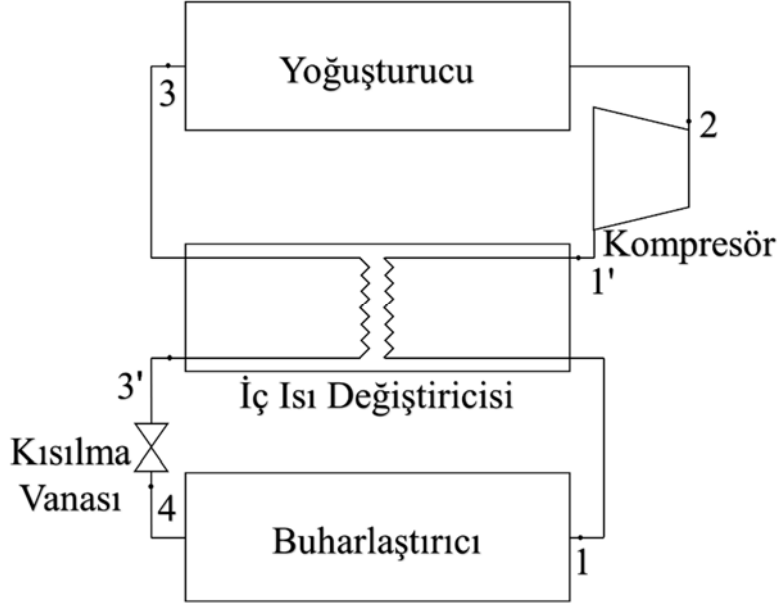
Islam ve arkadaşlarının 2021 yılında on farklı soğutucu akışkan kullanarak yaptıkları çalışmada [12], soğutma çevrimi modellenmiştir. Modelleme entalpi bazlı olup, COP, kütleli debi, emme/basma gaz basıncı, ekserji yıkımı ve ekserji verimi parametreleri üzerinden akışkanlar değerlendirilmiştir. Teorik çalışma sonucunda değerlendirilen akışkanlar arasında CO2 kullanımı önerilmiştir.

## 2.1 Modellenen Sistem

İncelenen sistem, iç ısı değiştiricisi içeren buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimidir. Şekil 2'de sunulan çevrimde iç ısı değiştiricisi ile yoğunlaştırıcıdan çıkan yüksek basınçlı sıcak sıvının enerjisi, buharlaştırıcıdan çıkan düşük basınçlı gazı aktarılır. Bu sayede gerçekleşen aşırı soğutma ile buharlaştırıcının soğutma kapasitesi artar. Ayrıca aktarılan ısı enerjisi, buharlaştırıcı çıkışına iletilir bu sayede kompresörün iş yükü artar. Kompresörün işinin artması enerji açısından istenmese de kompresöre sıvı girişi ihtimalini düşürdüğünden aşırı kızdırma kompresör ömrü açısından istenmektedir. İç ısı değiştiricisi kullanımı ile aşırı soğutma gizli ısı bölgesinden olurken, aşırı kızdırma duyulur ısı bölgesinde olur. Bu sebeple net enerji kazancı, iç ısı değiştiricisi kullanılmayan duruma



göre fazladır. Bu durum Şekil 3'de görülebilmektedir.  $h'_3 - h_3$  entalpi farkı ile  $h_1 - h'_1$  entalpi farkı incelendiğinde aşırı soğutmanın çok daha büyük olduğu görülmektedir.

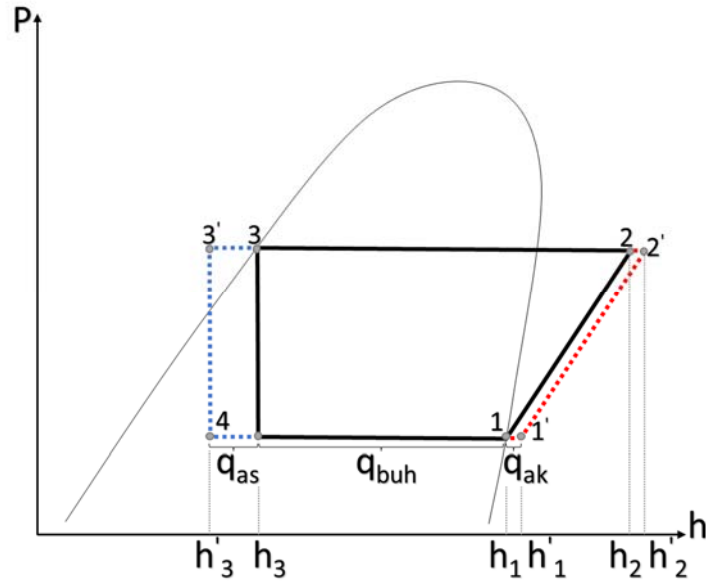


Şekil 2 İç ısı değıştiricili soğutma çevrimi

Aşırı kızdırma ısısı;  $q_{ak} = h'_1 - h_1$  şeklinde tanımlanır.

Aşırı soğutma ısısı;  $q_{as} = h'_3 - h_3$  şeklinde tanımlanır.

Kompresör işi;  $w_{comp} = h_2 - h'_1$  şeklinde tanımlanır.



Şekil 3 İç ısı değıştiricili soğutma sisteminin basınç entalpi grafiğı

Şekil 3'de sunulan grafikte aşırı kızdırma ve aşırı soğutma ısıları basınç entalpi grafiği üzerine mertebe olarak sunulmuştur. İç ısı değiştiricisi olması durumunda performans değerlendirmesi için Soğutma Tesir Katsayısı (COP) yerine Enerji Verimlilik Oranı (EER) kullanımı daha doğru olacaktır. Bu şekilde aşırı kızdırma ve aşırı soğutmanın etkisi de hesaba katılabilir.

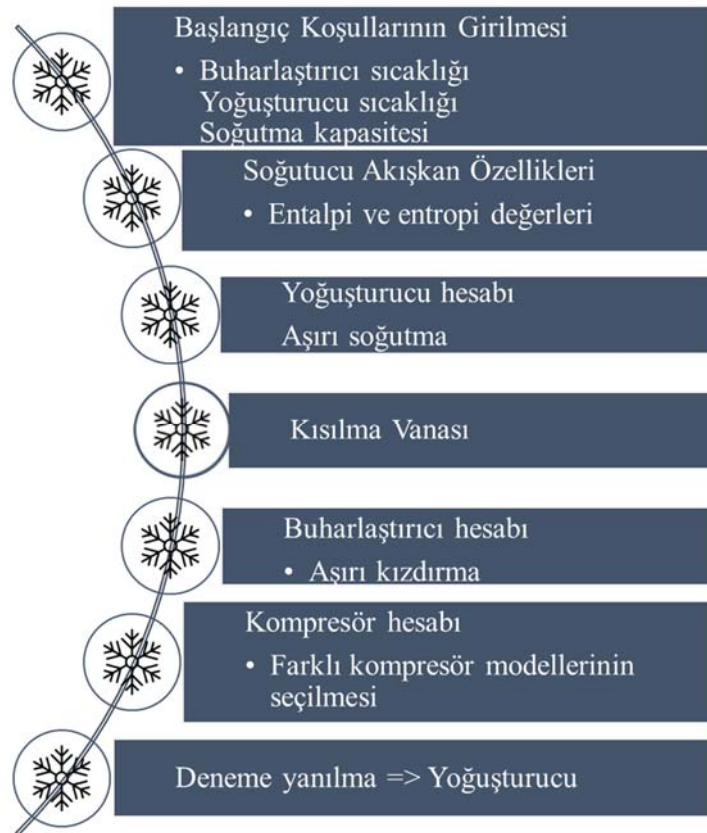
COP;

$$\frac{h_4 - h_1}{h_2 - h_1}$$

EER;

$$\frac{h'_3 - h_1}{h_2 - h'_1}$$

Soğutma sistemi elemanları yoğuşturucu sıcaklığı, buharlaştırıcı sıcaklığı ve kapasitesi, isentropik kompresör verimi, aşırı kızdırma ve aşırı soğutma dereceleri ile entalpi farkını dikkate alarak modellenmiştir. Soğutucu akışkanların termodinamik özellikleri Bell ve arkadaşlarının 2014 yılında yaptıkları çalışmada geliştirdikleri CoolProp yazılımı ile elde edilmiştir [13]. Geliştirilen yazılımın işlem algoritması Şekil 4'te sunulmuştur. Bu hesaplamalar sayesinde seçilen soğutucu akışkan ve soğutma parametreleri için termodinamik hesaplamalar yapılabilmektedir. Farklı kompresör modelleri seçilebilmektedir, iç ısı değiştiricisinin etkisi incelenebilmektedir. Elde edilen kompresör performansı sonuçları yaygın kullanılan soğutma yazılımları gibi ideal durumlar için sonuç vermenin yanında yağlamanın da ekisini dikkate alacak şekilde EN12900 standartı verilerine uyumlu sonuçlar da sunmaktadır.



Şekil 4 Geliştirilen yazılımın işlem algoritması

İncelenen soğutma sisteminde R404A soğutucu akışkanı yanısıra düşük GWP değerine sahip R1234yf, R32 ve R600 soğutucu akışkanları da incelenmiştir. İncelenen soğutucu akışkanların GWP ve güvenlik sınıfları Tablo 1’de sunulmuştur.

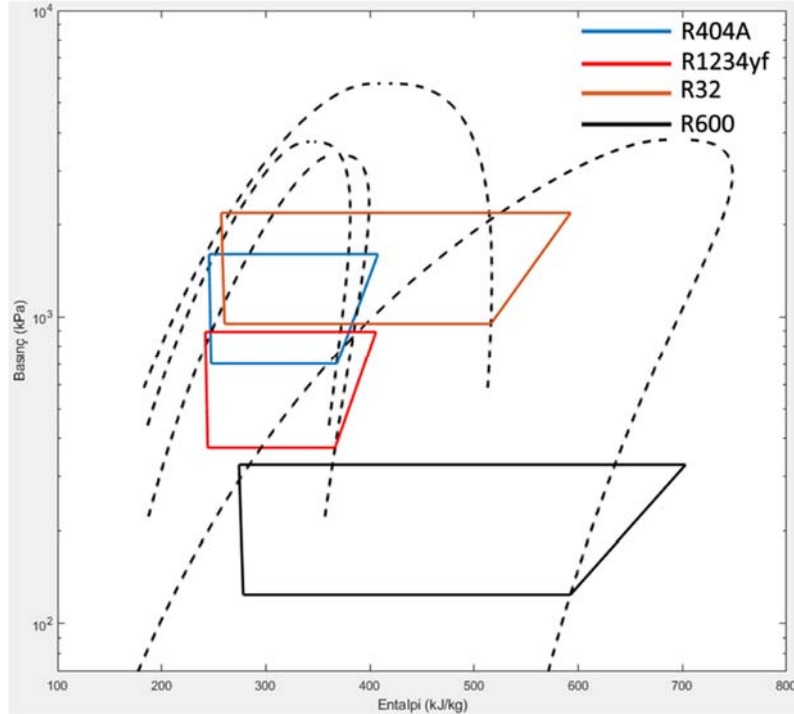
**Tablo 1** İncelenen soğutucu akışkanların GWP değerleri ve güvenlik sınıfları

	GWP Değeri	Güvenlik Sınıfı
R404A	3922	A1
R1234yf	1<	A2L
R600	4<	A3
R32	677	A2L

İncelenen parametreler; 5°C buharlaştırıcı sıcaklığı, 35°C yoğuşturucu sıcaklığı, 10 kW buharlaştırıcı kapasitesi, 0.7 kompresör izentropik verimi, aşırı soğutma derecesi 0-10 K arasında olacak şekilde incelenmiştir.

## BULGULAR VE TARTIŞMA

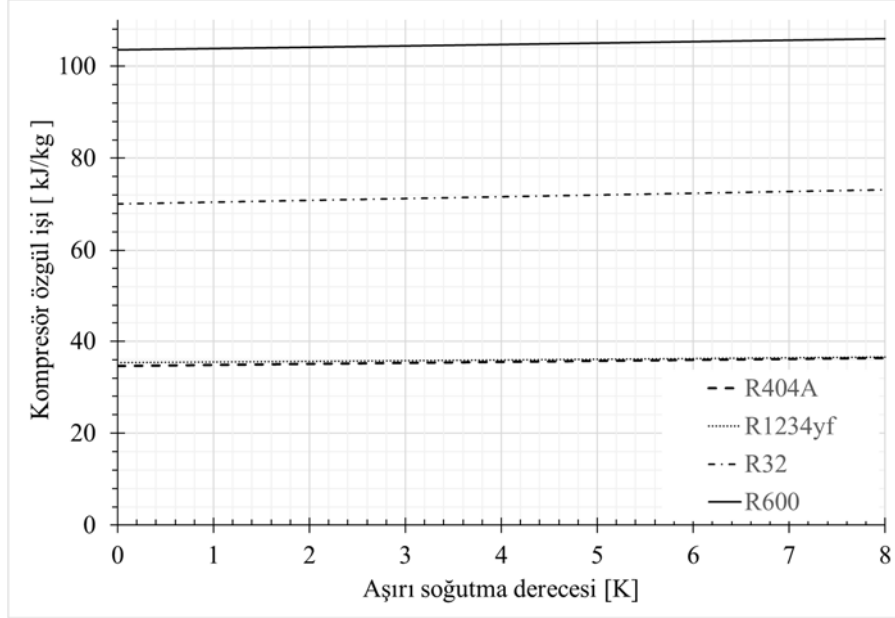
Soğutucu akışkanların 4 K aşırı soğutma altındaki sonuçları içeren basınç entalpi grafiği Şekil 5’te sunulmuştur. Grafikte kritik basınçları en yüksek olan soğutucu akışkanlar R32 ve R600’dür. En yüksek basınç değeri R32’de okunur. R1234yf ile R404A’nın kritik basınçları birbirlerine çok yakındır. Sıcaklık değerlerine bakıldığında, buharlaştırıcı sıcaklığı olan 5°C’ye ulaşmak için basınç büyüklükleri sırasıyla R32, R404A, R1234yf ve en düşük olarak R600 olmaktadır. Bu açıdan R600’ün daha düşük basınçlarda çalışması kullanım açısından avantajdır. R404A ile R1234yf’nin sıkıştırma işlemi boyunca çizdikleri eğri birbirlerine yakın eğimdedir. Basınç farkları arası mesafe de benzerdir. Bu açıdan R404A ile R1234yf’nin benzer performans değerine sahip olduğu sonucuna ulaşılabilir.



**Şekil 5** İncelenen soğutucu akışkanların basınç entalpi diyagramları

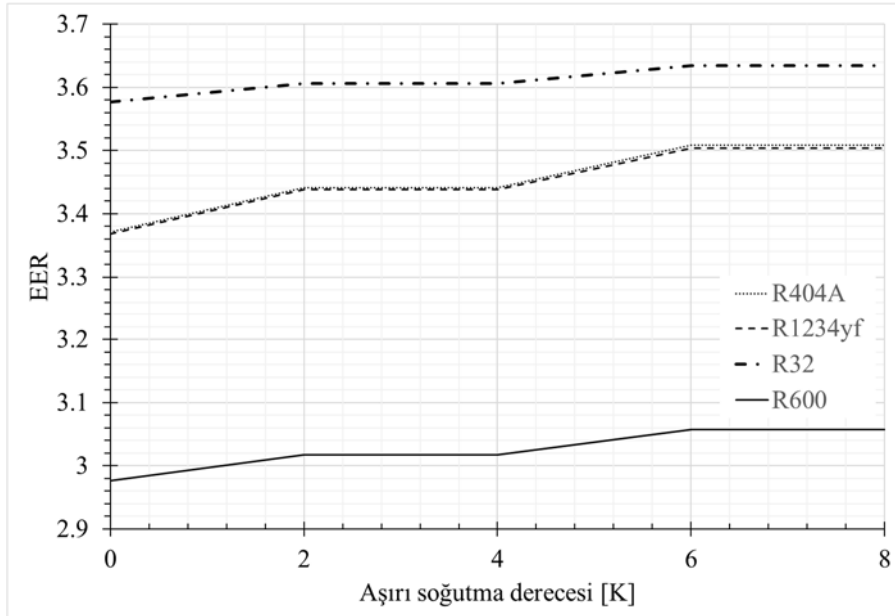
Aşırı soğutma değerine göre kompresör özgül işlerinin değişimleri Şekil 6’te sunulmuştur. En yüksek iş değeri R600’de görülmektedir. R1234yf ve R404A’nın basınç entalpi diyagramındaki sıkıştırma

sürecindeki eğimleri benzer olduğundan, kompresör özgül işleri de birbirlerine çok yakındır. Grafikte üst üste gelmektedir. Aşırı soğutma derecesi arttığından aşırı kızdırma da ona bağlı olarak artacaktır. Bu sebeple kompresör işinin artması beklendiği gibi gerçekleşmiştir. Bu artışın eğimi aşırı soğutma ile kazanılan enerji miktarı ile kıyaslanınca düşük kalmaktadır. Aşırı kızdırma temelde kompresöre sıvı girişini engellediği için tercih edilmektedir.



Şekil 6 Aşırı soğutma derecesine göre kompresör özgül işi değişimi

Aşırı soğutma derecesine göre EER'nin değişimi Şekil 7'deki gibidir. En yüksek performans değeri R32 tarafından sağlanmaktadır. R404A ve R1234yf ise daha düşük değerdedirler. Buna rağmen fark 0.2 mertebesindedir. Ancak R600 ise diğer üç soğutucu akışkandan daha düşük performans vermektedir.



Şekil 7 Aşırı soğutma derecesine göre EER'nin değişimi

## SONUÇ

İç ısı değiştiricisi olan soğutma çevriminde aşırı soğutma sonucunda buharlaştırıcı kapasitesi artar, bu performansı artırır. Aşırı kızdırma etkisi ile de kompresör işi artmaktadır. Bu durum da performans değerini düşürmesi beklenmektedir.

Bu çalışmada düşük GWP değeri olan soğutucu akışkanlar R1234yf, R32 ve R600 için termodinamik özellikleri elde edilmiştir. Bu veriler R404A ile kıyas edilmiştir. Aşırı soğutma derecesine göre kompresör özgül işi ve EER değerleri incelenmiştir.

Yapılan incelemeler neticesinde;

- R1234yf, R404A'ya en yakın performansı veren soğutucu akışkandır. Kritik basınçları, sıkıştırma aşamasında çizdikleri eğrinin eğimi birbirlerine çok yakındır.
- En yüksek kritik basınç ve çalışma basıncı değerleri R32 soğutucu akışkanında elde edilmiştir.
- GWP değeri R32'nin 667 mertebesinde iken, R1234yf'nin 1'den düşüktür.
- İncelenen soğutucu akışkanlar arasında en yüksek EER değerini R32 vermektedir. Bu değer R1234yf'den çok büyük değildir.
- R1234yf soğutucu akışkanı da R404A ile birbirlerine çok yakın sonuçları vermektedir.
- R32 ve R1234yf akışkanları A2L güvenlik sınıfındadır. Bu açıdan A1 sınıfında olan R404A'dan daha geri durumdadır.
- Tüm değerlendirmeler ışığında R404A soğutucu akışkanlı sistemlerde yangın ve diğer sakıncaları açısından tedbirler alınmak kaydıyla incelenen soğutucu akışkan seçeneklerine geçiş ile GWP değeri düşürülebilmektedir.

## KAYNAKLAR

- [1] T.C. Çevre ve Şehircilik Bakanlığı, "Türkiye'nin Yedinci Ulusal Bildirimi," p. 266, 2018.
- [2] Orman Genel Müdürlüğü, "İklim Değişikliği Sürecinde Orman Yangınları Çalıştayı Raporu," 2016.
- [3] ASHRAE, *2018 Ashrae Handbook*. 2018.
- [4] European Parliament, "Directive 2018/2002/EU amending Directive 2012/27/EU on Energy Efficiency," 2018.
- [5] T. C. Ç. ve Ş. Bakanlığı, *Florlu Sera Gazlarına İlişkin Yönetmelik*. 2018, pp. 1–6.
- [6] R. Sánta, "Investigations of the performance of a heat pump with internal heat exchanger," *J. Therm. Anal. Calorim.*, vol. 147, no. 15, pp. 8499–8508, 2022.
- [7] A. G. Devecioğlu and V. Oruç, "Drop-in assessment of plug-in R404A refrigeration equipment using low-global warming potential mixtures," *Int. J. Low-Carbon Technol.*, vol. 17, no. 10, pp. 991–999, 2022.
- [8] A. Mota-Babiloni, J. Navarro-Esbrí, V. Pascual-Miralles, Á. Barragán-Cervera, and A. Maiorino, "Experimental influence of an internal heat exchanger (IHX) using R513A and R134a in a vapor compression system," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 147, pp. 482–491, 2019.
- [9] F. Cao, Z. Ye, and Y. Wang, "Experimental investigation on the influence of internal heat exchanger in a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump water heater," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 168, no. December 2019, p. 114855, 2020.
- [10] J. Sun, T. Kuruganti, J. Munk, J. Dong, and B. Cui, "Low global warming potential (GWP) refrigerant supermarket refrigeration system modeling and its application," *Int. J. Refrig.*, vol. 126, pp. 195–209, 2021.
- [11] B. Yu, H. Ouyang, J. SHI, W. LIU, and J. CHEN, "Evaluation of low-GWP and mildly flammable mixtures as new alternatives for R410A in air-conditioning and heat pump system," *Int. J. Refrig.*, vol. 121, pp. 95–104, 2021.
- [12] M. A. Islam, S. Mitra, K. Thu, and B. B. Saha, "Study on thermodynamic and environmental effects of vapor compression refrigeration system employing first to next-generation popular refrigerants," *Int. J. Refrig.*, vol. 131, no. May, pp. 568–580, 2021.
- [13] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, and V. Lemort, "Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop," *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 53, no. 6, pp. 2498–2508, 2014.



## ÖZGEÇMİŞ

### **Süleyman ŞİŞMAN**

1990 yılı Kocaeli doğumludur. 2014 yılında Kocaeli Üniversitesi. Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Aynı Üniversiteden 2018 yılında Yüksek Mühendis ünvanını almıştır. 2019 yılından beri İstanbul Teknik Üniversitesinde Makine Mühendisliği Doktora programında eğitim görmektedir. 2017 yılından beri Türk-Alman Üniversitesi'nde Termodinamik ve Isı Tekniği anabilim dalında Araştırma Görevlisi, olarak çalışmaktadır.

### **Mehmet İPEKOĞLU**

1997 yılında İstanbul Alman Lisesinden mezun oldu. Lisans, yüksek lisans ve doktora eğitimlerini Boğaziçi Üniversitesinde sırasıyla 2001, 2004 ve 2011 yıllarında Makina Mühendisliği alanında tamamladı. Boğaziçi Üniversitesi'nde 2002-2012 yılları arasında araştırma görevlisi olarak çalıştı. 2012-2019 yılları arasında Türk-Alman Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mekatronik Mühendisliği Bölümünde görev alan Mehmet İPEKOĞLU, 2019 yılından itibaren Makine Mühendisliği Bölümü bünyesinde çalışmalarına devam etmektedir.

### **İsmail Cem PARMAKSIZOĞLU**

1975 yılında İTÜ Makina Fakültesi, Kuvvet-Isı Kolunu, 1977 yılında İTÜ Makina Fakültesi, Enerji kolunda Yüksek lisans öğrenimini tamamlamış, 1985 yılında İTÜ Makina Fakültesinden Doktor unvanını almış, 1989 yılında doçent ve 2005 yılında profesör olmuştur. 2019 yılında İTÜ Makina Fakültesinden emekli olmuştur.

# R22 GAZINA ALTERNATİF BİR SOĞUTUCU GAZIN, YENİDEN DOLUM İŞLEMİ İÇİN ARAŞTIRILMASI

*Alternative cooling fluid study to replace R22 gas for the refilling of air conditioners*

**Sadık Berk Zeybek**  
**Miraç Kan**

## ÖZET

R22 gazının 2015 yılında yasaklanması ile birlikte, piyasada halihazırda kullanılan klimaların bakım onarım süreçlerinde, klimaların gaz eksiltmesi gibi durumlarda olası bir yeniden dolun işlemi gibi operasyonlar için alternatif bir gaz türünün belirlenmesi için araştırma yapılmıştır. R22 gazına alternatif olarak bilinen R407c, R410a, R417a gazları araştırılmıştır. Sistemde herhangi bir değişiklik yapılmadan kullanılacak gazın R417a gazı olduğu anlaşılmıştır. Tüketilen güç, basınç düşümü, ısı transfer katsayısı, kapasite ve verimlilik testlerinin sonuçları R22 gazı ile kıyaslanmıştır. Bu doğrultuda bakım onarım süreçlerinde R22 gazı yerine R417a gazı ile dolun yapılabileceği de tespit edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Klima, R22, R417a, yeniden doldurma, soğutucu akışkan.

## ABSTRACT

R22 refrigerant has been forbidden since 2015, therefore in this study the new alternative cooling liquids are tested to refill the air conditioners currently used in market. R407c, R410a, R417a gases known as alternatives to R22 gas were investigated. It has been understood that R417a gas can be used without any changes in the system. The results of the test which include power consumption, pressure drop of evaporation and condensation process, heat transfer coefficient, capacity and efficiency values were compared with R22 gas. In this direction, it has been determined that filling can be made with R417a instead of R22 gas in maintenance and repair processes.

**Key Words:** Air conditioner, R22, R417a, refilling, refrigerant.

## 1. GİRİŞ

R22 gazı yaygın bir şekilde, klimalarda, ısı pompalarında ve derin dondurucularda soğutucu akışkan olarak kullanılmıştır [1]. Ancak bu gazın sahip olduğu ozon gazını azaltma potansiyeli ve küresel ısınmaya etkisi nedeniyle bu gaz Montreal Protokolüne göre kademeli olarak yasaklanmıştır [2]. Alternatif olarak kullanılan R410a, R407c ve R404a gibi gazların yüksek küresel ısınma potansiyeli (GWP) değeri nedeniyle kullanılması iyi bir çözüm olarak görülmemektedir. Bu nedenle R22 gazına alternatif olabilecek soğutucu gazların bulunması ile ilgili çalışmalar devam etmektedir. Bu doğrultuda, piyasaya satışı yapılmış ve müşterilerde kullanılan klimalarda bakım/onarım sırasında yasaklanmış R22 gazının yerine, aynı sistemde herhangi bir optimizasyona gerek duymadan güvenli bir şekilde çalışabilecek bir soğutucu gazın tespit edilmesi ihtiyacı ortaya çıkmıştır. Bu nedenle, çalışmada R407c, R410a ve R417a gazlarının klimalar üzerinde herhangi bir sistem optimizasyonu yapmadan kullanılabilirliği araştırılmıştır.



R22 gazı mineral yağlı, alkil benzen yağlı ve sentetik yağlı sistemlerde çalışabilmektedir. R407c ve R410a, hidroflorokarbon (HFC) soğutucu akışkanlardır. HFC soğutucu akışkanlar mineral yağ ile iyi karışmadığından, bu gazların kullanıldığı sistemlerde yağlayıcı olarak sentetik yağ gereklidir [3,4,5,6,7]. R417a, sentetik yağ gerektirmez. Çünkü R417a, ağırlıkça %3,4 R600 (bütan) içerir. R417a'nın bu benzersiz özelliği, karışımdaki %3,4'lük R600 (bütan) gazının mükemmel bir yağ taşıyıcı özelliğine sahip olmasından kaynaklanır, ek olarak geleneksel mineral yağlar veya alkil benzen yağlayıcılarla uyumludur [8]. Bu sayede, R417a herhangi bir değişiklik yapılmadan mevcut R22 gazı içeren sistemde gerçek bir yedek parça olarak hizmet edebilir.

**Tablo 1.** R22 gazına alternatif olarak incelenen gazların özellikleri

Özellikler	R22	R407c	R410a	R417a
Birleşim	CHCIF <sub>2</sub>	R32/R125/R134A (%23 / %25 /%52)	R32/R125 (%50 / %50)	R125/R134A/R600 (%46,6/%50/%3,4)
ODP [R11]=1	0,055	0	0	0
GWP <sub>(100a)</sub> [CO <sub>2</sub> ]=1	1700	1525	1725	1950
Kritik sıcaklık (°C)	96,15	86,1	70,2	----
Kritik basınç	49,9	46,35	47,90	----
Kullanılacak yağ	MO, AB, POE	POE	POE	MO, AB, POE

Teorik açıdan COP değerleri incelendiğinde, R22 gazı en yüksek COP değerine sahiptir, bu gazı sırasıyla R417a, R407c ve R410a gazları izlemektedir. Soğutucu akışkanlar kapasite değerlerine göre yüksekten düşüğe sıralandığında R410a, R407c, R22 ve son olarak ise R417a gazı gelmektedir. Evaporasyon ve kondenzasyon süreçlerinde R417a gazının basınç düşümü R22 ve R407c gazlarına göre düşük, ancak R410a gazına göre oldukça yüksektir. R407c gazı R22 gazı ile hemen hemen aynı basınç düşümü değerine sahiptir. R417a gazının R22'ye göre daha düşük basınç düşümü değerinin olması COP değerini artırıcı bir etki yaratmaktadır [9]. Fakat R417a gazının R22'ye göre ısı transfer katsayısının %30 daha düşük olması da COP değerini ve kapasiteyi aşağıya çekmektedir [3,7,8]. R417a gazının R22 gazına göre hacimsel kapasitesi %20 daha düşüktür. Kompresör çıkış sıcaklıkları ve sıkıştırma oranları kıyaslandığında ise R22 gazı ile R417a gazı arasında dikkate değer bir fark yoktur. R22'den R417a gazına geçilmesi durumunda %10-15 arası EER ve COP kaybı, %12-20 arasında kapasite kaybı meydana gelmiştir. R417a gazının kompresör çıkış sıcaklığının R22'ye göre düşük olması gazın kompresöre zarar verme riskini ortadan kaldırmaktadır [9].

Tüm bu durumları göz önünde bulundurarak, R417a gazının R22'ye uygun bir alternatif soğutucu akışkan olduğu kanaatine vararak, literatür araştırmalarının paralelinde deneysel olarak analizler yapılmıştır. R22 sistemler için sahadan temin edilen R22 gazlı klimalar kullanılmıştır.

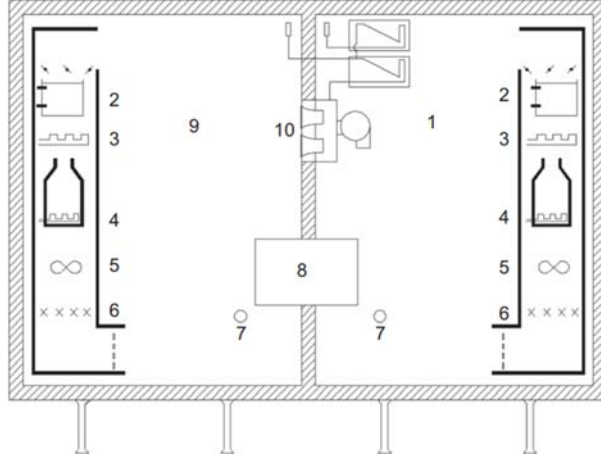
## 2. DENEYLERİN SONUÇLARI

### 2.1. Deney Parametrelerinin Belirlenmesi

#### 2.1.1. Deneylerde Kullanılan Cihazlar

Kapasite, güç girişi, EER ve kompresör çıkış sıcaklıklarını ölçmek için test odaları kullanılmıştır. Test odalarının temel amacı, farklı test koşullarını gerçekleştirmektir. Şekil 1'de gösterilen test odasında, ASHRAE 'de de açıklandığı gibi ölçümler; soğutma kapasitesi, nem alma kapasitesi ve klimanın ısı değiştiricisinden geçen hava kütle akış hızları hakkında hava tarafı verilerini içermelidir. Test odası sıcaklık ve nem ayarlamaları yaparak, test odasının kuru termometre ve yağ termometre sıcaklıklarını test koşullarına getirir. Test odası farklı kuru ve yağ termometre sıcaklıklarına ayarlanmış iç ve dış odadan oluşmaktadır. ASHRAE 37'de tanımlanan Sekil-2'de gösterilen tünel hava entalpi ölçüm metoduna uygun olarak klimaların kapasite ve verimlilik ölçümleri iç odada yer alan entalpi tüneli

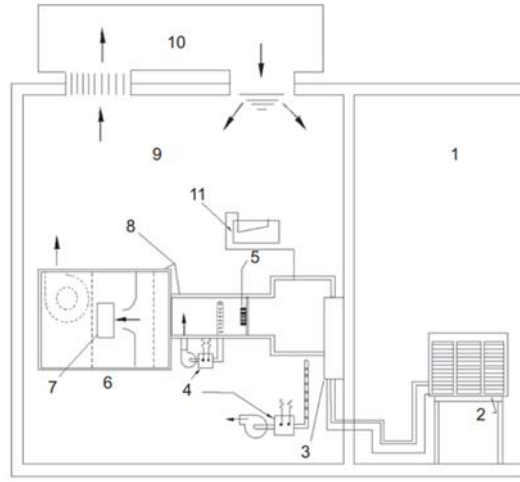
sayesinde net bir şekilde gerçekleştirilir. Sıcaklık ve basınç sensörleri düzenli olarak kalibre edilmektedir.



- |                     |                            |
|---------------------|----------------------------|
| 1) dış ünite odası  | 6) karışım bölmesi         |
| 2) soğutucu eşanjör | 7) hava örnekleme tüpü     |
| 3) ısıtıcı eşanjör  | 8) test numunesi           |
| 4) nemlendirici     | 9) iç ünite odası          |
| 5) fan              | 10) basınç eşitleme cihazı |

**Şekil 1.** Kalorimetrik Test Odası (ISO 5151, 2010)

Kalibrasyonu yapılmış PT100 sensörleri sıcaklık ölçümü için kullanılmaktadır. Klimanın güç tüketimi  $\pm 0,1\%$  hassasiyet değerine sahip WT330, YOKOGAWA marka güç ölçer ile, klimanın iç ünite hava debisi ölçümü ise  $\pm 0,25$  hassasiyet değerine sahip EJA110A, YOKOGAWA marka fark basınç dönüştürücüsü ile hesaplanmaktadır. Sıcaklık, basınç farkı ve güç tüketimlerini elde etmek için is MX100, YOKOGAWA marka veri kaydedici kullanılmıştır.



- |                                |                                  |
|--------------------------------|----------------------------------|
| 1) dış ünite odası             | 7) kapı/pencere                  |
| 2) dış ünite                   | 8) izolasyon                     |
| 3) iç ünite                    | 9) iç ünite odası                |
| 4) hava sıcaklığı ve nem ölçer | 10) oda şartlandırma ekipmanları |
| 5) karıştırıcı                 | 11) fark basınç ölçüm cihazı     |

**Şekil 2.** Tünel hava entalpisi ölçüm yöntemi (ISO 5151, 2010)

Kapasite ölçümleri, iç ünite odası tarafında, klimanın emiş yaptığı ve üflediği havanın entalpi farklı ve hava debisi ölçülerek gerçekleştirilir. Hava debisi ölçüm ekipmanları ASHRAE 51 standartlarına uygundur.

Bu odalarda altı farklı test koşulu ayarlanarak kapasite ölçümleri yapılmıştır. Soğutma ve ısıtma modlarında soğutucu gazların performansları farklı ortam koşullarında test edilmiştir. Soğutma testleri aşağıdaki koşullarda yürütülmüştür.

- İç ortam sıcaklığı 27°C kuru termometre sıcaklığı, 19°C yaş termometre sıcaklığı değerine getirilmiş, dış ortam sıcaklığı ise 35°C kuru termometre, 24°C yaş termometre sıcaklığı değerinde ayarlanmış ve kapasite, EER, güç tüketimi ve kompresör çıkış sıcaklıkları ölçülmüştür.
- Zorlayıcı termal şartlarda soğutucu gazların performans ölçümlerini yapabilmek için, iç ortam sıcaklığı 32°C kuru termometre sıcaklığı, 23°C yaş termometre sıcaklığı değerine getirilmiş, dış ortam sıcaklığı ise 43°C kuru termometre, 24°C yaş termometre sıcaklığı değerinde ayarlanmış ve kapasite, EER, güç tüketimi ve kompresör çıkış sıcaklıkları ölçülmüştür.
- Aşırı zorlayıcı termal şartlarda gazların performans ölçümlerini yapabilmek için, iç ortam sıcaklığı 32°C kuru termometre sıcaklığı, 23°C yaş termometre sıcaklığı değerine getirilmiş, dış ortam sıcaklığı ise 48°C kuru termometre, 29°C yaş termometre sıcaklığı değerinde ayarlanmış ve kapasite, EER, güç tüketimi ve kompresör çıkış sıcaklıkları ölçülmüştür.

Deney şartları Tablo 2'de özetlenmiştir. Tablo 2'de görülen Soğutma 43°C deneyi: Zorlayıcı termal şartları, Soğutma 48°C deneyi ise aşırı zorlayıcı termal şartları ifade etmektedir.

Isıtma testleri aşağıdaki koşullarda yürütülmüştür.

- İç ortam sıcaklığı, 20°C kuru termometre sıcaklığı, 15°C yaş termometre sıcaklığı değerine getirilmiş, dış ortam sıcaklığı ise 7°C kuru termometre, 6°C yaş termometre sıcaklığı değerinde ayarlanmış ve kapasite, EER, güç tüketimi ve kompresör çıkış sıcaklıkları ölçülmüştür.
- Zorlayıcı termal şartlarda soğutucu gazların performans ölçümlerini yapabilmek için iç ortam sıcaklığı 20°C kuru termometre sıcaklığı, 15°C yaş termometre sıcaklığı değerine getirilmiş, dış ortam sıcaklığı ise, 2°C kuru termometre, 1°C yaş termometre sıcaklığı değerinde ayarlanmış ve kapasite, EER, güç tüketimi ve kompresör çıkış sıcaklıkları ölçülmüştür.
- Aşırı zorlayıcı termal şartlarda gazların performans ölçümlerini yapabilmek için, iç ortam sıcaklığı 20°C kuru termometre sıcaklığı, 15°C yaş termometre sıcaklığı değerine getirilmiş, dış ortam sıcaklığı ise, -5°C kuru termometre, -6°C yaş termometre sıcaklığı değerinde ayarlanmış ve kapasite, EER, güç tüketimi ve kompresör çıkış sıcaklıkları ölçülmüştür.

Deney şartları Tablo 2'de özetlenmiştir. Tablo 2'de görülen Isıtma 2/1°C deneyi: Zorlayıcı termal şartları, Soğutma -5°C deneyi ise aşırı zorlayıcı termal şartları ifade etmektedir.

**Tablo 2.** Deneylerin Gerçekleştirildiği Ortam Sıcaklıkları

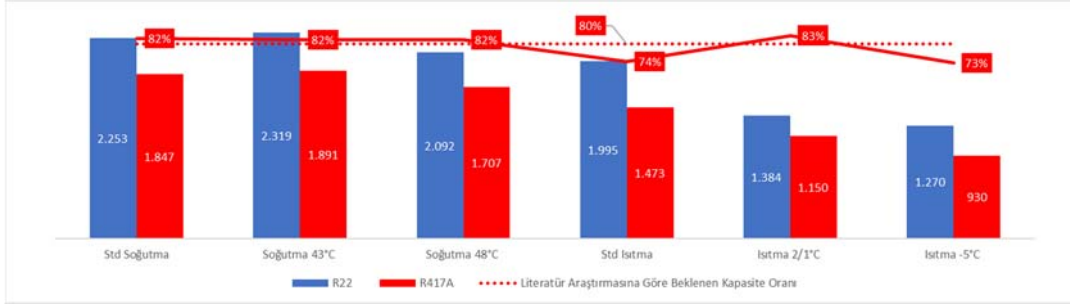
	Test	İç Ortam*	Dış Ortam*
SOĞUTMA	Std Soğutma	27°C (19°C)	35°C (24°C)
	Soğutma 43°C	32°C (23°C)	43°C (24°C)
	Soğutma 48°C	32°C (23°C)	48°C (29°C)
ISITMA	Std Isıtma	20°C (15°C)	7°C (6°C)
	Isıtma 2/1°C	20°C (15°C)	2°C (1°C)
	Isıtma -5°C	20°C (15°C)	-5°C (-6°C)

\*Kuru Termometre Sıcaklığı (Yaş Termometre Sıcaklığı)

## 2.2. Kapasite Ölçümleri

Aynı klimada R417a ve R22 gazları ile yapılan kapasite ölçüm sonuçları aşağıdaki grafikte gösterilmiştir. Kapasite ölçümleri tablo 2'de belirtilen ortam şartlarında yapılmıştır. R22 gazından R417a gazına geçildiğinde eklenen gaz miktarında kütlece %20 artış olmuştur. R417a gazı R22'ye

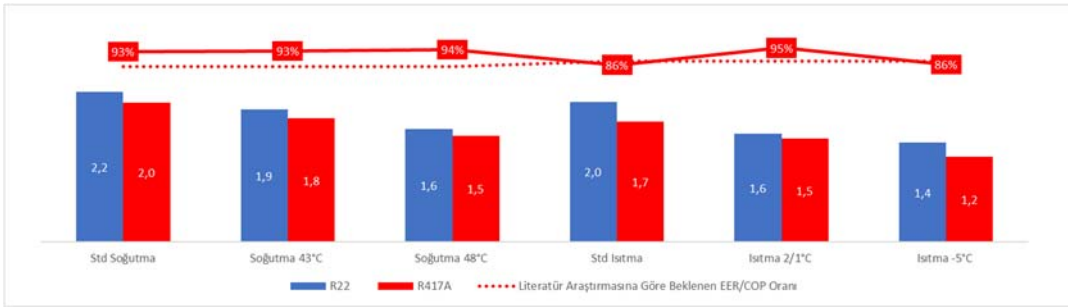
göre soğutmada %18, ısıtmada ise %17 ile %27 arasında düşüş göstermiştir. Böylece R417a gazının R22 yerine kullanımı için yapılan kapasite testi sonucunda elde edilen değerler literatür verisini doğrulamıştır.



Şekil 2. R22 ve R417A gazı kapasite kıyaslanması.

### 2.3. EER ve COP Ölçümleri

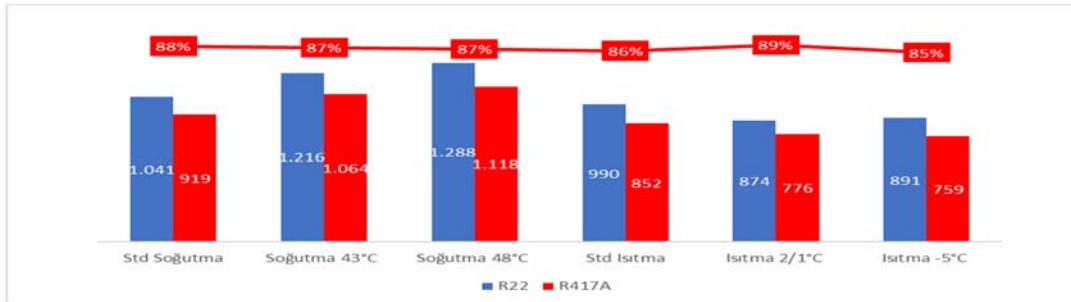
Aynı klimada R417a ve R22 gazları ile yapılan kapasite ölçüm sonuçları aşağıdaki grafikte gösterilmiştir. Kapasite ölçümleri tablo 2'de belirtilen ortam şartlarında yapılmıştır. Deneylerde R417a gazı R22 gazına göre %20 daha fazla kullanılmıştır. EER değerleri soğutma testlerinden, COP değerleri ise ısıtma testlerinden elde edilmiştir. Grafikten de görüleceği üzere, R417a gazı R22 gazına göre soğutmada %7, ısıtmada ise %5 ile %14 arasında düşüş göstermiştir. Böylece R417a gazının R22 yerine kullanımı için yapılan EER ve COP ölçümleri literatür verisini doğrulamıştır.



Şekil 3. R22 ve R417A gazı EER ve COP değerlerinin kıyaslanması.

### 2.4. Güç Tüketimi Ölçümleri

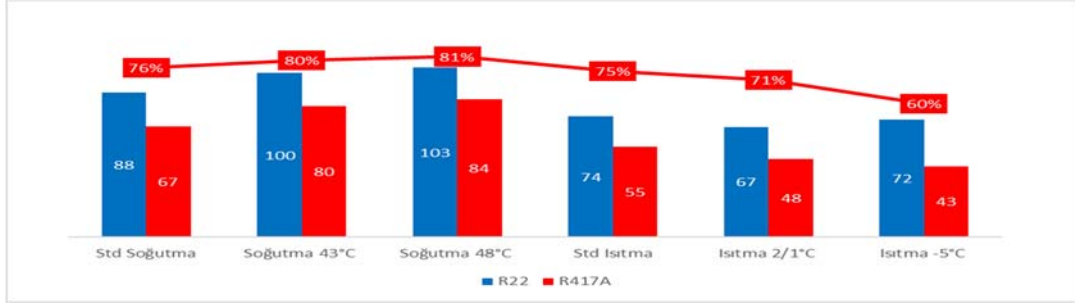
Aynı klimada R417a ve R22 gazları ile yapılan güç tüketimi ölçüm sonuçları aşağıdaki grafikte gösterilmiştir. Güç tüketimi ölçümleri tablo 2'de belirtilen ortam şartlarında yapılmıştır. Deneylerde R417a gazı R22 gazına göre %20 daha fazla kullanılmıştır. Grafikten de görüleceği üzere, R417a gazı R22'ye göre soğutmada %13, ısıtmada ise %11 ile %15 arasında düşüş göstermiştir. Böylece R417a gazının R22 yerine kullanımı için yapılan güç tüketimi ölçümleri literatür verisini doğrulamıştır.



Şekil 4. R22 ve R417A gazı güç tüketimi değerlerinin kıyaslanması.

## 2.4. Soğutucu Akışkan Kompresör Çıkış Sıcaklığı Ölçümleri

Aynı klimada R417a ve R22 gazları ile yapılan kompresör çıkış sıcaklığı ölçüm sonuçları aşağıdaki grafikte gösterilmiştir. Kompresör çıkış sıcaklığı ölçümleri tablo 2’de belirtilen ortam şartlarında yapılmıştır. Deneylerde R417a gazı R22 gazına göre %20 daha fazla kullanılmıştır. Grafikten de görüleceği üzere, R417a gazı R22’ye göre soğutmada %19 ile %24, ısıtmada ise %25 ile %40 arasında düşüş göstermiştir. Bu durum kompresörün yüksek sıcaklıklar nedeniyle zarar görmesini engellemektedir. Böylece R417a gazının R22 yerine kullanımı için yapılan kompresör çıkış sıcaklığı ölçümleri literatür verisini doğrulamıştır.



Şekil 5. R22 ve R417a gazı kompresör çıkış sıcaklığı değerlerinin kıyaslanması.

Yapılan ısıtma deneylerinde ısıtma sırasında kondenser üzerinde biriken buz çözmek için gerçekleştirdiği sıcak-gaz ile buz çözme süresinde bir artış gözlenmemiş, dolayısıyla ısıtma esnasında konfor şartlarını negatif anlamda etkileyecek bir durum oluşmamıştır.

## SONUÇ

R417a soğutucu gazı kullanıldığında, sistemde herhangi bir ekipman değişikliğine gidilmeden klimanın çalışabildiği görülmüştür. Ayrıca R22 gazına göre daha düşük kompresör çıkış sıcaklığına sahip olduğu için kompresörün yanma riski de ortadan kaldırılmıştır. R417A gazının hacimsel kapasitesinin R22 gazına göre %20 ve ısı transfer katsayısının %30 daha düşük olması nedeniyle yeniden dolum işlemlerinde R22’ye göre %20 kadar fazla miktarda R417a gazı kullanılmıştır. R417a gazı R22 gazına göre kapasitenin soğutmada %82’sini, ısıtmada ise kapasitenin %73-83 arasını verebildiği görülmüştür. R417a gazı R22’ye göre soğutmada EER değerinin %93’ünü, ısıtmada ise COP değerinin %86 ile %95’ini verebildiği görülmüştür. Güç tüketimi olarak R417a gazının çektiği güç, R22 gazına göre soğutmada %12-13, ısıtmada ise %11-15 daha düşüktür. Kompresör çıkış sıcaklıklarının R22 gazına göre oldukça düşük olması da R417a gazına geçişte kompresör yanması gibi problemlerin ortaya çıkmayacağını göstermektedir. Yapılan deneylerde klima emniyetli bir şekilde çalışmış herhangi bir uygunsuzluk gözlenmemiştir.

## KAYNAKLAR

1. Wang, L., et al., *Feasibility of using near-azeotropic refrigerant mixture R290/R1234ze (E) as substitute for R22. Environmental Progress & Sustainable Energy*, 2021. 40(3): p. e13574.
2. Fang, Y., et al., *Evaluation on Cycle Performance of R161 as a Drop-in Replacement for R407C in Small-Scale Air Conditioning Systems. Journal of Thermal Science*, 2022. 31(6): p. 2068-2076.
3. Sami, S.M., Song, B., and Poirier, B., “Energy Efficiency Analysis of A new Ternary HFC Alternative,” *Int. J. Refrigeration*, Vol. 21, 1997, pp.1071–1079.



4. Wijaya, Halim, "Two-Phase Flow Heat transfer and Pressure Drop Characteristics of R22 and R32/R125," *ASHRAE Transactions*, Vol. 101(2), 1995.
5. Mei, V.C., Domitrovic, R., and Chen, F.C., "Experimental Study of an R407c Drop-in Test on an Off-the-Shelf Air Conditioner with a CounterCross-Flow Evaporator," *ASHRAE Transactions*, 104(2), 1998, pp.833–840.
6. Greco, A., Mastrullo, R., and Palombo, A., "R407c as an Alternative to R22 in Vapour Compression plant: An Experimental Study," *Int. J. of Energy Research*, 21(12), 1997, pp.1087–1098.
7. Henderson, P.C., Mongey, B., Hewitt, N.J., and McMullan, J.T., "Replacing R22 with a Hydrocarbon or Hydrofluorocarbon?" *Int. J. Energy Research*, Vol.25, 2001, pp.281-290.
8. Hundy, G.F., and Pham, H.M., "Effect of Refrigerant Choice on Efficiency in Air Conditioning," *Annual Conference of the Institute of Refrigeration*, Nov. 1, 2001, London, UK.
9. Investigation of R417A as a Drop-In Alternative for R22 in a Residential Heat Pump. Zhiming Gao, Viung C Mei, Fang C Chen, John Tomlinson Oak Ridge National Laboratory, Oak Ridge, TN 37831-6070

## ÖZGEÇMİŞ

### Sadık Berk ZEYBEK

1992 yılı Elazığ doğumludur. 2015 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi Makineleri İşletme Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. 2016 yılından HVAC sektöründe çeşitli firmalarda Ar-Ge mühendisi olarak görev almıştır. 2022 yılı itibarıyla Arçelik-LG firması bünyesinde Ar-Ge Sistem Tasarım Yöneticiliğinde Ar-Ge mühendisi olarak görev yapmaktadır. Klima santralleri, Isı geri kazanım üniteleri ve RAC ürün gamları özelinde çalışmaları bulunmaktadır.

### Miraç KAN

1992 yılı Rize-Çayeli doğumludur. 2014 yılında Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Aynı üniversitede Yüksek Lisans öğrenimine devam etmektedir. 2015 yılında Arçelik-LG Klima A.Ş. Ar-Ge Müdürlüğü Sistem Tasarım Yöneticiliğinde Araştırma Geliştirme Mühendisi olarak işe başlamıştır. Aynı şirkette 2019 yılında Kıdemli Uzman, 2021 yılında Teknik Lider unvanları almış ve 2022 yılında da aynı ekibin yöneticisi olmuştur. Soğutma sistemlerinin tasarımı, CFD analizleri ve psikrometrik tip test laboratuvarında performans ve güvenilirlik testleri konularında çalışmalar yapmaktadır.



# GÜNEŞ ENERJİLİ ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN ŞIRNAK İLİ İKLİM KOŞULLARINDAKİ DAVRANIŞININ TEORİK İNCELEMESİ

*Theoretical Investigation Of The Behavior In Climate Conditions In Sırnak Province Of Solar Absorption Cooling System*

**Erhan Kırtepe**  
**Ali Güngör**

## ÖZET

Teknoloji ve sanayinin gelişimi ile birlikte enerjiye olan talebin artması ve hali hazırda kullanılan fosil kökenli yakıtların hem çevreye verdikleri zararlar hem de tükenmekte olması yenilenebilir enerji kaynaklarına olan ilginin artmasını sağlamıştır. Bu sebeple enerjinin tüketildiği her alanda yenilenebilir enerji kaynaklarından faydalanmamızı sağlayacak sistemler oluşturulması ve bu sistemlerinde geliştirilerek verimlerinin yükseltilmesi son derece önem kazanmaktadır. Bu bağlamda, Dünya genelinde tüketilen toplam enerji içerisinde büyük bir paya sahip olan ve insanların daha konforlu bir şekilde yaşamlarını sürdürmelerini sağlayan iklimlendirme sistemlerinin çalıştırılması için gereken enerjinin yenilenebilir enerji kaynaklarından sağlanması önem arz etmektedir. İklimlendirme uygulamalarında kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemleri uzun yıllardır akademik alanda çalışma konusu olmuş ve olmaya da devam etmektedir. Bu çalışmada, özellikle yaz aylarında güneş enerjisi potansiyelinin yüksek olduğu Şırnak iline ait iklim koşullarında çalışacak güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin teorik modellemesi ve incelemesi gerçekleştirilmiştir. Güneş enerjisinden ısı enerji üretmek için parabolik oluk tipi kolektör kullanılmış ve bu kolektörden elde edilen ısı enerji ile içerisinde LiBr-Su akışkan çifti bulunan tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalıştırılması sağlanmıştır. Yaz aylarını temsil eden günler için yapılan analizler sonucunda parabolik oluk tipi kolektör veriminin ve güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin etkinlik katsayısının maksimum değerlerinin sırasıyla 0,72 ve 0,61 olduğu tespit edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Güneş enerjisi, absorpsiyonlu soğutma, teorik analiz, enerji verimliliği.

## ABSTRACT

With the development of technology and industry, the increase in the demand for energy and the damage to the environment, and the depletion of the currently used fossil fuels have led to an increase in the interest in renewable energy sources. For this reason, it is crucial to establish systems that will enable us to benefit from renewable energy sources in every area where energy is consumed and to improve these systems and increase their efficiency. In this context, it is important to supply the energy required for the operation of air conditioning systems, which have a significant share in the total energy consumed worldwide and enable people to live their lives more comfortably from renewable energy sources. Absorption cooling systems used in air conditioning applications have been and continue to be the subject of study in the academic field for many years. In this study, the theoretical modeling and analysis of the solar absorption cooling system, which will operate in the climatic conditions of Şırnak province, where the solar energy potential is high, especially in summer months, has been carried out. A parabolic trough collector was used to generate thermal energy from solar energy, and with the thermal energy obtained from this collector, a single-effect absorption cooling system with a LiBr-Water fluid couple was operated. As a result of the analyzes made for the days representing the summer months, it was determined that the maximum values of the efficiency of



the parabolic trough collector and the coefficient of performance of the solar absorption cooling system were 0.72 and 0.61, respectively.

**Key Words:** Solar energy, absorption cooling, theoretical analysis, energy efficiency.

## 1. GİRİŞ

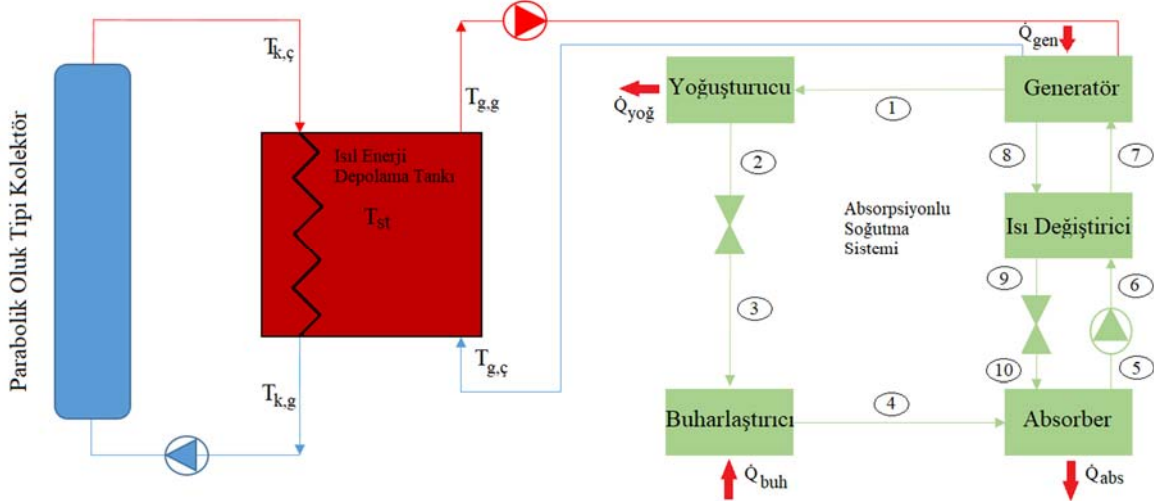
İnsanların daha konforlu yaşamalarını sağlamak için kullanılan iklimlendirme sistemlerinin çalıştırılması için gereken enerji, Dünya genelinde tüketilen toplam enerji içerisinde büyük bir paya sahiptir. Bu sistemlerinin çalıştırılması için gereken enerji ise büyük oranda fosil kökenli yakıtlardan karşılanmaktadır. Hem tükenmekte olan hem de çevreye zarar veren fosil kökenli yakıtların yerine temiz ve çevre dostu yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanılması ise son derece önem arz etmektedir. İklimlendirme uygulamalarından birisi olan soğutma işleminde kullanılan absorpsiyonlu soğutma sistemleri, düşük COP değerlerine sahip olmalarına rağmen yenilenebilir enerji kaynaklarından birisi olan güneş enerjisi ile çalıştırılabildikleri için tercih edilmekte ve bu sistemlerin geliştirilmesi içinde akademik çalışmalar yapılmaya devam edilmektedir. Vallès vd. (2020) [1] hem ısıtma hem de soğutma yapabilen güneş enerjili ve tek etkili absorpsiyonlu çevrimini teorik olarak incelemişlerdir. Yapılan analizler sonucunda ısıtma ve soğutma modlarında elde edilen COP değerlerinin sırasıyla 0,45 ve 0,6 olduğu tespit edilmiştir. Wu vd. (2020) [2] düşük ve yüksek basınçta sıkıştırma destekli absorpsiyonlu soğutma çevrimini teorik olarak incelemişlerdir. Basit absorpsiyonlu çevrim yerine farklı çalışma akışkanları kullanılan sıkıştırma destekli absorpsiyonlu çevrimlerin kullanılması ile COP değerinin 0,191'den 0,463'e ve 0,366'den ve 0,670'e yükseldiğini tespit etmişlerdir. Gogoi ve Saikia (2019) [3] içerisinde absorpsiyonlu soğutma ve organik rankine çevrimi bulunan oluk tipi parabolik güneş kolektörlü sistemi Hindistan iklim koşulları altında teorik olarak incelemişlerdir. Yapılan analizler sonucunda, şubat ayında ve Organik Rankine çevriminde R245fa'nın kullanıldığı durumda elde edilen maksimum net güç 1.74 MW, absorpsiyonlu soğutma çevriminden elde edilen soğutma yükü ise 4,82 MW olarak tespit edilmiştir. Özen ve Yağcıoğlu (2020) [4] bir absorpsiyonlu soğutma sisteminde farklı soğutkan ve absorbent çiftlerinin (LiBr-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub>, NH<sub>3</sub>-NaSCN) kullanılmasının sistemin performansına olan etkilerini incelemek için sistemin termodinamik ve ekserji analizini teorik olarak yapmışlardır. Farklı generatör, buharlaştırıcı, ve absorber sıcaklığında her bir akışkan çifti için sistemin sistemin COP değeri ve ekserji verimi incelenmiştir. Yapılan analizler sonucunda LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çiftinin diğer akışkan çiftlerine göre COP değeri ve ekserji verimi açısından daha iyi performans sergilediği belirlenmiştir. Mazloumi vd. (2008) [5] İran- Ahwaz iklim koşullarındaki güneş enerjili ve LiBr-H<sub>2</sub>O akışkan çiftinin çalışma akışkanı olarak kullanıldığı tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin simülasyonunu yapmışlardır. Sistemin tasarımı yapılırken temmuz ayında maksimum 17,5 kW soğutma yükü ihtiyacı olan tipik bir ev dikkate alınmıştır. Yapılan analizler sonucunda kolektörde dolaşan akışkanın kütlelesel debisinin, gerekli minimum kolektör alanı üzerinde ihmal edilebilir bir etkiye sahip olduğu, ancak depolama tankının optimum kapasitesi üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu tespit edilmiştir. Bello ve Tzivanidis (2018) [6] parabolik oluk tipi güneş kolektörleri tarafından enerji sağlanan LiBr-H<sub>2</sub>O çalışma çifti ile çalışan bir ejektörlü absorpsiyonlu soğutma sistemini optimizasyonunu ve parametrik incelemesini yapmışlardır. Yapılan analizler sonucunda 1 optimize edilmiş ejektörlü absorpsiyon sisteminin, geleneksel absorpsiyon sistemine göre %60,9'a kadar performans artışı sağladığı belirlenmiştir. Asadia vd. (2018) [7] farklı güneş kolektörleri tarafından çalıştırılan 10 kW gücündeki tek etkili amonyak-su çalışma çiftine sahip absorpsiyon soğutmalı bir sistemin termoekonomik ve ekserji analizini ve çok amaçlı optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Parabolik oluklu tip güneş kolektörlü sistemin, yüksek ortam sıcaklığı ve düşük buharlaştırıcı sıcaklığı durumunda 0.046 değerinde en yüksek ekserji verimliliğine sahip olduğu bulunmuştur. Bellos vd. [8] (2017) parabolik oluk tipi güneş kolektörü tarafından çalıştırılan LiCl-H<sub>2</sub>O akışkan çiftine sahip çift etkili bir absorpsiyonlu soğutma sistemini teorik olarak incelemişlerdir. Yapılan analizler sonucunda, güneş enerjili çift etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminde akışkan çifti olarak LiBr-H<sub>2</sub>O'nun yerine LiCl-H<sub>2</sub>O kullanılmasının %8 daha yüksek güneş enerjisi soğutma performansı sağladığı tespit edilmiştir.

Bu çalışmada, özellikle yaz aylarında güneş enerjisi potansiyelinin yüksek olduğu Şırnak iline ait iklim koşullarında çalışan güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin teorik modellemesi ve incelemesi

gerçekleştirilmiştir. Güneş enerjisinden ısı enerjisi üretmek için parabolik oluk tipi güneş kolektörü kullanılmış, bu kolektörden elde edilen ısı enerjisi ile içerisinde LiBr-Su akışkan çifti bulunan absorpsiyonlu soğutma sisteminin çalıştırılması sağlanmıştır. Soğutmanın gerekli olduğu yaz aylarını temsil eden günler için sistemin enerji analizleri gerçekleştirilmiştir.

## 2. İNCELENEN SİSTEMİN TANIMI VE MATEMATİKSEL MODELİ

Çalışma kapsamında incelenen sistemin şematik resmi Şekil 1’de gösterilmektedir. Parabolik oluk tipi kolektörde (POTK) ve ısı enerjisi depolama tankında çalışma akışkanı olarak SYLTERM 800 kullanılmıştır. POTK’de dolaşan çalışma akışkanı ile güneş enerjisinden alınan ısı enerjisi, ısı enerjisi depolama tankının içerisinde bulunan bir ısı değiştirici ile tank içerisinde bulunan akışkana karışmadan aktarılmaktadır. Tankta bulunan ve güneş enerjisinden aldığı enerji ile ısınmış olan akışkan bir pompa sayesinde absorpsiyonlu soğutma sisteminin (ASS) generatörüne gönderilmektedir. Generatörde bulunan ısı değiştirici ile tanktan alınan ısı enerjisi ASS’nin çalışma akışkanı LiBr-Su çözeltisine aktarılmaktadır. Generatörde aktarılan ısı enerjisi ile LiBr-Su çözeltisi içindeki suyun bir kısmı buharlaşarak çözülden ayrışır ve yoğuşturucuya gider. Yoğuşturucuda yoğuşan ve sıvı hale gelen su buharının sıcaklık ve basıncı kısılma vanasında düşürüldükten sonra buharlaştırıcıya girer. Düşük sıcaklık ve basıncıdaki sıvı-buhar karışımı buharlaştırıcıdan geçerken soğutulmak istenen ortamdaki ısı çekerek buhar haline gelir. Generatörden çıkan LiBr bakımından zengin olan çözelti ısı değiştiricide ısı enerjisinin bir kısmını generatöre girecek akışkan çiftine bıraktıktan sonra kısılma vanasından geçer ve basıncı düşürülüp absorbere girer. Absorberde LiBr bakımından zengin olan çözelti buharlaştırıcıdan gelen su buharını absorbe eder. Absorberden çıkan ve LiBr bakımından fakir olan LiBr-Su çözeltisinin basıncı eriyik pompası sayesinde yükselttikten sonra ısı değiştiriciye girer. LiBr bakımından fakir olan bu çözelti generatörden çıkan LiBr bakımından zengin çözeltinin ısı enerjisinin bir kısmını ısı değiştiricide alıp generatöre gelir ve bu şekilde ASS’nin çevrimi tamamlanmış olur.



Şekil 1. Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik resmi.

### 2.1. Güneşi izleyen odaklı toplayıcı için saatlik eğim açılarının belirlenmesi

Güneş ışınlarının yüzeye geliş açısını en aza indirmek için kullanılan ve kuzey-güney eksenini etrafında döndürülerek güneşi izleyen kolektörler için güneşin yüzeye geliş açısı [9];

$$\cos \theta_i = (\cos^2 \theta_z + \cos^2 \delta \sin^2 \omega)^{1/2} \quad (1)$$

Güneşi takip eden sistemin yüzeyinin eğimi [9];

$$\tan \beta = \tan \theta_z |\cos(\gamma - \gamma_s)| \quad (2)$$

Kuzey-güney eksenini etrafında döndürülerek güneşi izleyen sistemin yüzey azimut açısı, güneş azimut açısına bağlı olarak [9];

$$\gamma = \begin{cases} 90^\circ & \text{eğer } \gamma_s > 0 \\ -90^\circ & \text{eğer } \gamma_s \leq 0 \end{cases} \quad (3)$$

Güneş azimut açısı [9];

$$\gamma_s = \text{sign}(\omega) \left| \cos^{-1} \left( \frac{\cos \theta_z \sin \theta - \sin \delta}{\sin \theta_z \cos \theta} \right) \right| \quad (4)$$

Bu denklemdeki işaret fonksiyonu ( $\text{sign}(\omega)$ ),  $\omega$  pozitifse +1'e,  $\omega$  negatifse -1'e eşittir [9].

## 2.2. Açık Gök Yüzü Işınım Koşullarında Güneşi İzleyen Kolektör Üzerine Gelen Anlık Direkt Güneş Işınım Hesabı

Atmosferik koşullara ve atmosferde ki hava kütlelerinin değişimine göre atmosferde saçılan ve absorplanan ışınımın atmosferin etkileri zaman ile değişim göstermektedir. Bu nedenle yatay bir yüzey üzerine gelen saatlik ve günlük ışınım için hesaplamalar yapılırken standart bir açık gökyüzü tanımlamak fayda sağlamaktadır [9, 10].

Standart koşullardaki atmosfer ve dört iklim tipi için açık gökyüzü koşullarındaki atmosferden geçen direkt ışınımın hesaplanması için Hotel (1976) tarafından bir yöntem önerilmiştir. Direkt ışınım için atmosfer geçirgenliği [9];

$$\tau_b = a_0 + a_1 \exp \left( \frac{-k}{\cos \theta_z} \right) \quad (5)$$

Bu eşitlikte verilen ve 23 km görüş mesafesine sahip standart atmosfer için  $a_0$ ,  $a_1$  ve  $k$  değerleri sırasıyla;

$$a_0 = r_0 a_0^* \quad (6)$$

$$a_1 = r_1 a_1^* \quad (7)$$

$$k = r_k k^* \quad (8)$$

2,5 km'den daha az irtifalar için verilen  $a_0^*$ ,  $a_1^*$  ve  $k^*$  değerleri sırası ile;

$$a_0^* = 0.4237 - 0.00821(6 - A)^2 \quad (9)$$

$$a_1^* = 0.5055 + 0.00595(6.5 - A)^2 \quad (10)$$

$$k^* = 0.2711 + 0.01858(2.5 - A)^2 \quad (11)$$

Bu eşitliklerde verilen  $A$ , gözlemcinin kilometre cinsinden yüksekliğidir. Dört iklim tipi için  $a_0^*$ ,  $a_1^*$  ve  $k^*$  sabitlerine uygulanan düzeltme faktörleri,  $r_0$ ,  $r_1$  ve  $r_k$  Tablo 1'de gösterilmektedir.

**Tablo 1.** İklim tipleri için düzeltme faktörleri [9].

İklim Tipi	$r_0$	$r_1$	$r_k$
Tropikal	0,95	0,98	1,02
Orta Enlem derecesi, Yaz	0,97	0,99	1,02
Subarktik Yaz	0,99	0,99	1,01
Orta Enlem derecesi, Kış	1,03	1,01	1,00

Açık gökyüzü koşullarında ışınım doğrultusundaki anlık direkt güneş ışınımı,

$$G_{cnb} = G_{on} \tau_b \quad (12)$$

Bu eşitlikte verilen  $G_{on}$ , yılın n. günündeki atmosfer dışı ışınım doğrultusundaki anlık ışınımı göstermektedir [9].

$$G_{on} = G_{sc} \left( 1 + 0.033 \cos \left( \frac{360n}{365} \right) \right) \quad (13)$$

Açık gökyüzü koşullarında yatay bir yüzey üzerine gelen anlık direkt güneş ışınım değeri;

$$G_{cb} = G_{cnb} \cos \theta_z \quad (14)$$

Güneş izleme sistemine sahip olan parabolik kolektörde açık gökyüzü koşullarındaki kolektör yüzeyine gelen anlık direkt güneş ışınımı kolektörün eğimine bağlı olarak aşağıdaki eşitlikle hesaplanmıştır.

$$G_{tb} = G_{cb} R_b \quad (15)$$

Bu eşitliğin kullanılması ile eğimli parabolik kolektör yüzeyine gelen yayılı ve yerden yansıyan güneş ışınımının etkisi hesaplamalarda ihmal edilmiştir. Burada  $R_b$ , eğik yüzey üzerindeki ışınımın herhangi bir zamanda yatay bir yüzey üzerindeki ışınımına oranı olarak adlandırılan geometrik faktördür.

$$R_b = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad (16)$$

Bir yüzey üzerine gelen güneş ışınımının geliş açısı ( $\theta$ ), ve yatay bir yüzey üzerine gelen güneş ışınımının geliş açısı olan zenit açısı ( $\theta_z$ ) aşağıdaki eşitlikler ile hesaplanabilir [9].

$$\cos \theta = \sin \delta \sin \phi \cos \beta - \sin \delta \cos \phi \sin \beta \cos \gamma + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega + \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega \quad (17)$$

$$\cos \theta_z = \sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \omega \quad (18)$$

### 2.3. Parabolik Oluk Tipi Kolektörün Matematiksel Modeli;

POTK'de yer alan silindirik alıcı yüzey tarafından yutulan ışınım miktarı yansıtıcı yüzey özelliklerine ve silindirik alıcı yüzeyin optik özelliklerine bağlıdır. POTK'nin performansına etki eden parametreler Tablo 2'de gösterilmektedir.

**Tablo 2.** POTK'nin performansını etkileyen parametreler [11, 12].

Optik Özellikler	Değer
Destek elemanlarının, uzama kompensatörünün gölge etkisi ( $\gamma_1$ )	0,974
İzleme hatası ( $\gamma_2$ )	0,994
Yansıtıcı yüzeyin geometrik hassasiyeti ( $\gamma_3$ )	0,980
Yansıtıcı yüzeyin kirlenmesi ( $\gamma_4$ )	0,995
Sistem elemanlarının kirlenmesi ( $\gamma_5$ )	0,997
Diğer etkenler ( $\gamma_6$ )	0,960
Yansıtıcı yüzeyin temiz koşuldaki yansıtma oranı ( $\rho$ )	0,935

Silindirik alıcı yüzeyde anlık yutulan ışınım [12];

$$S = G_{tb} \rho \left( \prod_{i=1}^6 \gamma_i \right) \tau_c \alpha_r K(\theta) \quad (19)$$

Bu eşitlikte gösterilen  $K(\theta)$  direkt ışınım geliş açısından kaynaklanan hataları içeren geliş açısı düzeltme çarpanıdır [11].

$$K(\theta) = \cos \theta + 0.000884 \theta - 0.00005369 \theta^2 \quad (20)$$

Eşitlik 19 ile gösterilen  $\tau_c$  ve  $\alpha_r$  ise sırasıyla cam örtünün geçirgenliği ve silindirik alıcı yüzeyin yutma oranıdır. Kolektör içerisinden geçen ısı transfer akışkanına aktarılan yararlı ısı ve kolektörün ısı verimi sırasıyla eşitlik 21 ve 22 kullanılarak hesaplanır [9, 12].

$$\dot{Q}_u = A_a F_R \left[ S - \frac{A_r}{A_a} U_L (T_{f,i} - T_{amb}) \right] \quad (21)$$

$$\eta_k = \frac{\dot{Q}_u}{G_{tb} A_a} \quad (22)$$

Bu eşitlikte görülen  $U_L$  ve  $F_R$  sırasıyla toplam ısı kayıp katsayısı ve toplayıcı ısı kazanım faktörüdür.

$$U_L = \frac{\dot{Q}_{kayıp}}{A_r (T_{r,o} - T_{amb})} \quad (23)$$

$$F_R = F'' \times F' \quad (24)$$

Eşitlik 24'de gösterilen  $F'$  ve  $F''$  sırasıyla kolektör verim ve akış faktörüdür.

$$F'' = \frac{\dot{m} c_p}{A_r U_L F'} \left( 1 - \exp \left( - \frac{A_r U_L F'}{\dot{m} c_p} \right) \right) \quad (25)$$

$$F' = \frac{1/U_L}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_{r,o}}{h_{f,i} D_{r,i}} + \frac{D_{r,o} \ln(D_{r,o}/D_{r,i})}{2k_r}} \quad (26)$$

Cam örtüden dış ortama olan ısı kaybı taşınım ve ışınım yoluyla meydana gelir.

$$Q_{c-amb} = \varepsilon_c \pi D_{c,o} L \sigma (T_{c,o}^4 - T_{göky}^4) + h \pi D_{c,o} L (T_{c,o} - T_{amb}) \quad (27)$$

Bu eşitlikte verilen gökyüzü sıcaklığı  $T_{göky}$  dış ortamın hava sıcaklığına bağlı olarak hesaplanır [13].

$$T_{göky} = 0.0552 T_{amb}^{1.5} \quad (28)$$

Cam örtü ile çevre arasında olan ısı taşınım katsayısının bulunması için McAdams (1954) tarafından önerilen bağıntı kullanılmıştır [9].

$$Nu_{air} = 0,40 + 0,54 Re_{air}^{0,52} \quad 0,1 < Re_{air} < 1000 \quad (29)$$

$$Nu_{air} = 0,30 Re_{air}^{0,6} \quad 1000 < Re_{air} < 50000 \quad (30)$$

Cam örtüde iletim yoluyla olan ısı geçişi

$$Q_c = \frac{2\pi k_c L (T_{c,i} - T_{c,o})}{\ln \left( \frac{D_{c,o}}{D_{c,i}} \right)} \quad (31)$$

Cam örtünün iç yüzeyi ile silindirik alıcının dış yüzeyi arasında gerçekleşen ısı geçişi

$$Q_{c,i-r,o} = \frac{\pi D_{r,o} L \sigma (T_{r,o}^4 - T_{c,i}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_r} + \frac{1 - \varepsilon_c}{\varepsilon_c} \left( \frac{D_{r,o}}{D_{c,i}} \right)} + \frac{2\pi k_{eff} L (T_{r,o} - T_{c,i})}{\ln \frac{D_{c,i}}{D_{r,o}}} \quad (32)$$

Bu eşitlikte verilen  $k_{eff}$  değeri, cam örtü ile silindirik alıcı arasındaki bölgede vakum olduğu için sıfır olarak alınmıştır. Sermet seçici yüzey ile kaplı olan silindirik alıcının yayma oranı dış yüzey sıcaklığına bağlı hesaplanmıştır [11].

$$\varepsilon_r = 0,000327 \times T_{r,o} - 0,06597 \quad (33)$$

Kolektördeki ısı transfer akışkanın akış rejiminin türbülanslı olması durumunda Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü sırası ile 34 ve 35 numaralı eşitlikler kullanılarak hesaplanmıştır [14].

$$Nu_{f,i} = \frac{(f/8)(Re_w - 1000)Pr_{f,i}}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr_{f,i}^{2/3} - 1)} \quad (34)$$

$$f = (1.58 \ln Re_w - 3.28)^{-2} \quad (35)$$

Isı transfer akışkanın akış rejiminin laminer olması halinde ise Nusselt sayısı 4,36 olarak sabit alınmış, ve sürtünme faktörü  $f = 64/Re_{f,i}$  eşitliği kullanılarak belirlenmiştir [14].

## 2.4. Isıl Enerji Depolama Tankının Matematiksel Modeli

Sistemin kararlı durumunda (steady-state) yapılan analizlerde güneş enerjisinden POTK vasıtasıyla elde edilen yararlı ısının tümünün ısı enerji depolama tankında bulunan bir ısı değiştirici ile tank içerisindeki akışkana karışmadan aktarıldığı varsayılmıştır. Bu değerlendirme kararlı durumda oluşturulan model için uygundur [15, 16].

$$\dot{Q}_{u,top} = (UA)_{kol-st} \cdot \frac{(T_{kol,\zeta} - T_{kol,g})}{\ln \left[ \frac{T_{kol,\zeta} - T_{st}}{T_{kol,g} - T_{st}} \right]} \quad (36)$$

Burada tank içerisinde bulunan akışkan sıcaklığının uniform olduğu varsayılmış ve  $(UA)_{kol-st}$  değeri 10 kW/K' e eşit alınmıştır [16]. Tank için genel enerji dengesi,

$$\dot{Q}_{depolanan} = \dot{Q}_{u,top} - \dot{Q}_{loss,st} - \dot{m}_g c_{p,s} (T_{g,g} - T_{g,\zeta}) \quad (37)$$

Kararlı durumda tankta depolanan enerji ( $\dot{Q}_{depolanan}$ ) sifira eşit olur. Tanktan dış ortama olan ısı kaybı,

$$\dot{Q}_{loss,st} = U_{st} A_{st} (T_{st} - T_{amb}) \quad (38)$$

Tanktan dış ortama olan ısı transferinin hesaplanması için gerekli olan ısı taşınım katsayısı ( $U_{st}$ ) 0,5 W/m<sup>2</sup>K'e eşit alınmıştır [15, 16]. Tankın yüzey alanı,

$$A_{st} = \frac{\pi D_{st}^2}{2} + \pi D_{st} L_{st} \quad (39)$$

eşitliği kullanılarak hesaplanmış ve tankın çapının yüksekliğine oranı iki olarak alınmıştır [7, 17].

## 2.5. Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Matematiksel Modeli;

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde LiBr-su akışkan çifti kullanılmıştır. Soğutma sisteminde soğutucu akışkan olarak su, absorbent olarak ise LiBr-su eriği görev yapmaktadır. Matematiksel modelde absorpsiyonlu soğutma sistemi için şu kabuller yapılmıştır [4, 5, 7, 18];

1. Hesaplamalar kararlı durum koşulları için yapılmıştır.
2. Her bir bileşende ve borulardaki basınç düşüşleri ve ısı kayıpları ihmal edilmiştir.
3. Generatör ve yoğuşturucu basıncı, yoğuşturucu sıcaklığına karşılık gelen soğutucu akışkanın doyma basıncıdır.
4. Buharlaştırıcı ve absorber basıncı, buharlaştırıcı sıcaklığına karşılık gelen soğutucu akışkanın doyma basıncıdır.
5. Generatörden ayrılan soğutucu akışkanın sıcaklığı ve basıncı genaratörün sıcaklığı ve basıncına eşittir.
6. Yoğuşturucudan ayrılan soğutucu akışkan doymuş sıvı fazındadır.

7. Buharlaştırıcıdan ayrılan soğutucu akışkan doymuş buhar fazındadır.
8. Absorberden ayrılan LiBr-su eriyiği absorber basıncında ve sıcaklığındadır.
9. Yoğuşturucu ve absorber aynı kaynak tarafından soğutuldukları için absorberden çıkan LiBr-su eriyiği ile yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkanın sıcaklıkları eşittir.
10. Zengin eriyik konsantrasyonu %66, fakir eriyik konsantrasyonu %55'dir.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde generatörde, yoğuşturucuda, buharlaştırıcıda ve absorberdeki enerji dengeleri sırasıyla [6, 7, 16, 19],

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_7 h_7 \quad (40)$$

$$\dot{Q}_{yoğ} = \dot{m}_1 (h_1 - h_2) \quad (41)$$

$$\dot{Q}_{buh} = \dot{m}_1 (h_4 - h_3) \quad (42)$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_{10} h_{10} - \dot{m}_5 h_5 \quad (43)$$

Generatördeki kütle akış hızı dengesi ve LiBr kütle akış hızı dengesi sırasıyla [4, 7, 18, 19],

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 + \dot{m}_1 \quad (44)$$

$$\dot{m}_7 X_7 + \dot{m}_8 X_8 \quad (45)$$

Burada  $X_7$ , fakir eriyik konsantrasyonu,  $X_8$  ise zengin eriyik konsantrasyonudur. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde bulunan ısı değiştiricinin verimi, ısı değiştiricide gerçekleşen ısı geçişinin, ısı değiştiricide gerçekleşebilecek maksimum ısı geçişine oranı şeklinde tanımlanmaktadır [6, 16, 19].

$$\eta_{id} = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_6} \quad (46)$$

Kısılma vanalarındaki gerçekleşen genişleme işleminin adyabatik olduğu varsayılarak enerji kayıpları ihmal edilmiş ve böylece kısılma vanalarının giriş ve çıkışındaki entalpiler birbirine eşit olarak alınmıştır [6, 16, 19].

$$h_2 = h_3 \quad (47)$$

$$h_9 = h_{10} \quad (48)$$

Zayıf eriyik konsantrasyonunda pompadan kaynaklanan entalpi artışı ihmal edilmiş ve pompanın giriş ve çıkışındaki entalpiler eşit olarak alınmıştır [6, 16, 19].

$$h_5 = h_6 \quad (49)$$

Hesaplamaları basitleştirmek için, absorpsiyon ve yoğuşma sıcaklık değerlerinin aynı olduğu varsayılmış ve bu sıcaklık değerleri, çevreye yeterli derecede iyi bir ısı atımı için dış ortam sıcaklığından 10 K daha yüksek olacak şekilde seçilmiştir. Ayrıca generatör sıcaklığı, ısı enerji depolama tankı ile generatör arasında dolaşan akışkanın generatöre giriş sıcaklığından 10 K daha az olduğu varsayılarak hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. [7, 17, 19].

$$T_{yoğ} = T_{abs} = T_{amb} + 10 \quad (50)$$

$$T_{gen} = T_{g,g} - 10$$

Isıl enerji depolama tankından generatöre aktarılan ısı miktarı aşağıdaki eşitlik ile hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_{gen} = \dot{m}_g C_{p,g} (T_{g,g} - T_{g,\zeta}) \quad (51)$$



Absorpsiyonlu soğutma sisteminin etkinlik katsayısı ve güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin etkinlik katsayısı sırasıyla aşağıdaki eşitliklerden hesaplanmıştır [6, 8, 16, 19]. Absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılan pompanın tükettiği enerji diğer terimlere nazaran küçük olduğu için etkinlik katsayısı hesaplamasında dikkate alınmamıştır [6, 16, 19].

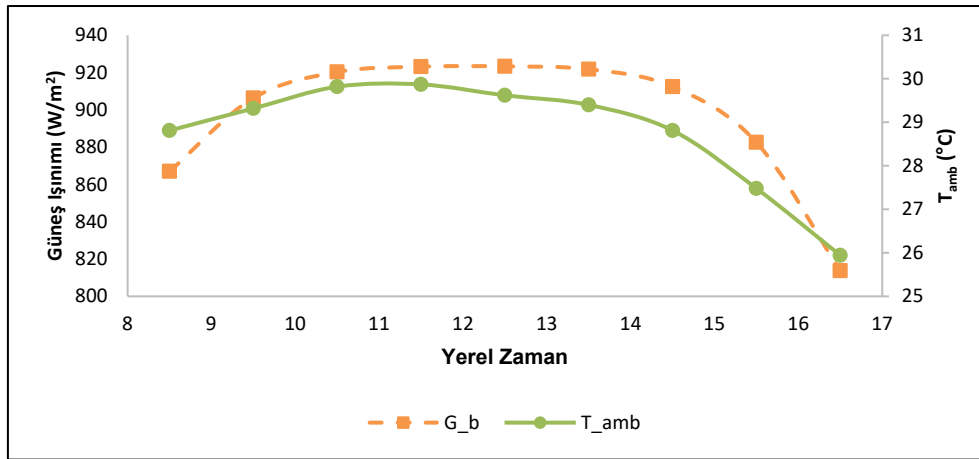
$$COP_{ASS} = \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{Q}_{gen} + W_{pompa}} \approx \frac{\dot{Q}_{buh}}{\dot{Q}_{gen}} \quad (52)$$

$$COP_{GEASS} = \frac{\dot{Q}_{buh}}{G_{tb} A_a} \quad (53)$$

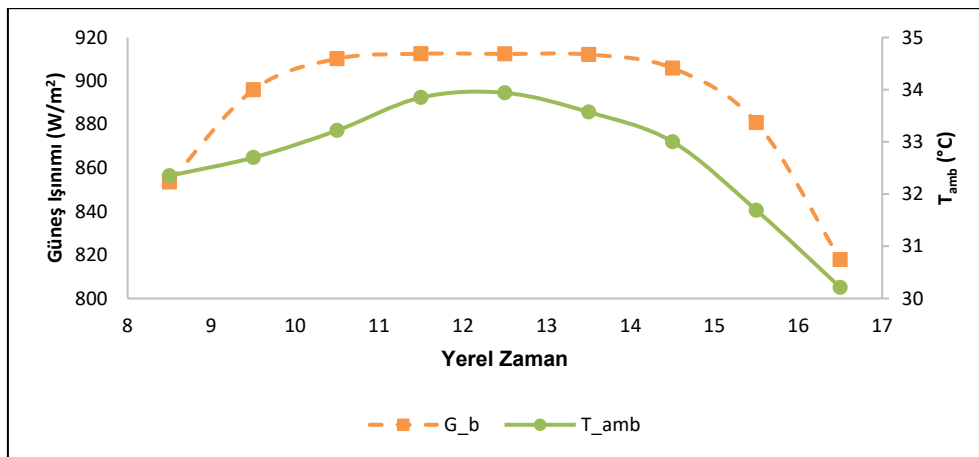
### 3. BULGULAR

Güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin teorik analizleri yaz aylarını temsil eden günler için yerel zaman ile 8 ila 17 saatleri arasında gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizlerde POTK'in güneşi doğu batı yönünde tek eksenli olarak izlediği dikkate alınmıştır. Şırnak iklim koşullarında yapılan analizlerde, Şırnak ilinin merkez ilçesi için ışınım verileri açık gün yaklaşımı kullanarak, saatlik ortalama dış ortam sıcaklığı ve günlük ortalama rüzgar hızı ise meteoroloji verilerinin 2016-2021 yılları arasındaki değerlerinin ortalaması alınarak hesaplanmıştır.

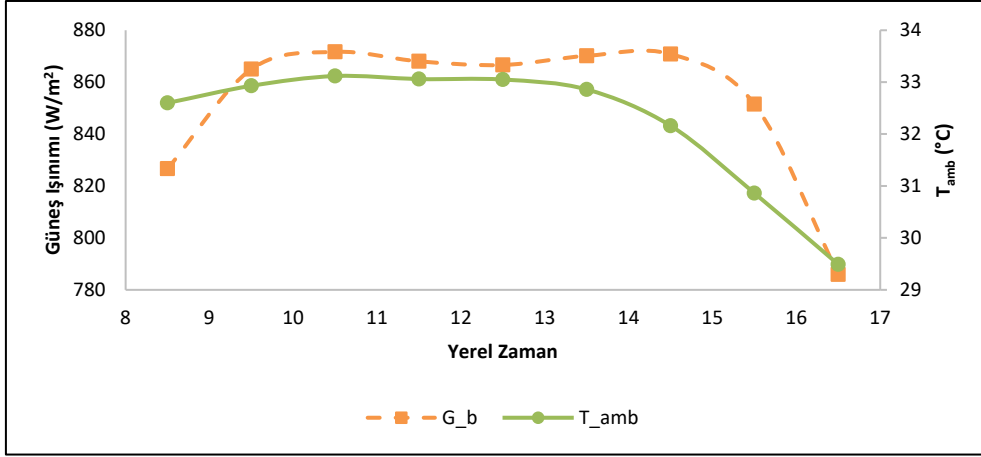
Haziran, temmuz ve ağustos aylarını temsil eden günler için teorik analizlerin gerçekleştirildiği saatler aralığındaki güneş ışınımının ve dış ortam sıcaklığının saatlik değişimi Şekil 2'de gösterilmektedir.



(a)



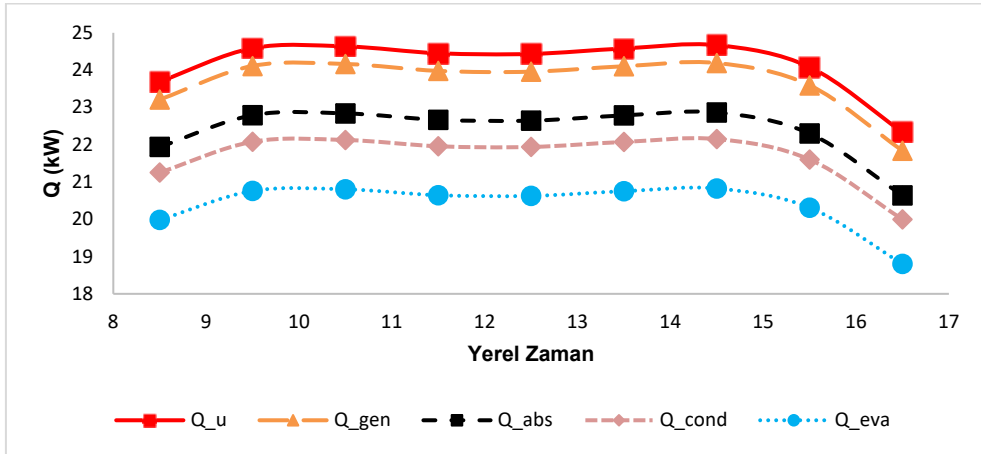
(b)



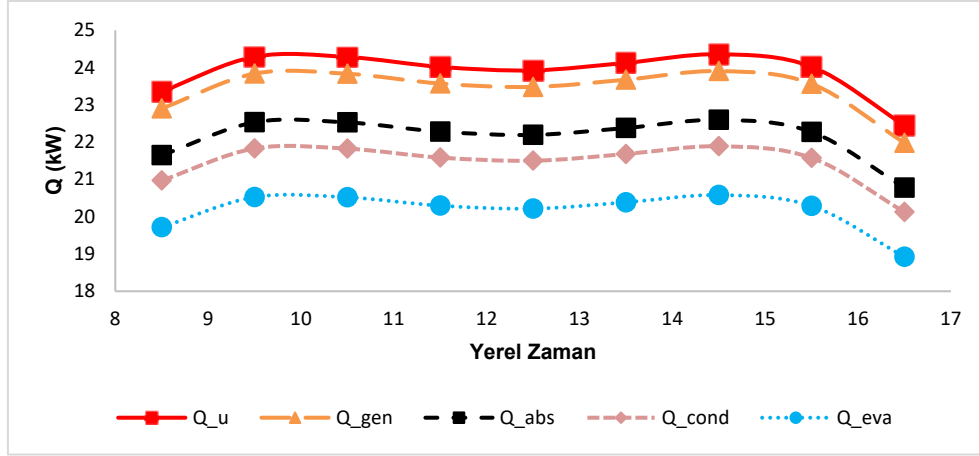
(c)

**Şekil 2.** (a) Haziran, (b) Temmuz ve (c) Ağustos aylarını temsil eden günlere ait güneş ışınımı ve dış ortam sıcaklığının saatlik değişimi.

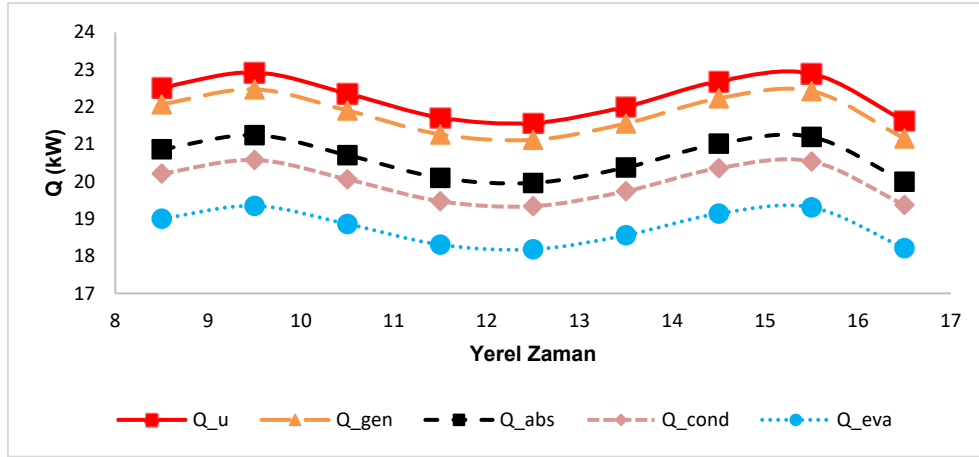
Haziran, temmuz ve ağustos aylarını temsil eden günler için POTK'den elde edilen yararlı ısının, generatörde LiBr-Su çözeltilisine aktarılan ısının, absorberde ve kondenserde atılan ısının ve evaporatörde soğutulmak istenen ortamdaki çekilen ısının saatlik olarak değişimi Şekil 3'de görülmektedir. Haziran, temmuz ve ağustos aylarını temsil eden günler için saat 8:00 ila 17:00 arasında yapılan analizlerde elde edilen maksimum soğutma yükü değerleri sırasıyla 22,865 kW, 22,596 kW ve 21,244 kW olarak hesaplanmıştır.



(a)



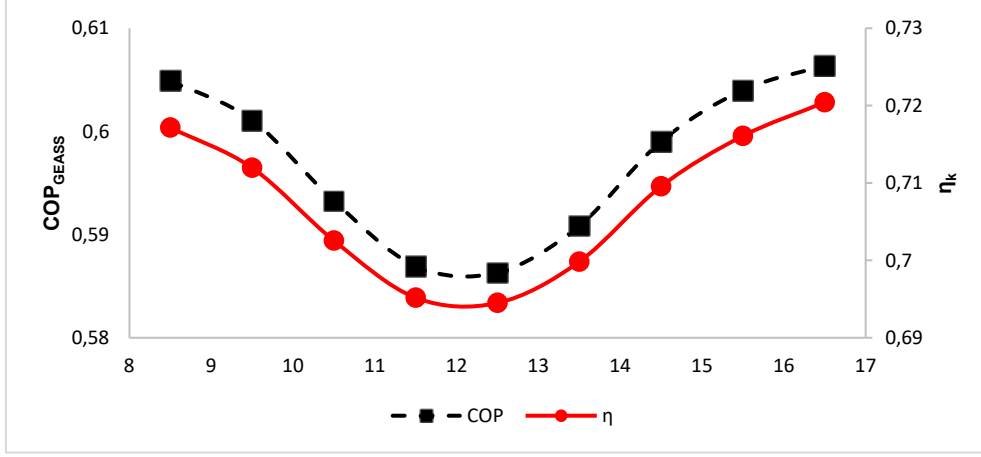
(b)



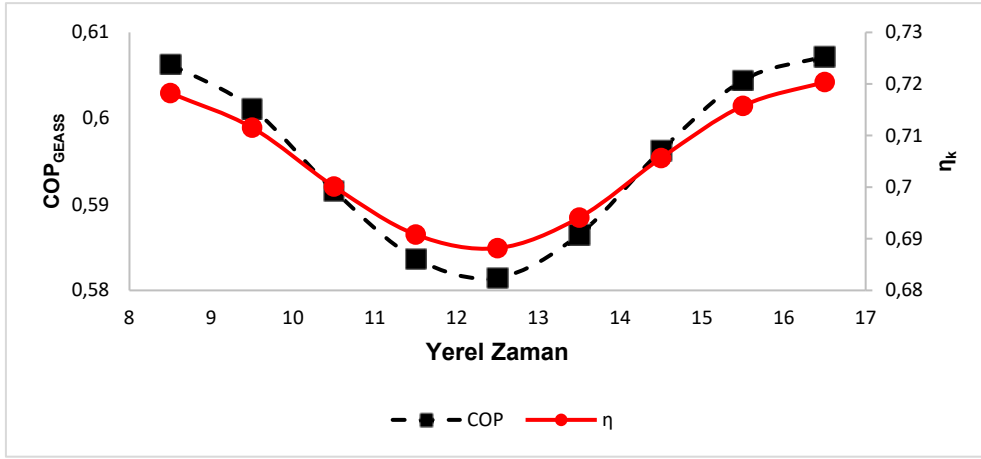
(c)

**Şekil 3.** (a) Haziran, (b) Temmuz ve (c) Ağustos aylarını temsil eden günler için POTK'den elde edilen yararlı ısının, generatöre aktarılan ısının, absorberde ve kondenserde atılan ısının ve evaporatörde soğutulmak istenen ortamdan çekilen ısının saatlik olarak değişimi.

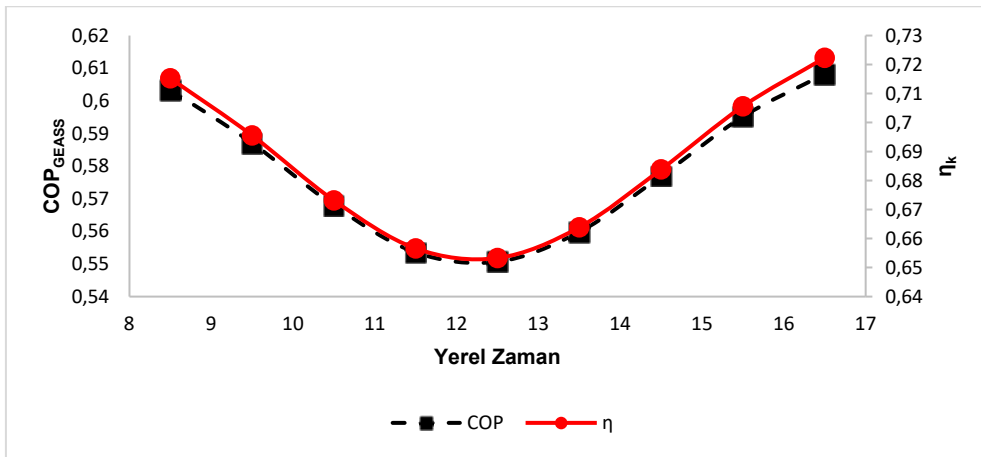
Haziran, temmuz ve ağustos aylarını temsil eden günler için yapılan analizlerde güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin etkinlik katsayısının ve POTK'nın veriminin saatlik değişimi şekil 4'te verilmiştir. Haziran, temmuz ve ağustos aylarını temsil eden günler için saat 8:00 ila 17:00 arasında yapılan analizlerin tümü dikkate alındığında güneş enerjili absorpsiyonlu soğutma sisteminin etkinlik katsayısının ve kolektör veriminin sırasıyla 0,55 ila 0,61 ve 0,65 ila 0,72 aralıklarında değiştiği tespit edilmiştir.



(a)



(b)



(c)

**Şekil 4.** (a) Haziran, (b) Temmuz ve (c) Ağustos aylarını temsil eden günlere ait absorpsiyonlu soğutma sisteminin etkinlik katsayısının ve POTK veriminin saatlik değişimi.

#### 4. SONUÇ

Bu çalışmada Şırnak iklim koşullarında çalışan güneş enerjili absorpsiyonlu bir sistemin yaz aylarını temsil eden günler için teorik analizleri gerçekleştirilmiştir. 8:00 ila 17:00 saatleri arasında ve her saat için yapılan tüm hesaplamalar sonucunda sistemin sağladığı maksimum soğutma yükünün 22,865 kW olduğu belirlenmiştir. Ayrıca gerçekleştirilen tüm analiz sonuçlarına göre maksimum POTK veriminin ve güneş enerjili soğutma sisteminin etkinlik katsayısının sırasıyla 0,72 ve 0,61 olduğu tespit edilmiştir. Gelecekte yapılacak çalışmalarda yenilenebilir ve temiz enerji kaynaklarından biri olan güneş enerjisinden maksimum fayda sağlayacak sistemlerin geliştirilmesi ve bunların uygulamaya geçirilmesi önem arz etmektedir.

#### KAYNAKLAR

- [1] VALLES, M., BOUROUIS, M. and BOER D., “Solar-driven absorption cycle for space heating and cooling”, Applied Thermal Engineering, 168, 2020.
- [2] WUA, W. LEUNGA, M., DINGA, Z., HUANGB, H., BAIB, Y. and DENG L., “Comparative analysis of conventional and low-GWP refrigerants with ionic liquid used for compression-assisted absorption cooling cycles”, Applied Thermal Engineering, 172, 2020.
- [3] GOGOİ, T.K. and SAİKİA, S., “Performance analysis of a solar heat driven organic Rankine cycle and absorption cooling system”, Thermal Science and Engineering Progress, 13, 2019.
- [4] ÖZEN, D.N. ve YAĞCIOĞLU K.Ç., “Thermodynamic and Exergy Analysis of an Absorption Cooling System for Different Refrigerants”, El-Cezeri Fen ve Mühendislik Dergisi Cilt: 7, No: 1, 93-103, 2020.
- [5] MAZLOUMİ, M., NAGHASHZADEGAN, M. and JAVAHERDEH, K., “Simulation of solar lithium bromide–water absorption cooling system with parabolic trough collector”, Energy Conversion and Management, 49, 2820–2832, 2008.
- [6] BELLOS, E. and TZIVANİDİS, C., “Parametric analysis and optimization of a cooling system with ejector-absorption chiller powered by solar parabolic trough collectors”, Energy Conversion and Management, 168, 329–342, 2018.
- [7] ASADİA, J., AMANİB, P., AMANİC, M., KASAEİAND, A. and BAHİRAEİE, M., “Thermo-economic analysis and multi-objective optimization of absorption cooling system driven by various solar collectors”, Energy Conversion and Management, 173, 715–727, 2018.
- [8] BELLOS, E., TZIVANİDİS, C., PAVLOVİC, S. and STEFANOVİC, V., “Thermodynamic investigation of LiCl-H<sub>2</sub>O working pair in a double effect absorption chiller driven by parabolic trough collectors”, Thermal Science and Engineering Progress, 3, 75–87, 2017.
- [9] DUFFIE, J.A., BECKMAN, W.A. and BLAIR, N., “Solar Engineering of Thermal Processes, Photovoltaics and Wind”, 5th ed., John Wiley and Sons, 2020.
- [10] KIRTEPE, E. ve GÜNGÖR A., “İzmir Koşullarında Açık Gökyüzü Işınımı İçin Fotovoltaik/Termal (PV/T) Kolektörün Teorik Modellenmesi”, 14. ULUSAL TESİSAT MÜHENDİSLİĞİ KONGRESİ, 17-20 NİSAN 2019, İZMİR.
- [11] FORRİSTALL, R., “Heat Transfer Analysis and Modelling of A Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver”, NREL/TP-550-34169, 2003.
- [12] KIRTEPE, E., YILMAZ, R. ve ÖZBALTA, N., “Parabolik Yoğunlaştırıcı Toplayıcıların Teorik Modellenmesi ve Farklı Sistem Parametrelerinin Verime Etkisinin İncelenmesi”, 22. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 11-14 Eylül 2019, KOCAELİ.
- [13] LAMRANİA, B., KHOUYAB, A., ZEGHMATİC, B. and DRAOUİA, A., “Mathematical modeling and numerical simulation of a parabolic trough collector: A case study in thermal engineering”, Thermal Science and Engineering Progress, 8, 47–54, 2018.
- [14] ÇENGEL, Y.A. and GHAJAR, A.J., “Isı ve Kütle Transferi”, Palme Yayıncılık, 2015.



- [15] BELLOS, E. and TZIVANİDİS, C., "Parametric analysis and optimization of an Organic Rankine Cycle with nanofluid based solar parabolic trough collectors, *Renewable Energy*", 114, 1376-1393, 2017.
- [16] BELLOS, E. and TZIVANİDİS, C., "Performance analysis and optimization of an absorption chiller driven by nanofluid based solar flat plate collector", *Journal of Cleaner Production*, 174 256-272, 2018.
- [17] BELLOS, E., TZIVANİDİS, C., and ANTONOPOULOS, K.A., "Exergetic, energetic and financial evaluation of a solar driven absorption cooling system with various collector types", *Applied Thermal Engineering*, 102, 749–759, 2016.
- [18] YAMANKARADENİZ, R., HORUZ, İ., COŞKUN, S., KAYNAKLI, Ö. ve YAMANKARADENİZ, N, "Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları", 2017.
- [19] BELLOS, E., TZIVANİDİS, C., SYMEOU, C., and ANTONOPOULOS, K.A., "Energetic, exergetic and financial evaluation of a solar driven absorption chiller – A dynamic approach", *Energy Conversion and Management*, 137, 34–48, 2017.

## ÖZGEÇMİŞ

### Erhan KIRTEPE

1985 yılı İzmir doğumludur. Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makina Bölümünü ve ardından da Celal Bayar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü bitirerek lisans öğrenimini tamamlamıştır. Ege Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünden 2014 yılında Yüksek Mühendis ve 2020 yılında Doktor ünvanını almıştır. 2021 yılından beri Şırnak Üniversitesinde Dr. Öğr. Üyesi olarak görevine devam etmektedir.

### Ali GÜNGÖR

1955 Elazığ doğumlu, evli ve iki kız çocuk babasıdır. Ege Üniversitesi, Mühendislik Bilimleri Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 1977 yılında Mühendis, 1978 yılında Yüksek Mühendis ve aynı Üniversitenin Güneş Enerjisi Enstitüsü'nden 1985 yılında Doktor Mühendis derecelerini aldı. 1986 yılında Kanada'da Brace Research Institute'de altı ay araştırmalarda bulundu. 1989 yılında Isı ve Madde Transferi Bilim Dalında Doçent oldu. 1996 yılında Ege Üniversitesinde Profesör ünvanını aldı. 1997-2012 yılları arasında Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde Bölüm Başkanlığı yaptı. 27 Mayıs 2022 tarihinde emekli oldu. Halen güneş enerjisi, iklimlendirme, soğutma teknolojileri, titreşimli ısı boruları, ısı ve madde transferi uygulamaları, termodinamik konularında çalışmalarına devam ediyor.



# SEBZE VE MEYVELERİN HASAT SONRASI ÖNSOĞUTULMASI YÖNTEMLERİ VE HESAPLAMA PRENSİPLERİ

*Methods And Calculation Principles Of Precooling For Vegetables And Fruits Postharvest*

**Turan Erkan  
Ali Güngör**

## ÖZET

Önsoğutma (Precooling), meyve ve sebzelerin hasat sonrası tarla sıcaklığının düşürülmesi için ürün çeşitliliğine uygun metotlar kullanılarak ısısının kütesinden hızla uzaklaştırılması işlemidir.

Önsoğutma, hasat sonrası çürümeye neden olan mikroorganizmaların çoğalmasını engeller, enzimatik ve solunum aktivitesini ve nem kaybını azaltır.

Bu nedenle uygun Önsoğutma, ürünün kalite kaybını yavaşlatarak raf ömrünü uzatır.

Önsoğutma, ürünleri sabit bir sıcaklıkta tutan soğuk depolara göre daha büyük soğutma kapasitesi ve özel soğutma metodu gerektirir. Önsoğutma, ürünün hasat sonrası muamelesi (boylama, paketleme v.b.) sürecinde uygulanan süresi tanımlı operasyonel soğutmadır.

Bu nedenle Önsoğutma, tipik olarak soğuk depolarda uygulanan teknolojiye ayrı, farklı bir işlemdir ve özel olarak tasarlanmış ekipman gerektirir. Önsoğutma işlemi, hava ile soğutma, vakum etkisi ile soğutma, soğuk su ile soğutma ve buzla temas dahil olmak üzere çeşitli yöntemlerle yapılabilir. Bu yöntemler ürünün kütesinden ısıyı, su, hava veya buz gibi bir soğutma ortamına hızla aktarır. Bu bildiride sebze ve meyvelerin ön soğutulması projelendirme ilkeleri, yöntemleri ve tasarımda kullanılabilecek tasarım eşitlikleri verilip tartışılacaktır.

**Anahtar Kelimeler:** önsoğutma, önsoğutma yöntemleri, önsoğutmanın tasarım prensipleri.

## ABSTRACT

Precooling is the process of rapidly removing the heat from the mass of fruits and vegetables by using methods suitable for the product variety in order to reduce the field temperature after harvest.

Precooling prevents the growth of microorganisms causing decay after harvest, reduces enzymatic and respiratory activity and moisture loss.

Therefore, proper precooling slows down the loss of product quality and extends the shelf life.

Precooling requires a larger cooling capacity and special cooling method than cold storages that keep products at a constant temperature. Precooling is operational cooling with a defined duration applied during the post-harvest treatment (sorting, packaging etc.) process of the product.

Precooling is therefore a separate process from the technology typically applied in cold stores, and requires specially designed equipment. Precooling can be done by a variety of methods, including air cooling, vacuum cooling, hydro-cooling, and ice contact. These methods quickly transfer heat from the



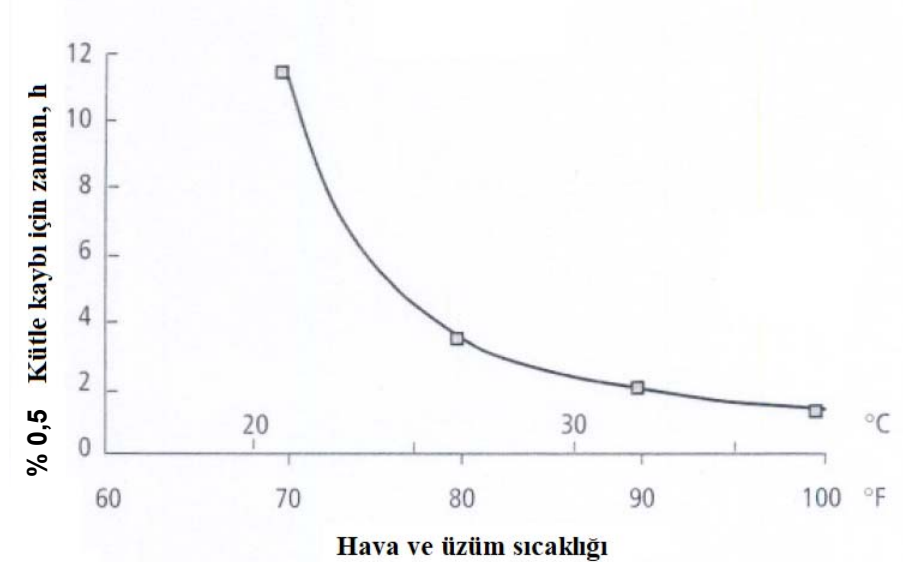
mass of the product to a cooling medium such as water, air or ice. In this paper, precooling of vegetables and fruits will be given and discussed the design principles, methods and design equations that can be used in design.

**Key Words:** Precooling, precooling methods, design principles of precooling.

## 1. GİRİŞ

Ürün sıcaklığını kontrol etmek ve ürünün optimalin altındaki sıcaklıklarda kaldığı süreyi azaltmak, bozulabilir maddelerdeki kalite kaybını yavaşlatmanın en önemli yöntemleridir.

Hasat sonrası sıcaklık yönetimi, hasat ve hasat sonrası işlemlerinin planlanmasıyla başlar. Bazı ürünler sıcaklığa karşı o kadar hassastır ki, sıcaklıklar çok yüksek olduğunda hasat edilmemelidir. Örneğin, sofralık üzümler, yaklaşık % 2 kütle kaybında sap buruşma belirtileri gösterir ve sap kalitesi tüketici düzeyinde muhafaza edilecekse, meyve, hasat ile soğumanın başlangıcı arasında yaklaşık % 0,5'ten fazla kütle kaybına maruz bırakılmamalıdır. Üzümler soğumadan önce 20°C'de 8 saatten fazla tutulabilse de, 30°C'de toplamadın sonra soğutmaya 2,5 saat içinde başlanmalıdır (Şekil 1.). Bazı üreticiler, hasattan sonra aşırı sıcağa maruz kalmamak için geceleri hasat yapar ve güneş doğduktan sonra 1 saat içinde hasat işlemi sonlandırılır.



Şekil 1. Hasatta sofralık üzüm sıcaklığının, meyvelerin hasat kütlelerinin % 0,5'ini kaybetmesi için gereken süreye etkisi [6].

Ürünü sıcaklığın neden olduğu hasardan korumanın diğer yöntemleri.

- Hasat bölgesinde, hasat edilen ürünlerin bekletilmesine fırsat vermeden soğutmanın yapılacağı tesise sık sık taşımalar yapılması.
- Ürünlerin açık renkli kaplara konulması.
- Doğrudan güneşe maruz bırakılırsa kapların üzeri uygun bir kapakla kapatılmalıdır.
- Geçici alan depolaması yapılması gerekiyor ise gölgeli bir alan kullanılmalıdır. Örneğin, bir ağaç gölgesi kullanılmak isteniyor ise, gölgenin gün boyunca güneşle birlikte hareketine dikkat edilmelidir.
- Kısa menzilli taşımalarda, üstü kapalı küçük kamyonlar kullanılmalıdır. Uzun menzilli taşımalarda soğutmalı (frigorifik) kamyonlara gereksinim vardır.
- Ürün soğutma tesisine geldikten sonra mümkün olan en kısa sürede soğutmaya başlanmalıdır.

Bazı ürünler, hasat ve önsoğutmaya alınması arasında oldukça uzun bir süreye dayanabilir. Örneğin, kontrollü atmosfer depolamaya konulan elmalar, genellikle hasattan sonraki birkaç güne kadar optimum depolama sıcaklığına ulaşmaz; ihraç edilen Kaliforniya portakalları, denizde birkaç gün geçene kadar en iyi saklama sıcaklığına ulaşamayabilir. Hızlı soğutma gerektirmeyen ürünler

genellikle yavaş solunum hızlarına, düşük nem kaybı (buhar ve terleme) oranlarına sahiptir ve genellikle ılıman sıcaklıkların olduğu iklimlerde yetiştirilir.

Tarım ürünlerinin optimum depolama sıcaklıklarına yakın olan önsoğutma yöntemleri, oda soğutması, zorlanmış hava akımlı soğutma, soğuk su ile soğutma, paket buzlama ve vakumla soğutma gibi çeşitli soğutma yöntemleriyle yapılabilir. İleriki bölümlerde ayrıntılarıyla verilecektir. Gemilerde veya soğutulmuş deniz konteynerlerinde mekanik soğutma, nakliye sırasında birbiriyle uyumlu ürünlerin soğutulması için kullanılır.

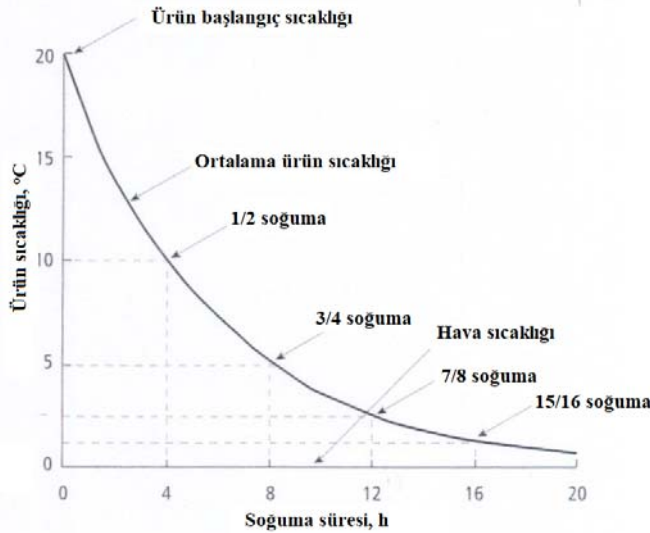
Hızlı soğutma yapılması özelliklerine sahip en çok kullanılan soğutma yöntemleri (örneğin, Zorlanmış Hava Akımlı Soğutma, Soğuk Su ile Soğutma ve Vakumla Soğutma) geniş bir ürün yelpazesi için kullanılmaktadır.

Bazı ürünler birkaç yöntemle soğutulabilir, ancak çoğu ürün bir veya iki soğutma yöntemine en iyi şekilde yanıt verir. Değişik ürünler için ön soğutma yöntemi seçimi, 3.7. bölümde tartışılmıştır.

Çoğu kullanıcı "soğutmayı tamamlama" zamanıyla ilgilenir ve bu genellikle depolamaya veya nakliyeye geçmeden önce istenen sıcaklığa ulaşma süresi anlamına gelir. Yine de soğutma süreleri genellikle "yarı soğuma (1/2 soğuma)" veya "sekizde yedi soğuma (7/8 soğuma)" süreleri olarak rapor edilir. Yarı soğuma süresi, ürünün başlangıç sıcaklığından soğutma ortamının sıcaklığı farkının yarısına kadar soğutulması için geçen süredir. Sekizde yedi soğuma süresi, yarı soğumadan üç kat daha uzundur ve ürün sıcaklığının, başlangıç ürün sıcaklığı ile soğutma ortamının sıcaklığı arasındaki farkın sekizde yedisi kadar düşmesi için gereken süredir.

Bu soğutma sürelerinin her ikisi de, belirli bir soğutma sisteminde belirli bir paket tipi için sabit değerlerdir ve değişen başlangıç ürün sıcaklıklarından veya değişen soğutma ortamı sıcaklığından etkilenmez.

Bağ bahçe ürünleri soğudukça, soğutma ilerledikçe sıcaklık düşüş oranları yavaşlar. Örneğin, başlangıç posası sıcaklığı 20°C olan şeftaliler için, Zorlanmış Hava Akımlı Soğutma ile 0°C oda sıcaklığında yarı soğutmak (yani, 10°C'ye soğutmak) 4 saat sürer. Bunları 5°C'ye soğutmak 4 saat daha sürer ve sekizde yedi soğutmaya (yaklaşık 2.5°C) ulaşmak için 4 saat daha gerekir (Şekil 2.). Sekizde yedi soğutma veya üç yarı soğuma süreleri (bu örnekte 12 saat), genellikle referans soğuma süresi olarak kullanılır.



Şekil 2. Bozulabilir ürünler için tipik soğuma eğrisi. Orta miktarda hava akışına maruz kalan şeftali gibi büyük meyveler için soğuma süreleri tipiktir [6].

Hem ilk ürün sıcaklığı hem de soğutkan (soğutucu akışkan) sıcaklığı bir ürünün soğuma süresini etkiler. Yukarıda belirtilen örnekteki şeftaliler sabah hasat edilebilir, ancak öğleden sonra sıcak bir

Kaliforniya gününde, 40°C civarında posa sıcaklıklarına sahip olabilirler, bu durumda 0°C soğutma ile sabah hasat edilen aynı 25°C posa sıcaklıklarına ulaşmak için ek bir 4 saatlik yarı soğuma süresi (16 saat toplam süre) gerekecektir. Soğutma havası sıcaklığı 1.2°C olsaydı, başlangıç sıcaklığı 20°C olan şeftalileri soğutmak da 4 yarı soğuma periyodu veya 16 saat gerektirirdi. Oda içinde ve basınçlı hava etkili soğutucularla, soğuk havaya en yakın ürün, soğuk havadan en uzaktaki ürüne göre fark edilir derecede daha hızlı soğur. Soğutucuların, önsoğutma işlemi durdurulmadan önce en sıcak ürünün kabul edilebilir düşük sıcaklıklara ulaşması kontrol edilerek çalışmalarını sağlanmalıdır.

### Hasat sonrası bozulmanın nedenleri

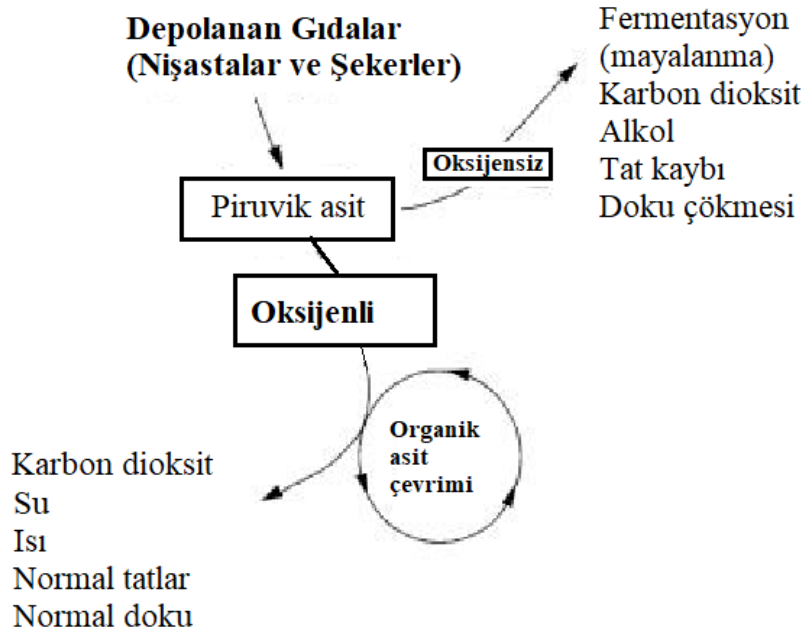
Meyveler, sebzeler ve çiçekler, bitkilerle ilişkili tüm fizyolojik ve patolojik süreçlerden geçen canlı organizmalardır. Hasattan sonra temel kimyasal ve fizyolojik faaliyetleri sürdürmek için bitkiler, depolanan gıda rezervlerinden enerji alırlar.

Toplandıktan sonra sürekli bozuldukları için, yavaşlatılan bozulma süreçleri başarılı pazarlama için yeterli zaman sağlar, yaygınlaşması ile global fire ve kayıplar azaltılmış olur.

Fizyolojik bozulma, doku nem kaybında fiziksel yaralanma veya mikroorganizma tarafından istila, ürün hasarına neden olabilir. Taze ürünlere saldıran çürümeye neden olan mantarlar ve bakteriler de canlı organizmalardır ve hasat sonrası kayıplara büyük katkıda bulunurlar. Bazı çürüme organizmaları, sağlıklı dokuya doğrudan nüfuz edebilir; diğerleri ancak ürün zayıflatıldıktan veya yaralandıktan sonra girer. Bozulabilir her ürün, bitki dokusu ve mikroorganizmalardan oluşan karmaşık bir canlı sistemdir ve tatmin edici ürün yönetimi, mikroorganizmaların büyümesini ve yayılmasını engellerken, ürünün korunmasını gerektirir.

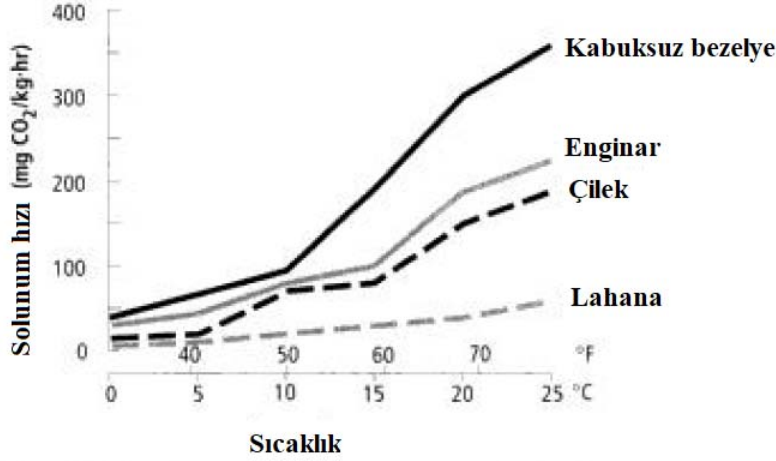
Yukarıdaki faktörlerin tümü birbiriyle ilişkili olabilir ve tümü sıcaklıktan etkilenir. Bu nedenle, ürün uygun şekilde korunacaksa, soğutmanın bozulmanın nedenleri ve etkileri ile ilişkisini anlamak çok önemlidir.

Diğer tüm canlı organizmalar gibi, taze meyve ve sebzeler de karmaşık bir dizi kimyasal reaksiyonla nefes alır. Basitçe ifade edersek, dokularında depolanan nişastalar ve şekerler karbondioksit ve suya dönüştürülür. İşlem (Şekil 3.), depolanan gıda rezervlerinden gelen enerjiyi ve çevredeki havadan oksijeni kullanır. Oksijen emilimi engellenirse, normal solunum devam edemez ve fermantasyon, ürünü hızla yok eder.



Şekil 3. Bitki terlemesinin basit açıklaması için [6].

Solunum süreçlerinin bir sonucu olarak açığa çıkan ısı, fotosentez sırasında bitkide orijinal olarak depolanan enerjinin bir kısmını temsil eder. Üretilen ısı miktarı ürüne göre ve hatta çeşitler arasında büyük ölçüde değişiklik gösterir (Şekil 4.). Bazı üzüm ve elma türleri gibi uzun depolama ömürleri ile dikkat çeken meyveler tipik olarak düşük solunum hızlarına sahiptir ve nispeten az ısı açığa çıkarır.



Şekil 4. Bazı ürünlerin solunum hızı üzerine ürün sıcaklığının etkisi [6].

Brokoli ve kuşkonmaz gibi bazı sebzeler yüksek solunum hızlarına sahiptir ve büyük miktarda ısı açığa çıkarır. Çilek gibi çabuk bozulan meyveler, ara miktarlarda ısı açığa çıkarır.

Bozulmayı sağlayan nedenler, yüksek ürün sıcaklıklarında daha etkindir. Sıcaklık yönetiminin bozulmanın nedenleri ve etkileri ile olan ilişkisini anlamak, ürünü uygun şekilde korumak için çok önemlidir.

#### Ürün nem kaybının hesaplanması.

Nem kaybı oranı, bir ürün ile onu çevreleyen hava arasındaki buhar basıncı farkı hesaplanarak ve bu basınç farkını ürünün terleme katsayısı ile çarpılarak tahmin edilebilir. Örneğin, 0°C'deki havuçlar 0°C, yüzde 90 bağıl nemde hareketli havaya maruz kalırsa, buhar basıncı farkı şöyle olur: havuçta buhar basıncı:

$$P_{v,havuç} = \frac{0.00380 \times 0.101}{0.622} = 0.000617 \text{ MPa}$$

0,00380 kg<sub>w</sub>/kg<sub>a</sub>, 0°C ve yüzde 100 bağıl nemdeki hava için özgül nem değeridir; ve havadaki buhar basıncı:

$$P_{v,hava} = \frac{0.00340 \times 0.101}{0.622} = 0.000552 \text{ MPa}$$

0,00340 kg<sub>w</sub>/kg<sub>a</sub>, 0°C ve yüzde 90 bağıl nemde hava için özgül nemdir. Bu nedenle özgül nem kaybı oranı:

$$\begin{aligned} \dot{m}_w &= (P_{v,havuç} - P_{v,hava}) \times C_{terleme} \\ \dot{m}_w &= (0.000617 - 0.000552) \text{ MPa} \times 1,207 \text{ mg} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{MPa}^{-1} = 0.0785 \text{ mg} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned}$$

burada 1,207 mg.kg<sup>-1</sup>.s<sup>-1</sup>.MPa<sup>-1</sup>, Tablo 1.'deki değerlerden, havuçların terleme katsayısıdır.

Tablo 1. Seçilmiş meyve ve sebzeler için terleme katsayısı [6].

Ürün	Terleme katsayısı, $C_{terleme}$ $mg.kg^{-1}.s^{-1}.MPa^{-1}$	Literatürde belirtilen terleme katsayısı aralığı, $mg.kg^{-1}.s^{-1}.MPa^{-1}$
Elma	42	16-100
Patates	44	2-171
Soğan	60	13-123
Greyfurt	81	29-167
Portakal	117	25-227
Erik	136	110-221
Domates	140	71-365
Limon	186	139-229
Lahana	223	40-667
Şalgam	469	-
Şeftali	572	142-2,089
Pırasa	790	530-1,042
Havuç	1,207	106-3,250
Kereviz	1,760	104-3,313
Yaban havucu	1,939	1,094-2,771
Brüksel lahanası	6,150	3,250-9,770
Marul	7,400	680-8,750

Bu oran günde yüzde 0.68 kilo kaybına denk gelmektedir. Bu su kaybı oranı, hava akımı önünden geçen korumasız bir ürün için meydana gelir. Çoğu durumda ürünler, çevrelerindeki havanın nemini artıran ve nem kaybını önemli ölçüde azaltan bir torba veya kap içine yerleştirilir. Bu durumlarda, ürün nem kaybı oranı, ürünün yüzeyindeki kayıp oranıyla değil, ambalajdaki nem kaybı oranıyla kontrol edilir.

ÖNSOĞUTMA(*Precooling*), nakliye, depolama veya işlemeden önce hasat edilmiş meyve ve sebzelerden tarla ısısının hızla uzaklaştırılması işlemidir. Önsoğutma, çürümeye neden olan mikroorganizmaların büyümesini engeller, enzimatik ve solunum aktivitesini azaltır, etilen hasarına duyarlılığı azaltır ve nem kaybını azaltır. Böylece uygun önsoğutma uygulaması, bozulmayı azaltır ve ürünün hasat öncesi özelliklerinden kalite kaybını geciktirir (Becker ve Fricke 2002).

Önsoğutma, ürünü sabit bir sıcaklıkta tutan depolama odalarından farklı olarak, daha fazla soğutma kapasitesi ve soğutma etkisi gerektirir. Bu nedenle, önsoğutma tipik olarak soğuk depolamadan ayrı bir işlemdir ve özel olarak tasarlanmış ekipman gerektirir (Fricke ve Becker 2003).

Önsoğutma, hava ile soğutma, su ile soğutma, vakumla soğutma ve temaslı buzlama ile olmak üzere çeşitli yöntemlerle yapılabilir. Bu yöntemler, ısıyı üründen hava, su veya buz gibi bir soğutma ortamına hızla aktarır. Birkaç dakikadan 24 saate kadar soğutma süreleri gerekebilir. Özelliklerinin geliştirilmesi ve buna bağlı olarak da sistem verimlerinin artırılması amacıyla birçok bilimsel çalışma yapılmış ve yapılmaya devam edilmektedir.

Hasat sonrası işleme ve depolama sırasında, taze meyve ve sebzeler buhar ve terleme yoluyla yüzeylerinden nem kaybederler. Nem kaybı yüksekse, büzülme veya bozulmuş tat gibi ürün bozulmaları ortaya çıkabilir. Buhar ve terleme yoluyla oluşan kayıpları en aza indirmek ve pazar kalitesini ve raf ömrünü artırmak için, ürünler düşük sıcaklıkta, yüksek nemli bir ortamda saklanmalıdır. Ambalaj sırasında terlemeyi önemli ölçüde azaltmak ve saklama ömrünü uzatmak için çeşitli ürün yüzey kaplamaları ve nem geçirmez filmler de kullanılabilir (Becker ve Fricke 1996).

Taze meyve ve sebzelerde metabolik aktivite hasattan sonra kısa bir süre devam eder. Bu aktiviteyi sürdürmek için gereken enerji, şekerlerin oksidasyonunu içeren solunumdan gelir ve bu işlemle karbondioksit, su ve ısı açığa çıkar. Bir ürünün saklama ömrü, solunum aktivitesinden etkilenir. Bir ürünün depolanması sıcaklık yönetimi ile birlikte kullanılabilir, solunumu yavaşlatılır ve yaşlanma gecikir, böylece depolama ömrü uzar.



Bir ürünü çevreleyen oksijen ve karbon dioksit konsantrasyonlarının uygun kontrolü, solunum hızını yavaşlatmak için sıcaklık yönetimi ile birlikte kullanılabilir (Becker ve Fricke 1996).

Hasat olgunluğu ve çevre ile ilgili ürün fizyolojisi hasat zamanındaki sıcaklık, büyük ölçüde önsoğutma gereksinimlerini ve yöntemlerini belirler.

Bazı ürünler son derece çabuk bozulur ve hasattan sonra mümkün olan en kısa sürede soğumaya başlamalıdır; Örnekler arasında kuşkonmaz, taze fasulye, brokoli, karnabahar, tatlı mısır, kavun, yaz kabağı, olgunlaştırılmış domates, yapraklı sebzeler, enginar, brüksel lahanası, lahana, kereviz, havuç, sultani bezelye ve turp yer alır.

Beyaz patates, tatlı patates, kış kabağı, balkabağı ve olgun yeşil domates gibi daha az çabuk bozulan ürünlerin daha yüksek bir sıcaklıkta sertleştirilmesi gerekebilir. Bu ürünlerin soğutulması o kadar önemli değil; bununla birlikte, hasat sırasında ortam sıcaklığı yüksekse, biraz soğutma gereklidir.

Hemen önsoğutmaya ihtiyaç duyan ticari açıdan önemli meyveler arasında kayısılar; avokado; kızılık hariç tüm meyveler; turta kirazları; şeftali ve nektarin; erik; guava, mango, papaya ve ananas gibi tropikal ve subtropikal meyveler yer alır.

Bu grubun tropikal ve subtropikal meyveleri soğuktan zarar görmeye yatkındır ve bu nedenle bireysel sıcaklık gereksinimlerine göre soğutulmaları gerekir. Tatlı kirazlar, üzümler, armutlar ve turunçgillerin hasat sonrası ömrü daha uzundur, ancak bekletme sırasında yüksek kaliteyi sürdürmek için hızlı soğutma şarttır. Muzlar yeşil rengiyle hasat edilir ve uygun sıcaklıkta soğuk depolanır, pazara gidecek muzlar depodan çıkarıldıktan sonra özel olgunlaştırma işlemine tabi tutulur, bu işlem sonucunda muz sarı rengini alır ve olgunlaştırılmış muzların ömrü çok kısa olduğu için birkaç gün içinde tüketilmelidir. Bu nedenle olgunlaştırılmış muzlar daha uzun dayanması için buzdolabına koyarak soğutulmamalıdır. "ASHRAE Fundamentals Handbook 2018", Bölüm 21'de, birçok ürün için önerilen saklama sıcaklıkları verilmiştir [1].

## 2 HESAPLAMA YÖNTEMLERİ

### 2.1 Isı yükü

Önsoğutma için gereken soğutma kapasitesi, bir ürünü sabit bir sıcaklıkta tutmak veya yavaş soğutma için gereken soğutma kapasitesinden çok daha fazladır. Etkili önsoğutma için yeterli soğutma kapasitesine sahip olmak zorunlu olmakla birlikte, normalde gerekenden daha fazla kapasitelere sahip olmak ekonomik değildir. Bu nedenle, bir önsoğutma sistemindeki ısı yükü mümkün olduğunca doğru bir şekilde belirlenmelidir.

Toplam ısı yükü üründen, çevreden, hava infiltrasyonundan ürün ve taşıma kaplarından ve motorlar, ışıklar, fanlar ve pompalar gibi ısı üreten cihazlardan gelir. Ürün ısı, toplam ısı yükünün büyük bir kısmını oluşturur ve ürün sıcaklığına, soğutma hızına, belirli bir sürede soğutulan ürün miktarına ve ürünün özgül ısısına bağlıdır.

Solunumdan gelen ısı, ürünün ısı yükünün bir parçasıdır, ancak genellikle küçüktür. "ASHRAE Fundamentals Handbook 2018", Bölüm 24, soğutma yükünün nasıl hesaplanacağını daha ayrıntılı olarak tartışmaktadır.

Isı yükünü doğru hesaplamak için ürün sıcaklığının doğru belirlenmesi gerekir. Hızlı ısı transferi sırasında üründe bir sıcaklık gradyanı oluşur ve daha hızlı soğutma daha büyük gradyanlara neden olur. Bu gradyan, ürün özelliklerinin, yüzey ısı transfer parametrelerinin ve soğutma hızının bir fonksiyonudur. Başlangıçta, örneğin, soğuk su ile soğutma, bir ürünün dış tarafının sıcaklığını hızla düşürür, ancak merkez sıcaklığını hiç değiştiremez. Ürün kütesinin çoğu dış kısımdadır. Bu nedenle, merkez sıcaklığına dayalı hesaplamalar çok az ısı giderimi gösterecektir, ancak aslında

önemli miktarda ısı çıkarılmıştır. Bu nedenle, ürün ısı yükü hesaplamaları için ürün kütle ortalama sıcaklığı kullanılmalıdır (Smith ve Bennett 1965).

Ürün soğutma yükü daha sonra şu şekilde hesaplanabilir:

$$Q = mc_p(T_i - T_{mü}) \quad (1)$$

burada  $m$  soğutulan ürün kütlesi,  $c_p$  ürünün özgül ısısı,  $T_i$  ürünün başlangıç sıcaklığı ve  $T_{mü}$  ürünün son kütle ortalama sıcaklığıdır. Çeşitli meyve ve sebzelerin özgül ısıları “*Ashrae Fundamentals Handbook 2018*”, Bölüm 19’da bulunabilir.

## 2.2 Önsoğutma Süresi Tahmin Yöntemleri

Verimli önsoğutma işlemi şunları içerir:

(1) Sabit bir soğutma ortamı sıcaklığını korumak için soğutma ekipmanının uygun boyutlandırılması, (2) soğutma ortamının yeterli akışı ve (3) soğutma ortamında uygun ürün kalma süresi. Bu nedenle, bir ön soğutucuyu düzgün bir şekilde tasarlamak için, malların başlangıç sıcaklıklarından (genellikle hasattaki ortam sıcaklığı) son sıcaklığa kadar, nakliye ve/veya depolamadan hemen önce soğutulması için gereken süreyi tahmin etmek gerekir. Belirli bir soğutma ortamı sıcaklığı ve akış hızı için, bu soğutma süresi, düzgün soğutma için gerekli olan önsoğutma sürecinde kalma süresini belirler (Fricke ve Becker 2003).

Önsoğutma sürelerinin doğru tahminleri, sonlu elemanlar veya sonlu farklar bilgisayar programları kullanılarak elde edilebilir, ancak gereken çaba bunu tasarım veya proses mühendisi için kullanışsız hale getirir.

Ek olarak, iki ve üç boyutlu simülasyonlar, zaman alan veri hazırlığı ve önemli hesaplama süresi gerektirir.

Bugüne kadar yapılan araştırmaların çoğu, basitleştirici varsayımlar kullanan, ancak yine de doğru sonuçlar üreten yarı analitik/deneysel önsoğutma süresi tahmin yöntemlerinin geliştirilmesinde olmuştur.

## 2.3 Kesirli Tamamlanmamış Sıcaklık Farkı

Tüm soğutma işlemleri benzer davranış sergiler. İlk gecikmeden sonra, yiyeceğin termal merkezindeki sıcaklık katlanarak azalır.

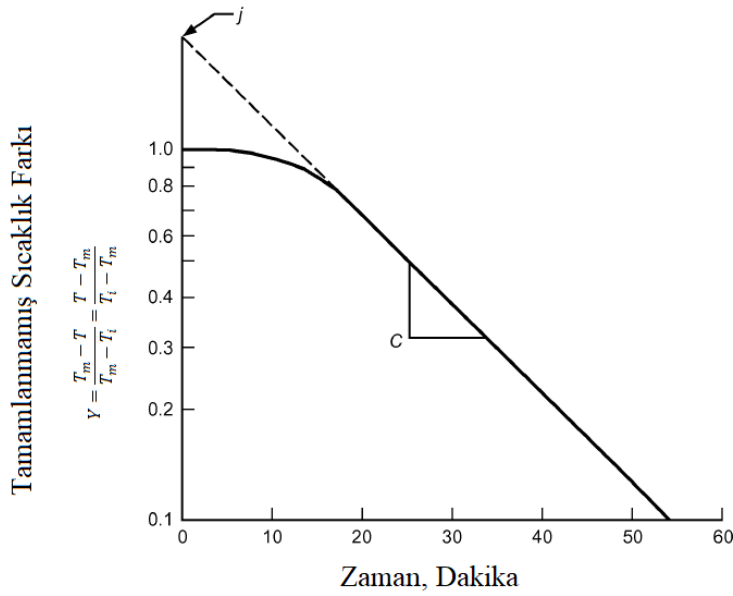
Şekil 5’de gösterildiği gibi, bu davranışı tasvir eden bir soğuma eğrisi, yarı-logaritmik eksenler üzerinde, zamana göre kesirli tamamlanmamış sıcaklık farkı  $Y$  [Denklem (2)] (Stoecker 1998) çizilerek elde edilebilir.

$$Y = \frac{T_m - T}{T_m - T_i} = \frac{T - T_m}{T_i - T_m} \quad (2)$$

burada  $T_m$ , soğutma ortamı sıcaklığıdır,  $T_i$  ilk ürün sıcaklığıdır ve  $T$ , ürün son kütle ortalama sıcaklığıdır.

Bu yarı-logaritmik sıcaklık değişimi eğrisi, bir başlangıç eğrisel bölümden ve ardından doğrusal bir bölümden oluşur. Meyve ve sebzelerin soğuma süresini tahmin etmek için bu soğutma davranışını modelleyen, yarı soğuma süresi ve soğutma katsayısı gibi basit ampirik formüller önerilmiştir.





Şekil 5. Tipik bir ürün soğuma eğrisi [1].

### Yarı Soğuma Süresi

Soğutma sürecini karakterize etmek için kullanılan yaygın bir kavram, ürün ile soğutma ortamı arasındaki sıcaklık farkını yarı yarıya azaltmak için gereken süre olan yarı soğuma süresidir (Becker ve Fricke 2002). Bu, tamamlanmamış kısmi sıcaklık farkını  $Y$ , yarıya indirmek için gereken süreye de eşdeğerdir.

Yarı soğuma süresi başlangıç sıcaklığından bağımsızdır ve soğutma ortamı sıcaklığı sabit kaldığı sürece soğutma süresi boyunca sabit kalır (Becker ve Fricke 2002).

Bu nedenle, belirli bir ürün için yarı soğuma süresi belirlendikten sonra, ürünün başlangıç sıcaklığı veya soğutma ortamı sıcaklığından bağımsız olarak soğutma süresi tahmin edilebilir. Yarı soğuma süreleri ile birlikte kullanıldığında meyve ve sebzeler için soğuma sürelerinin tahminlerini sağlayabilen ürüne özel nomograflar geliştirilmiştir (Stewart ve Couey 1963).

Buna ek olarak, yarı soğuma sürelerine dayalı olarak ürünlerin soğuk su ile soğutma sürelerini hesaplamak için genel bir nomograf (Şekil 6.) oluşturulmuştur (Stewart ve Couey 1963).

Şekil 6.'da, ürün sıcaklığı, yatay eksen boyunca yarı soğuma periyotlarında ölçülen zamana karşı dikey eksen boyunca çizilmiştir.

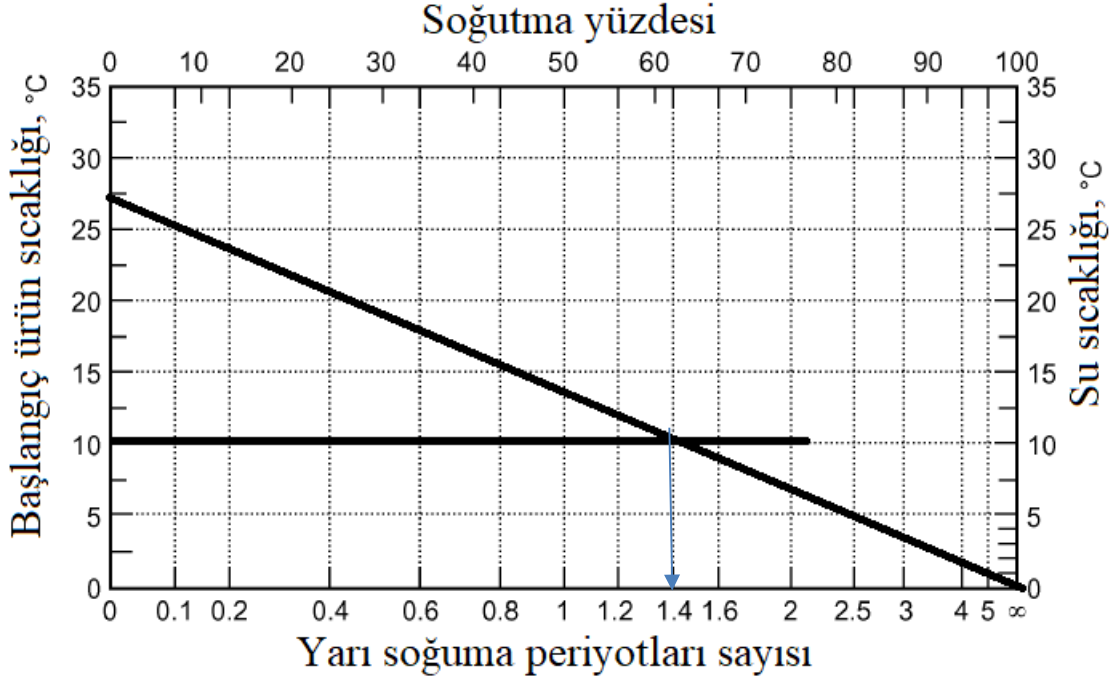
Sıfır zamanda, ürün sıcaklığı başlangıçtaki ürün sıcaklığıdır; sonsuz zamanda, ürün sıcaklığı su sıcaklığına eşittir.

Şekil 6.'yı kullanmak için, sıfır zamandaki (sol eksen) ilk ürün sıcaklığından sonsuz zamandaki ürün sıcaklığına [yani su sıcaklığı (sağ eksen)] düz bir çizgi çizin. Ardından, nihai ürün sıcaklığında (sol ve sağ eksenler) yatay bir çizgi çizin. Bu iki çizginin kesişimi, gereken yarı soğuma periyotlarının sayısını belirler (alt eksen). Soğuk su ile soğutma süresini elde etmek için, belirli bir malın yarı soğuma süresini yarı soğuma periyotlarının sayısıyla çarpın.

Aşağıdaki örnek, soğuk su ile soğuma süresini belirlemek için genel nomografin kullanımını göstermektedir.

**Örnek 1.** 2.2 dakikalık yarı soğuma süresine sahip tepesi doldurulmuş turpların  $0^{\circ}\text{C}$  su kullanılarak soğuk sulu soğutulmaktadır. Turpları  $27^{\circ}\text{C}$ 'den  $10^{\circ}\text{C}$ 'ye soğuk su ile soğutmak ne kadar sürer?

**Çözüm:** Şekil 6'daki genel nomografi kullanarak, solda 27°C'den sağda 0°C'ye kadar düz bir çizgi çizin. Ardından, son ürün sıcaklığı olan 10°C'den yatay bir çizgi çizin. Bu çizgiler 1.4 yarı soğuma periyotlarında kesişir. Bu değeri yarı soğuma süresi (2,2 dakika) ile çarparak 3.1 dakikalık toplam soğuk su ile soğutma süresini elde edilir.



Şekil 6. Ürünlerin soğuk sulu soğutulmasında yarı soğuma periyotları sayısı için genelleştirilmiş nomograf. Örnek 1. Çözümü uygulanmıştır.

Bununla birlikte, nomograf kullanmak zaman alıcı ve külfetli olabilir. Meyve ve sebzelerin soğuma süresi  $\theta$ , yarım soğutma süresi  $Z$  kullanılarak nomograflar kullanılmadan belirlenebilir:

$$\theta = \frac{-Z \ln(Y)}{\ln(2)} \quad (3)$$

Örnek 1.'in çözümü için uygulanırsa:

$$\theta = \frac{-Z \ln(Y)}{\ln(2)} = \frac{-2.2 \ln\left(\frac{10-0}{27-0}\right)}{\ln(2)} = 3.15 \text{ dakika hesaplanır.}$$

### Soğutma Katsayısı, $C$

Soğuma süresi,  $C$  soğutma katsayısı kullanılarak da tahmin edilebilir. Şekil 3'de gösterildiği gibi, soğutma katsayısı, zaman ve sıcaklık deneysel gözlemlerinden yarı logaritmik bir eksen üzerinde oluşturulan  $\ln(Y)$ 'ye karşı zaman eğrisinin eksi işaretli eğimidir (Becker ve Fricke 2002). Soğutma katsayısı, birim soğutma süresi başına tamamlanmamış kısmi sıcaklık farkındaki değişimi gösterir (Dinçer ve Genceli 1994). Soğutma katsayısı, ürünün özgül ısısına ve çevreye olan ısı iletkenliğine bağlıdır (Guillou 1958).

Belirli bir soğutma işlemi için soğutma katsayısını kullanarak, soğutma süresi  $\theta$ , şu şekilde tahmin edilebilir:

$$\theta = -\frac{1}{c} \ln\left(\frac{Y}{j}\right) \quad (4)$$

Gecikme faktörü  $j$ , soğutmanın başlangıcı ile  $\ln(Y)$  ve  $\theta$  eğrisinin eğiminin sabit hale geldiği nokta arasındaki sürenin bir ölçüsüdür [yani,  $\ln(Y)$  ile  $\theta$  eğrisinin doğrusal olması için gereken süre]. Gecikme faktörü  $j$ , yarı logaritmik soğutma eğrisinin doğrusal kısmının  $\ln(Y)$  eksenine uzatılmasıyla bulunabilir; kesişme, gecikme faktörü  $j$ 'dir.

$Y = 0,5$ 'i yarı soğuma süresine karşılık gelen denklem (4)'te yerine konulmasıyla, soğutma katsayısı  $C$ , yarı soğuma süresi  $Z$  ile aşağıdaki gibi ilişkilendirilebilir:

$$Z = \frac{\ln(2j)}{C} \quad (5)$$

Soğutma katsayıları Dincer(1995, 1996), Dincer ve Genceli (1994, 1995), Henry ve Bennett (1973) ve Henry ve ark. (1976) tarafından yapılan araştırma bulguları, soğuk su ile soğutma ve soğuk sulu-havalı soğutmada(bu yöntemlerin tartışılması için Soğutma Yöntemleri bölümüne bakın), çeşitli ürünler için, Tablo 2 ile 5'te özetlenmiştir [1].

Tablo 2. Çeşitli ürünleri soğuk su ile soğutmak için Yarı soğuma Süreleri [1]. Kaynak: Stewart and Couey (1963).

Ürün	Ürün Boyutu	Taşıma Kabı	Yarı soğuma süresi,dakika
Enginar		Yok (tamamen açıkta) Sandık, kapak kapalı, kağıt astar	8 12
Kuşkonmaz	Orta	Yok (tamamen açıkta) Kapaklı piramit sandık, Saplar dik	1.1 2.2
Brokoli		Yok (tamamen açıkta) Kağıt astarlı kasa, kapağı kapalı Astarsız kasa, kapağı kapalı	2.1 2.2 3.1
Lahana		Tamamen açık Karton, kapak açık Karmakarışık yığın, dört katman	69 81 81
Havuç	Geniş	Tamamen açık 23 kg file torba	3.4 4.4
Karnabahar, kırılmış		Tamamen açık	7.2
Kereviz	2 Düzine	Tamamen açık Kasa, kapaklı, kağıt astar	5.8 9.1
Şeker mısır, Kabuğu soyulmamış	5 Düzine	Tamamen açık Tel örgülü mısır sandığı, kapaklı	20 28
Bezelye, kabuğunda		Tamamen açıkta (su taşırmalı) 35 L sepet, kapak kapalı (su taşırmalı) 35 L sepet, kapaklı (daldırma)	1.9 2.8 3.5
Turplar		Tamamen açıkta Kasa, kapak kapalı, üç kat demet, 230 mm derinlik Karton, kapak açık, üç kat demet, 230 mm derinlik	1.1 1.9
Yapraklı		Tamamen açıkta Karmakarışık yığın, 230 mm derinliğinde	1.4 1.6 2.2
Domates		Tamamen açık Karmakarışık yığın, beş katman, 255 mm derinliğinde	10 11

Tablo 3. Çeşitli Meyve ve Sebzeleri soğuk su ile soğutmak için Gecikme Faktörleri, Soğutma Katsayıları ve Yarı soğuma Süreleri (Dincer, Genceli, 1994,1995,1996)[1].

Ürün ve boyutu	Sıcaklık, °C		Su Akış hızı, mm/s	Kasa Yüğü, kg	Gecikme faktörü, j	Soğutma katsayısı, C, s <sup>-1</sup>	Yarı soğuma zamanı Z, s	
	Başlangıç	Son						
Salatalık l = 0.16 m d = 0.038 m	22	4	50	5	1.291	0.001 601	546.6	
				10	1.177	0.001 567	592.3	
				15	1.210	0.001 385	638.2	
				20	1.251	0.001 243	737.6	
	0.5	50	5	1.037	0.001 684	432.9		
			10	1.228	0.001 675	536.4		
			15	1.222	0.001 629	548.5		
			20	1.237	0.001 480	612.1		
Patlıcan l = 0.142 m d = 0.045 m	21.5	50	5	1.077	0.000 822	933.9		
			10	1.109	0.000 794	1003		
			15	1.195	0.000 870	1011		
			20	1.206	0.000 770	1143		
Şeftali d = 0.056 m	21	4	50	5	1.067	0.001	585	
			20	1.113	0.001 201			
Armut d = 0.06 m	22.5	4	1.0	50	5	1.119	0.001 434	561.6
				15	1.157	0.001 419	591.0	
				20	1.078	0.001 296	592.8	
	2	50	5	1.366	0.001 151	873.1		
			20	1.076	0.001 352			
			20	1.366	0.001 151			
Erik d = 0.037 m	22	2	0	5	1.122	0.003 017		
				20	1.171	0.002 279		
Kabak l = 0.155 m d = 0.046 m	21.5	0.5	50	5	1.172	0.001 272	669.6	
				10	1.202	0.001 186	739.8	
				15	1.193	0.001 087	799.9	
				20	1.227	0.001 036	866.6	
Domates d = 0.07 m	21	0.5	50	5	1.209	0.001 020	865.4	
				10	1.310	0.000 907	1062	
				15	1.330	0.000 800	1222	
				20	1.322	0.000 728	1336	
	4	50	5	1.266	0.000 953			
			20	1.335	0.000 710			

Tablo 4. Su ve hava ile birlikte soğutulan (hydroaircooling) şeker mısırı ve kereviz için soğutma katsayıları ve yarı soğuma süreleri (Henry ve Bennet 1976) [1].

Ürün	Kafesli sandık tipi	Püskürtme Nozul tipi	Su debisi m <sup>3</sup> /s	Hava debisi, m <sup>3</sup> /s	Soğutma katsayısı C, s <sup>-1</sup>	Yarı soğuma zamanı, Z, s
Şeker mısırı	Tel dikişli	Kaba	0.340	0	0.000 347	
			1973 0.340	0	0.000 444	
			0.208	0	0.000 642	
			0.378	0	0.000 336	
			0.303	0	0.000 406	
			0.190	0	0.000 406	
			0.190	—	0.000 414	
			0.378	0	0.000 492	
			0.378	—	0.000 542	
			0.378	28	0.000 447	
		0.378	45	0.000 486		
		0.378	78	0.000 564		
		Taşkın tavası	0.946	0	0.000 464	
			1.513	0	0.000 567	
		Orta	0.378	0		2170
			0.303	0		1730
		Orta	0.378	28		1570
			0.378	45		1440
			0.378	78		1220
			0.151	0		1290
Kereviz	Vakum soğutma	0.173	57		3710	
		0.173	119		2360	
		0.173	183		2310	
		0.173	51		1890	
		0.173	99		1790	
		0.173	142		1390	
		0.173	51		2170	
	İyi havalandırılmış	0.173	113		1490	
		0.173	145		1050	

Tablo 5. Soğuk su ile soğutulan şeftaliler için soğutma katsayıları [1].

Hidro soğutma Metodu	Su debisi	Su Meyve sıcaklığı, °C			Soğutma Katsayısı, s <sup>-1</sup>
		Su sıcaklığı, °C	İlk	Son	
Taşma, şeftali 26.5 L sepette	12.2 m <sup>3</sup> /(h·m <sup>2</sup> )	1.67	31.1	8.22	0.001 05
	24.4 m <sup>3</sup> /(h·m <sup>2</sup> )	1.67	29.4	6.44	0.001 11
		4.44	27.8	9.28	0.001 941
		7.22	27.8	9.50	0.000 44
	36.7 m <sup>3</sup> /(h·m <sup>2</sup> )	1.67	32.5	4.11	0.001 83
		7.22	31.7	10.5	0.001 74
		12.8	31.2	14.4	0.001 39
Daldırma	4.54 m <sup>3</sup> /h	1.67	29.4	6.39	0.001 23
	9.09 m <sup>3</sup> /h	1.67	29.4	5.56	0.001 37
	4.54 m <sup>3</sup> /h	7.22	31.2	9.67	0.001 68
	9.09 m <sup>3</sup> /h	7.22	30.0	9.33	0.001 72
	13.6 m <sup>3</sup> /h	7.22	30.0	10.4	0.001 30

Kaynak: Bennett (1963).

### Diğer Yarı Analitik / Ampirik Önsoğutma Süresi Tahmin Yöntemleri

Ashrae Elkitabı 2018, Bölüm 20, düzenli ve düzensiz şekilli gıdaların soğuma sürelerini tahmin etmek için çeşitli yarı analitik/deneysel yöntemleri tartışmaktadır. Bu soğutma süresi tahmin yöntemleri iki ana kategoriye ayrılır: (1)  $f$  ve  $j$  faktörlerine (normal veya düzensiz şekiller için) ve (2) eşdeğer ısı transferi boyutuna dayalı olanlar.

### Sayısal Teknikler

Becker ve Fricke (1996b, 2001) ve Becker ve diğerleri (1996a, 1996b), meyve ve sebzelerin toplu soğutulmasının neden olduğu soğutma hızlarının yanı sıra gizli ve duyulur ısı yüklerini belirlemek için sayısal bir teknik geliştirmiştir. Bu bilgisayar modeli, birleşik terleme, solunum, hava akışı ve konvektif ısı ve kütle transferi proseslerini modellemek için gözenekli bir ortam yaklaşımı kullanarak, soğutulmuş depolama sırasında ürün nem kaybını ve soğutulmuş ürün içindeki sıcaklık dağılımını tahmin edebilmektedir.

Bu sayısal modeli kullanarak, Becker ve ark. (1996b), artan hava akışının soğutma süresini azaltarak nem kaybını azalttığını, bu da ürün ile çevredeki hava arasındaki buhar basıncı farkını hızla düşürdüğünü ve böylece terleme oranını düşürdüğünü bulmuştur. Ayrıca, yığın kütesinin ve hava akış hızının soğutma süresi için birincil öneme sahip olduğunu, buna karşın bağlı nemin soğutma süresi üzerinde çok az etkisinin olduğunu bulmuşlardır.

### 3. ÖNSOĞUTMA(PRECOOLİNG) YÖNTEMLERİ

Önsoğutma, hasat edilen meyve ve sebzelerin sıcaklığını hızla düşürür ve bozulmayı en aza indirmek için hasadın hemen ardından yapılır. Ürün ve ambalaj türleri ile uyumlu önsoğutma yöntemleri;

- Oda Soğutması (Room Cooling),
- Zorlanmış Hava Akımlı Soğutma (Forced Air Cooling),
- Zorlanmış Hava Akımlı Buharlaştırılmalı (evaporatif) Soğutma (Forced Air Evaporative Cooling),
- Soğuk Su ile Soğutma (Hydro Cooling),
- Havalı ve Sulu Soğutma (Hydroair Cooling),
- Paket Buzlamalı Soğutma (Package Icing Cooling),
- Vakumla Soğutma (Vacuum Cooling).

Hasat edilen ürünün önsoğutmaya almada gecikilmesi durumunda kalite ve raf ömründe önemli kayıplar meydana gelir. Tüm yöntemler, gerekli süre içinde ürünün sıcaklığını düşürmek için yeterli soğutma kapasitesi ve ayrıca tesisteki normal ısı kazancını ortadan kaldırma yeteneğinde olmalıdır. Tablo 6, meyve ve sebzelerin türleri ile uyumlu soğutma yöntemlerini ana hatlarıyla belirtmektedir.

Önsoğutmanın başlıca yöntemleri olan Zorlanmış Hava Akımlı Soğutma, Soğuk Su ile Soğutma, Zorlanmış Hava Akımlı Buharlaştırılmalı (evaporatif) Soğutma, Paket Buzlamalı Soğutma ve Vakumla Soğutma sahada veya paketleme evinde yapılır. Tablo 6.'da bazı sebze ve meyvelerin önerilen önsoğutma yöntemleri verilmiştir.

Tablo 6. Bazı meyve ve sebzeler için önerilen önsoğutma yöntemleri.

<b>Meyveler:</b>	<b>Önsoğutma Yöntemi</b>
Elmalar:	Oda Soğutması, Zorlanmış Hava Akımlı Soğutma, Soğuk Su ile Soğutma
Kayısı:	Oda Soğutması, Soğuk Su ile Soğutma
Kavunlar:	Soğuk Su ile Soğutma, Paket Buzlamalı Soğutma, Zorlanmış Hava Akımlı Soğutma
Kirazlar:	Soğuk Su ile Soğutma, Zorlanmış Hava Akımlı Soğutma
Üzüm:	Zorlanmış Hava Akımlı Soğutma
Nektarinler:	Zorlanmış Hava Akımlı Soğutma, Soğuk Su ile Soğutma
Şeftali:	Zorlanmış Hava Akımlı Soğutma, Soğuk Su ile Soğutma
Armut:	Zorlanmış Hava Akımlı Soğutma, Oda Soğutması, Soğuk Su ile Soğutma
Erikler:	Zorlanmış Hava Akımlı Soğutma, Soğuk Su ile Soğutma
<b>Sebzeler:</b>	<b>Önsoğutma Yöntemi</b>
Kuşkonmaz:	Soğuk Su ile Soğutma, Paket Buzlamalı Soğutma
Fasulye, taze:	Oda Soğutması, Zorlanmış Hava Akımlı Soğutma, Soğuk Su ile Soğutma
Pancar:	Oda Soğutması
Brokoli:	Paket Buzlamalı Soğutma, Zorlanmış Hava Akımlı Soğutma, Soğuk Su ile Soğutma
Brüksel lahanası:	Soğuk Su ile Soğutma, Vakumla Soğutma, Paket Buzlamalı Soğutma
Lahana:	Oda Soğutması, Zorlanmış Hava Akımlı Soğutma
Havuç:	Paket Buzlamalı Soğutma, Oda Soğutması
Karnabahar:	Soğuk Su ile Soğutma, Vakumla Soğutma
Çin lahanası:	Soğuk Su ile Soğutma, Oda Soğutması, Zorlanmış Hava Akımlı Soğutma
Mısır, şeker:	Soğuk Su ile Soğutma, Paket Buzlamalı Soğutma, Vakumla Soğutma
Salatalık:	Zorlanmış Hava Akımlı Soğutma, Soğuk Su ile Soğutma
Patlıcan:	Oda Soğutması, Zorlanmış Hava Akımlı Soğutma
Sarımsak:	Önsoğutmaya gerek yok
Yeşilliker:	Soğuk Su ile Soğutma, Paket Buzlamalı Soğutma, Vakumla Soğutma
Otlar:	Oda Soğutması
Marul:	Soğuk Su ile Soğutma, Paket Buzlamalı Soğutma
Kereviz:	Zorlanmış Hava Akımlı Soğutma
Bamya:	Oda Soğutması, Zorlanmış Hava Akımlı Soğutma
Soğan:	Önsoğutmaya gerek yok
Yeşil soğan:	Soğuk Su ile Soğutma, Paket Buzlamalı Soğutma
Şalgam:	Paket Buzlamalı Soğutma, Soğuk Su ile Soğutma
Bezelye:	Zorlanmış Hava Akımlı Soğutma, Soğuk Su ile Soğutma
Biber:	Oda Soğutması, Zorlanmış Hava Akımlı Soğutma
Patates:	Oda Soğutması, Zorlanmış Hava Akımlı Soğutma
Balkabağı:	Önsoğutmaya gerek yok
Turp:	Paket Buzlamalı Soğutma
Ravent:	Oda Soğutması, Zorlanmış Hava Akımlı Soğutma
Ispanak:	Soğuk Su ile Soğutma, Paket Buzlamalı Soğutma

Önsoğutma yöntemleri sonraki bölümlerde ayrıntılarıyla verilmiştir.

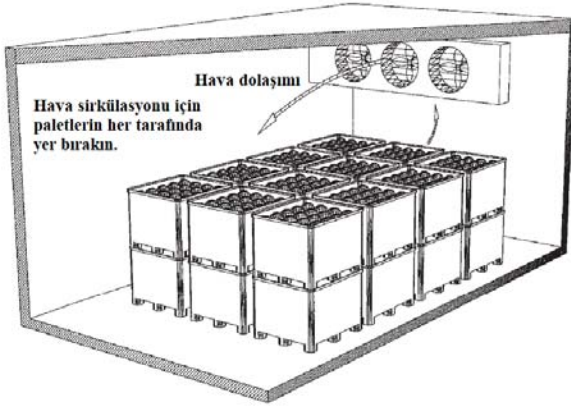


### 3.1. ODA SOĞUTMASI

Oda içinde önsoğutma, serbest neme veya yüzey nemine duyarlı ürünler için kullanılan bir yöntemdir. Bu tür soğutma yavaş olduğundan, oda soğutması yalnızca hızla bozulmayan dayanıklı ürünler için uygundur.

Ürün, soğutulmuş bir odaya veya nakliye kamyonuna yüklenir. Soğuk havanın oda içinde ve ürün çevresinde daha fazla dolaşımı sağlayacak şekilde istifleme yapılır.

Bu, yavaş bir önsoğutma yöntemidir, çünkü soğuk hava, ürün içinde kolayca dolaşmaz (Şekil 7.). Bu durum özellikle kasa/koli içinde olan ürünler için geçerlidir. Kışık kabak gibi ürünlerin kürlenmesi için oda soğutma sistemleri de kullanılmaktadır.



Şekil 7. Odada önsoğutma çalışma prensibi, seyrek istifli yerleşim. [5, 13].

### 3.2 ZORLANMIŞ HAVA AKIMLI SOĞUTMA

Etkili bir Zorlanmış Hava Akımlı Soğutma sisteminde, ürünün kurumasına yol açabilecek çok yüksek bir hızdaki hava ürünün çevresinden geçebilir.

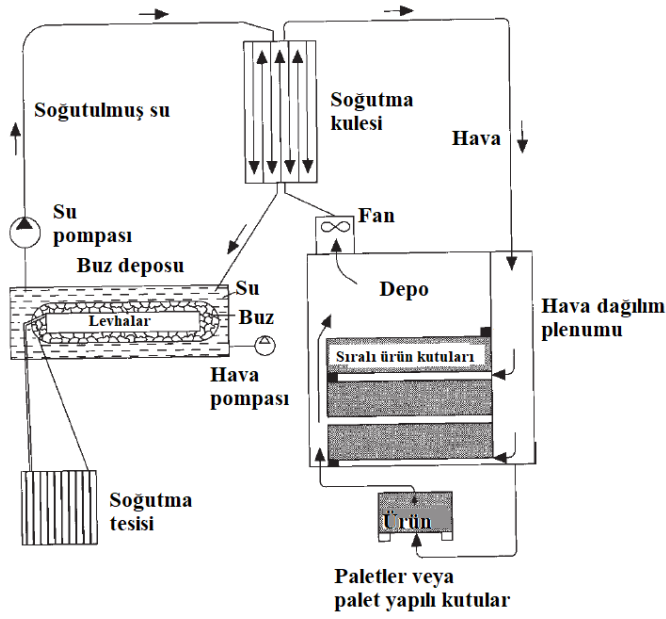
Bu etkiyi azaltmak için soğutma havasını nemlendirmek için çeşitli yöntemler geliştirilmiştir. Bunlardan biri "buz depolu soğutucuydu" (Lindsey ve Neale 1977, Neale ve diğerleri 1981). Geleneksel soğuk hava depolarında hava, içinden soğutulmuş bir sıvının geçtiği çeşitli tasarımlara sahip metal borular olan soğutma serpantinleri üzerinden üflenir.

Hızlı soğutmanın gerekli olduğu yerlerde, iyi bir ısı transferi için boruların yüzey alanı büyük olmalı ve soğutma sıvısının sıcaklığı, hava sıcaklığından minimum seviyede düşük olmalıdır. Bu, serpantinlerin yüzeyinde nemin yoğunlaşmasına veya donmasına neden olabilir. Bu, verimliliklerini düşürür, ancak belki daha da önemlisi, ürünün kurutulma hızını artırabilir.

Buz depolu soğutucu, su donarak etraflarında buz oluşturacak şekilde suya batırılmış soğutma serpantinlerine sahiptir. Su daha sonra buzun üzerine pompalanır ve plenum odasına giren havanın karşı akımında ince bir sis halinde püskürtülür.

Hava, içinden sıvı su parçacıklarını çıkarmak için bir filtreden geçer ve daha sonra üründen geçirilir (Şekil 8.). Bunun etkisi, havanın hem soğutulması hem de nemlendirilmesidir. Nem % 100'e yakın bağıl nemdir. İyi yapılandırılmış bir sistemde ürün soğutma sırasında minimum kuruma ile soğutulacaktır.





Şekil 8. Bir buz deposu soğutucunun şematik gösterimi [7].

Vietnam'da ön soğutma için zorlanmış hava akımlı soğutmada, bir buz deposu kullanılması önerildi (Herregods ve diğerleri, 1995).

Elansari vd.(2000), buz deposuna dayalı olarak soğutmadan önce kullanılan, üzüm için ıslak güverte ön soğutma sistemini tanımladı.

Portatif paket buzlu soğutucuları yapılmıştır.

Bunlar, tarlaya çekilebilen ve bir traktörün güç çıkışından çalıştırılabilen küçük (yaklaşık 1 ton kapasiteli) yalıtımlı römorklardır. Buz deposu, şebeke elektriği kullanılarak gece boyunca inşa edilir ve su pompası ve hava sirkülasyon fanı, tarladaki traktörün motorundan tahrik edilir.

Hasattan hemen sonra soğumaya başlamanın önemli olabileceği çilek gibi mahsuller için yararlıdır.

Hızlı önsoğutma için yüksek hızlı, yüksek nemli hava sağlamak için başka sistemler geliştirilmiştir. Bunlar, "Humifresh", "Humi-cold" ve "Airspray" gibi ticari isimler altında pazarlanmaktadır.

Zorlanmış Hava Akımlı Soğutma, esas olarak dökme ürünler/kasa/koli içinde olan ürünler için kullanılır. Tüm soğutma yöntemlerinin en çok yönlü ve en yaygın kullanılanıdır.

Zorlanmış Hava Akımlı Soğutmada, soğutulmuş hava her ürün etrafında akmaya zorlanır. Soğutulmuş havanın ürünle bu yakın teması, ürün kütlesi boyunca hızlı ve eşit soğumaya neden olur.

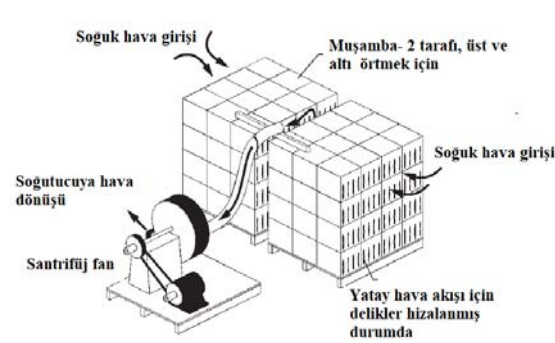
Havuç ve patates gibi yığın halinde yığılmış ürünler için, soğutulmuş havayı ürüne dağıtmak için hava kanalları kullanılır.

Paletli ürünler için, dökme veya konteynere alınmış ürünlerle yüklenen paletler, kasa içinde dökme ürün istifleri, soğutulmuş havayı içlerine yönlendiren hava kanalları (plenumlar) ile hizalanır. Hava, yatay veya dikey olarak akacak şekilde yönlendirilebilir. Yatay akış sisteminde hava, palet yükünün bir tarafından diğerine yatay olarak akmaya zorlanır.

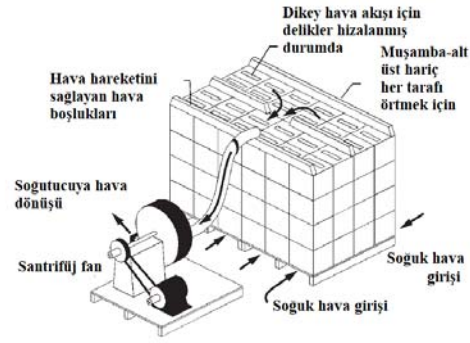
Yatay akışlı bir sistemde hava, palet yükünün bir tarafından diğerine, palet yükü kutuların veya konteynerlerin yanlarındaki deliklerden yatay olarak akmaya zorlanır (Şekil 9.). Palet yükü kutular veya konteynerlerde sadece karşılıklı iki taraf açılabilir. İstifleme konteynerlerinde, havanın yığının bir

tarafından diğerine geçmesi için yan delikler aynı hizada olmalıdır. Bu sistemde, havanın ürünü atlmasını önlemek için paletin veya konteynerlerin üstü ve altı kapatılmalıdır.

Dikey akışlı bir sistemde hava, paletin altındaki deliklerden paletin veya varsa konteynerin en altından üstüne dikey olarak akmaya zorlanır ve sonra yukarıdan dışarı akmaya zorlanır, Şekil 10.. Bu sistemde, havanın ürünü atlmasını önlemek için kenarlar kapatılmalıdır. Ayrıca, palet yükü kutular kullanılıyorsa, kutuların üstlerindeki ve tabanlarındaki delikler aynı hizada olmalıdır, böylece hava bir kutudan diğerine dikey olarak hareket edebilir. Bu yöntem Oda Soğutmasından daha hızlıdır çünkü soğutulmuş hava akışı ürünle doğrudan temas halindedir.



Şekil 9. Zorlanmış yatay hava akımlı önsoğutma[5].



Şekil 10. Zorlanmış dikey hava akımlı önsoğutma[5].

Bu sistemlerde, ürün üzerindeki yoğuşma, yükleme sırasında ortam havasının girişini engelleyen konteyner istifinin üstüne yerleştirilen basit bir kapak ile en aza indirilebilir.

Odadaki nem kaybını en aza indirmek için, soğutma sisteminin buharlaştırıcısının pratik olduğu kadar geniş bir yüzey alanına sahip olması gerekir. Ayrıca, buharlaştırıcı donma noktasının çok altındaki bir sıcaklıkta çalıştırılmamalıdır çünkü bu uygulama havanın aşırı kurummasına neden olur.

Nem kaybını en aza indirmek için aşırı hava akışından da kaçınılmalıdır.

Soğutma sistemi yerine soğutma sağlamak için bir yığın veya küp buz yatağı kullanılabilir. Eriyen buz yatağından gelen havanın sıcaklığı 1 ila 4 °C aralığında ve yüzde 100'e yakın nem aralığında olacaktır. Bu sistem uygulaması "Buz, Önsoğutma için Soğuk Bir Kaynak" bölümünde anlatılmıştır.

Soğan, patates ve kabak gibi ürünlerin daha uzun süreli depolama için soğutulmadan önce daha yüksek sıcaklıkta kürlenmesi için oda ve zorlanmış havalı soğutma sistemleri de kullanılmaktadır.

Bazı üreticiler, bir soğuk hava deposuna sahiptir. Tipik olarak, bu soğuk odalar, ısıyı üründen ve diğer kaynaklardan 24 saat veya daha uzun bir süre içinde uzaklaştırmak için tasarlanmıştır.

Artan soğutma kapasitesi ve havayı ürün içerisine zorlayan bir sistemle, bu tesisler aynı zamanda ürünü hızla önsoğutmak için de kullanılabilir.

Zorlanmış Hava Akımlı Sistemlerin mobil versiyonları, hasat operasyonlarının ayrılmaz bir parçası olarak sahada kullanılabilir. Ürün, hasat edilir edilmez soğutucuya yüklenebildiğinden, hasattan sonraki dakikalar içinde soğutma yapılabilir.

Soğutmadan önce bekletme süresini en aza indirerek, bu sistemler çok etkili ve şu anda hızlı olduğu düşünülen diğer soğutma sistemleriyle rekabet edebilir. Mobil sistemler, yerel ihtiyaçlar için soğutmalı nakliye sistemleri olarak da hizmet edebilir.

## Zorlanmış Hava Akımlı Soğutmada hava hızı, soğutma hızı, ısı transferi özellikleri

Teorik olarak, hava soğutma oranları, belirli ürün maruziyeti ve hava sıcaklığı koşulları altında Soğuk Su ile Soğutma ile karşılaştırılabilir.

Hava ile soğutmada, yüzey ısı transfer katsayısının optimum değeri, suyla soğutmaya göre önemli ölçüde daha küçüktür.

Bununla birlikte, Pflug ve ark. (1965), bir konveyör bandı üzerindeki bir soğutma tüneline geçen elmaların, 1,7°C'de bir su spreyinde olan soğuma ya göre, 3 m/s'de meyveye yaklaşan -6,7°C'de soğutulmuş hava ile daha hızlı soğuduğunu göstermiştir. Bu koşul için, 41 W/(m<sup>2</sup> · K) ortalama ısı transfer katsayısı belirlenmiştir. Havanın avantajının daha düşük sıcaklık olduğunu ve suyun 1°C'ye düşürülmesi durumunda su soğutma süresinin daha az olacağı belirtilmiştir. Bununla birlikte, hava sıcaklıklarının, 1°C'nin altında özel olarak hassas kontrol olmaksızın yönetilmesinin daha zor olabileceği unutulmamalıdır.

Anormal şekiller için ısı transferi katsayılarını değerlendirmek için yapılan testlerde Smith ve ark. (1970), havanın 8 m/s hızla yaklaştığı bir soğutma tüneline tek bir kırmızı renkli tatlı (Red Delicious) elma için 37,8 W/ m<sup>2</sup> · K) deneysel değer elde etmiştir. Bu hava akış hızında, -6,7°C'de havada 0.5 saat soğutulan tek bir elmanın logaritmik ortalama yüzey sıcaklığı yaklaşık 1,7°C'dir. Bu nedenle, yüzey sınır tabakası boyunca ortalama sıcaklık farkı 8,4 K'dir ve yüzey alanının metrekare başına ısı transferi:

$$q / A = h \times \Delta T = 37,8 \times 8,4 = 318 \text{ W/m}^2$$

Bu koşullar için, soğutma hızının ideal Soğuk Su ile Soğutmada elde edilenle karşılaştırılabilir bulunmuştur. Bununla birlikte, bu katsayılar, çevreleyen meyvelerden izole edilmiş tek örneklerle dayanmaktadır. Meyve, eşdeğer akış hızlarında paketlenmiş bir yatakta olsaydı, değerler daha az olurdu çünkü soğutma sıvısına daha az yüzey alanı maruz kalırdı. Ayrıca, ürün yüzeyinden buharlaşma hızı, soğutma oranını önemli ölçüde etkilemektedir.

Fiziksel özellikler, çoğunlukla geometri nedeniyle, çeşitli meyve ve sebzeler benzer hava akışı ve hava sıcaklığı işlemlerine farklı tepki vermektedir. Örneğin, benzer hava akımı ve hava sıcaklığı koşulları altında paketlenmiş bir yatakta şeftaliler patatesten daha hızlı soğur.

Yüzey ısı transfer katsayıları, nesnelere ve çevreleri arasındaki fiziksel koşullara duyarlıdır. Soule vd. (1966), Hamlin portakalları ve Orlando tangelolarının toplu partileri için 1.1 ila 1.8 m/s'ye yaklaşan hava ile 50 ila 68 W/(m<sup>2</sup>·K) arasında değişen deneysel ısı transfer katsayıları elde etmiştir. 450 kg 72 mm çaplı Hamlin portakalları içeren toplu kutular, 1.7 m/s hava ile 27°C'den 8°C son kütle ortalama sıcaklığına 1 saatte soğutulmuştur (Bennett ve diğerleri, 1966). Bu testler için yüzey ısı transfer katsayılarının ortalaması 62 W/(m<sup>2</sup>·K) 'nin biraz üzerindedir.

6,7°C'lik bir günlük ortalama hava sıcaklığı temelinde hesaplanan yarı soğuma süresi 970 saniyedir.

Baird ve Gaffney (1976), 70 mm çaplı portakalların yığın halinde soğutulmasına ilişkin deneylerden elde edilen verileri matematiksel bir modelin sonuçlarıyla ilişkilendirerek, 0.055 ve 2.1 m/s yaklaşım hızları için yüzey ısı transfer katsayılarını 8.5 ve 51 W/(m<sup>2</sup>·K) bulmuştur.

Yaklaşım hava hızları 0,025 ila 2,1 m/s arasında değişen, 70 mm çaplı portakalların hava soğutması üzerine altı deneyden ve 107 mm çaplı greyfurtta yedi deneyden elde edilen verileri temsil eden bir Nusselt-Reynolds ısı transferi korelasyonu için ilişki:

$$Nu = 1.17 Re^{0.529}$$

olarak verilmiştir, burada korelasyon katsayısı 0.996 olarak belirlenmiştir.

Ishibashi vd. (1969), meyve soğutma tüneline geçerken, giderek azalan bir sıcaklıkta (10,0 ve -10°C) dökme meyveyi havaya maruz bırakan aşamalı bir basınçlı hava soğutucu imal etmiştir. Hava 3,6 m/s hızla ürüne yaklaşırken, bu sistem ile 65 mm çapındaki turuncgiller 1 saatte

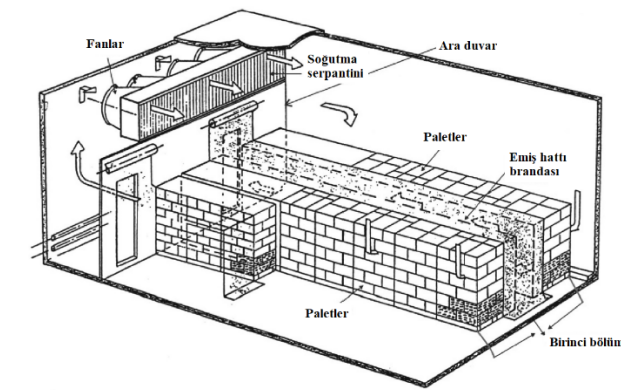
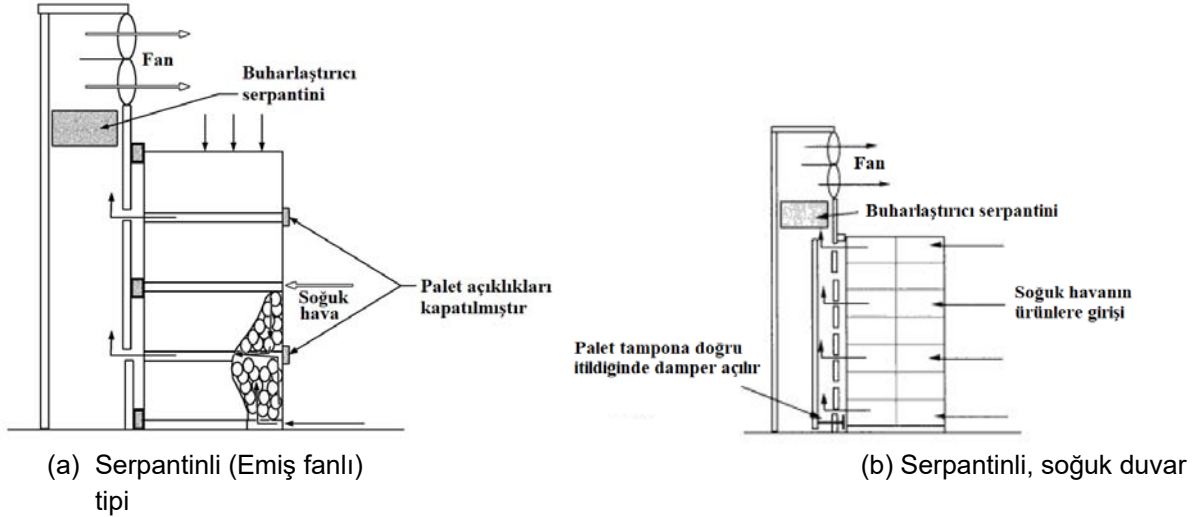
25°C'den 5°C'ye soğutulmuştur. 0.32 h'lik yarı soğuma süreleri, 2 m/s'lik bir hava yaklaşma hızında benzer şekilde soğutulmuş Delicious tipi elmalar için 0.30 saatlik yarı soğuma süresi ile olumlu bir şekilde karşılaştırılır (Bennett ve arkadaşları, 1969). Perry ve Perkins (1968), benzer şekilde muamele edilmiş şeftaliler için 0.4 saat ve elmalar için 0.38 saat ile karşılaştırıldığında, 1.3 m/s'de yaklaşan hava hızı ile bir yığın ambarında patatesler için 0.5 saat yarı soğuma süresi belirlemiştir. Bu tür bir soğutma için optimum yaklaşma hızı, koşullara bağlı olarak 1,5 ila 2 m/s aralığındadır.

### Ticari Yöntemler

Ürünler değişik soğutulmuş havalı sistemlerde tatmin edici bir şekilde önsoğutulabilir: (1) bu amaç için uyarlanmış soğutulmuş odalarda sirküle edilen soğutulmuş hava ile, (2) yükü taşınmadan önce soğutan özel portatif soğutma ekipmanı kullanan vagonlarda, (3) dökme boşluklardan zorlanan hava ile sürekli konveyörler üzerinde bir soğutma tüneline hareket eden ürünler, (4) rüzgar tünellerinde sürekli konveyörler üzerinde veya (5) basınç farkı ile havanın konteynerlerden geçirildiği zorlanmış hava yöntemi ile.

Bu yöntemlerin her biri ticari olarak kullanılır ve uygun şekilde uygulandığında her biri belirli ürünler için uygundur. Şekil 11, kıvrımlı bir zorlanmış hava akımlı önsoğütücünün şemasını göstermektedir.

Havanın doğrudan ürün boşluklarından zorlanmadığı durumlarda, havanın kap içinde dolaşmasına ve ürün yüzeyinin önemli bir kısmına ulaşmasına izin veren bir kap tipi ve yük modeli kullanmak yararlıdır. Bunun örnekleri, (1) toplu partilerdeki boşluklardan hava akışına kayda değer bir direnç sunan üzüm ve çilek gibi küçük ürünler, (2) toplu olarak taşınamayan hassas ürünler ve (3) önsoğutmadan önce nakliye konteynerlerinde paketlenen ürünler.



(c) Serpantinli (Basma fanlı)

Şekil 11. Soğutma serpantinli zorlanmış havalı önsoğütme uygulamaları [6, 8].

Zorlanmış hava veya basınçlı havalı soğutma, belirli istifleme modellerini ve yığınların şaşırtılmasını içerir, böylece soğutma havası, tek tek konteynerlerin etrafında değil de içinden geçmeye zorlanır. Başarılı bir ön soğutma, havanın hareket edeceği yönde havalandırma delikleri olan bir kap ve kaplar boyunca serbest hava hareketini engelleyecek minimum ambalaj malzemesi gerektirir. Bu koşullar altında, kapların iki tarafı arasında nispeten küçük bir basınç farkı, iyi hava hareketi ve mükemmel ısı transferi ile sonuçlanır. Kullanımdaki hacimsel debiler ve fark basınçları, ürün kilogramı başına 1 ila 3 L/s arasında değişen hava akışlarıyla yaklaşık 60 ila 750 Pa fark basınçlarıdır.

Soğutma havası, soğutulan ürünle doğrudan temas ettiğinden, soğutma, geleneksel oda soğutmaya göre çok daha hızlıdır. Bu, soğutma tesisi boyunca hızlı ürün hareketi avantajı sağlar ve tesisin boyutu, eşdeğer soğuk oda tipi bir tesisin üçte biri ile dörtte biri arasındadır.

Mitchell vd. (1972), zorlanmış hava ile soğutmanın genellikle geleneksel Oda Soğutması için gereken sürenin dörtte biri ile onda biri arasında soğuttuğunu, ancak yine de Soğuk Su ile Soğutma veya Vakumla Soğutmaya göre iki ila üç kat daha uzun sürdüğünü belirtmiştir.

Soğutulmuş su aşağı doğru akarken hava üniteden yukarı doğru zorlanır. Üniteden çıkan havanın çiğlenme noktası sıcaklığı, giren su sıcaklığına eşittir. Soğutulmuş su, bir tanka daldırılmış serpantinlerden sağlanabilir. Serpantinler üzerinde buz oluşumu, pik yükler sırasında ekstra bir soğutma etkisi sağlar. Bu tasarım aynı zamanda bir operatörün, uzun mekanik soğutma arızaları sırasında ticari buz eklemesine izin verir.

Taşınabilir, zorlanmış havalı bir yöntemde, soğutma bileşenleri düz yataklı treylerlere monte edilir ve sıcak, paketlenmiş ürünler, soğutmalı nakliye römorklarında soğutulur. Genellikle soğutma ekipmanı iki treyler üzerine monte edilir: biri zorlanmış hava akımlı soğutucuları, diğeri ise kompresörleri, hava soğutmalı kondenserleri, soğutma sistemi ile elektriksel donanımı taşır. Yüklenen ürün römorkları buharlaştırıcı (evaporatör) soğutucu treylerine taşınır ve ürün soğutulur. Soğuduktan sonra treyler varış yerine taşınır.

### **Kapların ve İstifleme Modellerinin Etkileri**

Hızlı soğutma için gerekli olan soğutma ortamına ürünün erişilebilirliği, hem kaptaki ürüne hem de istif içindeki tek tek kaba erişimi içerebilir.

Bu etki, Mitchell ve diğerleri tarafından bildirilen çeşitli tipteki kaplardaki çeşitli ürünlerin soğutma hızı verilerinde belirgindir. (1972). Parsons vd. (1972), geleneksel istifli kalıplara eşit soğutma oranları üreten paletli birim yükler için oluklu mukavva konteyner havalandırma modeli geliştirmiştir.

Fisher (1960), paletler üzerine elma kolileri yerleştirilmesinin, elma kasaları şeklinde istiflenen palet yüklerine kıyasla soğutma süresini % 50 azalttığını göstermiştir. Soğuma hızı, havanın iyi kullanımı (yönetimi), karton kutu tasarımı ve paletli yükleme şekilleri ile artırılabilir [13]. En az % 5 yan duvar havalandırması önerilir. Paletleme, birçok ürünün nakliyesi için gereklidir ve kartonlar birbirine yakın paketlenirse palet stabilitesi artar. Bu nedenle, kartonlar ve paketler, istiflenen ürünlerden bol miktarda hava akışına izin verecek şekilde tasarlanmalıdır. Amos vd. (1993) ve Parsons ve ark. (1972) paletli yüklerde konteyner mukavemetini düşürmeden iyi soğutma elde etmek için havalandırma boyutlarının ve konumunun önemini göstermiştir. Bazı işlemlerde, palet üstü stabiliteyi artırmak için paletli ürünler polietilenle sarılır (hava akımını bozmayacak biçimde).

### **Zorlanmış Hava Akımlı Soğutmada Nem Kaybı**

Bu bölümdeki bilgiler Thompson ve ark. (2002)'nden alınmıştır. Zorlanmış havalı önsoğutmada nem kaybı, çok az miktarlardan, üretime zarar verecek kadar önemli miktarlara kadar değişir. Nem kaybını etkileyen faktörler arasında ürün başlangıç sıcaklığı ve terleme katsayısı, nem, soğutmadan sonra hava akışına maruz kalma ve balmumu veya neme dayanıklı ambalaj kullanılıp kullanılmadığı yer alır.

Yüksek başlangıç sıcaklığı, yüksek nem kaybına neden olur; Bu, günün daha soğuk zamanlarında (yani sabahın erken saatlerinde veya gece) hasat yapılarak ve hasattan hemen sonra ürünlerin soğutulması (veya en azından gölgelendirilmesi) ile en aza indirilebilir. Paketleme sürecinde ürün

ısınmasını minimumda tutacak tedbirler alınmalıdır. Soğutma sırasında yüksek nemin birincil avantajı, ürün ambalajının nemi emebilmesidir, bu da ambalajın ürünün kendisinden nem emilimini azaltır.

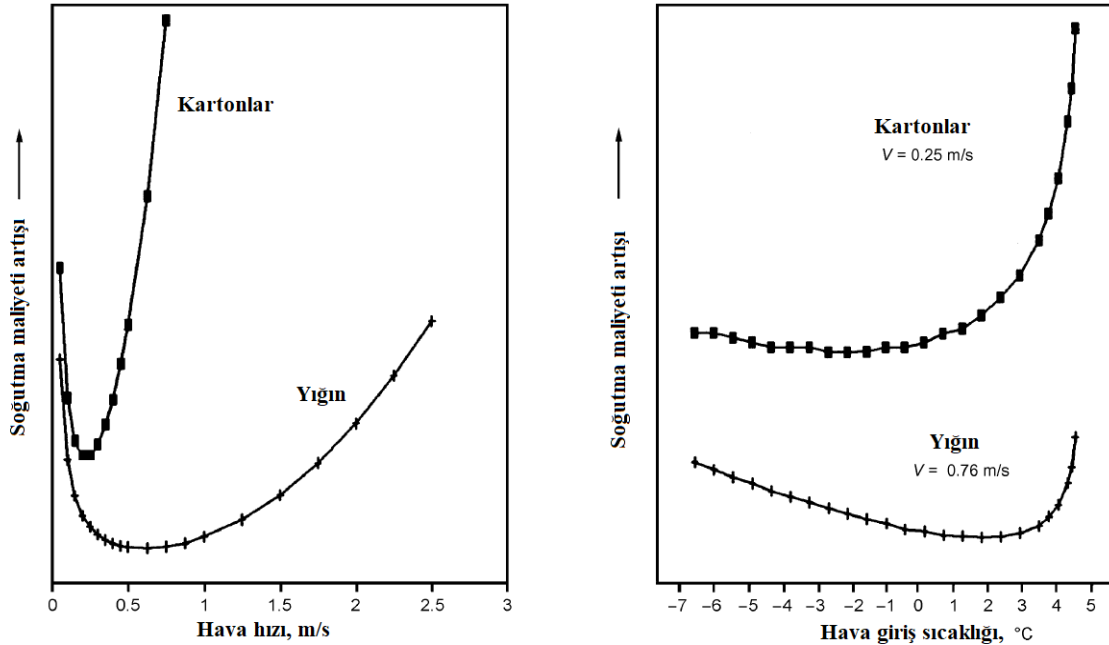
Yüksek terleme katsayıları da nem kaybını artırır. Örneğin, yüksek terleme oranına sahip havuçlar, soğutma sırasında orijinal, soğutulmamış ağırlıklarının % 0,6 ila 1,8'ini kaybedebilir. Polietilen paketleme, havuçtaki nem kaybını % 0,08'e düşürmüştür, ancak soğutma süreleri yaklaşık beş kat daha uzun sürmüştür. Bazen düşük terleme katsayısına sahip ürünleri (örneğin elma, armut, kivi, üzüm) paketlemek için kullanılan film tipi kutu astarları da nem kaybını azaltmada yararlıdır, ancak aynı zamanda ürünleri soğutmak için gereken süreyi de artırırlar. Bazı film tipi kutu astarları, yoğunlaşmayı azaltmak için deliklidir; Üzümleri paketlemek için kullanılan astarlar ayrıca çürümeyi azaltmak için SO<sub>2</sub> üreten bir ped içermelidir.

Ürünün gereksiz hava akışına maruz kalmasını önlemek için, basınçlı hava soğutucular hedef ürün sıcaklığına ulaşılır ulaşılmaz hava akışını azaltmalı veya durdurmalıdır. Aksi takdirde, çevredeki hava doygunluğa yakın olmadığı sürece nem kaybı devam edecektir. Bunun bir yöntemi, soğutucu fan kontrolünü, dönüş havası plenum sıcaklığına bağlamak, dönüş havası sıcaklığı besleme havasının sıcaklığına yaklaştıkça fan hızlarını yavaşlatmaktır.

### Bilgisayar Çözümü

Baird vd.(1988), basınçlı hava soğutma sistemlerini tasarlamak için mühendislik ekonomisine dayanan bir model geliştirmiştir. Şekil 12, modelden elde edilebilecek bir model sonucunu göstermektedir. Bir dizi girdi koşulu seçilerek (her uygulamaya göre değişir) ve değişen yaklaşma havası hızı, giren hava sıcaklığı veya başka bir değişken seçilerek optimum (minimum maliyet) değer belirlenebilir. Şekil 6'daki eğriler, kaplar için hava hızı  $V$  seçiminin kritik olduğunu gösterirken, istenen son ürün sıcaklığı olan 4°C'ye yaklaşılan kadar giren hava sıcaklığının seçilmesi kritik değildir. Gösterilen sonuçlar, hava akışı yönünde % 4 havalandırma alanına sahip dört karton derinliğindedir ve karton havalandırma alanı değiştirilirse oldukça farklı olacaktır. Bu program kullanılarak optimize edilebilecek diğer tasarım parametreleri, hava akışı yönündeki ürün derinliği ve buharlaştırıcıların ve yoğunlaştırıcıların(kondenserlerin) boyutudur.

Zorlanmış hava akımlı önsoğutma işlemi için hesaplamalı akışkanlar dinamiği araştırmalarının gözden geçirilmesi çalışması Zao ve arkadaşlarının (2016) çalışmasında verilmiştir. Günümüz HAD analizlerinin ve teknolojilerinin sunduğu bu olanaklar yeni tasarımlarda değerlendirilmektedir [12].



Şekil 12. Zorlanmış Hava Akımlı önsoğutucu için mühendislik ekonomisi modeli için bir örnek çıktı[1].



### 3.3 ZORLANMIŞ HAVA AKIMLI EVAPORATİF SOĞUTMA

Bu yaklaşım, havayı, mekanik soğutma kullanmak yerine, ürün ve ambalajla temas etmeden önce ıslak bir pedden geçirerek, buharlaştırmalı bir evaporatif soğutucu ile önsoğutulur. Doğru tasarlanmış ve çalıştırılan bir evaporatif soğutucu, yüksek nemde (yaklaşık% 90 bağıl nem) dış yaş termometre sıcaklığının birkaç derece üzerinde hava üretir ve mekanik soğutmadan daha enerji verimlidir (Kader 2002). Örneğin ABD'de California'nın çoğunda, 16 ila 21°C'lik ürün sıcaklıklarına bu yöntemle ulaşılabilir. Bu yöntem, domates ve salatalık gibi en iyi orta sıcaklıklarda tutulan ürünler veya hasattan hemen sonra pazarlananlar için uygundur. Ülkemizde de kuru ve sıcak iklim bölgelerinde uygulanabilir.

Evaporatif soğutma ekipmanı ve uygulamaları hakkında daha fazla bilgi için 2015 ASHRAE Uygulamalar El Kitabı'nın 52.Bölümünde ve 2016 ASHRAE Sistemler ve Ekipmanlar El Kitabı'nın 41.Bölümünde bulunabilir.

### 3.4 SOĞUK SU İLE SOĞUTMA

Soğuk su ile soğutmada, ürünlere soğutulmuş su püskürtülür veya çalkalanmış bir soğutulmuş su banyosuna daldırılır. Soğuk su ile soğutma etkili ve ekonomiktir; ancak, belirli mallar üzerinde fizyolojik ve patolojik etkiler üretme eğilimindedir, bu nedenle kullanımı sınırlıdır. Soğuk su ile soğutma için kullanılan ekipman genellikle bir su soğutma grubu (chiller) ile donatılmıştır. Ek olarak, malların bakteri veya mantar enfeksiyonunu önlemek için soğuk su ile soğutma suyunun uygun şekilde kimyasallar kullanımı gereklidir. Genellikle su ile soğutulan ürünler arasında kuşkonmaz, taze fasulye, havuç, şeker mısırı, kereviz, kar bezelyesi, turp ve turta vişnesi bulunur. Salatalıklar, biberler, kavunlar, şeftaliler ve erken mahsul patatesler bazen soğuk su ile soğutulur. Elmalar ve turunçgiller nadiren soğuk su ile soğutulur. Soğuk su ile soğutma, uzun pazarlama sezonu nedeniyle turunçgiller için popüler değildir; iyi hasat sonrası tutma yeteneği; ve soğuk su ile soğutmadan sonra artan soyulma hasarına, çürümeye ve kalite ve canlılık kaybına duyarlılık getirir.

Soğuk su ile soğutma hızlıdır çünkü ürünlerin etrafından akan soğuk su, ürün yüzey sıcaklığının esasen suyunkine eşit olmasına neden olur (Ryall ve Lipton 1979).

Bu nedenle, ürün yüzeyindeki ısı transferine direnç önemsizdir.

Ürünün iç soğutma hızı, iç kısımdan yüzeye ısı transfer hızı ile sınırlıdır ve ürünün hacmine yüzey alanı ve termal özelliklerine bağlıdır. Örneğin Stewart ve Lipton (1960), 36 ve 45 kavunlu koliler için yarı soğuma süresinde önemli bir fark gösterdiğini belirlemiştir. Farklı derinliklerde alınan ağırlıklı ortalama sıcaklıklar, 36 kavunlu kolinin yarıya soğutulması için 20 dakika ve 45 kavunlu kolinin yarıya soğutulması için sadece 10 dakika gerektiğini göstermiştir.

Soğuk su ile soğutma aynı zamanda ürün nem kaybına neden olmama avantajına da sahiptir. Hatta hafif solmuş ürünü yeniden nemlendirebilir (rehidre edebilir). Bu nedenle, tüketici bakış açısından, soğuk su ile soğutulmuş malların kalitesi yüksektir; Üreticinin bakış açısından satılabilir kütle yüksektir. Bunun tersine, vakum veya havayla soğutma gibi diğer önsoğutma yöntemleri, önemli miktarda ürün nem kaybına ve solmaya neden olabilir, böylece ürün kalitesini ve satılabilir kütleyi azaltabilir.

Ürünler, gevşek veya ambalaj içinde soğuk su ile soğutulabilir (bu, içinde yeterli su akışına izin vermeli ve mukavemetini kaybetmeden su ile teması tolere etmelidir). Plastik veya ahşap kaplar, soğuk su ile soğutmada kullanım için çok uygundur. Oluklu fiber (lifli) levhalardan yapılmış kaplar, su temasına dayanmak için balmumuna daldırılmışlarsa, soğuk sulu soğutucularda kullanılabilir.

#### Soğuk Su ile Soğutma Türleri

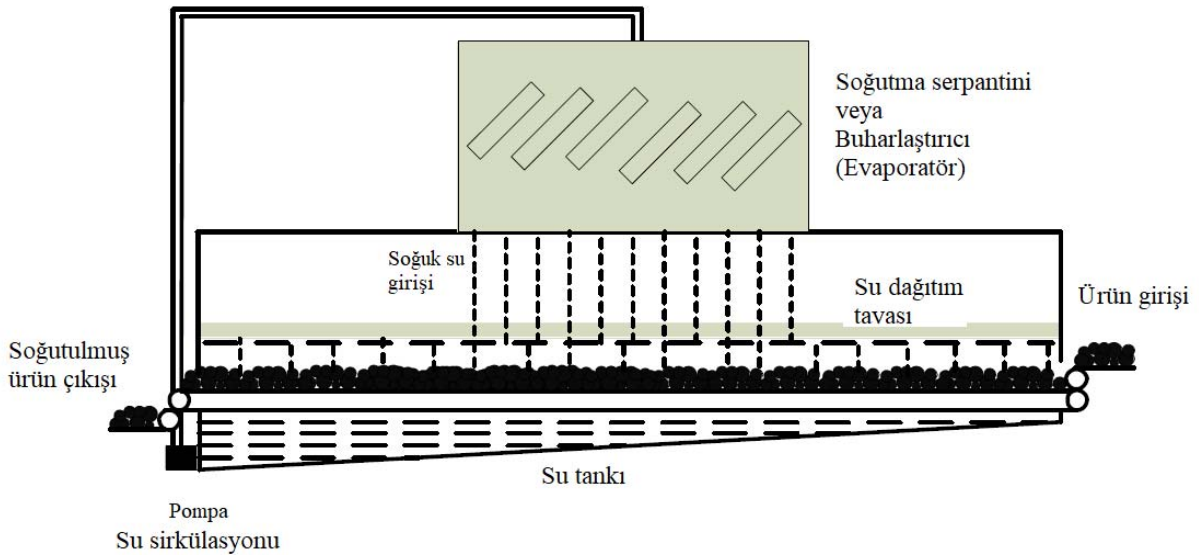
Soğuk sulu soğutucu tasarımları genel olarak iki kategoriye ayrılabilir: duş tipi ve daldırma tipi. Bir duş tipi soğuk sulu soğutucusunda, ürünler, tipik olarak delikli bir tavanın soğutulmuş su ile doldurulmasıyla elde edilen bir soğutulmuş su duşunun altından geçer (Şekil 13). Yerçekimi, suyu delikli tavadan ve ürünlerin üzerine dağıtarak akıtır. Duşlu soğuk sulu soğutucular, sürekli ürün akışı



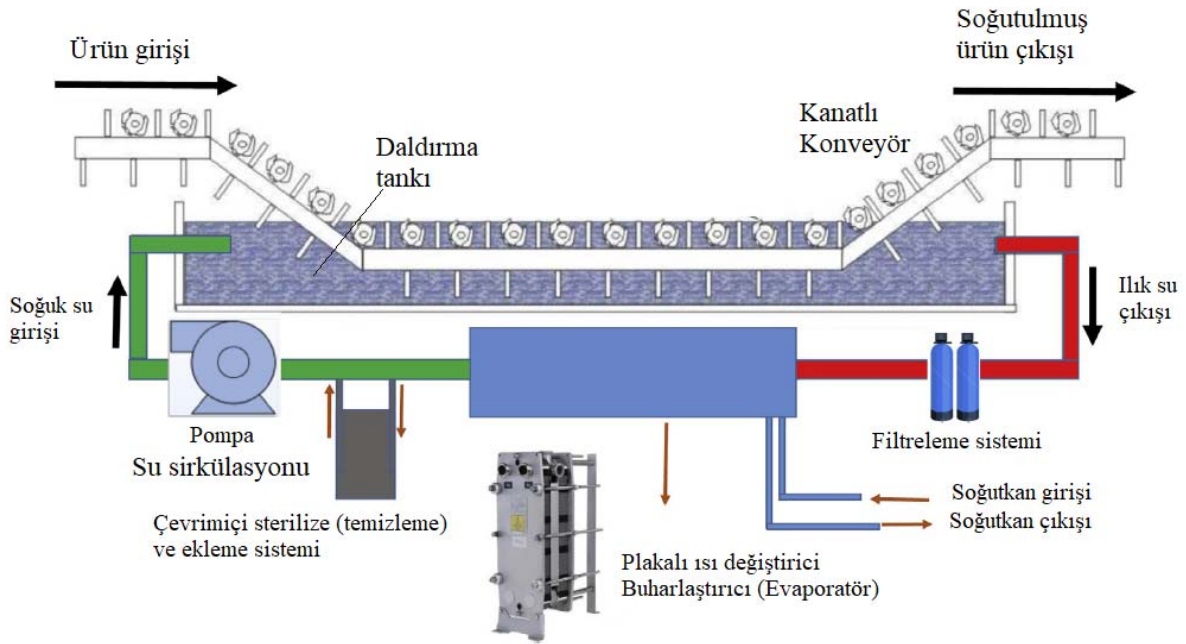
için konveyörlere sahip olabilir veya paletle kesikli yüklemeli çalıştırılabilir. Su akış oranları tipik olarak soğutma alanının metrekaresi başına 6,8 ila 13,6 L/s arasında değişir (Bennett ve diğerleri 1965; Boyette ve diğerleri 1992; Ryall ve Lipton 1979). Daldırma soğuk sulu soğutucular (Şekil 14), karıştırılmış, soğutulmuş su içeren büyük, sığ tanklardan oluşur. Sandıklar veya ürün kutuları, tankın bir ucundaki bir konveyöre yüklenir, tankın uzunluğu boyunca su altında hareket eder ve diğer ucundan çıkarılır. Daldırma soğuk su ile soğutma için 75 ila 100 mm/s'lik bir su hızı önerilir (Bennett 1963; Bennett ve diğerleri 1965).

Büyük paketleme tesislerinde, buharlaştırıcılı amonyak soğutma sistemleri genellikle soğuk su ile soğutma suyunu soğutmak için kullanılır. Soğutma serpantinleri genellikle ürünün üstüne yerleştirilir ve su serpantinlerini (buharlaştırıcıyı) geçerek soğuyup alttaki ürüne düşer. Soğutma serpantinlerinin içindeki soğutkan sıcaklığı tipik olarak  $-2^{\circ}\text{C}$ 'dir ve yaklaşık  $1^{\circ}\text{C}$ 'lik bir soğutulmuş su sıcaklığı üretir. Mekanik soğutma ünitelerinin maliyeti ve işletilmesinin yüksek maliyeti nedeniyle, bunlar tipik olarak orta ila yüksek hacimli soğuk su ile soğutma işlemleri için soğutulmuş su sağlamakla sınırlıdır.

Daha küçük kapasiteli önsoğutma işlemlerinde, soğutulmuş su üretmek için mekanik soğutma yerine kırılmış buz kullanılabilir. Tipik olarak, büyük buz blokları bir buz tesisinden soğuk sulu soğutucuya taşınır ve ardından parçalanır ve soğuk sulu soğutucunun su rezervuarına eklenir. Buzla soğutulan bir soğuk sulu soğutucunun başlangıç maliyeti, mekanik soğutma kullananlardan çok daha azdır. Bununla birlikte, buzla soğutulan bir soğuk sulu soğutucunun ekonomik olarak uygulanabilir olması için, makul bir maliyetle güvenilir ve yeterli buz sağlanması gereklidir.



Şekil 13. Soğuk Su ile Soğutma(Hydrocooler) Duş Prensi Şeması [4].



Şekil 14. Daldırmalı Soğuk Su ile Soğutma(hydrocooler) prensip şeması [4].

### Soğuk Su ile Soğutma Üzerine Varyasyonlar

Henry ve Bennett (1973) ve Henry vd. (1976), soğutulmuş su ve soğutulmuş havanın bir kombinasyonunun ürünler üzerinde dolaştırıldığı *sulu ve havalı soğutmayı* (hydroaircooling'i) geliştirmiştir. Sulu ve havalı soğutma, soğutma için geleneksel soğuk sulu soğutmaya göre daha az su gerektirir ve ayrıca soğutma suyunu temiz tutmak için gereken bakımı da azaltır. Geleneksel soğuk sulu soğutucularda elde edilenlere eşit ve bazı durumlarda daha iyi soğutma hızları mümkündür.

Robertson vd. (1976), sebzelerin sulu dondurma ortamı ile doğrudan temas yoluyla dondurulduğu bir işlemi açıklamıştır. Sulu dondurma ortamı, % 23 NaCl çözeltisinden oluşur. Bezelye, doğranmış havuç, kar bezelye ve kesilmiş yeşil fasulye için bir dakikadan daha kısa dondurma süreleri saptanmış ve bir maliyet analiziyle, sulu dondurma ortamıyla dondurmanın, hava üfleli dondurma için rekabetçi olduğunu göstermiştir.

Lucas ve Raoult-Wack (1998), sulu soğutma ortamı kullanılarak daldırmalı soğutma ve dondurmanın, hava üfleli soğutma veya dondurmaya kıyasla daha kısa işlem süreleri, enerji tasarrufu ve daha iyi gıda kalitesi avantajına sahip olduğunu belirtmektedir. Ana dezavantajı, çözünen maddelerin sulu çözeltiden gıda tarafından emilmesidir.

Domuz eti, balık, kümes hayvanları, biber, fasulye, domates, bezelye ve çilek dahil olmak üzere çok çeşitli yiyeceklere sulu soğutma ortamına daldırarak soğutma veya dondurma uygulanabilir.

Mekanik soğutma veya buz ile soğutulmuş su üretmeye alternatif olarak kuyu suyu kullanılabilir.

Sıcaklık, soğutulacak ürününkinden en az 5,6 K daha düşüktür. Ancak kuyu suyu, ürünü insan tüketimi için uygunsuz hale getirebilecek kimyasallar veya biyolojik kirleticiler içermemeli ve süreçte yeniden sirküle edilmemelidir (Gast ve Flores 1991).

### Soğuk Su ile Soğutma verimliliği

Soğuk su ile soğutma verimi, çevredeki havadan suya ısı kazanımı ile azalır. Etkinliği azaltan diğer ısı kaynakları arasında güneş yükleri, sıcak yüzeylerden gelen ışınlım ve çevreden gelen iletim yer alır. Bu kaynaklardan koruma, verimliliği artırır.



Bir sulu soğutucu tam kapasitenin altında veya aralıklı olarak çalışırsa veya gerekenden daha fazla su kullanılırsa da enerji kaybedilebilir (Boyette ve ark. 1992).

Sulu soğutucunun enerji verimliliğini artırmak için, tasarım ve işletim sırasında aşağıdaki faktörler göz önünde bulundurulmalıdır (Boyette ve diğerleri, 1992):

- Soğutulmuş tüm yüzeyleri yalıtın ve sulu soğutucuyu rüzgardan ve doğrudan güneş ışınımından koruyun.
- Sızma (infiltrasyon) ısı kazanımını azaltmak için konveyör soğuk sulu soğutucusunun hem girişinde hem de çıkışında plastik şerit perdeler kullanın.
- Soğuk sulu soğutucuyu maksimum kapasitede çalıştırın.
- Soğutulmuş su veya buzun düşük enerji talebinin olduğu dönemlerde üretildiği ve depolandığı ve daha sonra en yüksek enerji talebinin olduğu dönemlerde Soğuk Su ile Soğutma suyunu soğutmak için mekanik soğutma ile birlikte kullanıldığı soğu depolamayı düşünün. Soğu depolama, gerekli soğutma ekipmanının boyutunu azaltır ve enerji maliyetlerini düşürebilir.
- Uygun büyüklükte bir su haznesi kullanın. İşlemden sonra Soğuk Su ile Soğutma suyu atıldığında enerji israf edildiği için, bu atık büyük boyutlu bir su rezervuarı kullanılmayarak en aza indirilebilir.

Diğer yandan, yetersiz boyutlu bir su rezervuarı ile tutarlı Soğuk Su ile Soğutma suyu sıcaklığını ve akış hızını korumak zor olabilir.

### **Soğuk Su ile Soğutmada su arıtma**

Islak ürünlerin yüzeyi, hastalıkların gelişmesi için mükemmel bir alan sağlar. Ek olarak, soğuk su ile soğutma suyu yeniden dolaştırıldığı için, çürüme üreten organizmalar, Soğuk su ile soğutma suyunda birikebilir ve soğuk sulu soğutulan diğer mallara kolaylıkla yayılabilir. Bu nedenle, hastalığın yayılmasını azaltmak için, soğuk su ile soğutma suyu zayıf dezenfektanlarla işlenmelidir.

Tipik olarak, Soğuk Su ile Soğutma suyu, çürüme üreten organizmaların seviyelerini en aza indirmek için klor ile işlenir (USDA 2004). Soğuk Su ile Soğutma suyuna klor (gaz halinde veya sodyum hipokloritten hipokloröz asit formunda), tipik olarak 50 ila 100 ppm seviyesinde ilave edilir. Bununla birlikte, klorlama, yalnızca ürünlerin yüzey işlemlerini sağlar; ürün yüzeyinin altındaki bir enfeksiyonun etkisiz hale getirilmesini sağlamaz.

Soğuk Su ile Soğutma suyundaki klor seviyesi, uygun konsantrasyonun muhafaza edildiğinden emin olmak için düzenli aralıklarla kontrol edilmelidir.

Klor uçucudur ve artan sıcaklıkla artan bir hızda havaya dağılır (Boyette ve ark. 1992). Ayrıca, buzla soğutma kullanılırsa, Soğuk Su ile Soğutma suyunda eritme, çözelti içindeki kloru seyreltir.

Soğuk Su ile Soğutma suyundaki klorun etkinliği, maksimum etkinlik için 7.0'da tutulması gereken suyun pH'ına büyük ölçüde bağlıdır (Boyette ve diğerleri, 1992).

Soğuk Su ile Soğutma suyundaki kalıntı birikimini en aza indirmek için, soğuk su ile soğutmadan önce ürünlerin yıkanması gerekebilir. Bununla birlikte, Soğuk Su ile Soğutma suyu günlük olarak veya gerekirse daha sık değiştirilmelidir. Soğuk Su ile Soğutma suyunu bertaraf ederken özel dikkat gösterin, çünkü genellikle yüksek konsantrasyonlarda tortu, pestisit ve diğer askıda madde içerir.

Belediyeye bağlı olarak, Soğuk Su ile Soğutma suyu endüstriyel bir atık su olarak kabul edilebilir ve bu nedenle, bir soğuk sulu soğutucu sahibinin bir atık su deşarj izni alması gerekebilir (Boyette ve diğerleri, 1992). Soğuk Su ile Soğutma suyunun günlük olarak değiştirilmesine ek olarak, duş tekneleri ve/veya pislik tutucu izgaraları, maksimum verimlilik için her gün veya gerekirse daha sık temizlenmelidir.

### 3.5 PAKET BUZLAMALI SOĞUTMA YÖNTEMİ

Nakliye konteynerlerine yerleştirilen ince ezilmiş buz, buzla temas sonucu zarar görmeyen ürünleri etkili bir şekilde soğutabilir. Brokoli ve yeşil soğan genellikle buzla paketlenir (Hardenburg ve diğerleri 1986). Bir ürünü 35°C'den 2°C'ye soğutmak, ürün kütlesinin % 38'ine eşit buz eritme gerektirir. Paketlere sızan ısıyı gidermek ve kaptaki ısıyı gidermek için ek buzun erimesi gerekir.

Alan ısını gidermeye ek olarak, paket buz nakliye sırasında ürünü soğuk tutabilir.

Bir hortum ve pakete bağlanan özel nozul aracılığıyla nakliye konteynerine sulu buz veya sıvı buz pompalamak bazı ürünleri soğutmak için kullanılır. Bazı sistemler tek seferde tüm paleti buzlayabilir.

Bazen başka bir soğutma yöntemini desteklemek için üstte buzlanma veya paketlenmiş kapların üstüne buz yerleştirme kullanılır. Oluklu konteynerler büyük ölçüde tahta kasaların yerini aldığından, üstteki buz kullanımı, basınçlı hava ve soğuk su ile soğutma lehine azalmıştır.

Bununla birlikte, balmumu emdirilmiş oluklu mukavva kaplar, ambalajlamadan sonra ürünlerin buzlanmasına ve soğuk su ile soğutulmasına izin verir.

Pullanmış veya ezilmiş buz, sahada üretilebilir ve daha sonra kullanılmak üzere bir buz bunkerinde saklanabilir; Düşük buz taleplerine sahip kısa dönemli soğutma gereksinimleri için (örneğin, günde birkaç ton), blok buz satın almak ve sahada ezmek daha ekonomik olabilir.

Diğer bir seçenek, yerinde üretim için sıvı buz ekipmanı kiralamaktır.

Buzun soğutma kapasitesi 335 kJ/kg'dır; 1 kg buz, 3 kg ürünün sıcaklığını yaklaşık 28 K azaltacaktır. Bununla birlikte, ticari buz enjeksiyon sistemleri, ürünün soğutulması için gerekenden çok daha fazla buz gerektirir. Örneğin, 20 kg brokoli ön soğutulması, yaklaşık 32 kg üretilmiş buz gerektirir (ürün soğutmasında, nakliyesinde ve ekipman ısı kazanımında kayıplar meydana gelir; ayrıca müşteriye teslimatta kutuda kalan buz gerekir). Yüksek buz gereksinimi, sıvı suyu buz haline getirme enerjisini verimsiz ve pahalı hale getirir [6]. Buzla soğutmanın diğer dezavantajları arasında

(1) bir araçtaki net ürün kütlesini azaltan buz kütlesi;

(2) diğer ürünlerde su hasarını önlemek için suya dayanıklı ambalaj ihtiyacı; ve (3) depolama sırasında güvenlik tehlikeleri. Bu dezavantajlar, buz, soğutma yerine geçiş sırasında sıcaklık muhafazası için kullanılırsa veya sızdırmaz bir torba içinde kapatılmış jel paketi buz (genellikle çiçeklerin önsoğutulmasında kullanılır) kullanılarak en aza indirilebilir.

#### 3.5.1. Üstten buzlama uygulamasıyla soğutma

Onlarca yıldır kullanılmakta olan önsoğutma yöntemidir. Wardlaw (1937), taze temiz sudan yapılmış kırılmış buz kullanılarak üstten buzlamayı önermiştir.

Aynı zamanda tamamen temaslı buzlama yöntemi olarak ta adlandırılır. Genellikle mahsulün üzerine doğrudan bir kırılmış buz tabakası yerleştirilerek ürün kutularına uygulanır.

Buz erir ve soğuk su mahsulün içinden geçer ve onu soğutur. Ayrıca, bir tanktan mahsulün üstüne püskürtülen buz bulamacı olarak da uygulanabilir. Su: buz oranları 1: 1 ila 1: 4 arasında değişse de, tipik bir bulamaç, buzun erime noktasını düşürmek için % 60 ince öğütülmüş buz,% 40 sudan ve genellikle % 0,1 sodyum klorürden yapılır. 1,8 kg ıspanak yaprağı için 1 kg buz tavsiye edilmiştir (Suslow ve Cantwell 1999). Buz bulamaçları, üstteki buzlanmaya kıyasla ürün ve buz arasında daha fazla temas sağlar ve bu nedenle daha hızlı soğutma ile sonuçlanmalıdır. Üst buzlamanın ana kullanımı karayolu taşımacılığı içindir ve hasattan kısa bir süre sonra, örneğin tarlada paketlenmiş marul veya brokoli, mahsul hasat edilirken ön soğutmaya başlamak için uygulanabilir.

Tindall (1983), ezilmiş buz ile ön soğutmanın bezelyelerin depolama ömürlerini yaklaşık bir haftadan 15-20 güne uzatabileceğini belirlemiştir. Ragone (2011), ekme meyvesinin hasattan sonra 1-3 gün içinde olgunlaştığını, ancak tarlada ve nakliye sırasında yontulmuş buz ile ön soğutmanın raf ömrünün uzatılabileceğini bulmuştur.

Wardlaw (1937), hindiba ve ıspanak hasadından sonra mümkün olan en kısa sürede en iyi buzlamayı önermiştir. Lutz ve Hardenburg (1968), üstteki buzlamanın bamyaya ve yeşil fasulyede su lekelenmesine neden olduğunu belirtmiştir.

### 3.6 VAKUMLA SOĞUTMA YÖNTEMİ

Vakum soğutma, kesikli (yüklemeli ve boşaltmalı) bir işlemdir. Soğutulacak ürün flaş odasına yüklenir, sistem devreye alınır ve basınç istenilen doyma sıcaklığına düşürülerek ürün soğutulur. Sistem daha sonra kapatılır, ürün çıkarılır ve işlem tekrarlanır. Ürün, soğutulmadan önce normal ortam sıcaklığında olduğundan, vakum soğutma, flaş haznesindeki suyun her çalıştırmadan önce ortam sıcaklığına gelmesine izin verilen vakum soğutma sisteminin bir dizi aralıklı işlemi olarak düşünülebilir. Soğutma kapasitesini belirlemeye yönelik fonksiyonel ilişkiler her durumda aynıdır.

Soğutma, çoğunlukla soğutulacak ürünün yüzeyinden su kaynatılarak sağlanır. Kaynama sıcaklığı basınç düşük olduğundan ürünün önsoğutulma sıcaklığına yakın değerdedir. Suyu kaynatmak için gereken buharlaşma ısı buna göre soğutulan ürün tarafından sağlanır. Basınç daha da düştükçe, soğutma istenen sıcaklık seviyesine kadar devam eder. 100°C'deki su doyma basıncı 101.3 kPa'dır; 0°C'de ise doyma basıncı 0.610 kPa'dır. Ticari vakumlu soğutucular normalde bu basınç aralığında çalışır. Marulun soğutma hızı, -2°C'lik bir doyma sıcaklığına karşılık gelen basınç 0.517 kPa'ya düşürülerek donma tehlikesi olmadan artırılabilir de, çoğu operatör, vakumlu önsoğutucu işletme basıncını, ilave iş ve donma potansiyeli nedeniyle suyu donduran basıncın altına düşürmez.

#### Basınç, Hacim ve Sıcaklık

Vakum soğutmada, termodinamik işlemin iki aşamada gerçekleştiği varsayılır. İlk aşamada, ürünün flaş odasına ortam sıcaklığında yüklendiği varsayılır ve flaş odasındaki sıcaklık doyma basıncına ulaşılan kadar sabit kalır. Kaynama başlangıcında, haznedeki kalan az miktardaki hava su buharı ile değiştirilir, birinci aşama sona erer ve ikinci aşama aynı anda başlar.

İkinci aşama, ürün istenen sıcaklığa soğuyana kadar doygunlukta devam eder.

Ticari bir vakumlu soğutucudaki yaklaşık bir çözüm için ideal gaz yasası uygulanırsa, basınç / hacim ilişkileri,

1. Faz:  $Pv=8.697 \text{ (kN}\cdot\text{m)/kg}$
2. Faz:  $Pv^{1.056}=16.985 \text{ (kN}\cdot\text{m)/kg}$

Burada  $P$  mutlak basınç ve  $v$  özgül hacimdir.

Basınç / sıcaklık ilişkisi, ortam ve ürün sıcaklığının değeri ile belirlenir.

Bu değer için 30°C'ye dayanarak, flaş odasındaki sıcaklık teorik olarak 30°C'de sabit kalır, çünkü basınç atmosferik değerden doygunluğa düşer ve ardından doyma çizgisi boyunca kademeli olarak düşer.

Bu ilişkiler Şekil 15.'de gösterilmektedir. Ürün sıcaklığı benzer şekilde yanıt verir, ancak üründe sıcaklığın nerede ölçüldüğüne, ürünün fiziksel özelliklerine ve mevcut ürün yüzey suyu miktarına bağlı olarak değişir. Ürün yüzeyinin altındaki hücreler arası boşluklarda bir miktar buharlaşmanın meydana gelmesi mümkün olsa da, suyun çoğu yüzeyden buharlaşır. Bu suyu buharlaştırmak için gereken ısı da üretilen termal gradyan altında iletim yoluyla aktığı ürün yüzeyinden alınır. Bu nedenle, soğutma hızı, yüzey alanı ile ürün hacmi arasındaki ilişkiye ve flaş odasında vakumun çekilme hızına bağlıdır.

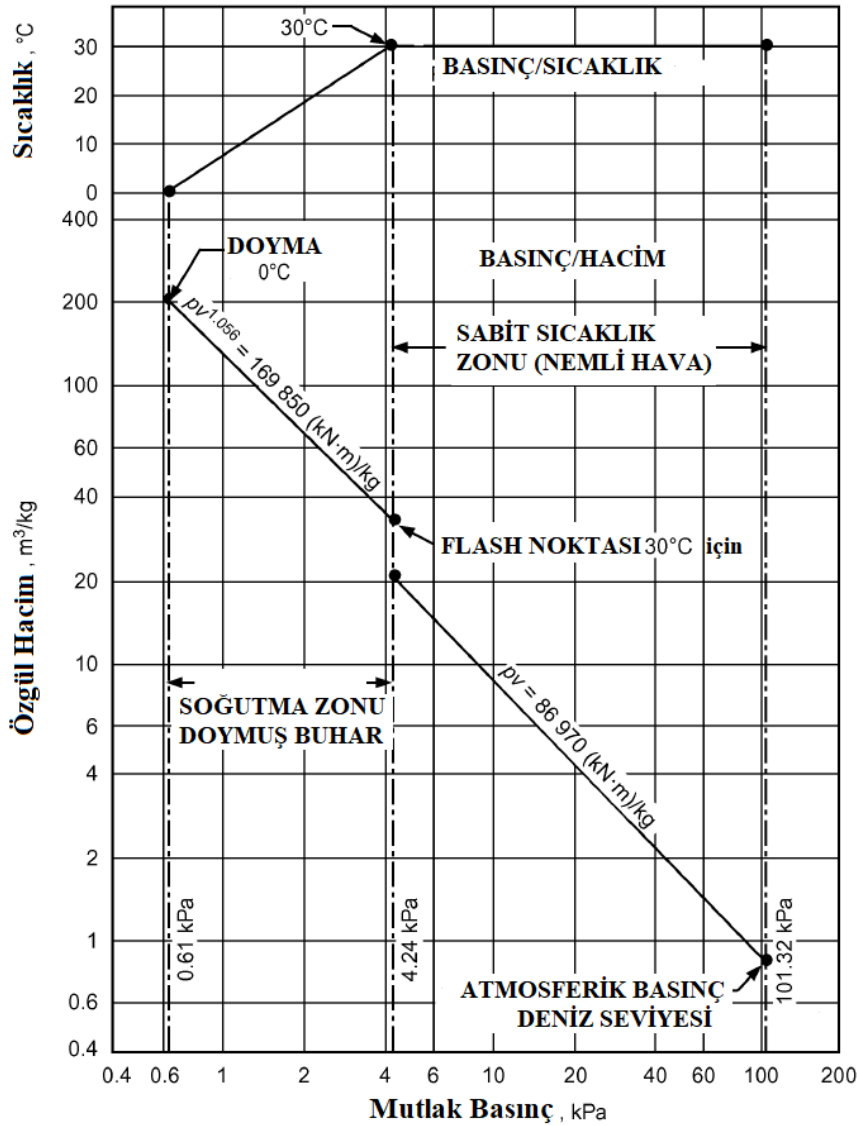
Tek soğutucu akışkan su olduğu için, üründen çıkarılan ısı miktarı buharlaşan su kütlesine ve onun gizli buharlaşma ısısına,  $h_{fg}$  bağlıdır. Çevreden ısı kazanımı olmaksızın ideal bir koşul varsayılarak, üründen çıkarılan toplam ısı  $Q$  aşağıdaki gibidir:

$$Q = m_v h_{fg} \quad (6)$$

Vakum soğutma sırasında üründen çıkarılan nem miktarı, bu durumda, doğrudan ürünün özgül ısı ve elde edilen sıcaklık düşüşünün miktarı ile ilgilidir.

4 kJ/(kg · K) özgül ısı kapasitesine sahip bir ürün teorik olarak sıcaklıktaki her 6 K düşüş için % 1 nem kaybeder. 16 farklı sebzenin vakumla soğutulmasıyla ilgili bir çalışmada Barger (1963), tüm ürünlerin soğutulmasının üründen buharlaşan nem miktarıyla orantılı olduğunu göstermiştir.

Soğutulan üründen bağımsız olarak, kütle kaybının her % 1'i için ortalama 5 ila 5,5 K sıcaklık düşüşleri gerçekleşir. Bu kitlesel kayıp, yetiştiricinin aldığı para miktarını, ürünün turgorunu ve gevrekliğini azaltabilir. Bu kaybı azaltmak için bazı sebzelere önsoğutma öncesinde veya sırasında su püskürtülür.



Şekil 15. Vakumlu önsoğutucuda üründe 30°C'dan 0°C'a soğutmada, basınç, hacim ve sıcaklık değişimleri [1].

### Ticari Sistemler

Soğutucu akışkan olarak suyu kullanan dört tip vakum soğutma sistemi (1) buhar ejektörlü, (2) santrifüj, (3) rotary (dönen veya rotatif) ve (4) pistonludur. Her birinin vakum üretme cihazlarının mekanizmasının bir şeması Şekil 16.'da gösterilmektedir.



Bunlardan buhar ejektörü tip, vakum soğutmada ihtiyaç duyulan düşük basınçlarda karşılaşılan son derece yüksek hacimli su buharının yerini almak için en uygun olanıdır. Aynı zamanda birkaç hareketli parçaya sahip olma avantajına sahiptir, dolayısıyla su buharını yoğunlaştırmak için kompresör gerektirmez. Yüksek basınçlı buhar, seri olarak düzenlenmiş bir dizi jetler veya ejektörler aracılığıyla genişletilir ve ejektörlerin altına monte edilmiş barometrik kondenserlerde yoğunlaştırılır. Yoğuşma için soğutma suyu, cebri çekişli bir soğutma kulesi aracılığıyla gerçekleştirilir.

Bu avantajlara rağmen, buhar kullanımının zorluğu ve taşınabilirlik eksikliği nedeniyle günümüzde az sayıda buhar ejektörlü vakumlu soğutucu kullanılmaktadır. Bunun yerine, mevsimlik üretim alanlarını takip etmek için vakumlu soğutucular yarı (çekme) römorklara monte edilir.

Santrifüj kompresör aynı zamanda yüksek hacimli bir pompadır ve su buharı ile soğutmaya adapte edilebilir. Bununla birlikte, vakum soğutmada kullanımı, ihtiyaç duyulan düşük basınçları üretmek için gereken yüksek dönme hızlarında içsel mekanik zorluklar nedeniyle sınırlıdır.

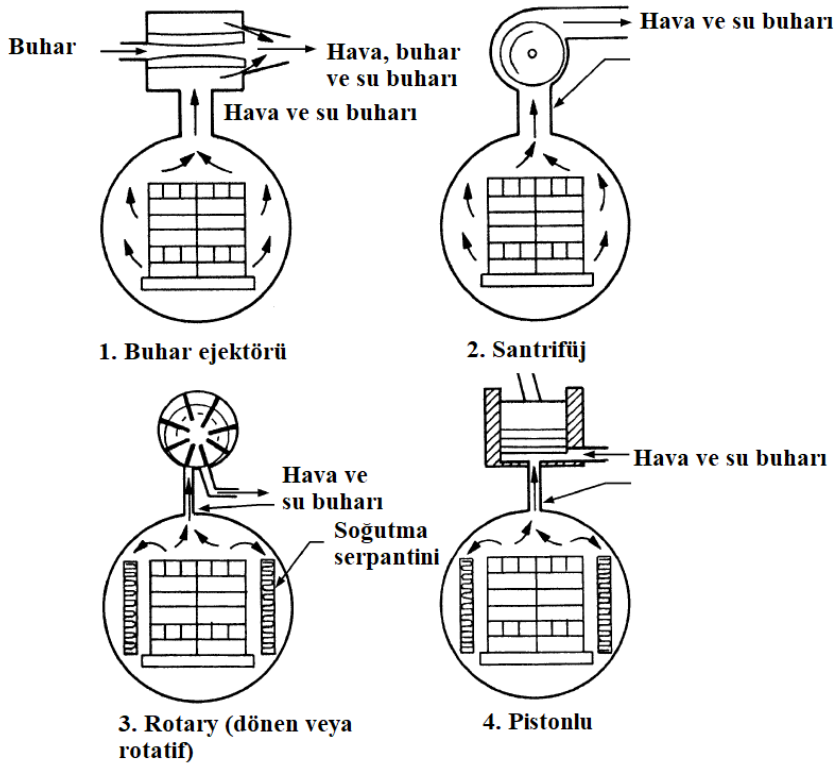
Hem döner hem de pistonlu vakum pompaları, ihtiyaç duyulan düşük basınçları üretebilir ve ayrıca taşınabilirlik avantajına sahiptir.

Pozitif deplasmanlı pompalar olmalarına karşın hacimsel kapasiteleri düşüktür; bu nedenle, döner veya pistonlu pompalar kullanan vakumlu soğutucular, üründen buharlaşan su buharını yoğunlaştırmak ve böylece pompadan geçen su buharını ortadan kaldırmak için ayrı soğutma sistemlerine sahiptir. İdeal olarak, tüm su buharının yoğunlaştığı varsayıldığında, gerekli soğutma kapasitesi, soğutma sırasında üründen çıkan ısı miktarına eşittir. Üründen çıkarılan büyük miktardaki buhar soğutma sistemi evaporatör yüzeyinde yoğuşur. Evaporatör, üründen çıkarılan büyük miktardaki buharı birkaç dakika içinde yoğuşturmak için yeterli yüzeye sahip olmalıdır.

Soğutma, soğuk tuzlu sudan veya direkt genleşmeli soğutma sisteminden sağlanır. Çok fazla buharın hızlı yoğunlaşmasından çok büyük bir pik yük oluşur. En iyi sonuçlar, soğutma tesisi, yükü yumuşatmak için yeterli miktarda depolanmış soğutmaya sahip büyük bir tuzlu su veya buz yapma tankı ile donatılmışsa elde edilir. Saatte üç arabayı idare etme kapasitesine sahip standart üç borulu bir tesis, en az 900 kW soğutma yüküne sahiptir.

Soğutma etkinliğini artırmak ve ürün nem kaybını azaltmak için ürün bazen soğutma başlamadan önce ıslatılır. Bununla birlikte, iceberg tipi marul nadiren önceden ıslatılır. Vakum soğutmanın bir modifikasyonu, soğutulmuş suyu soğutma işlemi boyunca ürün üzerinde dolaştırır. Başlıca avantajları arasında artan soğutma oranları ve her vakum işleminden sonra soğutulmuş suda depolanan artık soğutma yer alır. Ayrıca geleneksel vakumla soğutmadan sonra rahatsız edici solma gösteren ürünlerden su kaybını da önler.





Şekil 16. Vakum üreten cihazların mekanizmalarının şematik kesitleri [1].

### Uygulamalar

Vakum soğutma genellikle, özellikle yatırım maliyeti açısından diğer soğutma yöntemlerine göre daha pahalı olduğundan, vakumla soğutmanın kullanımı esas olarak çok daha hızlı veya daha uygun olduğu ürünlerle sınırlıdır. Marul, ideal olarak vakumla soğutmaya uygundur.

Çok sayıdaki tek tek yaprak geniş bir yüzey alanı sağlar ve dokular kolayca nemi serbest bırakır. Basınç ve kondenser sıcaklıkları dikkatlice kontrol edilmediği takdirde, marulları vakum odasında dondurmak mümkündür. Bununla birlikte, marul bile tamamen aynı şekilde soğumaz.

Etili çekirdek veya dip, yapraklardan daha yavaş nemi serbest bırakır. Yaprak sıcaklıkları 0.5°C'ye düştüğünde çekirdek dokusunda 6°C'ye kadar yüksek sıcaklıklar kaydedilmiştir (Barger 1961). Ispanak, hindiba ve maydanoz gibi diğer yapraklı sebzeler de vakumla soğutma için uygundur. Daha az uygun olan ancak ısıtılarak uyarlanabilen sebzeler kuşkonmaz, kuru fasulye, brokoli, brüksel lahanası, lahana, karnabahar, kereviz, yeşil bezelye, şeker mısır, pırasa ve mantardır. Bu sebzelerden yalnızca kereviz, lahana ve mantarlar Kaliforniya'da ticari olarak vakumla soğutulmaktadır. Bazı meyveler dışında meyveler genellikle uygun değildir. Salatalık, kavun, domates, kuru soğan ve patates, düşük yüzey-kütle oranları ve nispeten geçirimsiz yüzeyleri nedeniyle çok az soğur. Benzer koşullar altında vakumla soğutulduğunda çeşitli sebzelerin son sıcaklıkları Şekil 17.'de gösterilmektedir.

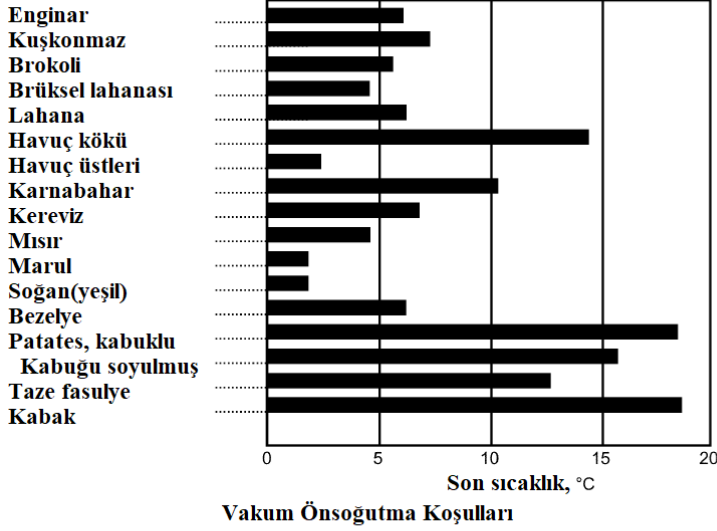
Vakumla soğutma ile elde edilen soğutma hızı ve son sıcaklık, büyük ölçüde, ürünün yüzey alanının kütlelerine oranı ve dokularından su verme kolaylığından etkilenir.

Sonuç olarak, meyve ve sebzelerin uyarlanabilirliği, bu önsoğutma yöntemine göre büyük ölçüde değişiklik gösterir. Düşük yüzey-kütle oranına sahip ürünler için yüksek sıcaklık değişimleri meydana gelir.

İstenilen kütle-ortalama sıcaklığa ulaşılmadan önce yüzeyin donmasını önlemek için, vakum basıncı, istenen sıcaklığa ulaşmaya yetecek kadar, 615 Pa civarında tutulur.

Mekanik vakumlu soğutucular çeşitli boyutlarda tasarlanmıştır.

Çoğu kurulum silindirik veya dikdörtgen geometri kullanır. Taşınabilirlik için, bazı vakumlu soğutucular ve ilgili soğutma ekipmanları düz römorklara (treylere) yerleştirilmiştir.



Ürün başlangıç sıcaklığı	= 20 to 22°C
Minimum basınç	= 530 to 610 Pa
Kondenser sıcaklığı	= -1,7 to 0°C
Vakum tankı içerisinde kalma süresi	= 0.42 to 0.5 h

Şekil 17. Sebzelerin benzer vakum koşullarında karşılaştırmalı soğutulması [1].

Vakumla Soğutma ile ilgili daha kapsamlı bilgiler Rao C.G. [8]'de verilmiştir.

### 3.7 BİR SOĞUTMA YÖNTEMİNİN SEÇİLMESİ

Paketleme odası boyutu ve işletim prosedürleri, ürünün soğutma yöntemine tepkisi ve pazar talepleri, kullanılan soğutma yöntemini büyük ölçüde belirler. Diğer faktörler arasında ürünün sahada mı yoksa paketleme evinde mi ambalajlanmış olduğu, ürün karışımı, soğutma sezonu uzunluğu ve kuru ve suya dayanıklı kartonların karşılaştırmalı maliyetleri yer alır. Bazı durumlarda, kullanılacak soğutma türü hakkında çok az soru vardır. Örneğin, vakumla soğutma en çok marul ve diğer benzer sebzeler üzerinde etkilidir. Amerika Birleşik Devletleri'nin güneydoğusundaki şeftali paketleyicileri ve bazı sebze ve turunçgil paketleyicileri Soğuk su ile soğutmadan memnundur. Havalı (oda) önsoğutma elma, armut ve turunçgiller için kullanılır. Diğer durumlarda, soğutma yöntemi seçimi o kadar net tanımlanmamıştır. Kereviz ve şeker mısırı genellikle soğuk sulu önsoğutulur, ancak vakumla da etkili bir şekilde önsoğutulabilirler. Kavunlar birkaç yöntemle tatmin edici bir şekilde önsoğutulabilir. Tatlı kirazlar genellikle paketleme evlerinde soğuk sulu soğutulur, ancak meyve bahçesinde paketlenmişse hava ile soğutulur. Birden fazla yöntem kullanılabilir olduğunda, maliyet önemli bir konu haline gelir. Hızlı zorlanmış hava ile soğutma, Soğuk su ile soğutmadan daha maliyetli olmasına rağmen, eğer ürün hızlı soğutma gerektirmiyorsa, bir zorlanmış hava sistemi neredeyse soğuk su ile soğutma kadar ekonomik bir şekilde çalışabilir.

Narenciye meyveleri için önsoğutma sistemlerinin maliyetlerini değerlendirmek için yapılan bir çalışmada, Gaffney ve Bowman (1970), toplu partilerdeki zorlanmış havalı önsoğutma maliyetinin, toplu halde Soğuk su ile soğutmadan % 20 daha fazla olduğunu ve kartonlar içinde, toplu olarak Soğuk su ile soğutmadan % 45 daha fazla maliyetli olduğunu belirlemiştir.

Tablo 6 ve Tablo 9. Çeşitli ürünler için önerilen ön soğutma ve soğutma yöntemlerini özetlemektedir.

Altı yaygın soğutma yönteminin tipik ürünlere etkilerinin ve maliyetinin karşılaştırması Tablo 7.'de gösterilmektedir.

Tablo 7. Altı yaygın soğutma yöntemi için tipik ürün etkilerinin ve maliyetinin karşılaştırması [6].

	Zorlanmış Hava Akımlı Soğutma	Soğuk Su ile Soğutma	Vakumla Soğutma	Su Püskürtmeli Soğutma	Paket Buzlamalı Soğutma	Oda Soğutması
Tipik soğutma süresi (saat)	1 – 10	0.1 – 1.0	0.3 – 2.0	0.3 – 2.0	0.1 – 0.3	Veri yok
Ürün nem kaybı (%)	0.1 – 2.0	0 – 0.5	2.0 – 4.0	Veri yok	Veri yok	0.1 – 2.0
Ürünle su teması	Hayır	Evet	Hayır	Evet	Evet (torbalı olmadıkça)	Hayır
Çürüme kontaminasyonu potansiyeli	Düşük	Yüksek	Yok	Yüksek	Düşük	Düşük
Yatırım maliyeti	Düşük	Düşük	Orta	Orta	Yüksek	Düşük
Enerji verimliliği	Düşük	Yüksek	Yüksek	Orta	Düşük	Düşük
Suya dayanıklı ambalaj gerekliliği	Hayır	Evet	Hayır	Evet	Evet	Hayır
Taşınabilirlik	Bazen	Nadiren	Yaygın	Yaygın	Yaygın	Hayır
Seri soğutmanın fizibilitesi	Nadiren	Evet	Hayır	Hayır	Nadiren	Hayır

#### Enerji maliyetleri

Soğutmanın enerji maliyeti, soğutucular arasında büyük farklılıklar gösterir (Şekil 11.19). Enerji kullanımı, şu şekilde tanımlanan bir enerji katsayısı (EC) ile ifade edilir:

$$EC = \frac{\text{Gerçekleşen soğutma işi (kWh)}}{\text{Kullanılan elektrik işi (kWh)}}$$

Yüksek EC sayıları enerji açısından verimli bir çalışmayı gösterir. Her bir soğutucu türü için EC aralığı, aynı türdeki soğutucular arasındaki tasarım ve işletim prosedürlerindeki farklılıkları yansıtır.

Bir soğutucuyu çalıştırmak için gerçek enerji maliyetleri aşağıdaki formül kullanılarak hesaplanabilir (EC için bir değer varsayılarak). Verimli soğutma sistemlerinde enerji maliyetleri toplam maliyetlerin% 5'inden az olabilir.

SI birimlerinde:

$$\text{Elektrik Maliyeti (TL)} = \frac{m \cdot \Delta T \cdot R \cdot C_p}{3600 \cdot EC}$$

Burada,

m: Soğutulan ürün kütlesi, kg

$\Delta T$ : Üründeki sıcaklık azalması, °C

R: Elektrik birim fiyatı, TL/kWh

EC: Enerji katsayısı, (-)

$C_p$ : Ürün özgül ısı, kJ/kg°C. Bilinmiyor ise 4.184 alınabilir.

Eşitlikte kullanılan 3600, birim dönüştürme katsayısı olup 3600 kJ = 1 kWh'tir.

Tablo 8.'te Ön soğutucuların enerji kullanım verimliliğini karşılaştırmak için gerekli, ortalama enerji katsayıları, EC ve aralığı verilmiştir.

Tablo 8. Ön soğutucuların enerji kullanım verimliliğini karşılaştırmak için gerekli, ortalama enerji katsayıları, EC ve aralığı [6].

Önsoğutma yöntemi	Ortalama enerji katsayısı, <i>EC</i>	Enerji katsayısı aralığı
Zorlanmış Hava Akımlı Soğutma	0.4	0.3-0.5
Paket Buzlamalı Soğutma	0.7	0.3-1.0
Püskürtmeli sulu Vakumla Soğutma	1.1	0.9-1.3
Soğuk Su ile Soğutma	1.4	0.7-2.3
Vakumla Soğutma	1.8	1.5-2.5

İşçilik ve diğer ekipman maliyetleri, toplam işletme maliyetlerinin hesaplanmasına dahil edilmelidir.

Bu maliyetler için belirli veriler mevcut olmamasına rağmen, önemli ölçüde farklılık gösterebilir. Örneğin, bir paketleme hattına yerleştirilmiş bir hidro-soğutucu çok az işçilik ve diğer ekipman gerektirir, ancak sahada paketleme işlemlerinde kullanılan bağımsız soğutucular, ürünü soğutucu içine ve dışına taşımak için operatörler ve kaldırma araçları gerektirir.

Bir soğutma yöntemi, ürünün özel bir kartonda paketlenmesini gerektiriyorsa, kartonun ekstra maliyeti, soğutucu türlerinin karşılaştırılmasına dahil edilmelidir. Örneğin, paket buzlama, soğuk sulu soğutma ve su püskürtmeli vakum soğutma, suya dayanıklı paketlemeye ihtiyaç duyar. Bu maliyet artışı gerektirir ve işletme maliyetlerinde dikkate alınmalıdır.

Tablo 9. Bahçe Bitkileri için Önerilen Soğutma Yöntemleri [1, 14].

Ürün	İşlemin boyutu	
	Büyük	Küçük
<i>Ağaç meyveleri</i>		
Narenciye	R	R
Yaprak dökken	FA, R, HC	FA
Subtropikal	FA, R	FA
Tropikal	FA, R	FA
Çilek	FA	FA
Üzüm	FA	FA
<i>Yapraklı sebzeler</i>		
Lahana	VC, FA	FA
Göbek salata (Iceberg)	VC	FA
Kara lahana	VC, R, WV	FA
Yaprak marulları, ıspanak, hindiba, Çin lahanası, Pazı, marul	VC, FA, WV, HC	FA
<i>Kök sebzeler</i>		
Üstleri ile	HC, PI, FA	HC, FA
Üstü	HC, PI	HC, PI, FA
İrlanda patatesleri, tatlı patatesler	R, EC, HC	R
<i>Kök ve çiçek sebzeleri</i>		
Enginar	HC, PI	FA, PI
Kuşkonmaz	HC	HC
Brokoli, Brüksel lahanası	HC, FA, PI	FA, PI
Karnabahar	FA, VC	FA
Kereviz, ravent	HC, WV, VC	HC, FA
Yeşil soğan, pırasa	PI, HC	PI
<i>Mantarlar</i>	FA, VC	FA
<i>Kabuklu sebzeler</i>		
Fasulye	HC, FA	FA
Bezelye	FA, PI, VC	FA, PI
<i>Soğanlı sebzeler</i>		
Kuru soğan	R	R, FA
Sarınsak	R	
<i>Meyve türü sebzeler</i>		
Salatalık, patlıcan	R, FA, FA-EC	FA, FA-EC
Kavunlar		
Kavun, miskkavun, kış kavunu	HC, FA, PI	FA, FA-EC
kantalup kavunu	FA, R	FA, FA-EC
Karpuz	FA, HC	FA, R
Biberler	R, FA, FA-EC, VC	FA, FA-EC
Yaz kabakları, bamya	R, FA, FA-EC	FA, FA-EC
Şeker mısır	HC, VC, PI	HC, FA, PI
Küçük domates	R, FA, FA-EC	FA, FA-EC
Domates	R, FA, FA-EC	
Kış kabakları	R	R
<i>Taze bitkiler</i>		
Paketlenmemiş	HC, FA	FA, R
Ambalajlı	FA	FA, R

R = Odalı ısıtma, WV = Su spreyi vakumlu ısıtma  
HC = Hidro ısıtma, PI = Paket buzlu ısıtma  
FA = zorlanmış havah ısıtma,  
FA-EC = zorlanmış havah buharlaştırma (evaporatif) ısıtma  
VC = Vakumlu ısıtma, EC = Evaporatif ısıtma

#### Notlar:

Kayıt hidro-soğutulamaz.

Üzüm, külür dioksit fümigasyonuna uyarlanabilen hızlı soğutma tesisleri gerektirir.

Havuç vakumla soğutulabilir.

Evaporatif soğutucularda, patatesler için tesisler kürlenmeye adapte edilmelidir.

Tesisler soğanları sertleştirmeye adapte edilmelidir.

Meyve türü sebzeler soğumaya karşı hassastır, ancak değişen sıcaklıklarda soğutulabilir.

Hidro-soğutucudaki suyla karıştırıldığında taze otlar kolayca zarar görebilir.

## 4. SONUÇ

Bu çalışmada sebze meyvelerin ön soğutulması yöntemleri özellikleri, üstünlükleri ve olumsuzlukları ile tartışılmıştır. Yaygın ürünlerde kullanılan yöntemler listelenmiştir. Uygun bir soğutma sisteminin tasarımı genel prensipleriyle verilmiş ve tartışılmıştır.



Ülkemizde de yeni hasat edilen ürünler için önsoğutma zorunlu ve yaygınlaşması gereken işlemlerden olup, tarımsal ürünlere uygulanması gerekmektedir. Bu konuda üretim yapan teknoloji geliştiren yerli üreticilerimizin de artırılması gereklidir.

## KAYNAKLAR

- [1] ASHRAE Refrigeration HANDBOOK-2018-Chapter 28-Methods of Precooling Fruits, Vegetables, and Cut Flowers.
- [2] ASHRAE Refrigeration Handbook-2018-Chapter 19-Thermal Properties of Foods
- [3] ASHRAE Refrigeration Handbook 2018-Chapter 20-Cooling and Freezing Times of Foods.
- [4] Postharvest Technology of Perishable Horticultural Commodities, 2019, Pages 161-207, Chapter 6, Precooling, Atef Mohamed Elansari, Donald L.Fenton, Christopher W.Callahan
- [5] Fresh Fruits and Vegetable Pre-cooling for Market Gardeners for Alberta, John Kienholz and Ike Edeogu, Alberta, Agriculture, Food and Rural Development, Canada, 2002.
- [6] Thompson J.F., Mitchell F.G., Rumsey T.R., Kasmire R.F., Crisosto C.H., Commercial Cooling of Fruits, Vegetables, and Flowers, University of California, Agriculture and Natural Resources 21567, Revised Edition, 2002.
- [7] Thompson A.K., Fruit and Vegetables Harvesting, Handling and Storage, 2003 by Blackwell Publishing Ltd.
- [8] Rao C.G., Engineering for Storage of Fruits, Cold Storage, Controlled Atmosphere Storage, Modified Atmosphere Storage, 2015 BSP Books Pvt. Ltd.
- [9] Dincer, I., and O.F. Genceli, Cooling of spherical products: Part II heat transfer parameters, International Journal of Energy Research, VOL. 19,219-225 (1995).
- [10] Dincer, I., and O.F. Genceli, Cooling process and heat transfer parameters of cylindrical products cooled both in water and in air. International Journal of Heat & Mass Transfer 37(4):625-633,1994.
- [11] Dincer, I., and O.F. Genceli, Cooling of spherical products: Part I-Effective process parameters. International Journal of Energy Research 19(3):205-218, 1995.
- [12] Zhao Chun-Jiang, Han Jia-Wei, Yang Xin-Ting, Qian Jian-Ping, Fan Bei-Lei, A review of computational fluid dynamics for forced-air cooling process, Applied Energy, Volume 168, 15 April 2016, Pages 314-331.
- [13] Erkan Turan, Hasat Sonrası Meyve ve Sebzeler için Ön soğutma Tesis Planlaması ve Tasarımı, Soğutma Dünyası Sayı 90, 2020, ESSİAD Dergisi.
- [14] ASHRAE Refrigeration HANDBOOK-2022

## ÖZGEÇMİŞLER

### Turan ERKAN

1952 Alaşehir-Manisa doğumlu, bir kız bir oğlan çocuk babasıdır. 1970 yılında Ege Üniversitesi, Mühendislik ve Mimarlık Akademisi Makina Mühendisliği Bölümü'nde Lisans eğitimine başladı 1977 Şubat ayında mezun oldu. 1977 yılı Temmuz ayında Pınar Süt fabrikasında Enerji Tesisleri Şefi ünvanı ile çalıştı. 1978 Mayıs ayında Alarko İzmir satış mağazasında teklif hazırlama mühendisi olarak çalışmaya başladı. 1983 yılı içinde çalışmakta olduğu Alarko'dan ayrılıp kendi şirketini kurma kararı aldı. 1983 yılı Ekim ayında gıda soğutması alanında üretim yapma hedefi ile TİMSAN ünvanlı şirketini kurdu. Şirket faaliyeti 2012 yılında 2.ci nesil tarafından yönetilmeye başladı. Yaşadığı ağır sağlık sorunları sonucu 2020 Mart sonunda şirketle olan ilişkisi sonlandı. Yaşamını evde sürdürmekle birlikte birikmiş bilgi ve tecrübelerini yazılı eserleriyle sürdürme gayreti içindedir.

### Ali GÜNGÖR

1955 Elazığ doğumlu, evli ve iki kız çocuk babasıdır. Ege Üniversitesi, Mühendislik Bilimleri Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 1977 yılında Mühendis, 1978 yılında Yüksek Mühendis ve aynı



Üniversitenin Güneş Enerjisi Enstitüsü'nden 1985 yılında Doktor Mühendis derecelerini aldı. 1986 yılında Kanada'da Brace Research Institute'de altı ay araştırmalarda bulundu. 1989 yılında Isı ve Madde Transferi Bilim Dalında Doçent oldu. 1996 yılında Ege Üniversitesinde Profesör ünvanını aldı. 1997-2012 yılları arasında Ege Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde Bölüm Başkanlığı yaptı. 27 Mayıs 2022 tarihinde emekli oldu. Halen güneş enerjisi, iklimlendirme, soğutma teknolojileri, titreşimli ısı boruları, ısı ve madde transferi uygulamaları, termodinamik konularında çalışmalarına devam ediyor.



# TAHİL SİLOLARINDA ISI YÜKLERİNİN HESAPLANMASI

*Calculation of Heat Loads in Grain Silos*

**Hüseyin Bulgurcu**  
**Önder Şavkay**

## ÖZET

Tahıl silolarında ürün solunum ısısından ve dış ısı kazançlarından kaynaklanan ısı ve nem artışları ürünlerde böceklenmeye ve küf oluşumuna neden olmaktadır. Bu nedenle dünya genelinde yıllık %10'lara yakın bir ürün kaybı oluşabilmektedir. Bu kayıpları ılıman iklimlerde mekanik havalandırma ile azaltmak mümkün olabilir. Ancak tropik iklimlerde mekanik havalandırma yanında havayı soğutmak da gerekmektedir. Ayrıca kış aylarında nemli tahılın donarak topaklaşmasını önlemek için havalandırma işlemine ısıtma da eklemek gerekmektedir. Bundan dolayı tahıl silolarının yapısına, kurulduğu yerin atmosferik şartlarına, depolanan tahılın cinsine ve depolama süresine göre ısı yüklerinin hesaplanması gerekmektedir. Bu hesaplara göre mekanik havalandırma, soğutma ve ısıtma yüklerine uygun tahıl soğutucu/ısıtıcı cihazları seçilebilir. Bu çalışmada silolardaki ısı yükleri; silonun yapısına, coğrafi konumuna, tahıl cinsine bağlı olarak güneşlenme etkileri de dikkate alınarak hesaplama yöntemleri açıklanmış olup bu hesaplamalara kolaylık sağlayabilmek için Excel sayfası oluşturulmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Tahıl silosu, Silo ısıtma yükü, Silo soğutma yükü, Silo havalandırma

## ABSTRACT

Heat and humidity increase in grain silos caused by product respiration heat and external heat gains cause insect infestation and mold formation in the products. For this reason, around 10% of annual product loss may occur worldwide. It may be possible to reduce these losses with mechanical ventilation in temperate climates. However, in tropical climates, it is necessary to cool the air in addition to mechanical ventilation. In addition, it is necessary to add heating to the ventilation process to prevent the moist grain from freezing and clumping during the winter months. Therefore, it is necessary to calculate the heat loads according to the structure of the grain silos, the atmospheric conditions of the place where they are installed, the type of grain stored and the storage period. According to these calculations, grain cooler/heater devices suitable for mechanical ventilation, cooling and heating loads can be selected. In this study, the heat loads in the silos; Calculation methods have been explained by considering the sunbathing effects depending on the silo's structure, geographical location and grain type, and an Excel sheet has been created to facilitate these calculations.

**Key Words:** Grain silo, Silo heating load, Silo cooling load, Silo ventilation load

## 1. GİRİŞ

Tahıllar yılın belli bir döneminde hasat edildiği ve tüm yıl boyu insan ve hayvan beslenmesinde kullanıldıkları için, bozulmadan iyi bir şekilde depolanmaları önemli bir konudur. Çeşitli ürünlerin mevcut miktar ve kalitesini en iyi koruyacak şartlarda belli bir süre muhafaza edilmesi, depolama

olarak tanımlanmaktadır. Bu kapsamda da tahılların miktarını ve biyolojik, teknolojik, besinsel ve ekonomik kalitesini koruyacak şartlarda muhafaza etme işlemi, tahıl depolama olarak tanımlanmaktadır [1].

Dünya genelinde çoğunlukla tahıl tarımı, sıcaklık ve nem değerleri bakımından depolama için uygun olmayan iklim bölgelerinde yapılmaktadır. Yüksek sıcaklık ve nispi nem şartlarında depolanan tahıllarda da bozulmalar oluşmaktadır. Bu bozulmalar nedeniyle tahılın miktar ve kalitesinde oluşan kayıpların yanı sıra, tüketicinin sağlığı açısından da önemli riskler oluşmaktadır. Ayrıca bozuk tahılların hayvan beslenmesinde kullanılmaları, yine dolaylı olarak insan sağlığı üzerinde riskler oluşturmaktadır [2].

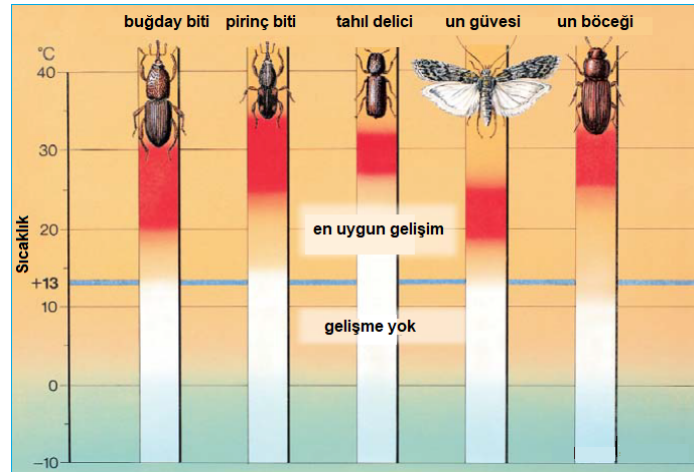
İyi bir tahıl depolama ve depolamanın devamlılığı için tanelerin yeterince olgun, zedelenmemiş-sağlam; tane suyu içeriğinin %14'ten, yığın sıcaklığının 15°C'den ve depo atmosfer nispi nem oranının da %65'ten düşük olması gerekir.

Tahıllarda depolama zararları ve kayıplar, ülkelerin gelişmişliklerine göre değişiklik göstermekle birlikte Türkiye'de ve Dünya'da yıllık yaklaşık %10 civarındadır (Ekmekçi ve Ferizli, 2000; Işıkber ve ark., 2005; Dizlek ve ark., 2008; Tunç ve Eler 2008; FAO, 2011). Bazı durumlarda kötü depolama sonucu küflenme ile bozulan tahıllar, yıkama ve kabuk soyma gibi işlemlerden geçirdikten sonra işlenerek piyasaya verilebilmektedir. Tahıl bazlı ürünlerin tüm toplum tarafından yaygın olarak tüketilmesi nedeniyle de bu ürünlerin içerdikleri aflatoksin ve okratoksin gibi kanserojen mikotoksinler, toplum sağlığı üzerinde son derece önemli bir risk oluşturmakta ve tehlikeli maruziyetlere neden olmaktadır [3].

## 2. TAHILLARIN BOZULMASI

### 2.1 Böceklenme

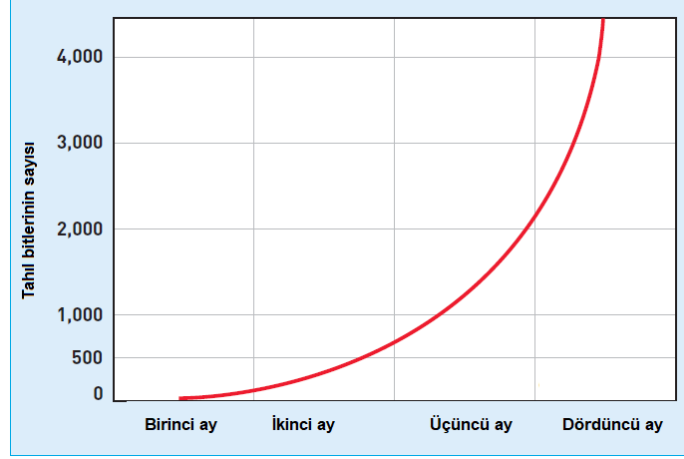
Başlangıçta, koruma soğutması, kurutmadan önce nemli tahılın korunması için geliştirilmiştir. Bununla birlikte, günümüzde, beslenmeye ve çoğalan böceklerle karşı korumak için nemli olandan daha fazla kuru tahıl soğutulmaktadır. Şekil 1, en yaygın böcek zararlılarının bazı türlerini ve bunların optimal yaşam ve gelişme koşullarını göstermektedir. Bazı zararlılar ılıman iklim bölgelerini tercih ederken, diğerleri tropik bölgelerde ideal koşulları bulur [4].



Şekil 1. Sıcaklığa bağlı ilgili böcek türlerinin üreme hızları [4]

Böcek beslenmesinden kaynaklanan kayıplar, hasat edilen mahsulün 13 °C'nin altındaki sıcaklıklara soğutulmasıyla etkili bir şekilde durdurulabilir. Sıcaklık yeterince düşükse, böcekler beklemeye, kış uykusuna girer ve depolanan ürüne zarar veremez.

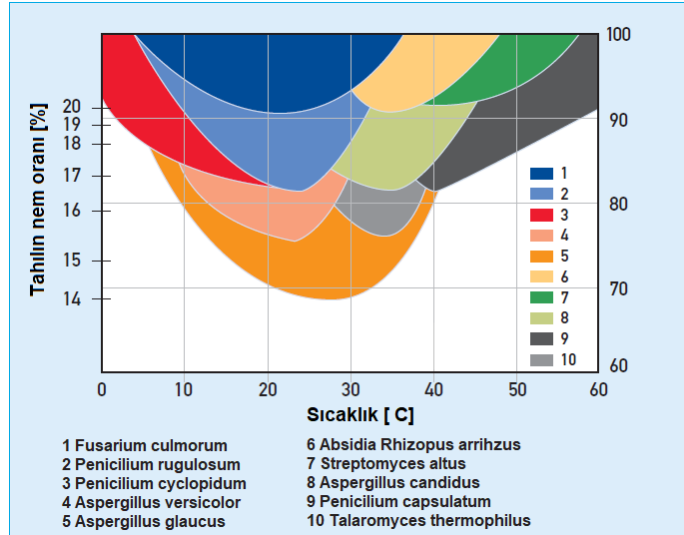
Ancak böcekler en uygun sıcaklık ve nem koşullarını bulursa, beslenme ve dışıkları nedeniyle büyük kayıplar meydana gelir. Böcekler optimal koşullarda dramatik bir şekilde ürediğinden problem büyük ölçüde yoğunlaşır (Şekil 2). Çoğu böcek çeşidinin oldukça kısa bir gelişim süresi vardır. İdeal koşullarda, tahıl bitinin üretim döngüsü 25 gün sonra zaten tamamlanmıştır [4].



Şekil 2. Tahıl bitinin optimal koşullarda zamana bağlı olarak çoğalması [5]

## 2.2 Küf Oluşumu

İklim, hava koşulları ve bitkilerin rotasyonuna bağlı olarak, büyüyen bitkiler üzerinde fusaria mantarlarına yönelik bir saldırı bölgesel olarak değişen yoğunlukta ortaya çıkabilir [6]. Önemli mali kayıpların yanı sıra mikotoksin oluşumu riski de vardır. Mikotoksinlerin insanlar ve hayvanlar üzerinde toksik etkisi vardır. Küf ve mikotoksinlerinin gelişimi, örneğin aflatoksin, diğer şeylerin yanı sıra ısı ile desteklenir. Tahılın soğutulması bu gelişmeyi önler (Şekil 3).



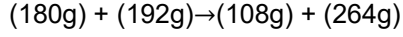
Şekil 3. Nem ve sıcaklığa bağlı çeşitli organizmaların üretimi [7]

## 2.3 Tahıl Olgunlaşma Isısı

Tahıl geliştirme süreci hasat zamanında en yüksek olgunluğa ulaşır. Ancak hasattan sonra tahıl yaşamaya devam eder; nefes alır. Hücresel solunumda oksijen emilir ve karbonhidratlar daha sonra

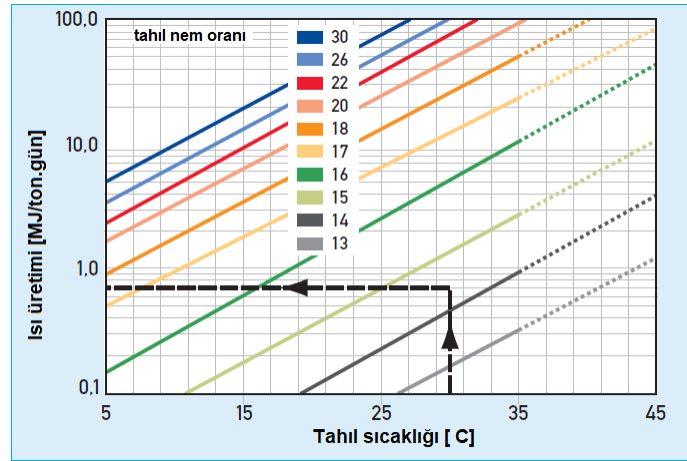
karbondioksite, suya ve ısıya dönüştürülür. Sonuç kuru madde kaybıdır. Kimyasal işlemin molar toplamı aşağıda gösterilmiştir.

Tahıl solunumu: kimyasal işlemin toplam denkliği:



karbonhidrat + oksijen → karbondioksit + su + ısı enerjisi

Şekil 4, tahılın sıcaklık ve nem içeriğine bağlı olarak ısı üretimini göstermektedir. Uygulamada, bu, depolanan mahsulün kuru madde kaybını belirlemek için kullanılabilir.



Şekil 4. Tahıl depolaması sırasında ısı üretimi (Jouin'e göre düzenlendi) [8]

**Isı Üretiminin Hesaplanması:** Üretilen ısı, tasarım neminin bir fonksiyonu olarak tahmin edilmelidir. Üretilen ısı şu şekilde hesaplanabilir:

$$\log(CO_2) = A M_w - B \quad (2)$$

Burada:

*A ve B:* Tahıla ve EMC değerlerine bağlı katsayılar (Tablo 1)

*M<sub>w</sub>:* Tahılın nem denge oranı (EMC: Equilibrium Moisture Content)

**Tablo 1.** Bazı yaygın tahıl taneleri için bozulma oranı (A,B) sabitleri (CO<sub>2</sub> üretimini hesaplamak için)

EMC	A		B	
	%10-13,2	%13,3-17	%10-13,2	%13,3-17
Mısır, sarı dişli	0,17	0,27	2,00	3,33
Süperge darısı	0,125	0,32	1,65	4,19
Pirinç	0,21	0,44	3,04	6,08
EMC	%10-14	%14-17	%10-14	%14-17
Buğday, yumuşak	0,090	0,36	1,35	5,14

**Örnek:** Denge nem içeriği %15 olan 1 ton pirinç için günlük olgunlaşma ısını hesaplayınız.

A=0,44 ve B=6,08 (Tablo 1'den)

$$\log(CO_2) = 0,44x 15 - 6,08 = 0,52$$

$$CO_2 = 3,311 \text{ mg/100 g kuru madde}$$

$$CO_2 = 33,11 \text{ g/ton kuru madde}$$

%15 nem içerikli kaba pirinç için: Kuru madde=100-15=%85=0,85

1 ton kuru madde 33,11 g CO<sub>2</sub> üretirse

0,85 ton kuru madde  $0,85 \times 33,11 = 28,1435$  g CO<sub>2</sub> üretir.

264 g CO<sub>2</sub> 2800 kJ ısıya eşdeğer ise;  
28,1435 g CO<sub>2</sub> 298,4917 kJ ısı üretir.

### 3. TAHIL KORUMA YÖNTEMLERİ

Hasat sonrası silolarda kısa/uzun süre depolanan tahılları korumak için sıcak hava ile kurutma, atmosfer havası ile kurutma, soğuk hava ile soğutma ve kimyasal arıtma (sanitasyon) olarak özetlenebilir.

#### 3.1 Ortam Havası ile Havalandırma

Havalandırma, depolama sırasında tahılın içinden havanın geçirilmesi işlemidir. Tahılın havalandırılmasının birkaç amacı vardır. Tipik olarak bunlar:

- Tane durumunu iyileştirmek
- Taze hasat edilmiş tahılın nem içeriğini soğutmak ve dengelemek
- Tahılı kurutmak
- Tahıl kurutucuda kurutulduktan sonra tahılı soğutmak
- Tahıl durumunu uzun süre korumak
- Sıcaklığı ortalama ortam koşullarının altına düşürmek
- Böcek ve küf aktivitesini azaltmak

Sıcaklığın düşürülmesi için havalandırma, depolanan tahılın güvenliğini sağlamanın önemli bir yoludur. Silodaki havalandırma ve sıcaklık düşürme sistemi, sıcaklık farkını ortadan kaldıracaktır, tahıl sıcaklığını dengeleyebilir ve depolanan tahılın kararlılığını artırabilir. Sıcaklığın düşürülmesi için havalandırma, tahılın silolar arasında dolaştırılmasından daha ekonomik ve etkilidir. Günümüzde silolarda havalandırmanın üç şekli vardır, dikey havalandırma daha az maliyet, basit kullanım ve iyi verim sağlar.. Ancak dikey havalandırmanın direnci büyüktür, fan seçerken buna dikkat edilmelidir. Havalandırma sisteminin tasarımı ve yönetimi yapılırken “güvenli, etkili, ekonomik” kuralına uyulmalıdır.

Depolanan en iyi tahıl yönetimi, tahılı depoda temiz ve serin tutmaktır. Nem içeriği ne olursa olsun, tahıl düşük sıcaklıklarda daha iyi saklanır. Bu nedenle, ortalama sıcaklığı düşürmek ve sıcaklık farklarını minimumda tutmak için kontrollü havalandırma kullanılarak, nem içeriği ne olursa olsun, havalandırma altındaki tahılın daha güvenli ve daha uzun süre saklanacağı söylenebilir.

Buğday eşdeğeri %12 ila %15 EMC'den az tahıllar için standart havalandırma kullanılmalıdır (2l/s/ton). Taze hasat edilmiş ürün depoya konulduğunda hasat sıcaklığı ortam sıcaklığına düşene kadar sürekli olarak havalandırın. Bu genellikle en az 24 saattir.

Tahıllar %15 ila %18 EMC değerinde ise çift havalandırma kullanılır (4 l/s/ton). Bu ıslak tahıl, depolama sırasında hızlı ısınmaya ve bozulmaya tabidir. Bir kurutucuda kuruyana kadar çift havalandırma altında bir süre saklanabilir. Herhangi bir sorun olması durumunda durumu üzerinde sürekli kontroller yapılmalıdır. “Güvenli saklama süresi” yoktur.

%18'den fazla tahıllar için üçlü havalandırma kullanılır (6 l/s/ton). Bu ıslak tahıl depolanamaz ve ısınmaya eğilimlidir ve depolandıktan sonraki saatler içinde bozulur. Tahılın durumunu her gün kontrol edin. Tahıl kurutucuda tahıl kuruyana kadar sürekli olarak havalandırın ve en az %15'in altına indirin, ardından yukarıdaki önerileri kullanın.

## 4.2 Soğutulmuş Hava ile Soğutma

Mümkün olduğu kadar soğutmak için depolanan tahıldan kontrollü küçük miktarlarda soğuk ortam havası geçirilir. Tipik hava akış hızları, ton başına saniyede 2 ila 3 litredir [9].

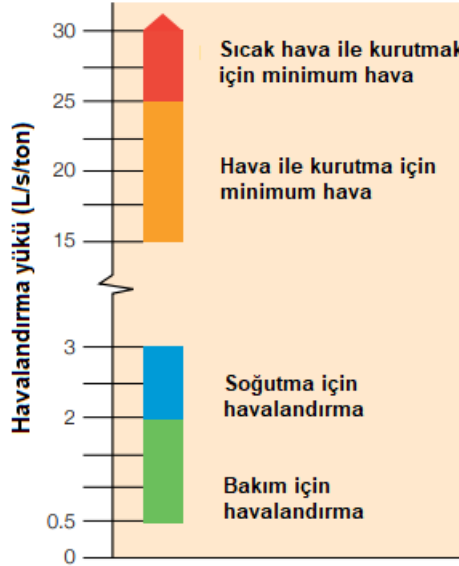
Havalandırılmalı soğutma, tahıl depolanırken iyi durumda tutulması içindir. Tahıl iyi durumda ise:

- Serin
- Düşük nem
- Düşük böcek aktivitesi
- Düşük küf aktivitesi

Tahılı serin tutmak

- Böcek aktivitesini azaltır
- Küf büyümesini azaltır
- Daha yüksek neme izin verir
- Eşit çıkış sıcaklığı sağlar
- Eşit nem dağılımı sağlar

Havalandırma ile serinletme genellikle soğutma havalandırmasında olduğu gibi yapay olarak soğutulan hava değil, doğal olarak mevcut olan havanın kullanılması anlamına gelir.



Şekil 6. Tahıl silolarında kurutma ve soğutma için tipik havalandırma yükleri [9]

## 4.3 Sıcak Hava ile Kurutma

Kurutma, bir malzemedan suyu uzaklaştırmak için kontrollü koşullar altında termal enerjinin eklenmesidir. Birçok yöntem, malzemedan nemi uzaklaştırmak için büyük miktarlarda hava kullanır.

Tahılın çevresinde her zaman hava vardır. Depolanan tahıl yığını, tahılların etrafındaki boşlukta tahıl ve hava içerir. 100 tonluk bir siloda 50'si hava ve 80'i tahıl olmak üzere toplam yaklaşık 130 metreküplük bir hacim vardır. Hava hareketi oluşmazsa, bu hapsolmuş hava saatler içinde doğal olarak tahıl nemi ile dengede bir nem durumuna ulaşacaktır.

Tahıl mükemmel bir yalıtıcıdır. İyi bir yalıtıcı olmak, tahılın ısınmasının veya soğumasının zor olduğu anlamına gelir. Tahıl dökme olarak depolandığında, bu özellik, yığının bazı bölümlerinin, yığının diğer bölümlerinden tamamen farklı bir sıcaklıkta olabileceği anlamına gelir. Bu durum

gözetimsiz bırakılırsa, muhtemelen zamanla daha da kötüleşecektir. Sıcak noktalar daha sıcak hale gelir ve tahıl tamamen bozar ve sonunda tutuşacak kadar ısınabilir.

Dökme tahılın yalıtım özelliği, tahıl güvenli bir seviyeye soğutulursa bir fayda olarak kullanılabilir çünkü sıcaklık bir kez düşürüldüğünde uzun süre bu seviyede kalacaktır. Düzgün kontrollü havalandırma soğutması, bu önemli dökme tahıl özelliğinden yararlanır.

Sıcak hava, soğuk yüzeylerle temas ettiğinde su salar. Banyo aynasında oluşan etki budur. Nemli sıcak havanın soğuk ayna yüzeyiyle buluştuğu yerde, havada buhar halinde bulunan su yoğuşarak sıvı suya dönüşür. Benzer şekilde, bir tahıl yığınının içindeki hava, suyu tahıldan yoğunlaşacağı soğuk bir yüzeye taşıyacaktır. Geceleri silo duvarları ve sundurma çatılar bu etkiyi gösterir. Tahıl düşük ve eşit sıcaklıklarda tutmak, bu istenmeyen etkileri önemli ölçüde azaltacaktır.

Tahıl kurutma, coğrafi konuma, kurutma sisteminin türüne ve tahılın türüne göre çok özeldir. Dikkatli bir değerlendirmeye dayalı olarak alternatiflerden optimal sistem seçilmelidir.

Tahılın (örneğin kolza tohumu) yağ içeriği ne kadar yüksekse, depolama nemi o kadar düşük olmalıdır.

Tahıl, güvenli depolama için %10-15 nem içeriğine kadar kurutulmalıdır. Arpada kısa süreli depolama (6 aydan az) için %14 ve uzun süreli depolama (6 aydan fazla) için %12 nem içeriği önermiştir. Çekirdekleri hasar görmüş tahılın %1-2 daha düşük nem içeriğinde depolanması gerekir. Depolama sıcaklıkları düşük olduğunda tahıl daha yüksek bir nem içeriğinde depolanabilir.

Kurutma sırasında tahıldan nemin uzaklaştırılması, nem büzülmesi olarak adlandırılan tane ağırlığında önemli bir azalmaya neden olur. Örneğin, %20 nemdeki 1 ton arpa, 200 kg veya 200 L su içerir. Bunu %12 neme düşürmek için her bir ton arpadan yaklaşık 90 kg su alınması gerekecektir.

Tahılın hasatta düşük nem seviyesi, toplam kurutma süresini ve gereken enerjiyi etkilediği için enerji yönetimi süreci için önemlidir. Bu kalite açısından önemlidir çünkü tahıl %25'in üzerindeki nem seviyelerinde hasat edildiğinde tane hasarı hızla artar.

Silolarda, nemi dolaylı olarak elektriksel iletkenlik veya kapasitans ile ölçen nem ölçerler bulunur. Bu sayaçların doğruluğu genellikle yaklaşık + %0,5 nem içeriğidir. Sonuçlar, doğrudan yöntemler olan laboratuvar nem ölçümleriyle karşılaştırılabilir.

Silo çalışanlarının kurutulmuş tahılın nem içeriğini izlemesi önerilir. Kurutma işleminden hemen sonraki nem sonuçları hatalı olabilir, bu nedenle kurutmadan 12 saat sonra yeniden kontrol edilmesi önerilir. Bir tahıl partisinin çeşitli numunelerinin nem içeriği ölçülmelidir.

#### 4.4 Denge Nem İçeriği (EMC)

Tahıl, çevresindeki hava alanıyla sürekli etkileşim halindedir. Tahılın iç nem içeriği, çevreleyen havadaki nem seviyesi ile dengede olacak şekilde değişir. Bu nem seviyesi, denge nem içeriği (EMC) olarak bilinir. Tahılın EMC'si havanın hem nemine hem de sıcaklığına bağlıdır.

Bir ürüne veya üründen nem geçişi, atmosfer ile ürün arasındaki buhar basıncı farkına bağlıdır. Atmosferik buhar basıncı tahıl buhar basıncından büyükse, tahıl atmosferden nemi çeker.

Mekanik bir kurutma sisteminde kurutma havası, nemi buharlaştırmak için gerekli enerjiyi tahıla taşır ve buharlaşan suyu tahıl kütlelerinin dışına taşır. Kurutma için kullanılan havanın nemi düşük olmalıdır.

#### 4.5 Kurutmanın Etkileri

Tahılın aşırı ısınması veya uzun süreli ısınması ile, tahıl taneleri kurutma işlemi sırasında çatlaklar oluşturabilir (tahılın stres çatlaması). Bu, çimlenme ve öğütme özelliklerini etkileyecektir. Çatlaklar, küf, mantar ve böceklerin saldırıları için olası noktalardır. Gerilme çatlaması, daha yüksek kurutma sıcaklıkları ve hızlı soğuma hızları ile artacaktır. Bir tahıl çekirdeğinin nem içeriği ne kadar düşükse, çatlamaya ve hasara karşı o kadar hassastır. Tahıl, kuruduktan sonra taşıma sırasında, kurutma



öncesine göre daha fazla zarar görme eğilimindedir. Hızla soğutulan tahıl ayrıca daha kırılğan olma ve hasara eğilimli olma eğilimindedir. Tahılın stres çatlamasını önlemek için, tahıl sıcaklıklarını kurutucunun kullanım kılavuzuna göre izlemek önemlidir.

Tahılın kurutulması üç aşamada gerçekleşir:

1. Tane çekirdeğinin içindeki nem, tahılın yüzeyine hareket etmelidir. Nem seviyesi ne kadar yüksek olursa, su yüzeye o kadar serbestçe hareket edebilir. Bu genellikle kurutma işleminin en yavaş kısmıdır.
2. Nem yüzeyden çevreye buharlaşmalıdır.
3. Hava akışı, nemi tahıl kütesinden dışarı taşımak için yeterli olmalıdır.

#### 4.6 Kimyasal Arıtma

Depolamadan önce depo içerisinde iyi bir şekilde temizlenmesi, depodaki haşere girişlerine neden olabilecek açıklıkların kapatılması ve depoya alınacak tahılın eleme, çekme ve üfleme gibi işlemler ile bir ön temizlemeden geçirilmesi, iyi bir depolama için yapılması gereken sanitasyon uygulamalarıdır [10].

Tahılın kimyasal arıtımı bugün zaten önemli resmi düzenlemelere tabidir. Gazlaştırma, kullanılan kimyasal maddeler ve karmaşık ve pahalı prosedür nedeniyle yüksek maliyetleri içerir. Ayrıca, birçok ülkede gazlama için sıkça kullanılan metil bromürün 2005 yılında yasaklandığına dikkat edilmelidir.

## 5. TAHIL SİLOSU ISI YÜKLERİ

### 5.1 Isı Kaybı Hesabı

Silolardaki ısı kayıplarını hesaplamak için silonun kurulduğu ilin kış dönemindeki ortalama minimal (gündüz + gece) dış sıcaklığı, silo cidar özellikleri, cidar yüzey alanı, silo dış yüzeyindeki hava (rüzgâr) hızı ve havalandırma nedeniyle oluşan ısı yükü etkili olmaktadır. Özellikle dış sıcaklık ortalamasının -5 °C'ten düşük olduğu ortamlar için silo dış cidarında yoğuşma ve donma (topaklaşma) riski vardır. 0 °C'nin altındaki sıcaklıklarda tahıllar solunum ısısı üretemezler. Bu durumda silo içerisine ısıtılmış hava gönderilmelidir.

#### 5.1.1 Transmisyon Isı Kaybı:

$$\dot{Q}_T = K_u \cdot A \cdot (12 - t_{ko}) / 1000 \quad [\text{kW}] \quad (1)$$

Burada;

$K_u$ : Silo dış yüzeyi (kabuk) ısı geçirgenlik değeri ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ ).

Yan cidarlar için  $K_u = 23,3 W/m^2 C$ , taban alanı için  $K_u = 17,1 W/m^2 C$  kabul edilebilir [11].

$A$ : Kabuk dış yüzeyi ( $m^2$ )

$t_{ko}$ : Kışın dışı hava ortalama sıcaklığı ( $^\circ C$ )

Kış mevsiminde farklı illerin dış ortalama ve minimal sıcaklıkları Tablo 2'den alınabilir. Özellikle dış sıcaklık ortalamasının -5 °C'ten düşük olduğu ortamlar için silo dış cidarında yoğuşma ve donma (topaklaşma) riski vardır. Bu durumda silo içerisine ısıtılmış hava gönderilmelidir.

Tahıl silolarında emniyetli iç sıcaklık yaz ve kış 12°C olarak kabul edilir.

Tablo 2. Türkiye'deki illere ait iklim değerleri

İLLER	Rakım	Yaz Ort..	Kış Ort..	Yaz Ort.	Yaz maks.	Yaz Ort.	Kış Ort.	Kış Min.	Kış Ort.	Yaz	Kış	Yaz	Kış	Yaz Yaş
		Hava yoğ.	Hava yoğ.	Nem	Sıcak.	Sıcaklık	Nem	Sıcak.	Sıcak.	Yağış	Yağış	Güneş saati	Güneş saati	Term.
ADANA	29	1,1705	1,2472	70	33,4	27,4	68	4,7	8,9	14	111	10,7	7,16	27,60
ADİYAMAN	675	1,0781	1,1788	33,3	36,1	28,9	68	-1,1	3,1	1,33	108	12,8	5,9	19,81
AFYON	1026	1,0633	1,1397	55	28,3	20,4	75	-3,5	0,7	20,33	51,33	12,1	5	18,67
AĞRI	1643	0,9914	1,0790	53,3	27,8	18,8	71	-10,5	-4,9	36,33	47,66	12,33	6	18,95
AKSARAY	971	1,0664	1,1428	48	29,5	21,5	67	-3	1,8	8,66	42,66	12,5	6,93	18,29
AMASYA	395	1,1422	1,2249	54,7	30,4	21,7	72,33	-1,7	1,8	24	54,33	9,57	5,7	21,30
ANKARA	874	1,0804	1,1605	50,7	29,1	21,1	72	-3,1	0,8	16,67	53,33	12,5	5,77	18,70
ANTALYA	57	1,1689	1,2444	59,7	32,9	26,8	71	4,6	8,6	3	192,33	12,67	6,33	23,74
ARDAHAN	1807	0,9847	1,0665	69	22,9	14,9	75	-12,6	-7,2	95	46	8,73	5,27	17,29
ARTVİN	366	1,1532	1,2409	69	25,4	19,9	72	-5,4	-0,8	231	151,33	5,56	5,77	20,27
AYDIN	60	1,1685	1,2449	52	35	26,8	72	3,7	8,4	6,33	120	12,7	6,6	23,72
BALIKESİR	133	1,1721	1,2470	61,7	30,5	23,3	79	1,9	5,5	18,33	80,33	11,2	5,06	23,72
BARTIN	13	1,1994	1,2658	78,3	27,5	20,7	80	1,9	5,3	50,67	85,67	11,03	5,67	24,29
BATMAN	573	1,0881	1,1876	23,67	36,63	29,83	68,67	0,47	4,43	2,33	97,33	12,9	5,57	14,73
BAYBURT	1583	1,0036	1,0894	55,3	25,8	17,4	74	-10,6	-5,5	28,33	48,67	9,93	4,83	18,40
BİLEÇİK	514	1,1287	1,2049	59,33	27,5	21	77	-1,9	2,4	25	63	10,53	5,37	21,19
BİNGÖL	1131	1,0343	1,1411	39	32,8	24,8	75	-7,3	-3,1	13	122	12,83	5,3	18,93
BİTLİS	1536	0,9974	1,0860	53	28,8	20,9	75	-6,4	-3,1	16,67	121	12,73	5,36	16,11
BOLU	734	1,1071	1,1855	72,3	26,7	18,9	82	-4,3	-0,4	70,67	96,67	9,53	5,2	19,66
BURDUR	951	1,0657	1,1431	47,7	30,7	22,4	78	-0,9	2,4	16	73,33	12,4	4,97	18,90
BURSA	257	1,1608	1,2371	59,7	30	21,8	81	0,1	3,6	38,33	99,67	11	5,33	21,36
ÇANAKKALE	12	1,1879	1,2569	70,7	29,7	23,6	78	4,5	7,3	16,67	91	11,93	4,93	23,03
ÇANKIRI	763	1,0954	1,1757	59,7	29,8	21	69	-3	0,9	21,33	48	12,37	5,87	19,67
ÇORUM	818	1,0941	1,1671	62,3	28,1	19,4	72	-2,7	1,1	28,33	58	11,17	5,7	20,22
DENİZLİ	405	1,1271	1,2059	49	33,4	25,3	69	1,3	5,8	8,33	68,67	12,67	6,27	20,46
DIYARBAKIR	668	1,0826	1,1773	32,3	36,7	27,9	69	-0,4	3,7	4	93	12,87	6,33	20,44
DUZCE	146	1,1802	1,2572	71,7	28,4	20,8	82	-1,3	2,8	72,33	105,33	9,17	5,23	21,88
EDİRNE	72	1,1822	1,2619	58,7	30,9	22,9	77	0,2	4,2	29	55,67	12,3	5,13	22,69
ELAZIĞ	1078	1,0427	1,1297	38,3	32,7	24,3	75	-1,7	1,4	6	76,33	12,87	5,1	19,16
ERZİNCAN	1203	1,0357	1,1345	51,7	30,2	21,8	75	-8	-3,9	37,67	66	10,73	4,9	19,50
ERZURUM	1923	0,9637	1,0490	54,7	25,1	17	73	-11,8	-6,6	52	44,67	10,27	4,83	16,52
ESKİŞEHİR	796	1,0940	1,1706	58,7	28,1	20,2	75	-3,2	1	20	49,67	11,17	5,43	20,22
GAZİANTEP	844	1,0645	1,1509	49	33,8	26,6	71	0,1	4,1	3	77,67	12,6	6	22,44
GİRESUN	88	1,1860	1,2546	78,3	25,4	21,4	74	2,2	5,3	103	123,33	8,13	6,1	21,04
GÜMÜŞHANE	1227	1,0440	1,1388	64	27,3	18,6	78	-9,5	-5,7	92,67	61,33	6,7	4,97	17,40
HAKKARİ	1707	0,9710	1,0709	40	29,3	22,6	68	-9,6	-5	8,33	142	12,67	5,63	14,87
HATAY	89	1,1676	1,2375	65,3	31,4	26	75	5,3	9,1	6	107,33	10,5	6,03	25,96
İĞDIR	861	1,1009	1,1713	44,3	31,9	16,1	65	-7,4	-1,3	32,33	35,67	12,7	7,67	21,64
ISPARTA	1046	1,0582	1,1333	51	29,1	21,1	78	-1,9	1,6	16,67	103,67	12,37	4,73	18,50
İSTANBUL	55	1,1870	1,2523	71,7	26,1	22,3	78	4,6	6,9	28,33	90	11,36	5,27	22,58
İZMİR	142	1,1630	1,2363	52,7	32,3	25,3	78	3,6	7,6	8	111	12,6	6,13	24,21
K.MARAŞ	679	1,0877	1,1770	54	34,4	26,1	70	-0,6	3,4	3	101,33	12,1	5,67	22,57
KARABÜK	259	1,1578	1,2481	59,3	31,3	22,5	79	-3,1	1,1	70	94	9,23	5,36	20,68
KARAMAN	1036	1,0580	1,1318	48	29,9	21,5	70	-2	2,3	7,33	46	12,46	6,2	18,32
KARS	1756	0,9858	1,0701	71	24,3	16,4	72	-12,2	-6,4	27,66	43	10,33	5,5	18,28
KASTAMONU	784	1,1005	1,1745	61,7	26,9	18,9	74	-3,1	0,5	40,67	60	10,63	5,27	19,54
KAYSERİ	1057	1,0614	1,1430	54	29,5	19,8	73	-5,5	-1,1	22,67	51,67	11,93	6,17	18,17
KIRIKKALE	746	1,0947	1,1739	55	29,9	21,8	70	-2,1	1,9	14,67	46,67	12,57	6,07	19,37
KIRKLARELİ	243	1,1600	1,2378	62,3	29,7	22,5	79	0,4	3,9	33,67	67,67	12,03	4,53	22,11
KIRŞEHİR	992	1,0666	1,1432	54,7	28,7	20,7	69	-3,1	1	16,67	47,33	12,3	6,43	18,16
KİLİS	695	1,0831	1,1633	49	35,1	26,8	69	1,5	6,1	2	68,67	12,17	6,07	24,47
KOCAELİ	78	1,1826	1,2560	71	28,9	22,6	83	1,6	5,3	57,33	104	9,7	5,03	23,41
KONYA	1029	1,0600	1,1364	44,3	29	21,2	69	-3,1	1,4	11,67	39,33	12,5	6,5	18,13
KÜTAHYA	944	1,0779	1,1520	56,7	27,2	19,3	75	-3,4	0,5	28	57	11,37	5	18,99
MALATYA	951	1,0550	1,1443	37	32,4	25,4	66	-1,5	2,1	9	87,33	12,77	5,83	19,14
MANİSA	76	1,1682	1,2541	46,7	33,9	26,3	78	1,8	5,8	8,67	112	12,53	5,73	22,81
MARDİN	884	1,0523	1,1437	31	33,4	28,6	69	-0,2	4,5	1	70,33	12,8	6,6	20,13
MERSİN	18	1,1759	1,2555	77	30,1	26,4	68	3,5	7,4	7,33	32,67	11,5	7,1	24,21
MUĞLA	652	1,0953	1,1749	51	32,1	25	76	1	4,8	19,67	153,33	12,57	5,9	20,26
MUŞ	1319	1,0211	1,1190	44,3	31,2	21,8	76	-7,4	-4	21	124	12,77	5,43	16,50
NEVŞEHİR	1235	1,0426	1,1152	52,3	27,2	18,7	69	-5,3	-0,3	15	45,67	12,23	6,77	17,47
NİĞDE	1244	1,0365	1,1193	50,3	28,2	20,1	71	-5,3	-1,6	22,67	49,67	12	6,53	16,03
ORDU	11	1,1952	1,2693	72	26,1	21,8	71	1,1	4,6	91	110	8,43	6,1	20,95
OSMANIYE	128	1,1599	1,2353	63	33	26,6	73	4,1	8,3	15,67	106,67	10,47	6,63	25,99
RİZE	28	1,1936	1,2658	78,3	25,3	21,6	75	1,6	4,8	183,67	128,67	7,5	6,37	20,37
SAKARYA	32	1,1911	1,2634	73,3	28,8	22,1	82	1,1	5,2	53,66	100	9,33	5,23	23,76
SAMSUN	36	1,1933	1,2619	75	25,7	21,4	76	2,3	5,4	50	86,67	9,63	5,97	21,82
ŞİRT	886	1,0528	1,1500	32	35,4	28,4	69	-2	2,9	2,33	115,67	12,9	6,46	20,03

SİNOP	26	1,1947	1,2625	76,3	25,1	21,4	79	2,3	5,6	22,67	82,33	11,9	5,8	22,11
SİVAS	1288	1,0369	1,1199	53,3	25,3	18,4	74	-7,3	-3,2	14,67	47,33	10,87	6	18,34
ŞANLIURFA	543	1,0928	1,1874	37	37,2	29,6	72	1,3	5,5	2,67	82	12,8	6,2	21,26
ŞIRNAK	1408	0,9982	1,0883	50,7	32	25,3	65	-4,8	0,6	1,67	128	12,8	6,43	17,40
TEKİRDAĞ	32	1,1923	1,2616	72,7	27,2	21,8	79	2,6	5,6	23,33	70	12,13	5	22,53
TOKAT	604	1,1170	1,2073	59	28,6	20,9	75	-5,7	-1,1	31,67	70,67	8,93	6	19,87
TRABZON	38	1,1926	1,2712	76	25,2	21,5	73	-0,3	3,3	147	115,33	7,5	6,2	20,37
TUNCELİ	933	1,0605	1,1672	42,3	33,5	24,5	74	-7	-2,7	4,33	92	12,87	5,3	18,10
UŞAK	914	1,0738	1,1494	53,3	29,1	21,5	71	-2,1	2,1	14,33	66,33	12,5	5,93	18,39
VAN	1689	0,9828	1,0666	44,3	26,9	19,7	74	-8,3	-3,3	10	43,67	12,73	5,33	16,57
YALOVA	9	1,1963	1,2614	72	27,6	21,6	79	3,3	6,4	32,67	92,67	11,3	5,4	23,36
YOZGAT	1300	1,0372	1,1084	62	24,9	17,9	71	-4,9	-0,8	20,67	52,67	11,97	6,17	18,04
ZONGULDAK	9	1,1984	1,2709	73	24,5	21,1	78	1,3	4,3	62,66	98	11,2	5,9	21,03

**Tablo 3.** Bazı tahıl ürünlerine ait yığın yoğunluğu ve özgül ısı değerleri

Tahıl	Yoğ. (ton/m <sup>3</sup> )	Özgül Isı, Cp (kJ/kg.K)
Arpa	0,6	1,245
Ayçiçek	0,42	1,25
Buğday	0,77	1,265
Kanola	0,69	1,75
Mısır	0,72	1,785
Pirinç	0,6	1,314
Soya	0,75	1,66
Fındık	0,425	1,65
İç fındık	0,5	1,78

### 5.1.2 Havalandırma Isı Kaybı

0°C'nin üzerindeki sıcaklıklarda havalandırma yükü dikkate alınmamalıdır, çünkü tahıldaki solunum ısıları mevcuttur.

$$\dot{Q}_h = \dot{q} \cdot M \cdot \rho_h \cdot C_{ph} \cdot (12 - t_{ko}) / 1000 \quad [\text{kW}] \quad (2)$$

$\dot{q}$ : Havalandırma yükü [L/s.ton]

$M$ : Silo tahıl kütlesi (ton)

$\rho_h$ : Hava yoğunluğu (kg/m<sup>3</sup>) (Tablo 2'den)

$C_{ph}$ : Havanın özgül ısı (1,002 kJ/kg°C)

$t_{ko}$ : Dış hava kış ortalama sıcaklığı

### 5.1.3 Tahıl Isıtma Kaybı

Tahılların kışın çevre ortalama sıcaklığından +12 °C'ye kadar ısıtılması gerekecektir. Ancak bu büyük kütlelerin kaç günde ısıtılacağına karar verilmesi gerekir. Bu 3-5 gün aralığında seçilebilir. Çok kısa seçilmesi ısıtma kapasitesini çok arttıracaktır.

$$\dot{Q}_m = M \times 1000 \cdot C_p \cdot (12 - t_{ko}) / (86400 \times \text{gün sayısı}) \quad [\text{kW}] \quad (3)$$

Burada:

$M$ : Silo tahıl kütlesi (ton)

$C_p$ : Tahılın özgül ısı (Tablo 3'ten)

### 5.1.3 Toplam ısı kaybı:

$$\dot{Q}_{\text{Top}} = \dot{Q}_T + \dot{Q}_h + \dot{Q}_m \quad [\text{kW}] \quad (4)$$

**Örnek 1:** Sivas il merkezinde kurulacak olan 1500 tonluk düz tabanlı silindirik çelik buğday silosunun yüksekliği 25 m, çapı 9,965 m, havalandırma yükü  $\dot{q} = 2$  (L/s.ton) alınacaktır. Isıtma işlemi 3 günde gerçekleştirilecektir. Isı kaybını hesaplayınız.

### Çözüm:

Sivas için kış sıcaklık ortalaması (gece ve gündüz):  $-3,2$  °C (Tablo 2)

Silindirik deponun yan ve üst alanı:  $A_y = \pi DL + 0,785 D^2 = \pi \times 9,965 \times 25 + 0,785 \times 9,965^2 = 860,2$  m<sup>2</sup>

Döşeme alanı:  $A_d = 0,785 D^2 = 0,785 \times 9,965^2 = 77,95$  m<sup>2</sup>

Yan ve üst yüzeyden transmisyon ısı kazancı:

$$\dot{Q}_{Ty} = K_u A \Delta T / 1000 = 23,3 \times 860,2 \times [12 - (-3,2)] / 1000 = 304,64 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{Td} = K_u A \Delta T / 1000 = 7,1 \times 77,95 \times [12 - (-3,2)] / 1000 = 20,26 \text{ kW}$$

$$\text{Toplam transmisyon ısı kaybı: } \dot{Q}_T = \dot{Q}_{Ty} + \dot{Q}_{Td} = 304,64 + 20,26 = 324,9 \text{ kW}$$

Havalandırma ısı kaybı:

$$\dot{Q}_h = \dot{V} \rho M C_{ph} \Delta T / 1000 = 2 \times 1,1199 \times 1500 \times 1,002 \times [12 - (-3,2)] / 1000 = 51,16 \text{ kW}$$

Tahıl ısı kaybı:

$$\dot{Q}_m = M \times 1000 \cdot C_p \cdot (12 - t_{ko}) / (86400 \times \text{gün sayısı}) = 1500 \times 1000 \times 1,265 \times [12 - (-3,2)] / (86400 \times 3) = 111,27 \text{ kW}$$

Toplam ısı kaybı:

$$\dot{Q}_{Top} = \dot{Q}_T + \dot{Q}_h + \dot{Q}_m = 324,9 + 45,69 + 111,27 = 481,86 \text{ kW}$$

## 5.2 Isı Kazancı Hesabı

Isı kazancı hesabında dış yüzeylerden oluşan transmisyon ısı kazancı, depolanan tahılın solunum ısı ve güneş ışınımı ile oluşan ısı kazancı dikkate alınır. Özellikle sıcak bölgelere kurulacak tahıl silolarında sadece havalandırma ile yapılacak serinletme yeterli olmayabilir. Ayrıca mekanik soğutmalı sistemler kullanmak gerekli olabilir.

### 5.2.1 Transmisyon Isı Kazancı

$$\dot{Q}_T = K_u A (t_{yo} - 12) / 1000 \quad [\text{kW}] \quad (5)$$

Burada;

$K_u$ : Silo dış yüzeyi (kabuk) ısı geçirgenlik değeri ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ ).

Yan cidarlar için  $K_u = 23,3$   $W/m^2 C$ , taban alanı için  $K_u = 17,1$   $W/m^2 C$  kabul edilebilir [11]

$A$ : Kabuk dış yüzeyi ( $m^2$ )

$t_{yo}$ : Yazın dış hava ortalama sıcaklığı (Tablo 2) ( $^\circ C$ )

### 5.2.2 Tahıl Isı Kazancı

Silolarda depolanan tahılın dış ortalama sıcaklıktan  $12$  °C'ye kadar düşürülmesi gerekir.

$$\dot{Q}_m = M \times 1000 \cdot C_p \cdot (t_{yo} - 12) / (86400 \times \text{gün sayısı}) \quad [\text{kW}] \quad (6)$$

### 5.2.3 Tahıl Solunum Isı Kazancı

$$\dot{Q}_s = \dot{q}_t M / 86400 \quad [\text{kW}] \quad (7)$$

$\dot{q}_t$ : Tahıl solunum ısı (kJ/ton.gün)

$M$ : Tahıl kütlesi

#### 5.2.4 Havalandırma Isı Kazancı

Siloların hava ile soğutulabilmesi için öncelikle dış havanın gece-gündüz ortalama sıcaklığından 12 °C'ye kadar soğutulması gerekecektir.

$$\dot{Q}_h = \dot{q} \cdot M \cdot \rho_h \cdot C_{ph} \cdot (t_{yo} - 12)/1000 \quad [\text{kW}] \quad (8)$$

$\dot{q}$ : Havalandırma yükü [L/s.ton] (Soğutma için 10-12 L/s.ton seçilebilir.)

$M$ : Silo tahıl kütlesi (ton)

$\rho_h$ : Hava yoğunluğu (kg/m<sup>3</sup>) (Tablo 2'den)

$C_{ph}$ : Havanın özgül ısı (1,002 kJ/kg°C)

$t_{yo}$ : Yaz dış hava ortalama sıcaklığı

#### 5.2.5 Güneş Işınım Kazancı

Yaz iklim tesislerinde binaların ısı kazancı hesaplanırken, güneş tesirinin ısı kazancına etkisini bulmak için güneş-hava sıcaklığı tanımından yararlanılır. Güneş hava sıcaklığı bir dış sıcaklık tanımı olup bu sıcaklık ile yüzeyin dış sıcaklığı arasında, taşınım ile iletilen ısının miktarı; duvar yüzeyine vuran toplam ışınımın bütün bileşenlerini kapsayan gökyüzü ve diğer dış çevredeki cisimler ile yüzey arasında olan ışınım ile ısı alışverişi ile, dış havadan taşınım ile olan ısı alışverişi neticesinde duvar yüzeyine geçen ısıların toplamına eşittir [12].

Güneş vuran bir yüzeydeki ısı akısı güneş gören yüzeydeki enerji dengesinden şu şekilde ifade edilir.

$$\frac{q}{A} = \alpha \cdot I_t + h_0 \cdot (T_0 - T_s) - \varepsilon \cdot \Delta R \quad (9)$$

Burada:

$\alpha$ : Yüzeyin güneş ışınımı yutma katsayısı,

$I_t$ : Yüzey üzerine düşen toplam güneş ışınımı (W/m<sup>2</sup>)

$h_0$ : Dış yüzeydeki taşınım ve uzun dalga ışınımı ile olan ısı geçiş katsayısı (W/m<sup>2</sup>K)

$T_0$ : Dış hava sıcaklığı (°C)

$T_s$ : Yüzey sıcaklığı (°C)

$\varepsilon$ : Yüzeyin yarı küresel ışınım yayma katsayısı

$\Delta R$ : Gökyüzü ve çevredeki cisimlerden yüzey üzerine düşen uzun dalga ışınımı ile dış hava sıcaklığındaki siyah cismin yaydığı ısı ışınımı arasındaki fark (W/m<sup>2</sup>)

Isı geçiş miktarı, güneş-hava sıcaklığı terimi ( $T_e$ ) ile ifade edilecek olursa;

$$\frac{q}{A} = h_0 (T_e - T_s) \quad (10)$$

Eşitlik (9) ve (10)'den;

$$T_e = T_0 + \frac{\alpha \cdot I_t}{h_0} - \frac{\varepsilon \cdot \Delta R}{h_0} \quad (11)$$

İfadesi elde edilir.

Gökyüzünden uzun dalga boylu ışınım alan yatay yüzeyler için  $\Delta R$ 'nin uygun değeri yaklaşık 63 W/m<sup>2</sup> olup eğer  $\varepsilon=1$  ve  $h \approx 17$  W/m<sup>2</sup>K alınırsa uzun dalga boyu düzeltme terimi  $\frac{\varepsilon \cdot \Delta R}{h_0} = -3,9^\circ\text{C}$  olur [12].

Düşey yüzeyler ise gökyüzünden olduğu kadar topraktan ve çevredeki cisimlerden gelen ışınları aldığından, kesin  $\Delta R$  değerlerinin tespit edilmesi zordur. Güneş ışınım akısı değeri büyükse, cisimlerin yüzeyleri genellikle dış havadan daha yüksek bir sıcaklığa ulaşır. Böylece yüzeylere gelen ışınım gökyüzünün düşük emisyonuna katkıda bulunur. Bu yüzden, düşey yüzeyler için  $\Delta R=0$  almak yaygın bir uygulamadır [12].

Güneş-hava sıcaklıkları, yatay düzlemler için  $\frac{\varepsilon \Delta R}{h_0} = -3,9^\circ\text{C}$  ve düşey düzlemler için  $0^\circ\text{C}$  baz alınarak hesaplanmıştır. Güneş-hava sıcaklığı değerleri  $\frac{\alpha}{h_0}$  parametresinin iki ayrı değeri için verilmiştir.  $\frac{\alpha}{h_0} = 0,026$  değeri açık renkli yüzeyler için,  $\frac{\alpha}{h_0} = 0,052$  değeri ise koyu renkli yüzeyler için ifade edilmiştir.

Tablo 4 sütun 2'de verilen saatlik hava sıcaklıkları, 21 Temmuz ve  $40^\circ$  kuzey enlemi için  $35^\circ\text{C}$  tasarım sıcaklığı ve  $11,7^\circ\text{C}$  sıcaklık aralığı için geçerlidir. Diğer bölge ve şartlar için uygun sıcaklıkların hesaplanması için uygun tasarım sıcaklığı ve günlük sıcaklık aralığı seçilir. Her bir saat için Tablo 5'te verilen günlük sıcaklık aralığı yüzdesi ile günlük sıcaklık aralığı çarpılır ve tasarım sıcaklığından çıkarılarak hesaplanır [13].

**Tablo 4.** 21 Temmuz ve  $40^\circ$  kuzey enlemi için güneş-hava sıcaklıkları, açık renkli yüzeyler ( $\alpha/h_0 = 0,026$ ) [13]

Saat	Çarpım Faktörü	Hava Sıcak. $T_0$ ( $^\circ\text{C}$ )	K	KD	D	GD	G	GB	B	KB	YATAY
07:00	0,93	23,9	28,4	39,6	43	36,2	25,9	28,8	25,8	25,8	29
08:00	0,84	25	27,9	40,2	45,8	40,7	28,3	27,6	27,6	27,6	35,1
09:00	0,71	26,7	29,9	38,9	46	43,7	33,4	29,8	29,8	29,8	41,2
10:00	0,56	28,3	31,9	36,4	44	44,7	38	31,9	31,9	31,9	46,2
11:00	0,39	30,6	34,4	34,6	41,2	44,6	42,2	35,3	34,4	34,4	50,7
12:00	0,23	32,2	36,1	36,1	36,4	41,8	44,6	42,5	37	36,1	53,2
13:00	0,11	33,9	37,7	37,7	37,7	39,7	45,8	47,1	43,4	37,9	54,3
14:00	0,03	34,4	38,1	38,1	38,1	38,2	44,6	50,2	49,2	41,5	52,9
15:00	0	35	38,4	38,2	38,2	38,2	42,4	51,8	53,7	46,4	50,3
16:00	0,03	34,4	37,4	37,2	37,2	37,2	38,4	50,4	55,2	49,2	45,5
17:00	0,1	33,9	38,1	36	36	36	36,1	46,9	53,7	49,8	40
18:00	0,21	32,8	37,5	34	34	34	34	40,5	46,9	45,5	33,6
19:00	0,34	30,6	31	30,6	30,6	30,6	30,6	31	31,5	31,5	26,8
20:00	0,47	29,4	29,4	29,4	29,4	29,4	29,4	29,4	29,4	29,4	25,6
21:00	0,58	28,3	28,3	28,8	28,3	28,3	28,3	28,3	28,3	28,3	24,4
Ortalama	0,37	30,63	33,63	35,72	37,73	37,55	36,13	38,10	38,52	36,34	40,59

**Tablo 5.** 21 Temmuz ve  $40^\circ$  kuzey enlemi için güneş-hava sıcaklıkları, açık renkli yüzeyler ( $\alpha/h_0 = 0,052$ )[13]

Saat	Çarpım Faktörü	Hava Sıcak. $T_0$ ( $^\circ\text{C}$ )	K	KD	D	GD	G	GB	B	KB	YATAY
07:00	0,93	23,9	32,9	55,4	62,1	48,5	28	27,8	27,8	27,8	29
08:00	0,84	25	30,7	55,4	66,6	56,4	31,5	30,2	30,2	30,2	35,1
09:00	0,71	26,7	33,2	51,1	65,4	60,7	40,2	33	33	33	41,2
10:00	0,56	28,3	35,4	44,4	69,7	61,1	47,7	35,6	35,4	35,4	46,2
11:00	0,39	30,6	38,2	38,7	51,8	58,7	53,8	40,2	38,2	38,2	50,7
12:00	0,23	32,2	40	40	40,6	51,3	57	53,1	41,9	40	53,2
13:00	0,11	33,9	41,5	41,5	41,5	45,5	57,7	60,8	52,8	42	54,3
14:00	0,03	34,4	41,7	41,7	41,7	42	54,8	66,6	63,9	48,6	52,9
15:00	0	35	41,7	41,5	41,5	41,5	49,8	69,1	72,5	57,8	50,3
16:00	0,03	34,4	40,4	39,9	39,9	39,9	42,4	66,8	75,9	63,9	45,5
17:00	0,1	33,9	42,2	38,1	38,1	38,1	38,4	60,2	73,5	65,7	40
18:00	0,21	32,8	42,3	35,2	35,2	35,2	35,2	48,4	60,9	58,3	33,6
19:00	0,34	30,6	31,5	30,7	30,7	30,7	30,7	30,5	32,5	32,5	26,8
20:00	0,47	29,4	29,4	29,4	29,4	29,4	29,4	29,4	29,4	29,4	25,6
21:00	0,58	28,3	28,3	28,3	28,3	28,3	28,3	28,3	28,3	28,3	24,4
Ortalama	0,37	30,63	36,63	40,75	45,50	44,49	41,66	45,33	46,41	42,07	40,59

### 5.2.5 Toplam Isı Kazancı

$$\dot{Q}_{\text{Top}} = \dot{Q}_T + \dot{Q}_m + \dot{Q}_s + \dot{Q}_h + \dot{Q}_R \quad [\text{kW}] \quad (12)$$

**Örnek 2.** Urfa'da yerleşik bir buğday silosunun yüksekliği 20 m, çapı 14 m, üst konik kısım yüksekliği 3 m, havalandırma yükü 8 L/s.ton ve soğutma süresi 3 gün, silo doluluk oranı %90 olarak kabul edilirse soğutma yükünü (ısı kazancı) hesaplayınız (Buğday EMC değeri %15).

**Çözüm:**

$$\text{Yan yüzeyler: } A_y = \pi \cdot D \cdot h = 3,14 \times 14 \times 20 = 879,2 \text{ m}^2$$

$$\text{Taban yüzeyi: } A_{ta} = 0,785 \cdot D^2 = 0,785 \times 14^2 = 153,86 \text{ m}^2$$

$$\text{Konik kısmın yanal boyu: } s = \sqrt{R^2 + H^2} = \sqrt{7^2 + 3^2} = 7,48 \text{ m}$$

$$\text{Konik kısmın yüzey alanı: } A_k = \pi \cdot R \cdot s = 3,14 \times 7 \times 7,48 = 164,41 \text{ m}^2$$

$$\text{Silo hacmi: } V_s = \pi \cdot R^2 \cdot H + \frac{1}{3} \pi R^2 h = 3,14 \times 7^2 \times 20 + \frac{1}{3} \times 3,14 \times 7^2 \times 3 = 3539 \text{ m}^3$$

$$\text{Silo tahıl yükü: } M = 0,90 \cdot V_s \cdot \rho_b = 0,9 \times 3539 \times 0,77 = 2452,53 \text{ ton}$$

Transmisyon ısı kazancı:

$$\dot{Q}_{T1} = K_u A (t_{yo} - 12) / 1000 = 23,3 \times 789,2 \times (29,6 - 12) / 1000 = 323,63 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{T2} = K_u A (t_{yo} - 12) / 1000 = 17,1 \times (153,86 + 164,41) \times (29,6 - 12) / 1000 = 94,42 \text{ kW}$$

$$\text{Toplam transmisyon ısı kazancı: } \dot{Q}_T = \dot{Q}_{T1} + \dot{Q}_{T2} = 323,63 + 94,42 = 418,05 \text{ kW}$$

Tahıl ısı kazancı:  $\dot{Q}_m = M \times 1000 \cdot C_p \cdot (t_{yo} - 12) / (86400 \times \text{gün sayısı})$

$$\dot{Q}_m = 2452,53 \times 1000 \times 1,265 \times (26,9 - 12) / (86400 \times 3) = 214,25 \text{ kW}$$

Tahıl solunum ısı kazancı:

A=0,36 ve B=5,14 (Tablo 1'den)

$$\log(\text{CO}_2) = A M_w - B$$

$$\log(\text{CO}_2) = 0,36 \times 15 - 5,14 = 0,26$$

$$\text{CO}_2 = 1,8197 \text{ mg/100 g kuru madde}$$

$$\text{CO}_2 = 18,197 \text{ g/ton kuru madde}$$

%15 nem içerikli buğday için: Kuru madde=100-15=%85=0,85

1 ton kuru madde 18,197 g CO<sub>2</sub> üretirse

0,85 ton kuru madde 0,85x18,197 = 15,46745 g CO<sub>2</sub> üretir.

264 g CO<sub>2</sub> 2800 kJ ısıya eşdeğer ise;

$$15,46745 \text{ g CO}_2 \quad 164,0487 \text{ kJ ısı üretir.}$$

$$\dot{Q}_s = \dot{q}_t M / 86400 = 164,0487 \times 2452,53 / 86400 = 4,65 \text{ kW}$$

Havalandırma ısı kazancı:

$$\dot{Q}_h = \dot{q} \cdot M \cdot \rho_h \cdot C_{ph} \cdot \frac{t_{yo} - 12}{1000} = 8 \times 2452,53 \times 1,0928 \times 1,002 \times (26,9 - 12) / 1000 = 384,56 \text{ kW}$$

Güneş ışınım kazancı: Tablo4'ten dış hava ortalama sıcaklığına en yakın değer;

Saat	Çarpım Faktörü	Hava Sıcak. T <sub>0</sub> (°C)	K	KD	D	GD	G	GB	B	KB	YATAY
11:00	0,39	30,6	34,4	34,6	41,2	44,6	42,2	35,3	34,4	34,4	50,7

$$\text{Dikey yüzeyler için } T_{ed} = (34,4 + 34,6 + 41,2 + 44,6 + 42,2 + 35,3 + 34,4 + 34,4) / 8 = 37,6375 \text{ °C}$$

$$\text{Yatay yüzey için: } T_{ey} = 50,7 \text{ °C}$$

$$\text{Işınım ısı kazancı: } \dot{Q}_R = \dot{C}F(\%) \cdot [A_y \cdot K_u (T_{ed} - T_0) + A_c \cdot K_u (T_{ey} - T_0)] / 1000$$

$$\dot{Q}_R = 0,39 \times [879,2 \times 23,3 \times (37,6375 - 30,6) + 164,41 \times 17,1 \times (50,7 - 30,6)] / 1000 = 78,26 \text{ kW}$$

Toplam ısı kazancı:

$$\dot{Q}_{Top} = \dot{Q}_T + \dot{Q}_m + \dot{Q}_s + \dot{Q}_h + \dot{Q}_R = 418,05 + 214,25 + 4,65 + 384,56 + 78,26 = 1099,77 \text{ kW}$$



## 6. SİLO ISI YÜKÜ İÇİN YAZILIM GELİŞTİRİLMESİ

Yukarıda açıklanan ve örnekleri verilen ısı yükü hesaplamaları oldukça karmaşık ve zaman alıcı olduğu için bu hesapları kolaylaştırmak için Excel hesaplama yazılımı “SilolsıYüküHesabı-3.0” geliştirilmiştir. Bu yazılımın veri kaynaklarında ülkemizin tüm il ve ilçeleri için iklim verileri mevcuttur. Şekil 7’de ana sayfası gösterilen yazılımın sol tarafında hesaplama için gerekli girdiler, sağ tarafında ise hesaplama sonuçlarının verildiği “çıkıntılar” gösterilmiştir.

“Girdiler” kısmında yerleşim yeri, silo çapı, silo yüksekliği, silo doluluk oranı, depolanan tahıl tipi, tahıl denge nem içeriği (EMC), havalandırma yükü, silo dış yüzey rengi ve ürün ısıtma-soğutma süresi verilmiştir.

“Çıkıntılar” kısmında ise yaz ortalama, kış ortalama, yaz maksimal, kış minimal sıcaklıkları, yaz ve kış ortalama bağıl nem değerleri, yaz ve kış hava yoğunlukları, tahıl yoğunluğu, depolanan tahıl kütlesi, havalandırma debisi, ısıtma ve soğutma yükleri bulunmaktadır.

SİLO ISI YÜKÜ HESABI			
GİRDİLER		ÇIKTILAR	
Yerleşim Yeri	Erfelek/Sinop	Yaz Ortalama Sıcaklık ( $T_y$ )	21,36 [°C]
Silo Çapı (D)	20 [m]	Yaz Bağıl Nem ( $\Phi_y$ )	70 [%]
Silo Yüksekliği	18 [m]	Yaz Hava Yoğunluğu ( $\rho_y$ )	1,1725 [kg/m <sup>3</sup> ]
Silo Doluluk Oranı	80 [%]	Kış Ortalama Sıcaklık ( $T_k$ )	3,93 [°C]
Depolanan Tahıl Tipi	Buğday	Kış Minimal Sıcaklık ( $T_{KM}$ )	0 [°C]
Tahılın Denge Nem İçeriği	15 [%]	Kış Bağıl Nem ( $\Phi_k$ )	79 [%]
Havalandırma Yükü (q)	2 [L/s.ton]	Kış Hava Yoğunluğu ( $\rho_k$ )	1,2463 [kg/m <sup>3</sup> ]
NOT: Isıtma için 4-6, soğutma için 10-12 L/s.ton seçilmesi tavsiye edilir.		Tahıl Yoğunluğu ( $\rho_t$ )	0,77 [ton/m <sup>3</sup> ]
Silo Dış Yüzey Rengi	Açık	Depolanan Tahıl Kütlesi (M)	3482 [ton]
Ürün Isıtma-Soğutma Süresi	4 [gün]	Havalandırma Debisi ( $V_h$ )	25068 [m <sup>3</sup> /h]
		ISITMA YÜKÜ	590 [kW]
		SOĞUTMA YÜKÜ	1277 [kW]

Şekil 7. Silo ısı yüklerini hesaplamak için geliştirilmiş “SilolsıYükü-3.0” yazılımı ana sayfası

## 7. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Tahıl depolama sistemlerinde oluşan böceklenme, bozulma, topaklaşma, çimlenme gibi sorunlardan dolayı çok %10’ları aşan kayıplar oluşturulduğu göz önüne alınırsa silolardaki uygun muhafaza ortamının sağlanmasında ısıtma-soğutma sistemlerinin önemi açıkça ortaya çıkmaktadır. Tarımsal üretimin yoğun olduğu ABD, Avustralya gibi ülkelerde silolarda depolanan ürünlerin sağlıklı koşullarda muhafaza edilmesi için yaygın olarak ısıtma, havalandırma ve soğutma yöntemlerinden yararlanılmakta, silo içindeki tüm noktaların nem (EMC) ve sıcaklık koşulları merkezi bir kayıt sistemi ile sürekli izlenmektedir. Ülkemizde de son 10 yıldır bu tür uygulamalar yaygınlaşmaktadır.

Bu çalışmada tahıl depolama silolarında gerekli olan ısıtma-soğutma işlemlerinin önemi açıklanmış ve bu sistemlerinin kapasite seçimlerine katkı yapacak hesaplama yöntemleri açıklanmıştır. Bu hesaplama konusunda kolaylık sağlamak üzere bir hesaplama yazılımı geliştirilmiştir.

Bu konuda yapılacak yeni çalışmalarda verimli bir silo yönetimi için uygulanacak senaryolar ve saha deneyimleri üzerinde durulabilir.

## KAYNAKLAR

- [1] TS 4294 ISO 6322-2, Tahıllar ve baklagillerin depolanması- Bölüm 2: Uygulama önerileri, 17.04.2002..
- [2] Brooker D.B., F.B. Arkema, C.W. Hall, 1992, Drying and Storage of Grains and Oilseeds. An AVI Book, Published by Van Nostrand Reinhold, ISBN 0-442- 20515-5, New York.
- [3] Kolb, Ralph E., "Treatment of grains through conservation cooling with the GRANIFRIGOR™"
- [4] Kolb RE (2001) Kühle Getreidelagerung, Mühle + Mischfutter, Heft 17, Verlag Moritz Schäfer, Detmold
- [5] Anonymus (2002) Gefahr erhöhter Mykotoxinbildung im Getreide, Mühle + Mischfutter, Heft 19, Verlag Moritz Schäfer, Detmold
- [6] Lacey J, Hill ST, Edwards MA (1980) Microorganisms in stored grains; their enumeration and significance, Tropish stored product information 39.
- [7] Jouin C (1964) Grundlegende Kalkulationen für die Belüftung des Getreides, Getreide und Mehl, Band 14, Heft 6, Beilage der Zeitschrift „Die Mühle“, Verlag Moritz Schäfer, Detmold
- [8] Zhang Lailin et all. "The system for decreasing temperature by ventilation in grain silo" Proceedings of the 7th Int. Working Conference on Stored-product Protection - Volume 2.
- [9] <https://www.cbh.com.au/media-releases> (18.04.2022 tarihinde erişildi)
- [10] Elgün, A. ve Ertugay, Z. 2002 Tahıl İşleme Teknolojisi Atatürk Ü. Zir. Fak, Yayın No: 97, (4.Baskı), Erzurum
- [11] Kaden Plewe ve ark. "Transient Thermal Performance of High-Temperature Particle Storage Bins", AIP Conference Proceedings 2445, 160013 (2022).
- [12] Genceli, O.F. (Editör), 1998. ASHRAE Temel El Kitabı, Konut Dışı Yapılarda İklimlendirme, Soğutma ve Isıtma Yükleri, Türk Tesisat Mühendisleri Derneği, Teknik Yayın No:2, Bölüm 26, Cem Ofset, İstanbul.
- [13] ASHRAE Fundamentals Handbook, 2001. Nonresidential Cooling and Heating Load Calculation Procedures, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc. Chapter 29, pp. 29.1-29.40, Atlanta.

## ÖZGEÇMİŞLER

### Hüseyin BULGURCU

1962 yılında İzmir Kınık Poyracık'ta doğdu. 1984 yılında Yıldız Üniversitesi Kocaeli Mühendislik Fakültesi Makine Enerji dalından lisans, 1989 yılında M.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsünden Yüksek Lisans, 1994 yılında aynı Enstitüden Doktora dereceleri aldı. 1995 yılında Y. Doçent, 2013 yılında Doçent oldu. 1986-1989 yılları arasında Kartal Teknik Lisesinde, 1989-1995 yılları arasında Çankırı Meslek Yüksekokulunda öğretim elemanı olarak çalıştı. 1994 yılında YÖK-D.B. projesi kapsamında İngiltere'de Manchester College'de mesleki araştırmalarda bulundu. 1995-2012 yılları arasında Balıkesir Meslek Yüksekokulu İklimlendirme ve Soğutma Programında çalıştı. Ağustos 2012 ila Eylül 2016 tarihleri arasında Balıkesir Mühendislik Mimarlık Fakültesi'nde çalıştı. Mart 2017'de emekli oldu. Sektör firmalarında danışmanlık yapmakta, akademik çalışmalarına devam etmektedir.

### Önder ŞAVKAY

1981 yılında Bursa'da doğdu. Yüksek öğrenimini 2001-2003 yılları arasında Balıkesir Üniversitesi Balıkesir MYO İklimlendirme ve soğutma programında tamamladı. 2000-2006 yılı itibari ile ortağı olduğu Çubuksan Ltd. olarak endüstriyel aspiratör-vantilatör ve filtrasyon sistemleri sektöründe çalışma hayatına başladı. 2006 ve günümüz itibari ile kendi firması olan ÖNDERFAN havalandırma ve toz toplama sistemleri Ltd. Şti. firmasında Yönetim Kurulu başkanlığı yapmaktadır. Evli ve 1 çocuk babasıdır. Sektörün kurumsal lokomotif firmalarına endüstriyel aspiratör ve endüstriyel filtreleme konularında proje – anahtar teslim sistem kurulumu – CFD analiz ve arge desteği olarak çözümler



sunmaktadır. Ayrıca akademik olarak Havelsan ve Uludağ Üniversitesi gibi kamu kuruluşlarına rüzgâr tünelleri ve CFD analiz ve inovasyon desteği sunmaktadır.

# MEYVE VE SEBZE SOĞUK DEPO YÜK HESAPLAMALARINDAKİ BELİRSİZLİKLER İÇİN ÖNERİLER

*Suggestions for Uncertainty in Fruit and Vegetable Cold Storage Load Calculations*

Hüseyin Bulgurcu

## ÖZET

Bilindiği gibi soğuk depo ısı yükü hesaplamaları dört ana ısı yükü dikkate alınarak yapılmaktadır. Bu yükler depo dış yüzeylerinden transfer yoluyla oluşan yük, kapı ve menfezlerden kaynaklanan hava sızıntısı dolayısıyla oluşan yük, depolanan ürünlerden ve dışarıdan depoya yüklenen ürünlerden kaynaklanan ısı yükü ve son olarak diğerleri de insanlardan, lambalardan, forkliftlerden, evaporatör fanları ve defrost ısılarından kaynaklanan yüklerdir. Bu yüklerden kaynaklanan ısı kazançları belli analitik ve ampirik bağıntılarla hesaplanabilmektedir. Ancak bu yük hesaplamalarında bazı belirsizlikler mevcuttur. Bu belirsizlikler hesaplamalarda bazı tereddütlere neden olabilmektedir. Örnek olarak defrost ısı yükleri ve evaporatör fan motorlarından kaynaklanan ısı yükleri, hesaplamaların başında henüz evaporatör boyutları bilinmediğinden, net olarak hesaplanamaz. Bunun yanında meyve ve sebzeler için ayrı bir havalandırma sistemine, nemlendiriciye ihtiyaç olup olmadığı da belirsizlik arasındadır. Bu belirsizlikler sektörde tasarım yapan soğutma mühendislerine zorluklar oluşturmaktadır. Bu çalışmada belirsizlik oluşturan durumlar için bazı analitik çözümler üretilmiştir

**Anahtar Kelimeler:** Soğuk depo, Isı yükü, Yük belirsizliği, Soğuk depo yükü.

## ABSTRACT

As is known, cold storage heat load calculations are made by considering four main heat loads. These loads are the load caused by transfer from the outer surfaces of the warehouse, the load caused by the air leakage from the doors and vents, the heat load caused by the stored products and the products loaded from the outside into the warehouse, and finally the others are the loads caused by people, lamps, forklifts, evaporator fans and defrost temperatures. The heat gains resulting from these loads can be calculated with certain analytical and empirical relations. However, there are some uncertainties in these load calculations. These uncertainties may cause some hesitations in calculations. For example, defrost heat loads and heat loads from evaporator fan motors cannot be calculated clearly since the evaporator dimensions are not known at the beginning of the calculation. In addition, whether there is a need for a separate ventilation system and humidifier for fruits and vegetables is among the uncertainty. These uncertainties pose challenges to refrigeration engineers designing in the industry. In this study, some analytical solutions have been produced for situations that create uncertainty.

**Key Words:** Cold storage, Heat load, Load Uncertainty, Cold room loads.

## 1. GİRİŞ

Meyve ve sebzeler için soğuk depo yük hesaplamaları, bu ürünlerin fizyolojik özelliklerinden dolayı bazı farklılıklar göstermektedir. Özellikle meyve ve sebzelerde devam eden yaşam faaliyetleri,

solunum ve terleme şeklinde kendini gösterir. Bu faaliyetlerden dolayı hızlı şekilde ürünler hızlı şekilde nem kaybetmektedir. Bu nem kayıpları kütle kaybına, kalite ve görüntü (tekstür) bozulmalarına, dolayısıyla maliyet kaybına neden olmaktadır. Meyve ve sebzelerde depolama sırasında oluşacak kayıpları en aza indirebilmek için soğuk depo tasarımı doğru şekilde yapılmalıdır.

Enerji verimliliği için en önemli konuların başında ısı yalıtım gelmektedir. En çok kullanılan yalıtım malzemesi poliüretandır (genellikle sandviç panel şeklindedir), ancak ısı iletkenliği üreticiye bağlı olarak 0,020 ila 0,035 W/mK arasında değişir. En alakalı olanı, toplam yıllık maliyetin (yatırım + enerji maliyetleri) minimum olduğu tekno-ekonomik kriterlerdir. Bu kriterlere ve deneyimli verilere göre, özgül ısı akısı değerinin ( $q = Q/A = k \times Dt$ ) aşağıdaki aralıklarda olması önerilir (Ciconkov 2020):

- Dondurulmuş ürünler için soğuk odalar için:  $q = 6$  do  $8 \text{ W/m}^2$
- Soğutulmuş ürünler için soğuk odalar için:  $q = 7$  do  $11 \text{ W/m}^2$

Güneş radyasyonundan elde edilen ısı kazanımları, yüzeyin yoğunluğuna (konumların enlemine), yönüne ve rengine bağlıdır. Basitleştirilmiş yöntem, ASHRAE-2018'e göre varsayılabilen eşdeğer sıcaklık farkları kullanılır.

Özellikle soğuk odadaki nem dengesi için evaporatör tasarımı, ortamdaki hava hareketi gibi konular ön plana çıkmaktadır. Ayrıca ısı yüklerinin daha hassas şekilde yapılabilmesi için yük hesaplarında giderilmesi gereken bazı belirsizlikle mevcuttur.

Bu çalışmada meyve-sebze soğuk depo hesaplamalarında geleneksel hesaplama yöntemlerinin yanında hava hareketi, fan motor güçleri, nem dengesi, nemlendirici ve defrost yükleri arasında ilişkiler kurularak belirsizlikler giderilmeye çalışılmıştır.

## 2. MEYVE VE SEBZELERİN MUHAFAZA ÖZELLİKLERİ

Meyve ve sebzeler hasat edilince, yani kendisini besleyen ana bitkiden ayrılınca, yine de canlı kalırlar. Öyle ki, birçok sebze hızlı bir hücre bölünmesi dahi devam eder. Her ne kadar, topraktan çeşitli besin maddelerinin alınışı sona ermişse de dokuda çeşitli yeni maddelerin oluşması, mevcut maddelerin başka bileşiklere dönüşmesi gibi kimyasal ve biyokimyasal olaylar düzenli bir şekilde devam eder.

Meyve ve sebzelerdeki metabolizma faaliyetleri, ortam koşullarına bağlı olarak hızlı veya daha yavaş olarak devam eder. Bu sırada üründe depo edilmiş çeşitli maddeler harcanır. Nihayet bir süre sonra her canlıda olduğu gibi, doğal yaşlılık sonucu meyve ve sebzelerin yapısı bozulur ve ölüm kendini gösterir. Artık kimyasal ve biyokimyasal olaylar kontrol dışında kalarak düzensiz bir şekil alır. Bu sırada, canlı meyve veya sebzelerin mikroorganizmalara karşı gösterdiği direnç de sona erdiğinden, çeşitli mikroorganizmaların hücumuna uğrayarak, ayrıca mikrobiyolojik bozulma başlar (Becker at all.1996). İşte, soğukta depolamada ilke; meyve ve sebzelerin metabolizma faaliyetlerinin kesinlikle durdurmamak koşuluyla en düşük düzeyde gerçekleşmesine olanak vermek üzere, gerekli şartların sağlanmasıdır.

Metabolizma olayları içinde en önemlileri ise solunum ve terlemedir. Bu şekilde serbest kalan ısının az bir kısmı, hücrede gerçekleşen kimyasal tepkimelerde harcanırken büyük bir kısmı etrafa yayılır ve doğal olarak ürünü de ısıtır. Solunum, karbondioksit, su ve ısı üretmek için şekerlerin oksijenle parçalanmasını içerir. Bir ürünün depolama ömrü, solunum aktivitesinden etkilenir. Bir ürünün düşük sıcaklıkta depolanmasıyla solunum azalır ve yaşlanma geciktirilir, böylece depolama ömrü uzatılır (Halachmy and Mannheim 1991). Bir ürünü çevreleyen oksijen ve karbondioksit derişikliklerinin uygun şekilde kontrol edilmesi de solunum hızının azaltılmasında etkilidir.

Taze meyve ve sebzelerden nem kaybına terleme de denir. Terleme hızı, sıcaklık, bağıl nem ve hava hareketi gibi çevresel koşullara göre değişir. Ayrıca, farklı meyve ve sebzeler için terleme hızı farklıdır. Bir meyve veya sebzelerin terleme eğilimi, birim çevresel buhar basıncı açığı başına terleme oranı olan terleme katsayısı ile karakterize edilir. Örneğin elmanın terleme katsayısı  $58 \text{ ng/s.Pa.kg}$  iken havuç

için 1648 ng/s.Pa.kg ve marul için 8750 ng/s.Pa.kg'dır. Bu, marulun neden hızlı bir şekilde susuz kaldığını ve aynı ortamdaki elmaların günlerce taze görünümünü koruduğunu açıklıyor (Cengel Y.A. ve Ghajar A.

Soğuk bir odadaki bağıl nem, depolanan üründen buharlaşan su ile evaporatör tarafından havadan uzaklaştırılan su arasındaki dengenin bir göstergesidir.

Bağıl nem, depolama sırasında meyve ve sebze ağırlığındaki kaybı etkiler. Bu kütle kaybı, görünümün bozulması gibi ekonomik kayıplar ve besin değerinin azalması yönünden önemli olabilir.

Soğuk bir depo içindeki bağıl nem birçok faktör tarafından yönetilir: Soğuk depodaki ürün miktarı, paketlenme türü ve yöntemi, istifleme modelleri, hava hareketi, sistem çalışma süresi, soğutma sistemi kontrolünün türü, sıcaklık farkı, maruz kalan ürün yüzeyinin miktarı, ısı ve su buharı sızması, dış hava koşulları ve soğutma sisteminin çalışma döngüsünün uzunluğu.

Bunlardan sıcaklık farkı (TD) en önemlisidir. Sıcaklık farkı (TD); evaporatöre giren hava sıcaklığı ile evaporatör yüzey sıcaklığı arasındaki farktır. Bir evaporatörün TD'si, ürün cinsine, evaporatör boyutlarına, soğutma sisteminin çalışma süresine, evaporatör karlanma miktarına ve evaporatöre verilen soğutucu akışkanın tipine göre seçilebilir. Evaporatör yüzeyi ile soğutulan ortam arasındaki sıcaklık farkı ne kadar küçük olursa, soğuk odadaki bağıl nem o kadar yüksek olur (tersi de geçerlidir) (FAO).

**Tablo 1** Soğutulan ortam ile evaporatör yüzey sıcaklığına bağlı olarak oluşan bağıl nem dengesi

Tasarım TD (°C)	4.0–5.5	5.5–6.5	6.5–8.0	8–9	9–10
Bağıl nem (%)	95–91	90–86	85–81	80–76	75–70

Soğuk depolarda uygun saklama koşullarına ek olarak, çeşitli kabuk kaplamaları ve nem geçirmez filmler, terlemeyi önemli ölçüde azaltmak ve depolama ömrünü uzatmak için ürün paketlenme sırasında kullanılabilir (Ben-Yehoshua 1969).

Soğuk depo yük hesaplamalarında solunum ısı 0 °C ve + muhafaza koşulları için tablolar yardımıyla hesaplanır. Ancak ortama yayılan CO<sub>2</sub> için gerekli taze havalandırma yükü dikkate alınmaz veya hava sızıntısı ile bu derişikliğin giderileceği varsayılır. Ancak meyve-sebze soğuk depoları için yapılan ayrıntılı hesaplamalar, solunum ısı ve taze hava yükü arasında doğrudan bir ilişki bulunduğunu göstermektedir.

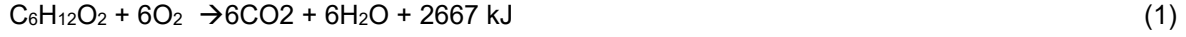
Meyve ve sebze soğuk depo yük hesaplamaları dört temel yüke dayalı olarak gerçekleştirilir: (1) Depo dış kabuğundan oluşan transfer ısı yükleri (dış kabuk güneş görüyorsa buna solar sıcaklık farkları da hesaplara eklenir). (2) Ürünlerden kaynaklanan ısı yükleri (hissedilir ısı ve sebze-meyveler için ilave olarak solunum ısıları). (3) Hava sızıntısından ve varsa mekanik havalandırma sisteminden kaynaklanan (servis) ısı yükleri ve (4) Fan motorlarından, defrost ısılarından, çalışan makine ve cihazlardan, aydınlatma gereçlerinden kaynaklanan yükler olarak sıralanır (2018 ASHRAE Handbook Refrigeration Chapter 24).

Bu ısı yüklerinden evaporatör fanları ve defrosta bağlı olarak oluşan ısı kazançları, henüz evaporatör seçimi yapılmadığı ve defrost yükü bilinmediği için bu yüklerin hesaplanmasında belirsizlikler nedeniyle zorluklar oluşturmaktadır. Ayrıca meyve -sebze muhafaza soğuk depolarında mekanik havalandırma sistemine, ek bir nemlendiriciye ihtiyaç olup olmadığı da bir belirsizlikler arasındadır. Bu çalışmada evaporatör fan motorlarının debileri Birleşmiş Milletler Gıda ve Tarım Örgütü (FAO) tarafından önerilen hava değişim sayıları dikkate alınarak hesaplanmıştır. Taze hava yükü ürünlerin solunum ısıları dikkate alınarak hesaplanmış olup sızıntı hava debilerinin yetersiz olduğu, bağımsız bir mekanik havalandırma sistemine ihtiyaç duyulduğu görülmüştür. Yine mekanik havalandırma sistemine sahip meyve-sebze muhafaza odalarında ek bir nemlendiriciye ihtiyaç duyulmadığı, bu ihtiyacın dış havadan karşılandığı anlaşılmıştır. Defrost yükleri ise ürünlerden, içeride çalışan insanlardan, havalandırma sistemi ve sızıntılardan kaynaklanan nem yükleri dikkate alınarak hesaplanmıştır.

### 3. MEYVE-SEBZE SOĞUK ODALARINDA HAVALANDIRMA YÜKÜ

Büyük kapasiteli soğuk odalarda taze hava ihtiyacı sadece hava sızıntısından kaynaklanan taze hava ile karşılanamaz. Yaş meyve ve sebzeler hasattan sonra da yaşam faaliyetlerini sürdürmekte olup havadan oksijen (O<sub>2</sub>) alır, ortama karbondioksit (CO<sub>2</sub>) verirler. Ürünlerin bozulması ve çürümesi bu sürecin sonucudur. Soğuk hava deposundaki karbon dioksitle birlikte bazı meyvelerden kaynaklanan etilen gibi zararlı gazları da uzaklaştırır.

Solunum işlemi sırasında, şeker ve oksijen birleştirilerek karbondioksit, su ve ısı şu şekilde oluşturulur:



Bu kimyasal reaksiyonun gerçekleştiği hız, ürünün türü ve sıcaklığına göre değiştiği bulunmuştur. Daha spesifik olarak, karbondioksit üretimi ve solunuma bağlı ısı üretimi oranı, ürünün sıcaklığı ile ilişkilidir.

Depolanan bitki ürünlerinin çoğunda, çok az hücre gelişimi gerçekleşir ve solunum enerjisinin büyük bir kısmı ısı olarak salınır, bu da bu canlıları soğuturken ve depolarken dikkate alınması gerekir (Becker ve ark. 1996a). Bu kimyasal reaksiyonun gerçekleşme hızı, meyve-sebzenin türüne ve sıcaklığına göre değişir.

Becker ve ark. (1996b), bazı meyve ve sebzelerin karbon dioksit üretim oranını sıcaklığa bağlı olarak hesaplayan korelasyonlar geliştirdi.

$$\dot{m}_{CO_2} = f \left( \frac{9T_m}{5} + 32 \right)^g \quad [\text{mg/kg h}] \quad (2)$$

Burada  $\dot{m}_{CO_2}$ , birim ürün kütlesi başına karbondioksit üretimi (mg/kg h),  $T_m$ , (°C) ortalama ürün sıcaklığıdır ve f ve g, Tablo 1'de verilen solunum katsayılarıdır. Solunum katsayıları f ve g, USDA (Amerikan Tarım Bakanlığı) (1986) tarafından yayınlanan verilere en küçük kareler uydurma yoluyla elde edilmiştir. Bu korelasyonları açıklamak için Şekil 1 ve Şekil 2, karşılık gelen USDA verileriyle birlikte sırasıyla elma ve domates için karbondioksit üretimi korelasyonlarını verir. Sıcaklıktaki her 10 °C'lik artış için, CO<sub>2</sub> üretim oranı iki katından fazla artmaktadır. Bu davranış tüm ürünlerde belirgindir (Sastry and Buffington 1982).

Kimyasal reaksiyon, (1) bağıntısında, üretilen her 6 mol karbondioksit için 2667 kJ ısı oluştuğunu gösterir. Böylece üretilen her bir miligram karbondioksit için 10,7 jul ısı üretilir (USDA, 1986). Solunuma bağlı ısı üretim hızı, W (J/kg h), o zaman şöyle olur:

$$W = 10,7 \left( \frac{1}{mg} CO_2 \right) (\dot{m}_{CO_2}) \quad [\text{J/kg h}] \quad (3)$$

$$W = \frac{10,7}{3600} f \left( \frac{9T_m}{5} + 32 \right)^g \quad [\text{W/kg}] \quad (4)$$

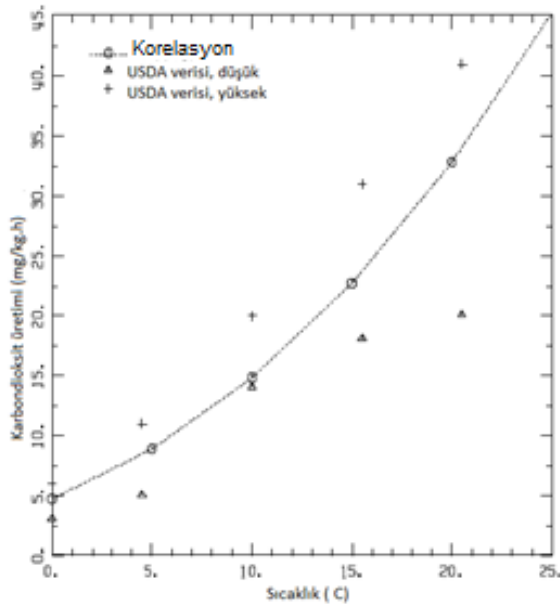
Meyveler, sebzeler, çiçekler, soğanlar, çiçekçi yeşillikleri ve fidan stokları, önemli miktarda solunum ısısı olan depolama ürünleridir. Tohumlar ve kabuklu yemişler gibi kuru bitki ürünleri çok düşük solunum oranlarına sahiptir. Kuşkonmaz, brokoli ve ıspanak gibi genç, aktif olarak büyüyen dokular, yeşil bezelye ve mısır gibi olgunlaşmamış tohumlar gibi yüksek solunum oranlarına sahiptir. Çilek, ahududu ve böğürtlen gibi hızlı gelişen meyveler, elma, üzüm ve narenciye gibi yavaş gelişen meyvelerden çok daha yüksek solunum hızlarına sahiptir.

Genel olarak, kök bitkileri dışındaki çoğu sebze, hasattan sonraki ilk bir veya iki gün için yüksek bir solunum hızına sahiptir. Birkaç gün içinde solunum hızı hızla denge hızına düşer (Ryall ve Lipton 1972).

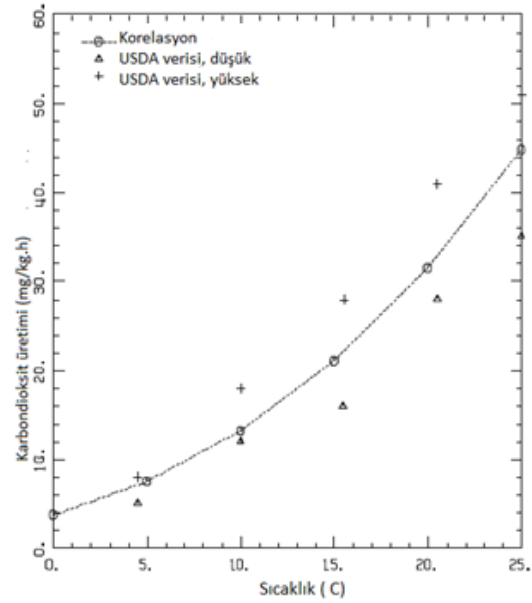
Narenciye ve üzüm gibi depolama sırasında olgunlaşmayan meyveler oldukça sabit bir solunum hızına sahiptir. Elma, şeftali ve avokado gibi depoda olgunlaşanların solunum hızı artar. 0 °C civarındaki düşük depolama sıcaklıklarında, olgunlaşma gerçekleştiği için solunum hızı nadiren artar. Ancak meyveler daha yüksek sıcaklıklarda (10 ila 15 °C) saklanırsa, olgunlaşma nedeniyle solunum hızı artar ve daha sonra 0 °C'de zamanla solunum azalır. Çürüyen organizmalar ile enfekte olurlarsa



solunum artar. Şekil 1 ve Şekil 2'de elma ve domatesin farklı sıcaklıklarda CO<sub>2</sub> üretim hızları gösterilmiştir.



Şekil 1. Elma için sıcaklığa bağlı CO<sub>2</sub> üretimi



Şekil 2. Domates için sıcaklığa bağlı CO<sub>2</sub> üretimi

Bu çalışmanın ilk kısmında meyve ve sebzeler için solunum ısıları araştırılmış olup ürün solunum ısı kazançları için mevcut literatürdeki tablolarda sınırlı sayıda meyve-sebze çeşitleri bulunduğu görülmüştür. USDA (1986) tarafından verilen (2) bağıntısının meyve ve sebzeler için literatürdeki deneysel değerlere eğri uydurma yöntemiyle (f ve g katsayıları) elde edildi. Tablo 1'deki tüm yaygın meyve ve sebzelerin 0°, +5°, +10° ve +15 °C sıcaklık değerleri için CO<sub>2</sub> üretim değerleri hesaplanmıştır (Tablo 2).

Bu hesaplamaları yaparken dikkatimizi çeken bir konu +10°C'de deneysel değerler ile katsayılarla hesaplanan değerler arasında aşırı sapma olmasıdır. Bunu düzeltmek için hesaplamalarda +10°C için hesaplamaları K faktörü ile çarparak daha doğru sonuçlara ulaşabiliyoruz.

Diğer yandan depo içindeki üretilen CO<sub>2</sub> gazının derişikliğini depolar için sınır olarak kabul edilen 3000 ppm (mg/kg) değerine düşürmek için aşağıdaki bağıntı kullanılabilir (Bulgurcu 2016):

$$\dot{V}_a = \frac{SM}{(C_i - C_{out})} \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (4)$$

SM: Zararlı maddelerin yayılım hızı [cm<sup>3</sup> /h veya mg/h]

C<sub>i</sub>: Müsaade edilen iç hava derişikliği [cm<sup>3</sup> /m<sup>3</sup>] veya [mg/m<sup>3</sup>] CO<sub>2</sub> için 3000 ppm alınabilir.

C<sub>out</sub>: Dış hava zararlı madde derişikliği (genelde CO<sub>2</sub> için 500 ppm alınabilir) [cm<sup>3</sup> /m<sup>3</sup>] veya [mg/m<sup>3</sup>]

Örnek olarak 250 ton kırmızı elma depolanan bir soğuk depoda CO<sub>2</sub> üretim hızını ve buna bağlı olarak gerekli taze hava ihtiyacını hesaplayalım:

$$\dot{m}_{CO_2} = f \left( \frac{9T_m}{5} + 32 \right)^g = 0,0137138 \left( \frac{9 \times 0}{5} + 32 \right)^{1,795} = 6,9 \quad [\text{mg}/\text{kg h}]$$

$$SM = \dot{m}_{CO_2} \cdot G \quad [\text{mg}/\text{h}] \quad (5)$$

$$SM = \dot{m}_{CO_2} \cdot G = 6,9 \times 250\,000 = 1725000 \quad [\text{mg}/\text{h}]$$

$$\dot{V}_a = \frac{SM}{(K_i - K_{out})} = \frac{1725000}{(3000 - 500)} = 690 \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

Örnek olarak 1 ton taze patatesin 10 °C'de ürettiği solunum ısını Tablo 2 yardımıyla hesaplayalım:

$$W = \frac{G \cdot 10,7}{3600} f \left( \frac{9 T_m}{5} + 32 \right)^g = \frac{1000 \cdot 10,7}{3600} \times 12,20 = 36,26 \text{ [mW/kg]}$$

#### 4. FARKLI MEYVE VE SEBZELER İÇİN ÖZGÜL ISILAR

Gıdaların yapısı ve bileşimi ile termal ve fiziksel özellikleri önemli ölçüde değiştiğinden, gıdaların soğutulması mühendisler için önemli zorluklar sunmaktadır. Ayrıca yiyeceklerin özellikleri de zaman ve sıcaklıkla değişir. Meyve ve sebzeler, oksijen tükettikleri ve karbondioksit, su buharı ve diğer gazları açığa çıkardıkları için depolama sırasında ısı ürettikleri için ek bir zorluk sunar (Çengel ve Ghajar 2014).

Gıdaların termal özelliklerine su içerikleri hakimdir. Aslında, yiyeceklerin özgül ısı ve gizli ısı, yalnızca su içeriğine bağlı olarak makul bir doğrulukla hesaplanır. Gıdaların belirli ısıları Siebel'in (1892) formülüyle şu şekilde ifade edilebilir:

$$C_{p,taze} = 3,35 a + 0,84 \quad [\text{kJ/kg } ^\circ\text{C}] \quad (5)$$

$$C_{p,donmuş} = 1,26 a + 0,84 \quad [\text{kJ/kg } ^\circ\text{C}] \quad (6)$$

Burada  $C_{p,taze}$  ve  $C_{p,donmuş}$  gıdanın sırasıyla dondurmadan önce ve sonra spesifik ısılarıdır;  $a$ , gıdanın su içeriğinin oranıdır (su içeriği %65 ise  $a=0.65$ ); ve  $0.84 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$  sabiti, gıdanın katı (susuz) kısmının özgül ısını temsil eder. Örneğin, su içeriği %74 olan taze ve dondurulmuş tavuğun belirli ısıları şunlardır:

$$C_{p,taze} = 3,35 a + 0,84 = 3,35 \times 0,74 + 0,84 = 3,32 \text{ [kJ/kg } ^\circ\text{C}]$$

$$C_{p,donmuş} = 1,26 a + 0,84 = 1,26 \times 0,74 + 0,84 = 1,77 \text{ [kJ/kg } ^\circ\text{C}]$$

Siebel'in formülleri, sırasıyla  $0 \text{ } ^\circ\text{C}$ 'de  $4.19$  ve  $2.10 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$ 'de su ve buzun spesifik ısılarına dayanmaktadır ve bu nedenle, %100 için  $0 \text{ } ^\circ\text{C}$ 'de su ve buzun özgül ısı değerleri ile sonuçlanırlar (yani saf su). Bu nedenle Siebel'in formülleri,  $0 \text{ } ^\circ\text{C}$ 'de özgül ısı değerlerini verir. Bununla birlikte, makul bir doğrulukla geniş bir sıcaklık aralığında kullanılabilirler. Bir gıda ürününün dondurma veya çözme sırasındaki gizli ısı (füzyon ısı) da su içeriğine bağlıdır ve aşağıdaki bağıntıdan belirlenir.

$$h_{gizli} = 334 a \quad [\text{kJ/kg}] \quad (7)$$

Burada  $a$ , yine su içeriğinin fraksiyonudur ve  $334 \text{ kJ/kg}$ , atmosfer basıncında  $0 \text{ } ^\circ\text{C}$ 'de donma sırasında suyun gizli ısıdır. Örneğin, su içeriği %74 olan tavuğun gizli donma ısı:

$$h_{gizli} = 334 a = 334 \times 0,74 = 247 \quad [\text{kJ/kg}]$$

Literatürde tüm meyve ve sebzeler için özgül ısı değerleri mevcut olmadığından yukarıdaki bağıntılar yardımıyla hesaplamalar yapılmış olup bu değerlerin deneysel verilere yakın olduğu görülmüştür (Tablo 2).

#### 5. GÜNLÜK YÜKLENEN ÜRÜNÜN OLGUNLAŞMA ISISININ HESAPLARA EKLENMESİ

Özellikle meyve ve sebze soğuk depolarında ürün yükleri olgunlaşma ısıları ve depoya günlük yüklenen ürün hissedilir soğutma yüklerinden oluşmaktadır. Özellikle olgunlaşma ısıları hesaplanırken sadece depo içindeki ürünlerin olgunlaşma ısıları hesaplanmaktadır. Halbuki depoya dış ortam veya ön soğutma sıcaklığından ortam sıcaklığına indirilinceye kadar olgunlaşma ısıları sıcaklığının yüksek olması nedeniyle daha etkin olarak ortaya çıkmaktadır. Bu ısının ihmal edilmesi belirli bir hataya neden olmaktadır. Bu ısıyı şu bağıntı ile hesaplayabiliriz:

$$q = G \cdot C_{resp} \times 10^{-3} \quad [\text{kW}] \quad (8)$$



Burada:

$G$ : Depoya günlük giren ürün (meyve-sebze) kütlesi [kg]

$C_{resp}$ : Ürün olgunlaşma (solunum) özgül ısı [W/ton]

**NOT:** Buradaki  $C_{resp}$  özgül ısı değeri depo iç sıcaklığı ile dış sıcaklık veya ön soğutma sıcaklığının ortalama değeri olarak alınmalıdır. Örnek olarak depolama sıcaklığı +4 °C ve dış sıcaklık 30 °C ise ortalama sıcaklık  $30-(+4)=26/2=13$  °C kabul edilir.

Örnek olarak 10 ton enginar +30 °C'lik dış sıcaklıktan 0 °C'de depolama sıcaklığına indirildiğinde oluşacak hissedilir ve olgunlaşma ısı kazançlarını hesaplayalım;

$$q_{prod} = \frac{G \cdot C_1 \cdot (T_{out} - T_i)}{\Delta t_s \cdot 3600} \cdot LF \quad [kW] \quad (9)$$

Burada;

$G$ : Toplam ürün kütlesi [kg]

$C_1$ : Ürün özgül ısı (+ muhafaza sıcaklıkları için) [ $\text{kJ kg}^{-1} \text{C}^{-1}$ ]

$T_{out}$ : Dış sıcaklık veya ön soğutma sıcaklığı [°C]

$T_i$ : Depo iç muhafaza sıcaklığı [°C]

$LF$ : Yükleme faktörü (sadece ön soğutma yapılan ürünler için Tablo 2'deki değerler alınır, ön soğutma yoksa  $LF=1$  kabul edilir)

$\Delta t_s$ : Soğutma zamanı (Tablo 2'den alınır) [h]

$$q_{prod} = \frac{G \cdot C_1 \cdot (T_{out} - T_i)}{\Delta t_s \cdot 3600} \cdot LF = \frac{10000 \times 3,654 \cdot (30-0)}{24 \times 3600} \times 1 = 12,68 \text{ kW}$$

$$q_{res} = G \cdot C_{resp} \times 10^{-3} = 10\,000 \times 226,55 \times 10^{-3} = 2,2655 \text{ kW}$$

(Enginar için 15 °C'de  $C_{resp} = 226,55 \frac{W}{ton}$  olarak Tablo 3.9'dan alınmıştır)

$$\text{Ürün yük hesabı için hesaplama hatası: } E(\%) = \frac{q_{resp}}{q_{prod}} = \frac{2,2655}{12,68} \times 100 = \%17,86$$

Bu hata yüzdesi oldukça yüksek bir değerdir.

**Tablo 2.** Meyve ve sebzelerin literatürdeki deneysel verilere dayanan solunum katsayıları ve CO<sub>2</sub> üretim değerleri

MEYVE VE SEBZELER	Muhafaza sıcaklığı [°C]	Oda nemli [%]	Muhafaza süresi [gün]	İçindeki su miktarı (% ağırlık)	Donma noktası [°C]	Isınma ısı, (kJ/kg K)		Ön soğutma odaları için		Oğunlaşma ısı (W/ton)				Solunum katsayıları			Ağırlık kaybı %	Yiğün Yoğun. (kg/m <sup>3</sup> )
						Donmadan önce	Donmadan sonra	Donma ısı	Soğ. süresi (saat)	Yükleme katsayısı	0 °C	5 °C	10 °C	15 °C	f	g		
Ahududu (taze)	0,00	93,00	12	87,00	-0,60	3,75	1,94	291	24,00	1,00	69,3	103	123,65	272,3	0,006192537	2,3469	6	705
Ananas (olgun)	9,00	90,00	35	86,00	-1,00	3,72	1,92	287	3,00	1,50	5,94	11,14	16,34	38,63	2,21768E-06	3,839	8	465
Armut (Asya)	0,50	93,00	160	83,00	-1,60	3,62	1,89	277	24,00	1,25	13,93	23,30	24,50	49,61	0,003517	2,076	6	609
Armut (dikeni)	7,00	93,00	150	80,00	-1,60	3,52	1,85	267	24,00	1,25	20,40	34,75	36,60	76,01	0,003985064	2,15	6	609
Armut (kış-sert)	-1,00	93,00	49	83,00	-1,60	3,62	1,89	277	24,00	1,25	12,65	27,55	38,95	92,15	0,00006361	3,209	6	609
Armut (sarı)	-0,50	93,00	150	82,00	-1,60	3,59	1,87	274	24,00	1,25	13,15	29,08	31,42	93,35	0,000066561	3,204	6	609
Armut (yeşil)	0,00	93,00	180	74,00	-1,00	3,32	1,77	247	24,00	1,25	12,65	27,55	38,95	92,15	5,99758E-05	3,243	6	609
Avokado	9,00	93,00	120	74,00	-0,30	3,32	1,77	247	22,00	1,25	35,13	88,12	96,36	340,01	0,0000308	3,71	6	449
Ayva	0,00	93,00	90	84,00	-2,00	3,65	1,90	281	24,00	1,50	12,10	19,00	45,72	72,45	0,000408776	2,6732	6	705
Bamya (taze)	8,50	93,00	10	90,00	-1,80	3,86	1,97	301	18,00	1,43	61,50	147,40	233,30	389,70	0,003718086	2,5573	7	320
Biber (dolmalık)	7,50	95,00	21	79,00	-0,70	3,99	2,02	314	20,00	1,00	11,50	24,46	26,32	74,08	0,000101009	3,045	8	234
Biber (kırmızı)	7,50	90,00	21	90,00	-0,70	3,86	1,97	301	20,00	1,00	13,62	29,99	32,39	95,60	7,36592E-05	3,185	8	295
Bezelye (yeşil)	0,00	93,00	21	92,00	-0,70	3,92	2,00	307	20,00	1,00	51,24	108,57	198,10	327,10	0,002698191	2,5865	8	256
Biber (yeşil)	7,50	95,00	3	86,00	-0,80	3,72	1,92	287	20,00	1,50	11,03	22,28	39,11	62,52	0,000688533	2,52	8	256
Bağürtlen (üzümü)	0,00	95,00	14	85,00	-0,6	3,69	1,91	284	24,00	1,26	56,4	91,31	217,55	456,59	0,000102211	3,474	4	513
Brokoli	0,00	95,00	35	85,00	-0,80	3,69	1,91	284	24,00	1,26	56,4	91,31	217,55	456,59	0,005257451	2,3843	8	465
Brüksel lahanası	0,00	93,00	28	75,10	-1,00	3,36	1,79	251	24,00	1,00	155,85	284,97	302,19	691,35	0,01139382	2,435	6	630
Çerimoya	10,00	93,00	7	92,00	-0,80	3,92	2,00	307	22,00	1,50	39,90	46,65	192,15	218,45	0,000531508	2,8818	6	705
Çilek (taze)	0,00	93,00	12	93,00	-0,30	3,96	2,01	311	16,00	1,00	67,04	226,65	255,15	1355,99	9,02477E-07	4,915	5	52
Dere otu	10,00	98,00	7	94,00	-0,60	3,99	2,02	314	40,00	1,00	12,95	21,30	38,00	71,40	0,001442123	2,3555	7	481
Domates (kızarmış)	15,00	93,00	21	94,00	-0,60	3,99	2,02	314	40,00	1,00	12,95	21,30	38,00	71,40	0,0052497375	2,0234	7	481
Domates (yeşil)	10,00	90,00	7	65,00	-1,80	3,02	1,66	217	22,00	1,00	52,33	130,42	142,52	498,69	5,00219E-05	3,685	5	188
Eldeyir meyvesi	8,00	88,00	25	82,50	-1,60	3,60	1,88	276	22,00	1,00	86,78	139,00	145,52	277,66	0,040183204	1,901	5	1315
Felç	0,00	93,00	240	84,00	-1,10	3,65	1,90	281	24,00	1,50	30,19	51,35	54,07	112,01	0,006042861	2,143	7	481
Eima (kırmızı)	0,50	93,00	240	84,00	-1,10	3,65	1,90	281	24,00	1,50	43,86	79,97	84,77	193,15	0,003326966	2,423	7	481
Eima (Fuji)	0,50	93,00	240	84,00	-1,10	3,65	1,90	281	24,00	1,50	10,05	16,30	46,15	60,15	0,002410822	2,1722	7	481
Eima (Gala)	0,50	93,00	240	84,00	-1,10	3,65	1,90	281	24,00	1,50	21,01	32,85	34,30	63,29	0,013713798	1,802	7,5	481
Eima (Golden)	0,50	93,00	240	84,00	-1,10	3,65	1,90	281	24,00	1,50	17,97	28,90	30,27	58,06	0,007872403	1,917	7	481
Eima (yeşil)	0,50	95,00	42	84,00	-1,60	3,65	1,90	281	18,00	1,43	100,40	136,30	153,85	226,55	0,328450656	1,3344	5	182
Enginar	-0,50	93,00	28	85,00	-0,80	3,69	1,91	284	20,00	1,50	6,75	17,65	27,55	32,55	0,000466185	2,4867	4	721
Erik	5,00	95,00	10	89,00	-0,70	3,82	1,96	297	20,00	1,50	59,44	101,05	172,38	273,44	0,00370955	2,4756	15	545
Fasulye (ayşekadın)	5,00	95,00	10	89,00	-0,70	3,82	1,96	297	22,00	1,45	63,90	92,35	150,50	238,85	0,004982498	2,3759	15	545
Fasulye (taze, çirpi)	5,00	95,00	10	89,00	-0,60	3,82	1,96	297	20,00	1,50	65,24	118,87	126,01	286,92	0,004982498	2,421	15	545
Fasulye (taze, uzun)	2,00	93,00	35	83,00	-3,00	3,62	1,89	277	18,00	1,00	21,03	34,04	35,67	69,01	0,008449902	1,942	5	1585
Felç	7,50	95,00	14	93,00	-0,30	3,96	2,01	311	16,00	1,00	109,69	181,95	191,12	382,58	0,031157373	2,042	5	340
Fesleğen	13,00	93,00	28	91,00	-1,1	3,89	1,99	304	22,00	1,45	7,15	14,00	21,15	32,70	0,000234026	2,6487	8	561
Greyfurt	5,00	93,00	21	89,00	-1,0	3,82	1,96	297	22,00	1	36,25	67,72	71,96	169,51	0,001957932	2,521	7	228
Güya	0,00	98,00	240	77,00	-1,1	3,42	1,81	257	24,00	1,26	36,61	62,94	66,34	139,46	0,006313512	2,186	5	641
Havuç (beyaz)	0,00	98,00	35	85,00	-1,4	3,69	1,91	284	24,00	1,26	63,02	107,01	112,66	232,83	0,012924857	2,136	6	417
Havuç (demet)	0,00	98,00	240	87,00	-1,4	3,75	1,94	291	24,00	1,26	41,60	52,50	84,30	106,10	0,011902878	1,977	8	641
Havuç (kok)	0,00	98,00	150	80,00	-0,9	3,52	1,85	267	24,00	1,26	36,55	62,82	66,22	139,17	0,006313512	2,1855	7	641
Havuç (yabani)	0,00	95,00	21	94,00	-0,10	3,99	2,02	314	18,00	1,43	7,43	16,34	38,63	62,41	0,00010111	2,9826	4	545
Hindiba (Beşik)	0,00	95,00	21	94,00	-0,10	3,99	2,02	314	18,00	1,43	62,73	83,84	86,23	128,94	0,365929425	1,17	4	545
Hindiba (kırmızı)	1,00	88,00	60	47,00	-1,00	2,41	1,43	157	8,00	1,00	5,54	10,67	20,80	37,89	1,84132E-05	3,2969	4	450
Hindistan ceviz	0,00	73,00	360	23,00	-15,70	1,61	1,13	77	8,00	1,00	9,00	11,90	23,00	42,40	0,000100222	2,9063	7	540
Hurma (olgun)	6,50	88,00	30	20,00	-0,70	1,51	1,09	67	16,00	1,00	11,01	23,20	24,95	69,32	0,000110358	3,007	5	380





İspanak	0,00	97,00	14	93,00	-0,40	3,96	2,01	311	18,00	1,43	63,50	136,75	254,35	425,74	0,0004399	3,1129	3	128
Incr (taze)	0,00	88,00	10	79,00	-2,40	1,84	1,84	264	8,00	1,00	18,15	60,15	150,45	317,38	0,0001111	3,1738	12	440
İgip otu (Ravent)	0,00	96,00	15	94,00	-0,90	3,99	2,02	314	18,00	1,43	60,40	134,69	145,61	437,36	0,000273701	3,236	4	545
Japon inciri	-1,00	90,00	120	78,00	-2,20	3,45	1,82	261	8,00	1,00	18,15	32,15	60,15	150,45	4,45116E-06	3,9868	12	440
Kabak (balıkabağı)	13,50	60,00	90	92,00	-0,80	3,92	2,00	307	18,00	1,43	10,07	30,21	40,28	0,010160645	1,748	15	561	
Kabak (kış, yemelik)	11,50	62,00	180	88,00	-0,50	3,79	1,95	294	18,00	1,43	60,52	134,73	145,63	436,38	0,000281	3,229	4	362
Kabak (yaz, yemelik)	7,50	95,00	14	94,00	-0,50	3,99	2,02	314	18,00	1,43	33,05	43,95	95,50	221,65	0,001111255	2,6883	15	362
Karalahana	0,00	93,00	14	87,00	-0,80	3,75	1,94	291	18,00	1,43	23,60	41,25	50,85	106,45	0,000803158	2,629	8	90
Karnabahar	0,00	96,00	28	92,00	-0,80	3,92	2,00	307	24,00	1,26	56,15	64,30	110,70	171,00	0,01477572	2,0181	7	320
Karpuz	12,50	93,00	21	92,00	-0,40	3,92	2,00	307	24,00	1,10	2,50	51,74	93,95	0,000000091	4,8024	2	432	
Kavun (Çasaba)	8,50	88,00	28	92,00	-1,10	3,92	2,00	307	24,00	1,10	14,50	25,40	41,60	96,90	8,72695E-05	3,1375	7	609
Kavun (kuşuk)	8,50	93,00	56	93,00	-1,00	3,96	2,01	311	24,00	1,10	14,50	25,40	41,60	96,90	2,22681E-05	3,4837	7	609
Kavun (seker)	3,50	93,00	28	90,00	-0,90	3,86	1,97	301	24,00	1,10	15,23	33,64	36,33	107,69	0,00007901	3,197	7	609
Kayısı-zerdali	0,00	93,00	21	86,00	-1,10	3,72	1,92	287	22,00	1,50	14,50	20,70	40,40	63,35	0,000934566	2,449	6	443
Kekik	0,00	98,00	210	88,00	-0,50	3,79	1,95	294	18,00	1,43	16,11	26,85	64,46	91,31	0,000107075	3,0808	10	561
Kestane	2,50	93,00	120	74,00	-2,20	3,32	1,77	247	18,00	1,00	18,06	26,01	26,95	44,44	0,036954	1,4722	12	1101
Kızılçik	0,25	93,00	120	87,00	-0,90	3,75	1,94	291	20,00	1,00	12,50	20,49	21,49	42,30	0,004223936	1,992	5	641
Kiraz (ekşi)	0,00	93,00	21	86,00	-1,70	3,72	1,92	287	18,00	1,00	24,07	44,07	46,74	107,15	0,001715056	2,441	5	641
Kiraz (tatlı)	0,00	93,00	21	81,00	-1,80	3,55	1,86	271	18,00	1,00	19,62	34,96	69,48	104,00	0,001715056	2,4153	5	641
Kışniş	7,50	95,00	60	85,00	-1,10	3,93	1,94	293	18,00	1,00	65,38	89,16	121,86	166,44	0,079222935	1,6087	4	368
Kivi	0,00	93,00	150	82,00	-1,70	3,59	1,87	274	16,00	1,00	5,33	11,39	12,26	34,69	4,43155E-05	3,061	6	881
Kuşkonmaz	-1,00	98,00	21	93,00	-0,60	3,96	2,01	311	24,00	1,12	144,00	255,05	530,00	652,20	0,006200596	2,5706	8	449
Kuşüzümü (taze)	0,00	93,00	14	82,00	-1,00	3,59	1,87	274	20,00	1,50	6,71	11,28	22,56	33,57	0,000246122	2,6247	5	449
Lahana	0,00	95,00	120	92,00	-0,90	3,92	2,00	307	24,00	1,26	23,60	41,25	50,85	106,45	0,000419103	2,7953	8,5	43
Lüğü meyvesi	1,00	95,00	8	82,00	-0,60	3,59	1,87	274	20,00	1,00	17,99	39,91	108,05	0,000235467	2,93	6	628	
Limon	13,00	93,00	180	87,00	-1,40	3,75	1,94	291	20,00	1,05	8,20	13,50	25,10	42,60	0,000611142	2,4484	25	641
Limon (misket)	12,00	93,00	56	90,70	-0,90	3,88	1,98	303	20,00	1,13	9,16	15,84	16,70	35,36	0,00146939	2,207	20	648
Limon	5,00	93,00	28	83,00	-0,60	3,62	1,89	277	20,00	1,00	15,29	30,20	32,27	82,08	0,000377242	2,747	5	622
Malta erdiği(yeni dünya)	1,00	93,00	14	87,00	-1,40	3,75	1,94	291	20,00	1,00	24,07	45,74	48,69	117,42	0,001023621	2,59	5	418
Mandalina	1,50	88,00	21	87,00	-1,10	3,75	1,94	291	22,00	1,43	12,08	16,11	21,48	42,97	0,001557789	2,2343	5	680
Mango	12,00	93,00	21	82,00	-0,90	3,59	1,87	274	22,00	1,50	30,16	67,45	72,94	219,90	0,000131582	3,247	5	1550
Mangoşteri	5,00	88,00	7	65,00	-1,80	3,02	1,66	217	20,00	1,00	1,21	4,04	4,54	23,59	2,04639E-08	4,85	5	500
Mantar (taze)	1,00	97,00	4	92,00	-0,90	3,92	2,00	307	18,00	1,43	95,90	190,10	268,90	426,50	0,002416942	2,4622	8	240
Marul (kivircik)	0,00	95,00	14	95,00	-0,20	4,02	2,04	317	18,00	1,43	61,50	78,70	105,10	168,30	0,080416942	1,5946	3	368
Marul (uzun yaprak)	0,00	95,00	14	95,00	-0,20	4,02	2,04	317	18,00	1,00	38,16	66,50	70,19	150,33	0,005438422	2,241	4	328
Marul (yumru)	0,00	95,00	20	96,00	-0,20	4,06	2,05	321	18,00	1,43	38,16	66,50	70,19	150,33	0,005438422	2,241	5	368
Maydanoz	0,00	95,00	60	85,00	-1,10	3,79	1,95	294	18,00	1,00	69,83	177,23	284,63	615,02	0,000093168	3,5873	8	368
Maydanoz (Frenk)	0,00	98,00	60	88,00	-1,10	3,79	1,95	294	18,00	1,00	36,57	87,55	95,31	315,60	6,12841E-05	3,523	8	260
Mısır (tatlı)	1,00	97,00	6	76,00	-0,60	3,39	1,77	247	24,00	1,26	244,85	439,34	465,04	1036,78	0,023182688	2,359	7	529
Mısır (taze)	0,00	95,00	8	74,00	-0,60	3,32	1,77	247	24,00	1,26	113,10	208,30	299,70	436,10	0,020846585	2,1755	7	529
Muz (veşil)	13,50	93,00	10	74,00	-0,80	3,32	1,77	247	12,00	10,00	43,96	56,90	73,64	95,30	0,084657632	1,4636	8	1140
Muz (olgun)	13,00	93,00	14	74,00	-0,80	3,32	1,77	247	12,00	10,00	46,64	60,36	78,12	101,10	0,133231022	1,361	8	1140
Nane	0,00	98,00	28	78,00	-2,20	3,45	1,82	261	18,00	1,00	61,03	140,63	152,52	479,22	0,000174718	3,3685	8	260
Nar	7,20	93,00	28	81,00	-3,00	3,55	1,86	271	16,00	1,25	8,05	16,11	32,23	51,03	4,4236E-05	3,158	4	655
Nektarlı	-0,50	93,00	28	86,00	-0,60	3,72	1,92	287	24,00	1,60	13,65	20,80	41,60	100,85	1,0406E-05	3,6732	10	452
Pancar (kok)	0,00	95,00	180	88,00	-1,00	3,79	1,95	294	24,00	1,26	36,00	55,00	68,09	92,11	0,098853523	1,4053	7	641
Papaya	10,00	93,00	21,0	88,00	-1,20	3,79	1,95	294	24,00	1	106,32	203,19	396,97	493,88	0,0061	2,5059	7	635
Patates (son ürün)	7,00	98,00	240	79,00	-0,60	3,49	1,84	264	36,00	1,00	11,00	16,80	22,60	24,90	0,072819288	1,16	7	675
Patates-taze	11,50	90,00	60	81,00	-0,60	3,55	1,86	271	48,00	1,00	23,35	36,21	51,44	68,93	0,016444301	1,7789	7	625
Patıcan (kır)	11,00	93,00	10	92,00	-0,80	3,92	2,00	307	18,00	1,43	33,52	97,53	108,21	468,18	3,67251E-06	4,31	5	398
Patıcan (mor)	11,00	93,00	10	92,00	-0,80	3,92	2,00	307	18,00	1,43	39,74	114,93	127,43	474,86E-06	4,285	5	398	
Patıcan (siyah)	11,00	93,00	10	92,00	-0,80	3,92	2,00	307	18,00	1,43	37,06	74,13	148,25	177,90	0,00238454	2,4847	5	398



Pazı (Isviçre)	0,00	98,00	7	95,00	-0,30	4,02	2,04	317	18,00	1,00	58,10	66,89	67,81	82,25	2,73019085	0,568	5	328
Pepiör	11,00	93,00	28	92,00	-0,80	3,92	2,00	307	18,00	1,00	8,46	16,85	18,01	46,35	0,000185464	2,781	5	438
Pirasa	0,00	95,00	90	83,00	-0,70	3,62	1,89	277	18,00	1,43	34,50	65,25	162,40	266,80	9,65301E-05	3,362	7	940
Portakal	4,50	88,00	84	82,00	-0,80	3,59	1,87	274	22,00	1,45	9,40	14,85	94,00	47,45	0,001062021	2,3946	12	481
Rezene	13,00	93,00	21	82,00	-0,80	3,59	1,87	274	22,00	1,00	24,16	47,99	51,31	131,53	0,000550427	2,77	5	650
Roka	15,70	60,00	21	88,00	-1,20	3,79	1,95	294	18,00	1,00	58,15	69,03	70,19	88,80	1,777793742	0,692	5	353
Salatalık	0,00	98,00	10	93,00	-0,30	3,96	2,01	311	12,00	1,00	78,42	185,12	201,25	653,62	0,000160129	3,466	3	128
Sarımsak	11,00	97,00	14	96,00	-0,50	4,06	2,05	321	24,00	1,00	56,45	63,10	77,10	84,85	1,554402031	0,7129	5	641
Sarımsak (kuru)	14,00	93,00	21	64,00	-1,20	2,98	1,65	214	22,00	1,00	22,80	45,56	48,74	125,97	0,00047982	2,794	6	260
Sarımsak (taze soy.)	-0,50	95,00	210	59,00	-0,80	2,82	1,58	197	36,00	1,00	18,60	20,80	25,30	51,20	0,013255396	1,7443	13	362
Soğan (kuru)	0,00	95,00	28	76,00	-1,40	3,39	1,80	254	18,00	1,00	73,11	136,36	144,88	340,60	0,004031482	2,515	8	253
Soğan (yeşil)	0,00	68,00	240	90,00	-0,90	3,86	1,97	301	24,00	1,26	7,20	13,51	22,36	34,03	0,00049194	2,463	12	561
Su teresi	0,00	98,00	28	89,00	-0,90	3,82	1,96	297	20,00	1,26	43,85	114,05	127,15	218,65	0,004780664	2,3742	6	260
Şalgam (kök)	0,00	95,00	300	95,00	-0,3	4,02	2,04	317	20,00	1,00	32,03	59,44	110,29	161,15	0,001136067	2,6399	7	730
Şeftali (olgun)	0,00	95,00	150	92,00	-1,10	3,92	2,00	307	24,00	1,26	11,89	24,41	26,18	70,16	0,000172106	2,901	5	689
Şeftali (olgun)	-0,50	93,00	28	88,00	-0,90	3,79	1,95	294	24,00	1,60	13,65	20,80	41,60	100,85	0,00034832	3,3676	11	545
Tamamı	3,50	93,00	70	84,00	-1,30	3,65	1,90	281	16,00	1,00	21,70	31,44	32,59	54,19	0,0408962	1,496	6	540
Trabzon hurması	0,00	93,00	150	64,00	-2,2	2,98	1,65	214	20,00	1,43	16,11	26,85	37,6	48,34	0,014545162	1,722	13	541
Turp (alabaş)	0,00	98,00	150	91,00	-1,00	3,89	1,99	304	20,00	1,50	30,62	57,50	61,13	145,09	0,001532027	2,543	8	711
Turp (keş)	0,00	98,00	120	95,00	-0,70	4,02	2,04	317	20,00	1,50	16,11	21,48	34,91	77,88	0,000542683	2,628	8	711
Turp (mor)	0,00	98,00	120	90,00	-1,10	3,86	1,97	301	20,00	1,50	17,99	35,03	37,37	93,21	0,000542683	2,689	8	711
Turp (yabani)	-0,50	98,00	330	79,00	-1,80	3,49	1,84	264	20,00	1,50	24,38	41,45	43,65	90,36	0,004914575	2,141	8	711
Üzüm (Amerikan)	0,00	93,00	180	88,00	-1,10	3,79	1,95	294	20,00	1,27	9,14	20,14	21,75	64,26	4,91061E-05	3,187	4	481
Üzüm (pektaş)	0,00	98,00	180	81,00	-2,10	3,55	1,86	271	20,00	1,27	21,32	47,77	51,67	156,21	9,04682E-05	3,255	4	481
Üzüm (frenk, siyah)	2,50	95,00	180	81,00	-1,60	3,55	1,86	271	20,00	1,27	4,90	11,85	21,80	29,40	0,000500394	2,4146	4	481
Üzüm (taze)	-0,50	93,00	180	81,00	-1,60	3,55	1,86	271	20,00	1,27	9,14	18,78	20,14	54,10	0,00012949	2,907	4	481
Vişne	-0,50	93,00	7	84,00	-1,70	3,65	1,90	281	20,00	1,00	25,40	34,85	69,45	103,65	0,002098001	2,372	5	495
Yaban Meriçini	0,50	93,00	7	84,00	-1,60	3,65	1,90	281	20,00	1,25	16,11	32,22	48,34	64,45	8,17855E-05	3,1049	5	721
Yer elması	0,50	93,00	10	85,00	-1,30	3,69	1,91	284	16,00	1,00	30,53	71,43	77,58	248,86	7,07503E-05	3,4295	5	440
Yıldız meyvesi	10,00	93,00	17	83,00	-1,6	3,62	1,89	277	16,00	1,00	29,54	53,70	56,91	129,14	0,00235996	2,411	3	650
Zeytin (taze)	6,00	93,00	42	80,00	-1,40	3,52	1,85	267	12,00	1,00	21,57	40,28	75,20	118,17	0,000451448	2,789	5	657



Şayet bu ürün 15 °C'de ön soğutma odasından 0 °C'deki soğuk odaya yüklenmiş olsa idi hesaplama aşağıdaki gibi yapılır:

$$q_{prod} = \frac{G.C.(T_{out}-T_i)}{\Delta t_s \cdot 3600} \cdot LF = \frac{10000 \times 3,654 (15-0)}{24 \times 3600} \times 1,43 = 9,07 \text{ kW}$$

$$q_{res} = G \cdot C_{resp} \times 10^{-3} = 10\,000 \times 159,2215 \times 10^{-3} = 1,5922 \text{ kW}$$

(Enginar için 7,5 °C'de  $C_{resp} = 159,2215 \frac{W}{ton}$  olarak Tablo 2'den katsayılarla hesaplanmıştır)

$$\text{Ürün yük hesabı için hesaplama hatası: } E(\%) = \frac{q_{resp}}{q_{prod}} = \frac{1,5922}{9,07} \cdot 100 = \%17,55$$

Bu hata yüzdesi nispeten daha düşüktür.

## 6. EVAPORATÖR FAN MOTORLARININ ISI YÜKLERİ

Soğuk odada yeterli bir dağılım sağlamak için hava sirkülasyon hızı veya fanların hareket ettireceği akış için gerçek bir değer belirlemek zordur. Oda taslak tasarımı için kılavuz olarak kullanılmak üzere teorik bir katsayı tanımlanmıştır. "Hava değişim hızı", her saat soğutucudan geçen hava hacmi ile boş odanın toplam hacmi arasındaki orandır.

Soğutulmuş depolama odaları için, referans olarak 20 ile 30 arasında ve soğutma odaları için 40 ile 100 arasında bir hava değişim oranı kullanılabilir. Dondurulmuş depolamada 40 ila 60 arasında değerler önerilir, 50 normal bir değerdir: Depo ne kadar küçükse katsayı o kadar yüksek olur (FAO).

Hava değişim hızı, giren hava ile soğutucudan çıkan hava arasındaki sıcaklık farkları ile ters orantılıdır, bu nedenle sıcaklık farklarının 1°C kadar düşük olduğu dondurma odalarında, bazen saatte 200 hava değişimi mümkündür.

Yük hesaplamalarını hesaplarken henüz soğutma ekipmanlarının kapasiteleri belirlenmediğinden fan motorlarından kaynaklanacak ısı kazançları da belirlenemez. Bu problemi yukarıda açıklanan hava değişim sayıları ile çözebiliriz. Bu değişim sayıları meyve ve sebzeler için +15 °C'de 20 defa 0 °C'de ise 30 defa alınabilir. Bu değişim sayılarını Tablo 3'teki listeleyebiliriz.

**Tablo 3.** Meyve ve sebzelerin soğuk depo iç sıcaklığına bağlı olarak hava değişim sayıları

İç sıcaklık $T_i$ [°C]	Hava değişimi $n$ [1/h]	İç sıcaklık $T_i$ [°C]	Hava değişimi $n$ [1/h]
16	20	7	25,625
15	20,625	6	26,25
14	21,25	5	26,875
13	21,875	4	27,5
12	22,5	3	28,125
11	23,125	2	28,75
10	23,75	1	29,375
9	24,375	0	30
8	25		

Bu tabloyu iç ortam sıcaklığına bağlı olarak kolayca hesaplayabilmek için ampirik bir bağıntı ile ifade edebiliriz;

$$n = (30 - 0,625 * t_i) \quad [1/h] \quad (t \geq 0^\circ\text{C ve üzeri depolama sıcaklıkları için}) \quad (10)$$

$$n = (40 - 0,625 * t_i) \quad [1/h] \quad (t < 0^\circ\text{C sıcaklıklar için}) \quad (11)$$

Burada;



$t_i$ : İç ortam muhafaza sıcaklığı [°C]

Örnek olarak +4 °C'de 400 m<sup>3</sup> soğuk depoda gerekli olan hava debisini hesaplayınız.

$$\dot{V} = n \cdot V \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (12)$$

$$\dot{V} = 27,334 \times 400 = 10933,6 \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

Fan motor gücü aşağıdaki bağıntı ile hesaplanabilir.

$$P_m = \frac{\Delta p \dot{V}}{\eta_f \eta_m} \quad [\text{W}] \quad (13)$$

$\Delta p$ : Fan basınç düşümü [Pa]

$\eta_f$ : Fan verimi [%] NOT: %40 ila %75 arasında seçilebilir.

$\eta_m$ : Fan motor verimi [%]

**Tablo 4.** Tipik elektrik motorları için ısı kazançları (2018 ASHRAE Handbook-Refrigeration-SI)

Motor gücü [W]	Motor tipi	Nominal devir [d/d]	Tam yük verimi [%]	Isı yükü [W]
40	Gölge kutuplu	1450	35	105
60	Gölge kutuplu	1450	35	170
90	Gölge kutuplu	1450	35	264
120	Gölge kutuplu	1450	35	340
190	Ayrık fazlı, kapasitörlü	1750	54	346
250	Ayrık fazlı, kapasitörlü	1750	56	439
370	Ayrık fazlı, kapasitörlü	1750	60	621
560	Üç fazlı	1750	72	776
750	Üç fazlı	1750	75	993

## 7. SOĞUK DEPO İÇİNDEKİ DEFROST YÜKÜ

Soğuk depo yük hesaplarında defrost yükleri genellikle elektrikli veya sıcak gazlı defrost yöntemine göre belirlenir. Elektrikli defrost yönteminde ısı kazanç için aşağıdaki bağıntı kullanılır:

$$\dot{Q}_{ed} = \frac{n \times P_{ed}}{1000} \times \text{Günlük çalışma süresi (h)} \times F \quad [\text{kWh/gün}] \quad (14)$$

$n$ : Isıtıcı sayısı (adet)

$P_{ed}$ : Elektrikli ısıtıcı gücü (W)

$F$ : Buz çözme faktörü: 0,5 (Buradaki  $F$  faktörü ısıtma enerjisinin odaya kaçma oranı olarak ifade edilebilir)

Sıcak gaz ile yapılan buz çözme ısısı sistemin kondenserinden atılan ısıya yakın olacaktır. Ve aynı kabul edilebilir. Ancak bir kompresöre birden fazla evaporatör bağlanır ise bunlara sıra ile buz çözme uygulanıyorsa bu takdirde toplam kondenser ısını evaparatör sayısına bölmek gerekir.

$$\dot{Q}_{sgd} = \frac{n \times q_e}{1000} \times KEO \times \text{Günlük çalışma süresi (h)} \times F \quad [\text{kWh/gün}] \quad (15)$$

$\dot{Q}_{sgd}$ : Sıcak gazlı buz çözme yükü

$n$ : Adet

$q_e$ : Evaporatör soğutma kapasitesi (W)

$KEO$ :  $q_k / q_e$  (kondenser-evaporatör ısı oranı)

$F$ : Buz çözme faktörü (0,4 alınır)

Ancak henüz yük hesaplarında soğuk odada evaporatör ve dolayısıyla ısıtıcılar seçilmemiş olduğundan bu yükleri ön görebilmek bir kargaşaya yol açmaktadır. Bu problemi çözebilmek için içerideki nem yüklerini ve havalandırma yüklerini dikkate almak ve bunları temel psikrometrik bağıntılardan yararlanarak hesaplamak mümkündür.

Bir soğuk oda içerisindeki nem yükleri şu şekilde listelenebilir:

- 1) Ürünlerden kaynaklanan nem yükü
- 2) Çalışan insanlardan kaynaklanan nem yükleri
- 3) Hava sızıntısından ve/veya varsa mekanik havalandırma sisteminden kaynaklanan nem yükleri

### 7.1 Ürünlerden Kaynaklanan Nem Yükü

Ürünlerden kaynaklanan nemlendirme yükleri kolaylıkla hesaplanabilir. Özellikle meyve ve sebzelerde (et ve süt ürünlerinde) depolama süresince izin verilen nem kaybı %6'lar civarındadır. Farklı meyve ve sebzeler için tablolarda belirtilmiştir. Yine tablolarda her bir meyve ve sebze (et ve süt ürünleri de dahil) için muhafaza süreleri gün/ay/yıl olarak belirlenmiştir. Dolayısıyla ürünlerden alınacak nem miktarı aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanabilir:

$$\dot{m}_w = \frac{G.MR.ML}{ST} \quad [\text{kg/gün}] \quad (16)$$

$G$ : Depolanan ürün kütlesi [kg]

$MR$ : Ürün nem oranı [%]

$ST$ : Depolama süresi [gün]

$ML$ : İzin verilen nem kaybı [%] (Tablo 2'den her meyve-sebze için bulunur)

Örnek olarak bir soğuk depoda muhafaza edilen 400 ton golden elma için nem yükünü hesaplayalım:

$G$ : 400 x1000 kg

Tablodan:

$MR$ : %93

$ST$ : 240 gün

$ML$ : %7,5

$$\dot{m}_w = \frac{400\,000 \times 0,93 \times 0,075}{240} = 116,25 \frac{\text{kg}}{\text{gün}} = 1,3454 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

### 7.2 Çalışan İnsanlardan Kaynaklanan Nem Yükü

Çalışan insanlardan kaynaklanan nem yükü için aşağıdaki bağıntı kullanılabilir;

$$\dot{m}_{wp} = \dot{V}_p \cdot \rho_a (x_p - x_r) \cdot n \cdot WT \quad [\text{kg/gün}] \quad (17)$$

$\dot{V}_p$ : Bir insanın saatlik hava ihtiyacı: 15 [m<sup>3</sup>/h] alınabilir.

$\rho_a$ : Havanın özgül ağırlığı: 1,2 [kg/m<sup>3</sup>]

$x_p$ : İnsan nefesinden çıkan havanın içindeki özgül nem [kg/kg]

$x_r$ : Depo içindeki havanın özgül nemi [kg/kg]

$n$ : Depoda çalışan personel sayısı

$WT$ : Günlük çalışma zamanı [h]

Özgül nemler aşağıdaki psikrometrik bağıntılardan hesaplanabilir:

$$x_p = \frac{0,622 \cdot \phi_p \cdot P_{dp}}{(101,325 - \phi_p \cdot P_{dp})} \quad [\text{kg/kg}] \quad (18)$$

$\phi_p$ : İnsan nefesindeki bağıl nem: %100 kabul edilebilir.

$P_{dp}$ : İnsan nefesindeki (37 °C) su buharının kısmi basıncı doymuş kabul edilerek Tablo 4'ten 6,2812 [kPa] alınabilir.

$$x_r = \frac{0,622 \cdot \phi_r \cdot P_{dr}}{(101,325 - \phi_r \cdot P_{dr})} \quad [\text{kg/kg}] \quad (19)$$

$\phi_r$ : Depo ortamındaki bağıl nem: %85÷%95 kabul edilebilir.

$P_{dr}$ : Depo ortamındaki su buharının kısmi basıncı sıcaklığa bağlı olarak Tablo 4'ten alınabilir:

**Tablo 4.** Farklı sıcaklıklar için nemli hava içindeki doymuş su buharının kısmi basınçları

t <sub>r</sub> [°C]	P <sub>d</sub> [kPa]	t <sub>r</sub> [°C]	P <sub>d</sub> [kPa]	t <sub>r</sub> [°C]	P <sub>d</sub> [kPa]	t <sub>r</sub> [°C]	P <sub>d</sub> [kPa]
-35	0,01628	6	0,9353	21	2,4878	36	5,9468
-30	0,03256	7	1,002	22	2,6448	37	6,2812
-25	0,06511	8	1,0729	23	2,8105	38	6,6315
-20	0,09764	9	1,1481	24	2,9352	39	6,9938
-18	0,13015	10	1,228	25	3,1693	40	7,3538
-15	0,16254	11	1,3128	26	3,3633	41	7,7566
-10	0,28644	12	1,4026	27	3,5674	42	8,2061
-5	0,42176	13	1,4979	28	3,7823	43	8,6495
-2,5	0,51648	14	1,5987	29	4,0084	44	9,121
0	0,6112	15	1,7055	30	4,2462	45	9,5935
1	0,6771	16	1,8135	31	4,4961	46	10,0982
2	0,706	17	1,938	32	4,7586	47	10,625
3	0,7581	18	2,0643	33	5,0345	48	11,1754
4	0,8135	19	2,1979	34	5,3242	49	11,7502
5	0,8725	20	2,3389	35	5,628	50	12,3503

Örnek olarak 5 işçinin 8'er saat çalıştığı 0,5 °C'de %93 bağıl nemde bulunan golden elma soğuk deposunda işçilerden kaynaklanan günlük nem yükünü hesaplayalım:

$$x_p = \frac{0,622x1x6,2812}{(101,325-1x6,2812)} = 0,04092 \quad [\text{kg/kg}]$$

$$x_r = \frac{0,622x0,93x0,6112}{(101,325-0,93x0,6112)} = 0,00232 \quad [\text{kg/kg}]$$

$$\dot{m}_{wp} = 15x1,2x(0,04092 - 0,00232)x5x8 = 27,79 \quad [\text{kg su/24 saat}]$$

### 7.3 Hava Sızıntısından ve/veya Mekanik Havalandırma Sisteminden Kaynaklanan Nem Yükü

Soğuk oda kapısının her defa açılıp kapanmasında bir miktar harici sıcak hava soğuk odaya girerek ek bir duyulur ve gizli ısı yükü oluşturur. Burada oluşan gizli ısı yükünü içeriye giren nem oluşturur. Çünkü içeri giren havanın özgül nemi daima soğuk odanın nem değerinden yüksektir. Sızıntı nem yükü aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır:

$$\dot{m}_{wl} = ACH \cdot SF \cdot V_r \cdot \rho_o (x_o - x_r)(1 - E_f)/3600 \quad [\text{kg/s}] \quad (20)$$

Burada;

*ACH*: Soğuk deponun sıcaklığına ve hacmine bağlı olarak saatteki hava değişim sayısı [1/h] (Tablo 5)

*SF*: Odanın kullanım sıklığına göre belirlenen servis faktörü. Seyrek kullanımda 0,6; orta kullanımda 1; sık kullanımda 2 olarak alınır.

*V<sub>r</sub>*: Odanın iç hacmi [m<sup>3</sup>]

*ρ<sub>o</sub>*: Dış havanın yoğunluğu [kg/m<sup>3</sup>]

*x<sub>o</sub>*: Dış havanın özgül nemi [kg/kg.da]

*x<sub>r</sub>*: Soğuk odanın içindeki havanın özgül nemi [kg/kg.da]

*E<sub>f</sub>*: Şeritli hava perdesi kullanılıyorsa verimi

Bir diğer nem yükü, özellikle meyve-sebze soğuk odalarında CO<sub>2</sub> ve etilen artışını önlemek amacıyla kurulan mekanik havalandırma sisteminden kaynaklanır. Büyük hacimli mekanik havalandırma sistemleri önemli ölçüde ısı kazancı oluşturacağından ısı geri kazanımlı havalandırma cihazları kullanımı bu ek havalandırma kazancını önemli ölçüde azaltacaktır. Özellikle meyve-sebze odalarında kullanılacak olan mekanik havalandırma sistemi solunum yüklerine uygun şekilde seçilirse soğuk oda için ek bir nemlendirme cihazına gerek kalmayabilir. Havalandırma sisteminden kaynaklanan nem yükü aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır:

$$\dot{m}_{wv} = \dot{V}_a \cdot \rho_o (x_o - x_r)/3600 \quad [\text{kg/s}] \quad (21)$$

Burada:

*Ḃ<sub>a</sub>*: Havalandırma debisi [m<sup>3</sup>/h] Bu debi daha önce ifade edilen  $\dot{V}_a = \frac{SM}{(C_i - C_{out})}$  bağıntısından hesaplanabilir.

$\rho_o$ : Dış havanın yoğunluğu [kg/m<sup>3</sup>]

$x_o$ : Dış havanın özgül nemi [kg/kg.da]

$x_r$ : Soğuk odanın içindeki havanın özgül nemi [kg/kg.da]

**Tablo 5.** Oda kapı açılmalarından meydana gelen hava değişimi(\*)

Oda iç hacmi (m <sup>3</sup> )	24 saatte hava değişimi		Oda iç hacmi (m <sup>3</sup> )	24 saatte hava değişimi	
	Oda sıcaklığı 0°C'nin üstünde	Oda sıcaklığı 0°C'nin altında		Oda sıcaklığı 0°C'nin üstünde	Oda sıcaklığı 0°C'nin altında
5	50,1	38	500	3,7	2,8
10	31,1	24,2	625	3,3	2,5
15	25,3	19,6	750	2,9	2,3
20	21,2	16,9	1000	2,5	1,9
25	18,7	14,9	1250	2,2	1,7
30	16,7	13,5	1800	1,66	1,42
40	14,3	11,7	2400	1,43	1,22
50	12,8	10,2	3000	1,35	1,11
75	10,1	8,0	4000	1,23	0,99
100	8,7	6,7	5000	1,17	0,93
125	7,7	6,0	6000	1,11	0,86
150	7,0	5,4	8000	1,05	0,85
200	5,9	4,6	10000	0,97	0,83
250	5,3	4,1	12000	0,91	0,81
375	4,2	3,2	14000	0,87	0,80

(\*) Aşırı kullanma halinde verileri 2 ile çarpın. Uzun süreli muhafaza odaları için verilen değerleri 0,6 ile çarpın

Ürün üzerinden buharlaşan bu nem miktarı, buharlaşma sıcaklığı 0 °C'nin altında olan evaporatör üzerinde, kar ve buz haline dönüşür. Bu buzlanma evaporatör üzerinde biriktikçe hava akışını engellediğinden buharlaşma sıcaklığı da düşmeye ve dolayısıyla yüzeyde oluşan buz sıcaklığı düşmeye devam edecektir. Dolayısıyla defrost işlemi tam ihtiyaç halinde (talep kontrollü) yapılmalıdır. Bu günlük ısı kazancı aşağıdaki bağıntı ile hesaplanabilir:

$$\dot{Q}_{dd} = \sum \dot{m}_w (C_1 \cdot \Delta t_1 + C_2 \Delta t_2 + C_3) \cdot F \quad [\text{kW/gün}] \quad (22)$$

Burada;

$\sum \dot{m}_w$ : Ürünlerden, insanlardan, hava sızıntısı ve/veya mekanik havalandırma sisteminden kaynaklanan nemlendirme yükü [kg/s]

$C_1$ : Suyun + sıcaklıklardaki özgül ısı: 4,18 [kJ/kg °C] alınabilir.

$\Delta t_1$ : Buzun çözüldükten sonra ısıtılacağı üst sıcaklık: +4 [°C] alınabilir.

$C_2$ : Buzun özgül ısı: 2,0935 [kJ/kg °C] alınabilir.

$\Delta t_2$ : Buzun 0 °C'nin altına düşme sıcaklığı olarak ifade edilebilir. Evaporatör buharlaşma sıcaklığına, günlük yapılan defrost sayısına bağlı olarak değişebilir.

$C_3$ : Buzun gizli ısı: 335 [kJ/kg] alınabilir.

F: Buz çözme faktörü: Bu faktör buz çözme işleminden soğuk odaya kaçan ısı oranıdır. Elektrikli buz çözmede F=0,5; sıcak gazlı buz çözmede F=0,4 alınır.

Örnek olarak golden elma için depolama sıcaklığı tablodan 0,5 °C alınır, evaporatör buharlaşma sıcaklığı -5 °C olarak kabul edilebilir. Ancak karlanma nedeniyle evaporatör üzerinden geçen hava debisi düşeceğinden bu sıcaklığın -10 °C'ye düşüğünü kabul edersek;

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{dd} &= 116,25 \times [4,188 \times (4 - 0) + 2,0935 \times (0 - (-10)) + 335] \times 0,5 \\ &= 21662,431 \frac{\text{kJ}}{\text{gün}} = 0,25 \text{ kW} \end{aligned}$$

Defrost işlemi günde bir defa yaptığınızda gereken elektrik ısıtma enerjisi (drenaj tavası ve tahliye borusu ısıtıcıları hariç);

$$\dot{E}_{dh} = 0,25 \times 24 = 6 \text{ kWh olacaktır.}$$

## 8. MEYVE VE SEBZELER İÇİN İSTİF YÜKLEME YOĞUNLUKLARININ KULLANIMI

Meyve ve sebze soğuk depolarında ürünler farklı boyutlarda kasalarda istiflenir. İstif sıraları arasında geçiş koridorları için yaklaşık %20 alan ayrılır. Yine istif yüksekliklerinin evaporatör hava üfleme hızını engellemek için evaporatör seviyesinin altındaki bir seviyede olması gereklidir.

Bir soğuk deponun ürün yükünün net olarak hesaplanabilmesi için yığın yoğunluklarının bilinmesi gereklidir. Ancak bu konuda hazırlanmış gıdalarla ilgili tablolarda bu bilgi bulunmamaktadır. Literatür taraması yaptığımızda bu bilgilerin çok dağınık şekilde olduğu ve farklılıklar bulunduğu görülmüştür. Uzun süren çabalar sonunda elde edilen yığın yoğunlukları Tablo 2'de listelenmiştir. Bu sayede ürüne bağlı olarak depo alan ve hacim hesaplamaları daha kolay hale gelmiştir.

## 9. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Soğuk depoların tasarımında yük hesaplama yaklaşımlarının gerçek yüklerle uyumlu olması birkaç yönden dolayı avantajlar sunar. Bunlardan birincisi ve belki en önemlisi ilk yatırım maliyetlerinin düşürülmesi ve firmalar için rekabette avantaj sağlamasıdır. Diğer bir avantaj işletme maliyetlerinin düşürülmesidir. Tasarlanan yük ile sahadaki yük birbirine ne kadar yakın olursa sistem işletme maliyetleri o ölçüde düşer ve enerji daha verimli kullanılmış olur. Son olarak ekipman ile yük uyumu, özellikle kış aylarında ekipman bekleme sürelerinin azalması; kompresöre sıvı göçünü, taşmalı kalkışı azaltarak kompresörün, fanların ve varsa defrost ısıtıcılarının ömrünü arttıracaktır.

Dolayısıyla depolanacak meyve ve sebzelerin uygun tasarlanan soğuk odalarda muhafaza edilmesi hem ilk yatırım ve işletme, bakım maliyetlerini düşürecek hem de ürünlerin muhafaza süresince nem ve kalite kayıplarını azaltacaktır.

## KAYNAKLAR

- [1] Bryan R. Becker, Ph.D., P.E., and Brian A. Fricke, 1996, Transpiration and Respiration of Fruits and Vegetables, Science et Technique du Froid (France), ISSN: 0151-1637
- [2] Halachmy, I.B., and C.H. Mannheim. 1991. Modified Atmosphere Packaging of Fresh Mushrooms. Packaging Technology and Science 4(5): 279-286.
- [3] Cengel Y.A., and Ghajar A., Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications, (Chapter 17 Refrigeration and Freezing of Foods) Fifth Edition, Mac Graw Hill Education 2014.
- [4] (FAO) <http://www.fao.org/3/t0098e/T0098E04.htm> (16.02,2021 tarihinde erişildi)
- [5] Ben-Yehoshua, S. 1969. Gas Exchange, Transpiration, and the Commercial Deterioration in Storage of Orange Fruit. Journal of the American Society for Horticultural Science 94(5): 524-528.
- [6] USDA. 1986. The Commercial Storage of Fruits, Vegetables, and Florist and Nursery Stocks, Agricultural Handbook Number 66, United States Department of Agriculture.
- [7] Sastry, S.K., and D.E. Buffington. 1982. Transpiration Rates of Stored Perishable Commodities: A Mathematical Model and Experiments on Tomatoes. ASHRAE Transactions 88(1): 159-184.
- [8] Becker, B.R., A. Misra, and B.A. Fricke. 1996a. A numerical model of moisture loss and heat loads in refrigerated storage of fruits and vegetables. Frigair'96 Congress and Exhibition, Johannesburg.
- [9] Becker, B.R., A. Misra, and B.A. Fricke. 1996b. Bulk refrigeration of fruits and vegetables, Part I: Theoretical considerations of heat and mass transfer. HVAC&R Research 2(2):122-134.
- [10] Ryall, A.L. and W.J. Lipton. 1972. Vegetables as living products. Respiration and heat production. In Transportation and Storage of Fruits and Vegetables, vol. 1. AVI Publishing, Westport, CT.



- [11] H. Bulgurcu, Klima Tesisatı, 840 Sayfa, Makine Mühendisleri Odası Yayını No:663, Mayıs, İstanbul 2016.
- [12] Siebel, J.E. 1892. Specific heat of various products. Ice and Refrigeration 256.
- [13] 2018 ASHRAE Handbook Refrigeration, SI Edition, ASHRAE 1791 Tullie Circle, N.E., Atlanta, GA 30329, www.ashrae.org
- [14] CICONKOV, R., 2020, Computer Program for Load Calculation of Cold-rooms, With Incorporated Databases and Recommendations, Journal of Hygienic Engineering and Design, Review paper UDC 664.045.5 <https://keypublishing.org/jhed/wp-content/uploads/2020/07/12.-Risto-Cicon>

## ÖZGEÇMİŞ

### Hüseyin BULGURCU

1962 yılında İzmir Kınık Poyracık'ta doğdu. 1984 yılında Yıldız Üniversitesi Kocaeli Mühendislik Fakültesi Makine Enerji dalından lisans, 1989 yılında M.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsünden Yüksek Lisans, 1994 yılında aynı Enstitüden Doktora dereceleri aldı. 1995 yılında Y. Doçent, 2013 yılında Doçent oldu. 1986-1989 yılları arasında Kartal Teknik Lisesinde, 1989-1995 yılları arasında Çankırı Meslek Yüksekokulunda öğretim elemanı olarak çalıştı. 1994 yılında YÖK-D.B. projesi kapsamında İngiltere'de Manchester College'de mesleki araştırmalarda bulundu. 1995-2012 yılları arasında Balıkesir Meslek Yüksekokulu İklimlendirme ve Soğutma Programında çalıştı. Ağustos 2012 ila Eylül 2016 tarihleri arasında Balıkesir Mühendislik Mimarlık Fakültesi'nde çalıştı. Mart 2017'de emekli oldu. Sektör firmalarında danışmanlık yapmakta, akademik çalışmalarına devam etmektedir.



# SOĞUTMA UYGULAMALARINDA NET SIFIR HEDEFİ İÇİN YETKİN TEKNİK PERSONELİN ÖNEMİ

*The Importance of Qualified Technical Personnel for the Net Zero Target in Refrigeration Applications*

**Kadir İsa**  
**Kıvanç Aslantaş**  
**Hayati Can**

## ÖZET

İklim Değişikliği, kısa ve orta vadede ülkemizde soğutma sektörünü etkileyecek önemli başlıklardan biri olarak karşımızda durmaktadır. Bununla beraber, net sıfır kavramı sadece yenilenebilir enerji kullanımıyla ilgili değildir. Dış hava sıcaklıklarının anormal yükselmesi, doğal olarak soğutma prosesleri için daha fazla talep anlamına gelmektedir. Bu artan talebi karşılarken, ulusal ve uluslararası sözleşmeler ve yönetmelikler gereği soğutma proseslerinin iklim üzerindeki etkisini de azaltmamız gerekiyor. Bu durum aynı zamanda emniyeti, güvenilirliği ve maliyeti de gündeme getirmektedir. Büyük ve küçük işletmeler, soğutma ekipman üreticileri veya kullanıcıları, bu zorlukların nasıl ele alınacağı konusunda uzman, bağımsız rehberliğe ihtiyaç duymaktadırlar. İşletmelerin geleceklelerini planlama yolunda soğutma ekipmanlarının toplam sahip olma maliyetini (finansal ve çevresel) anlayıp, STK'lar ile ortak bir amaç ve çerçeve doğrultusunda çalışmalarını önem kazanmaktadır.

Bu bildirinin amacı, 2050 net sıfır hedefinin ne olduğundan başlayarak, Türkiye'de soğutma-iklimlendirme sektöründe bu sorunları genel ve nitelikli teknik eleman perspektiflerinden nasıl ele alabileceğimize dair bir yaklaşım sergileyebilmektir. Bugün çaba göstermezsek, 2050'ye kadar uluslararası pazarda iş yapamayabiliriz.

**Anahtar Kelimeler:** İklim değişikliği, Net sıfır, Minimum beceriler, Soğutma, İklimlendirme

## ABSTRACT

Climate Change stands in front us as one of the important topics that will affect the refrigeration sector in our country in the short and medium term. The concept of net zero is not just about the use of renewable energy. Abnormal rise in outside temperature naturally means more demand for cooling processes. While meeting this increasing demand, we also need to reduce the impact of cooling processes on the climate, in accordance with national and international conventions and regulations. This situation also raises the issue of safety, reliability, and cost. Large- and small-scale businesses, refrigeration equipment manufacturers or users need expert, independent guidance on how to address these challenges. It is important for businesses to understand the total cost of ownership (financial and environmental) of refrigeration equipment and work with NGOs in line with a common goal and framework in planning their future.

The aim of this paper is to show an approach on how we can deal with these problems in the refrigeration-air conditioning sectors in Türkiye from the perspective of general and qualified technical personnel, starting from what the 2050 net zero target is. If we don't do something today, we may not be able to do business in the international market until 2050.

**Key Words:** Climate change, Net zero, Minimum skills, Refrigeration, Air conditioning.



## 1. GİRİŞ

Basitçe ifade etmek gerekirse net sıfır (net zero), üretilen sera gazı miktarı ile atmosferden uzaklaştırılan miktar arasındaki dengeyi ifade eder. Eklenen miktar çekilenden fazla değilse teorik olarak net sifıra ulaştığımızı kabul ediyoruz. Brüt sıfır (gross zero) ise, tüm emisyonları sifıra indirmek anlamına gelir ki, bu gerçekçi olmayan bir hedeftir. Bu nedenle net sıfır hedefi, bazı emisyonların gerçekleşeceğini ancak bunların tamamen dengelenmesi gerektiğini kabul eder. Avrupa Birliği (AB) 2050 yılına kadar *net sıfır ekonomi* gibi zorlu bir hedef belirlemiştir. Enerjinin (dolaylı emisyonlar) ve küresel ısınmaya neden olan soğutkanların (doğrudan emisyonlar) önemli bir kullanıcısı olarak iklimlendirme-soğutma sektörünün bu hedefe ulaşmadaki rolü oldukça önemlidir [1].

Soğutma sektöründe faaliyet gösteren teknik elemanların anahtar alanlardaki bilgi ve becerilerinin bu amaca hizmet edecek doğrultuda geliştirilmesi önemli hususlardan biridir. Bu alanların her birine aşağıdaki başlıklar altında değinilmiştir.

## 2. SOĞUTMA VE ISITMAYA OLAN İHTİYACIN AZALTILMASI VE YETKİNLİKLER

Gelecekteki zorluklardan birisi, soğutucu akışkanların küresel ısınma üzerindeki doğrudan etkisi azalmaya devam ederken, esas olan iklimlendirme ve soğutma sistemlerinin enerji tüketiminin neden olduğu karbon ayak izini azaltmaktır. Günümüzde teknik şartnameler genellikle yüksek verimli ekipman ön görmekte, ancak proje aşamasında tahmin edilen enerji tüketimi ile gerçek enerji tüketimi arasında büyük farklar ortaya çıkmaktadır. Bununla beraber, yüksek verimliliğe sahip bir ekipmanın uygun beceri ve yetkinliğe sahip olmayan bir yüklenici tarafından devreye alınması ve işletilmesinin enerji tüketimi esaslı karbon ayak izini azaltmada olumlu sonuçları olmayacağı açıktır. Diğer taraftan, net sıfır stratejisinin başlangıç noktası, mekanik soğutma ve ısıtma gereksinimlerini en aza indirmek konusunda proje ve uygulama safhalarında uzman mühendis ve mimarların iş birliği içinde çalışması zorunluluğudur.

Tasarım ve proje mühendisleri ile son kullanıcılar için soğutma ve ısıtma talebinin azaltılmasının bir endüstri standardı olarak benimsenmesi önem arz etmektedir. Soğutma taleplerinde elde edilen azalmaların raporlanması ve benzer uygulamalarla kıyaslanması (benchmarking) da sürecin diğer bir boyutudur. Artan soğutma taleplerini karşılamak için akıllı enerji sistemi yönetiminin bir parçası olarak dinamik sistem yaklaşımının benimsenmesi de dikkate alınması gereken başlıklardandır [2].

## 3. SOĞUTMA SİSTEMİNİN TASARIM İŞLETME DEĞERLERİNDE ÇALIŞTIRILMASI

Sistem ve bileşenlerinin güvenilirliği, emniyeti, teknik personel becerileri ve yeniden kullanım/üretim veya geri dönüşüm dahil olmak üzere verimlilik ana hedefi için, soğutucu akışkan seçiminden bağımsız olarak tasarım yapmak, sürecin başlangıç noktası olarak dikkate alınabilir. Bu süreçte ölçme, izleme ve kıyaslama ihtiyacının dikkate alınması da önem arz etmektedir.

Güvenli, emniyetli ve verimli bir işletme sağlamak üzere kurulum, (yeniden) devreye alma, servis ve bakım işlemlerinde sistemin ömrü boyunca en iyi uygulama standartlarının hayata geçirilmesi önemlidir. İşletme verimliliğini artırmak üzere en iyi izleme ve kontrol stratejilerinin benimsenmesi ise önemli olan diğer bir husustur.

Sistem verimliliğinde elde edilen iyileştirmelerin sonuçlarının değerlendirilmesini sağlamak üzere bu süreçte kullanılan araç ve yöntemlerin sektörel düzeyde paylaşımı da dikkate alınmalıdır.

Başarıyı takdir etmek ve ödüllendirmek, mali ile yasal etmenler ve teşvikler, sistem verimliliğinde iyileşmeyi de beraberinde getirecektir. Enerji kullanımı ve elde edilen tasarruflara ilişkin şeffaf raporlama, standartlar ve metriklere göre harici doğrulama bu sürecin diğer önemli unsurlardır.

## 5. ENERJİ VE MEVCUT TEKNOLOJİNİN VERİMLİ KULLANIMI

Sistemik enerji yönetimi ile akıllı ölçüm, enerji üretimi, yenilenebilir enerjiler, pik talep, enerji depolama ve yük kaydırma gibi enerjiyi akıllıca kullanmamıza yardımcı olacak uygulamalara ilişkin gerektiğinde danışmanlık hizmetleri almak önemli bir başlangıç olabilir.

Tüm enerji kullanımımızı (sadece soğutmayı değil) ve gelecekteki tahmini talebi belirlemek için artık uygun teknolojilere ulaşabilmekteyiz. Enerji kullanımımızı nasıl değiştirmek veya azaltmak istediğimizi ve hangi teknolojik çözümlerin bize uygun olduğunu bu aşamada belirleyebiliriz. Benzer işletmelerdeki en iyi uygulamalardan öğrenme de bu kapsamda yürütülmesinde yarar olan faaliyetlerdendir.

Soğutma sistemleri, işletme sürecindeki karbon emisyonu (ayak izi) ve ekipmanın beklenen ömrü açısından değerlendirilmelidir. Enerji kullanımı ve soğutucu akışkanların direkt ve dolaylı emisyonlarını da içine alan bütünsel bir etki analizi yapmakta yarar vardır.

### 5.1. Mevcut Teknolojinin Verimli Kullanımı

Net Sıfır hedefi doğrultusunda teknoloji kullanımı, varlık yönetimi, yenileme ve yenileme planlarının karbon azaltımına odaklanması beklenmektedir. Akıllı enerji kullanımı ve ısıtma ve soğutma yüklerinin dengelenmesi gibi karbon azaltma hedefleri için yeni teknolojileri değerlendirmek için yürürlükte olan stratejiler kullanılabilir. Satın alma politikaları, enerji yatırımının geri dönüş süresini, tüm yaşam döngüsü analizini ve döngüsel ekonomi bilincini yansıtmak üzere kurgulanabilir.

Soğutma sistemlerini mevcut en iyi standarda göre iyileştirme veya değiştirme fırsatlarına imkân sağlayan düzenli ekipman denetimleri programı yürürlüğe sokulabilir. Yeni teknolojileri takip etmek için düşük risk/maliyetli yollar ile en iyi net sıfır tasarımının belirlenmesi ve daha geniş bir kullanıcı kitlesi tarafından benimsenmesi için hızlı yol alınacak yöntemler belirlenebilir. Şüphesiz ki tüm bunların gerçekleştirilebilmesi için emniyetli ve güvenilir net sıfır çözümlerinin yaygın olarak yürürlükte olması ve benimsenmesi şarttır. Bu konuda yapılan çalışmaların sonuçlarının sektörle paylaşılması, ölçme, izleme, değerlendirme ve sürekli iyileştirme ile daha iyiye ulaşmada motive edici olacaktır.

### 5.2. Önleyici Bakım ve Enerji Verimliliği

İşletmeye alınmış bir sistemin enerji verimliliği tasarım koşullarına yakın tutulacaksa, etkili ve planlı önleyici bakım çalışmalarının önemi çok fazladır. Bakım işlerinden sorumlu yüklenicilerin bu işi layıkıyla gerçekleştirmeleri için yetkin mühendislere, tekniker ve teknisyenlere ihtiyacı vardır. Kullanılması gereken ekipmanı da göz ardı etmemek gerekir.

Bununla beraber soğutma sistemleri, başka bir tesise entegre çalışıyor olabileceğinden, gerçek enerji verimliliğini uygulamada tam olarak belirlemek zor olabilir [3].

## SONUÇ

Soğutma uygulamalarında Net Sıfır hedefi için en önemli köşe taşlarından biri de bu alanda faaliyet gösteren teknik elemanların beceri ve yetkinliklerin geliştirilmesidir.

Günümüzde şartnameler genellikle yüksek verimli ekipman gerektirmektedir, ancak proje aşamasında tahmin edilen enerji tüketimi ile işletme sürecindeki gerçek enerji tüketimi arasında büyük farklar vardır. Yetkili yükleniciler tarafından kurulan ve işletmeye alınan yüksek verimli ekipmanın bu şartlarda çalışmasını sürdüreceği varsayılır. Ne yazık ki bu nadiren gerçekleşir.

Net sıfır stratejilerini anlamak ve uygulamak için gerekli olan mesleki becerilerin ve niteliklerin belirlenmesi gerekmektedir. Uygun becerilere sahip doğru kişilerin istihdam edilmesini sağlamak için bir beceri stratejisi belirlemek öncelikli hedeflerden olmalıdır. Bunun için denetimler ve eğitim ihtiyaçları analizi yapılması gerekir. Mevcut personelin sürekli eğitimi ve geliştirilmesi taahhüdü, kişisel

sorumluluğun geliştirilmesi, iş ve çevre hedefleriyle uyumlu bireyler için gerçekçi KPI (Anahtar Performans Göstergeleri) hedefleri de bu süreçte dikkate alınması gereken adımlardan biridir [4].

Doğru becerilere sahip doğru insanlara sahip olmak, net sifıra giden yolculuğu bireyler için daha hızlı ve ödüllendirici hale getirecektir. Gelecekteki ihtiyaçları göz önünde bulundurarak işe alım yapılması ve her seviyede çıraklık (iş yeri eğitimi) öncelikli konular olarak önümüzde durmaktadır. Eğitimi ve net sıfır beceri gelişimini desteklemek ve teşvik etmek için ulusal politikalar oluşturmak ise sürecin makro ölçekli hedeflerindedir.

## KAYNAKLAR

- [1] IOR, “Beyond Refrigeration – An IOR Template for the Steps to Net Zero Cooling”, 2021.
- [2] BERGLOF, K., Predictive Maintenance Based on Performance Analysis Using System Efficiency Index and Sub-Efficiencies is the Future, IOR Annual Conference – The Journey to Net Zero Heating and Cooling – Beyond Refrigeration, 2021.
- [3] FOX, G., The IOR’s Part in the Net Zero Agenda for the Built Environment, Institute of Refrigeration, 2022
- [4] EVANS, J., PETERS, T., Towards a Net-Zero Food Cold-Chain, IOR Annual Conference 2021 – The Journey to Net Zero Heating and Cooling – Beyond Refrigeration

## ÖZGEÇMİŞ

### Kadir İSA

1962 yılında İstanbul’da doğmuştur. Haydarpaşa Teknik Lisesi makine bölümünden mezuniyeti sonrası lisans, yüksek lisans ve doktora eğitimlerini sırasıyla Gazi, İstanbul ve Sakarya Üniversitelerinin makine eğitimi ve makine mühendisliği bölümlerinde tamamlamıştır. Dünya Bankası-YÖK’ün meslek yüksekokullarının geliştirilmesine yönelik projesinde Huddersfield Üniversitesi ve Eastern Florida State College’de dokuz ay süreyle öğretmenlik formasyon ve iklimlendirme-soğutma alanlarında uygulamalı eğitim görmüştür. Değişik meslek yüksekokullarının iklimlendirme-soğutma programlarında ve mühendislik fakültesi makine mühendisliği bölümlerinde 35 yıl süreyle iklimlendirme, soğutma, havalandırma ve ısıtma alanlarında öğretim elemanı olarak dersler vermiştir. 2022 yılında Düzce Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümü öğretim üyeliğinden emekli olmuştur. Halen İSKAV, SOSİAD ve İSKİD’de komisyon üyesi ve İSİB’de teknik danışman olarak faaliyet göstermektedir. SOSİAD onursal üyesi, ASHRAE, IOR ve IIR üyesidir.

### Kıvanç ASLANTAŞ

1976 yılı İzmir doğumludur. 1998 yılında Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünden mezun olmuştur. Aynı üniversitede 2001 yılında Yüksek Lisans eğitimini tamamlamıştır. Yüksek lisans eğitimi süresince Eskişehir’de mekanik tesisat ve doğalgaz hattı proje mühendisliği yapmış ve askerlik görevinin 1010. Ordudonatım Ana Tamir ve Bakım Fabrikası’nda proje mühendisi olarak tamamlamıştır. 2002 yılı sonrasında İzmir ve İstanbul’da ulusal ve çok uluslu firmalarda endüstriyel soğutma ve ticari soğutma sektöründe proje, satış sonrası hizmetler ve satış yöneticiliği yapmış olan Aslantaş, doğal soğutkanlar ve CO<sub>2</sub>’nin soğutmada kullanımı ve yaygınlaşması konularında 2005 yılından bu yana çalışmalarda bulunmaktadır. “Türkiye Cumhuriyeti’nde Düşük Küresel Isınma Potansiyeline (KIP) Sahip Soğutkanların Teşvik Edilmesi için Tanıtım ve Pilot Faaliyetler” başlıklı UNIDO (Birleşmiş Milletler Sınai Kalkınma Örgütü) Demonstrasyon Projesi’nde proje koordinatörü olarak görev almıştır. Evli ve iki çocuk babasıdır.



## Hayati CAN

1969 yılında Ordu ili Fatsa ilçesine bağlı Ilıca-Kayaköy mahallesinde doğdu. İlk öğretimini Fatsa'da Dumlupınar İlköğretim okulunda başlayıp, İstanbul Beykoz Çiğdem ilkokulunda tamamladı. Ortaokulu Beykoz İncirköy 100. Yıl okulunda tamamlayıp, Liseyi Paşabahçe Ferit İnal Lisesinde 1986 yılında tamamladı. Aynı yıl Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği bölümünü kazanarak mühendislik eğitimine başladı. 1996 yılında mezun olduktan sonra TMMOB MMO İstanbul Şube'de Teknik Görevli olarak çalıştı. Ardından Fila Otomotiv, Pamsan Klima firmalarında çalıştı. 1998 yılında Friterm firmasında çalışmaya başladı. Satış, Satınalma, İş Güvenliği ve İşçi Sağlığı ile Bilişim alanlarında görevler yaptı. Halen İş Geliştirme Müdürü olarak çalışmaya devam etmektedir. Firmayı İSKİD ve İSKAV sektör kuruluşlarında komisyon üyesi sıfatıyla temsil etmektedir. Halen SOSİAD yönetim kurulu başkanlığını ve SOMTAD yönetim kurulu üyeliğini yürütmektedir. Üniversite yıllarında Yıldız Üniversitesi Öğrenci Derneği (Yıldız-Der) Yönetim Kurulu üyeliği yaptı. Halkevleri Beykoz Şubesi ve Tükoder Beykoz Şubesinde yönetim kurulu üyeliği yaptı ve halen komisyon çalışmalarına katkı vermektedir. Meslek örgütü TMMOB Makina Mühendisleri Odası İstanbul Şube yönetim kurulu üyeliği yaptı. Politeknik Mühendis Mimar Şehir Plancıları Dayanışma Derneği kuruluş sürecinde yer aldı ve yönetim kurulu üyeliği yaptı. Fatsa Ilıcalılar Derneği yönetim kurulu üyeliği ve Güzel Ordu Kültür ve Sanat Vakfı kurucu üyeleri arasındadır. 1993 yılında hayatını paylaşmaya başlayan ve aynı zamanda gemi mühendisi olan eşi Zühal Can ile olan birlikteliğinden 1995 yılında dünyaya gelen Yankı, Biyomedikal Mühendisi olarak mesleki yaşamına devam etmektedir.



# MAHALLERİN TAVANDAN SOĞUTULMASINA ETKİ EDEN PARAMETRELERİN DENEYSEL İNCELENMESİ

*Experimental Investigation Of The Parameters Affecting The Cooling Of The Spaces From The Ceiling*

**Cüneyt Deniz Küheylan  
Derya Burcu Özkan**

## ÖZET

Günümüzde enerji maliyetlerinin önemi sürekli olarak artmaktadır. Yapılarda enerji tasarrufu çalışmaları 1960'li yıllardaki petrol krizinden sonra bütün dünyada önem kazanmıştır.

Bu doğrultuda Türkiye'de de enerji tasarrufu ön plana çıkmış ve çeşitli yönetmeliklerle kontrol altına alınmaya çalışılmıştır. Günümüzde tasarruf için sadece enerji tasarrufunu ısı yalıtımı olarak algılamak yerine, sistemin performansını da iyileştirmek ana amaç olmalıdır, ısı yalıtımıyla beraber HVAC sisteminin iyileştirilmesi veya sistem seçimi birlikte ele alınmalıdır.

HVAC verimliliğinin maksimum noktaya ulaşabilmesi için sistemin düşük sıcaklıkta ısıtma ve yüksek sıcaklıkta soğutma olarak tasarlanması kaçınılmazdır. Bu nokta da sistem çözümü bize tavan veya döşemeden ısıtma ve soğutmayı göstermektedir.

Radyant soğutma sistemi, son yıllarda enerji tasarrufu, rahatlık ve sağlık nedeniyle pazar payını arttırmaktadır.

Sistemin tasarlanmasında, soğuk tavan yüzeyindeki yoğuşma problemi ve soğutucu akışkan sıcaklığının tespiti, yoğuşmanın önlenmesi, mahal içerisindeki ısı kaynaklarının sistem performansına etkileri vb. parametreler önemlidir.

Bu çalışmada BS EN 14240:2004 ve BS EN 14518:2005 standartlarına göre oluşturulan test odasında, farklı su sıcaklıklarında, farklı su debisinde ve farklı ısı kaynak değerlerine göre soğuk tavan paneli performans değişimi incelenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Radyant tavan paneli, Enerji verimliliği, Yüksek sıcaklıkta soğutma

## ABSTRACT

Today, the importance of energy costs is constantly increasing. Energy saving studies in buildings gained importance all over the world after the oil crisis in the 1960s. In this direction, energy saving has come to the fore in Turkey and tried to be controlled by various regulations. Today, instead of perceiving energy saving as thermal insulation, the main goal should be to improve the performance of the system, and the improvement of the HVAC system or system selection should be considered together with thermal insulation. In order for HVAC efficiency to reach the maximum point, it is inevitable that the system will be designed as low temperature heating and high temperature cooling. At this point, the system solution shows us heating and cooling from the ceiling or floor. The radiant cooling system has been growing in recent years due to energy savings, comfort and health. At the point of designing the system, the condensation problem on the cold ceiling surface and the determination and measures of the refrigerant temperature, the effects of the heat sources in the space on the system performance are important.

In the test room created according to BS EN 14240:2004 and BS EN 14518:2005 standards, the performance change of cold ceiling panel according to different water temperatures, different water flow rates and different heat source values was examined.

**Key Words:** Radiant ceiling panel, Energy efficiency, High temperature cooling

## 1. GİRİŞ

Avrupa Birliği (AB) üyesi ülkelerde enerji kullanımının mevcut bina stoku içindeki ortalama payı %40'a kadar çıkmaktadır. Yeni binalarda enerji kullanımını azaltmak için Binaların Enerji Performansı Direktifi (EPBD) [1], AB'deki tüm yeni binaların 2020 yılına kadar neredeyse sıfır enerjili binalar (nZEB) olmasını şart koşmaktadır. Avrupa Birliği, enerji verimliliğini sağlamak, iklim değişikliğiyle mücadele etmek ve 2050'de karbon nötr hedefine ulaşmak için, 2020, 2030 ve 2050 yıllarına ait bazı hedefler belirlemiştir. Bu hedefler birincil enerji tüketim azalımı, sera gazı azalım oranı ve yenilenebilir enerji oranıdır. Konvansiyonel sistemlere alternatif olarak geliştirilen, enerji verimliliği yüksek, akustik ve termal konforun üst düzeyde sağlanabildiği soğuk tavan sistemleri otuz yıla aşkın süredir Avrupa ve Amerika da kullanılmaktadır. Son yıllarda değişken debili havalandırma sistemlerine önemli bir alternatif haline gelerek tasarımda esneklik sağlamaktadır. Enerji verimliliğine olan ilginin artışı ile birlikte daha öne çıkan bu sistemler, düşük sıcaklıkla ısıtma ve yüksek sıcaklıkla soğutma yaparak merkezi sistem ekipmanlarının çok daha verimli çalışmasına imkan sağlamaktadır. Hidronik radyant tavan sistemleri, mekanları geleneksel ısıtma ve soğutma sistemlerinden daha verimli bir şekilde ısıtır ve soğutur, tüm kullanıcılara konfor sağlar. Radyant tipi bir sistemin kullanılması, insan vücudu için daha doğal bir termal değişim sistemi sayesinde yüksek konfor koşullarını garanti edebilir, bu da hoş olmayan hava akımlarını, toz sirkülasyonunu ve geleneksel hava sistemlerinin tipik seslerini ortadan kaldırır.

Soğuk tavan sistemleri, aktif soğuk tavan, pasif soğuk tavan ve radyant tavan panelleri olmak üzere üç ana ürün tipinden oluşmaktadır. Bu üniteler genellikle "soğutulmuş" ürünler olarak adlandırılrsa da, hem soğutma hem de ısıtma için etkin bir şekilde kullanılırlar.

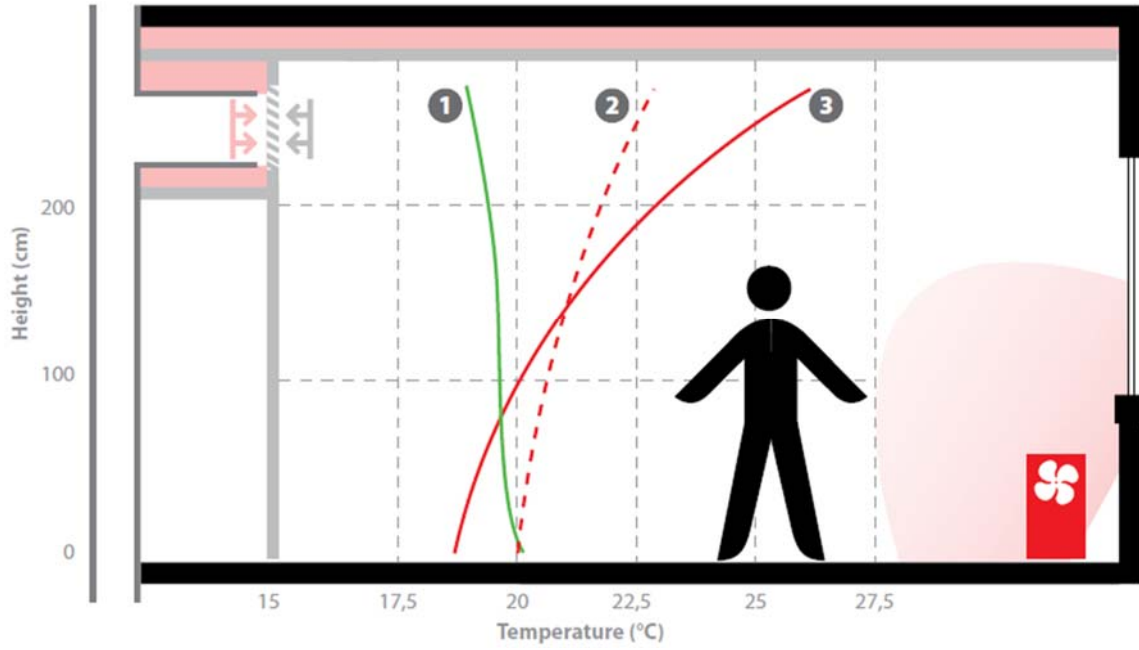
Aktif ve pasif soğuk tavan sistemleri, su serpantinleri aracılığı ile duyulur soğutma sağlamaktadır. Bu sayede tüm havalı bir sistemin hava ile taşınması gereken toplam kapasitesinin düşmesi sağlanır.

Radyant sistemler, dikey veya yatay sıcaklık farklarını en aza indirerek, oda içinde homojen bir sıcaklık dağılımı sağlar. Pasif soğuk tavan ekipmanları kullanılırken havalandırma havası, doğal veya mekanik yollarla mahal içerisine verilmelidir.

Şekil 1'de klasik klima havalandırma sisteminde oda içerisindeki dikey mesafede sıcaklık dağılımı gösterilmiştir [2]. Şekilde 1 no'lu eğri ideal durumu 2 no'lu eğri radyatör sistemini 3 no'lu eğri fan coil sistemini göstermektedir.

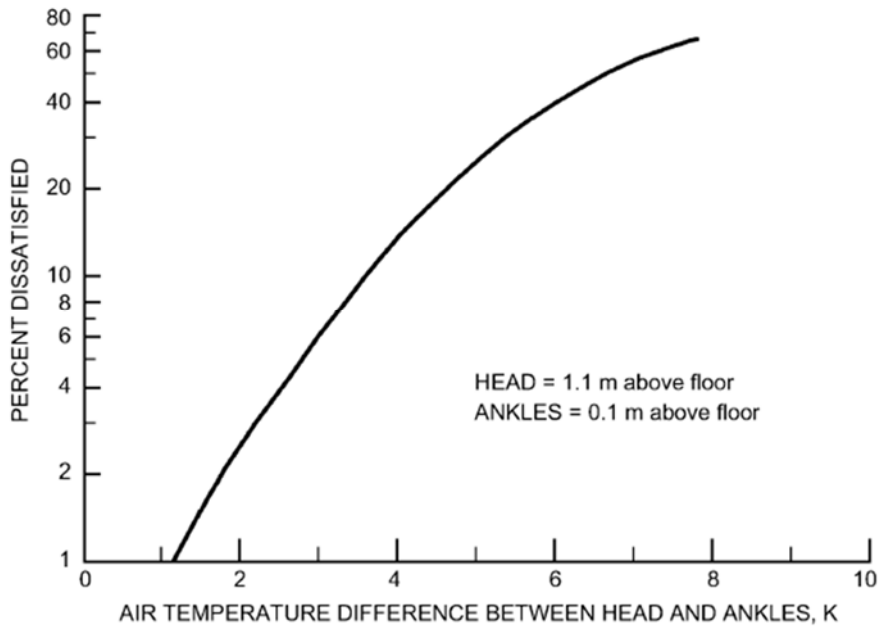
Radyant tavan sistemleri, konveksiyon ve radyasyon yoluyla ısı transferi yapan sistemlerdir.

Soğutma sırasında tavana yakın olan ortam havası, soğuduktan sonra daha yüksek yoğunluğu nedeniyle yaşam alanına düşerek konforun sağlanmasını gerçekleştirir.



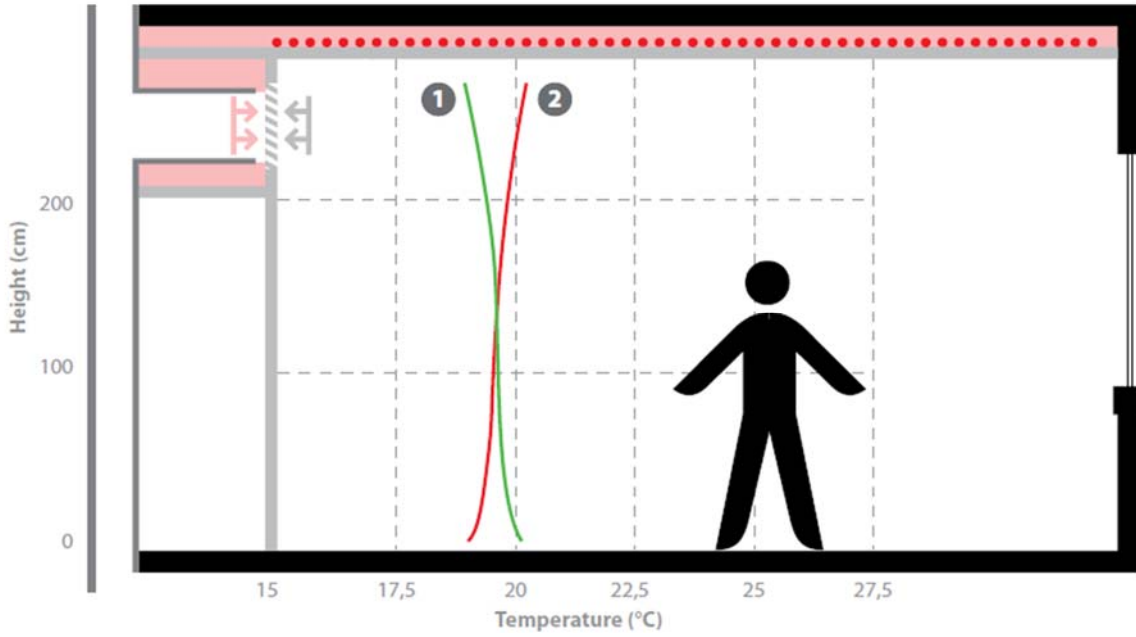
Şekil 1 Klasik klima havalandırma sistemi

Şekil 2'de oturan kişilerin baş ve ayak bilekleri arasındaki hava sıcaklık farkının kişi memnuniyet oranı yüzdesi verilmiştir. Buna göre oturur durumda bulunan bir kişinin ayak bileği – baş seviyesi (zeminden 10 cm – 110 cm) arasındaki sıcaklık değişiminin artması konforsuzluk yaratmaktadır [3]. İdeal olarak bu sıcaklık farkının 3 °C nin altında olması uygundur.



Şekil 2 Baş ve Ayak Bilekleri Arasındaki Hava Sıcaklığı Farkının İşlevi Olarak Memnun Olmayan Oturan Kişilerin Yüzdesi





**Şekil 3** Radyant tavan uygulaması

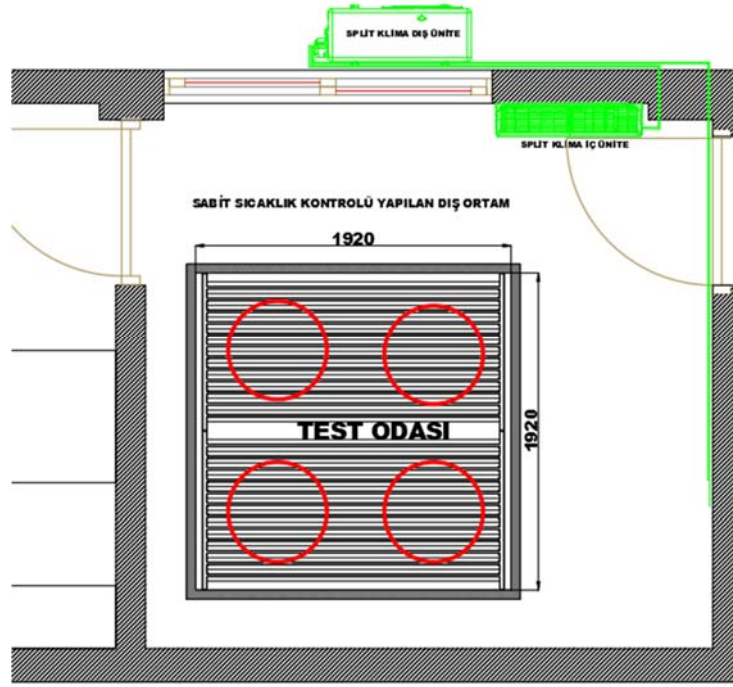
Şekil 3'te radyant tavan uygulamasında, mahalın dikey eksenindeki sıcaklık dağılımı görülmektedir. Radyant soğutma sisteminde dikey eksenindeki sıcaklık değişimini 2 numaralı eğride görüldüğü gibi olup, ideal duruma oldukça yakındır.

Bu çalışmada soğuk tavan uygulamasında, soğutucu su sıcaklık değişimi, debi değişimi ve mahal içerisinde farklı ısı kaynağı olması durumundaki mahal sıcaklık dağılımı deneysel olarak incelenip değerlendirilmiştir.

## 2. TEST ODASI

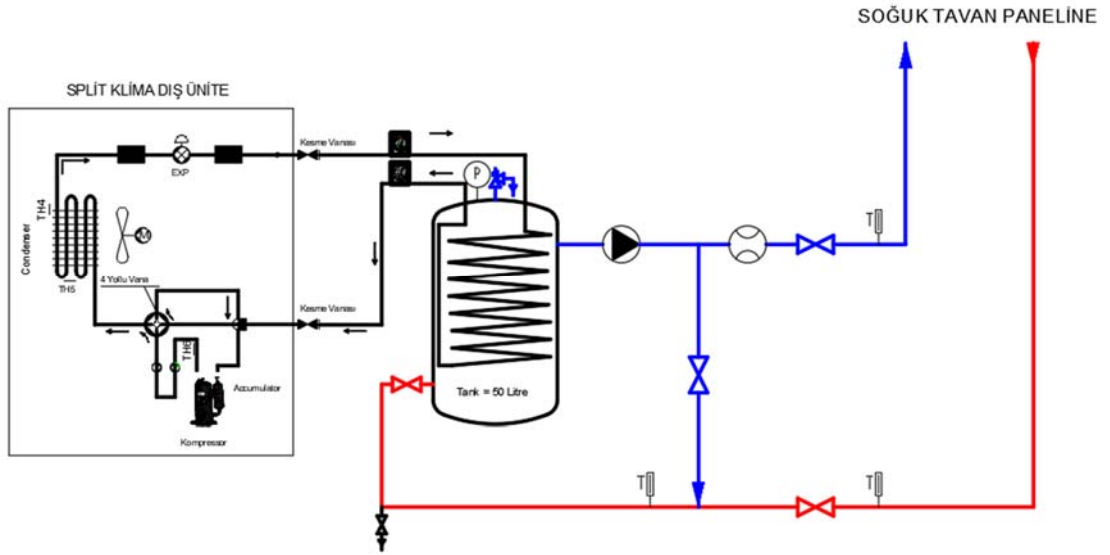
Çalışmanın deneysel kısmında BS EN 14240:2004 [4] ve BS EN 14518:2005 [5] standartlarına göre eni 1.920 mm, boyu 1.920 mm, yüksekliği 2.400 mm ölçülerinde test odası oluşturulmuştur. Test odasında dört farklı su sıcaklıklarında, üç farklı su debisinde ve dört farklı ısı kaynak değerlerine göre soğuk tavan paneli performans değişimi incelenmiştir.

Şekil 4'te test odası yerleşimi görülmektedir. Test odası etrafındaki sıcaklığın sabit tutulması mekana monte edilen 8.000 Btu/h kapasiteli R22 soğutma gazı ile çalışan duvar tipi split klima ile sağlanmıştır. Test odası yapı malzemeleri (duvar ve tavan) 12 mm alçıpan + 30 mm taş yünü izolasyon + 12 mm alçıpan malzemeden yapılmış olup zemin malzemesi seramiktir. Tüm yüzeyler ve soğuk tavan paneli beyaz renkte boyalıdır.



Şekil 4 Test odası yerleşimi

Soğutma için gerekli olan soğuk su hazırlama sistemi Şekil 5'teki gibi olup, duvar tipi split klima dış ünitesi ile Evaporatör düzeneği hazırlanarak sistem çalışır duruma getirilmiştir.

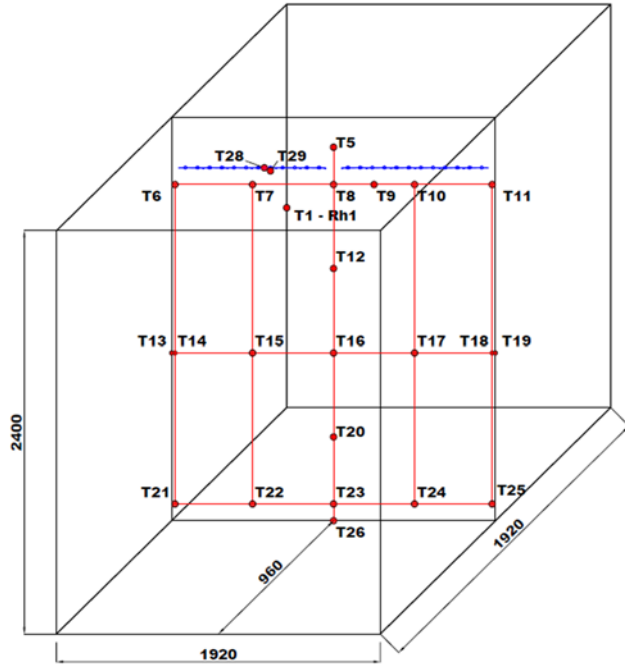


Şekil 5 Soğutma sistem şeması

Test odası iç yerleşimi Şekil 6a'da, sıcaklık sensörlerinin konumu ise Şekil 6b'de görüldüğü gibi olup sensör konumlarına ait detay Şekil 6c'de dir.



Şekil 6a Test odası yerleşimi



Şekil 6b Test odası sensör yerleşimi

Sıra No	Sensör Detayı	Sensörlerin Konumu - Sol Yan Duvardan Mesafesi									Nem	Debi	Basınç
		N/A	0 mm	20 mm	480 mm	960 mm	1.200 mm	1.440 mm	1.900 mm	1.920 mm			
1	Su Debisi - Flowmeter 01	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	Q1	----
2	Su Debisi - Flowmeter 02	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	Q2	----
3	Gaz Basıncı - Giriş	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	P1
4	Gaz Basıncı - Çıkış	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	P2
5	Mahal İçi	T1	----	----	----	----	----	----	----	----	----	Rh1	----
6	Mahal Dışı	T2	----	----	----	----	----	----	----	----	----	Rh2	----
7	Su Giriş Sıcaklığı	T3	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----
8	Su Çıkış Sıcaklığı	T4	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----
9	Asma Tavan İçi	T5	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----
10	1. Yükseklik (h=2.0 metre)	----	----	T6	T7	T8	T9	T10	T11	----	----	----	----
11	2. Yükseklik (h=1.5 metre)	----	----	----	----	T12	----	----	----	----	----	----	----
12	2. Yükseklik (h=1.0 metre)	----	T13	T14	T15	T16	----	T17	T18	T19	----	----	----
13	3. Yükseklik (h=0.5 metre)	----	----	----	----	T20	----	----	----	----	----	----	----
14	4. Yükseklik (h=0.1 metre)	----	----	T21	T22	T23	----	T24	T25	----	----	----	----
15	5. Yükseklik (h=0.0 metre)	----	----	----	----	T26	----	----	----	----	----	----	----
16	1. Duvar İç Yüzeyi (h=1.0 metre)	----	----	----	----	T27	----	----	----	----	----	----	----
17	Asma Tavan Yüzeyi - Boru	T28	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----
18	Asma Tavan Yüzeyi - Kanat	T29	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----

Şekil 6c Test odası sensör konumları

Veri ölçüm ve kayıt cihazına ait detaylar aşağıdaki gibi olup toplamda 36 farklı kanal dan 413 saat, 13 dakika, 11 sn lik sürede 14.960.267 adet veri kayıt altına alınmıştır. Verilere ait detay Şekil 7'deki gibidir.

Ana Kart  
Veri Kaydı  
Zaman Saati

ARDUINO - MEGA 2560  
ARDUINO - SD CARD  
TINYRTC I2C

2 Adet  
2 Adet  
2 Adet

Sıcaklık Sensörü	DS18B20	27Adet
Sıcaklık + Nem Sensörü	SHT3X – DIS	2 Adet
Debi Ölçüm Sensörü	Water Flow Sensor YF-B6	2 Adet

Açıklama	Ölçüm Kanalı	Süre	Adım	Veri Miktarı
ARDUNIO	33	234:45:29	390.688	13.283.392
TESTO 480	3	180:15:19	324.391	1.676.875
TOPLAM	36	413:13:11	715.079	14.960.267

Şekil 7 Veri detay tablosu

### 3.1. Deneysel Parametrelerinin Belirlenmesi

ASHRAE Konfor zon grafiğine göre, yaz işletme durumunda mahal sıcaklık değerleri 23 °C – 27 °C arasında ise konforlu bölge olarak tanımlanmaktadır. Soğuk tavan paneli üzerinde yoğunlaşma oluşmaması için çiy noktası üzerindeki bir su sıcaklığında soğutma sistemi çalıştırılmalıdır. Yapılan araştırmalar ve üretici firma önerileri çiy noktası sıcaklığından minimum 1 °C üzerinde sistemin çalıştırılması yönündedir. Su sıcaklığının gereğinden fazla yükseltilmesi soğuk tavan panelinin kapasitesinin düşümüne yol açacaktır. Farklı sıcaklık ve nem değerlerine göre deniz seviyesinde çiy noktası sıcaklıkları Şekil 8'deki gibi hesaplanmıştır.

T <sub>çiy</sub>	T <sub>iç</sub>				
	23 °C	24 °C	25 °C	26 °C	27 °C
Rh %50	12,10 °C	13,00 °C	13,90 °C	14,80 °C	15,70 °C
Rh %65	16,10 °C	17,00 °C	18,00 °C	18,90 °C	19,90 °C

Şekil 8 Çiy noktası sıcaklık tablosu

Yukarıda açıklanan değerlere göre çalışma sıcaklık değerleri aşağıdaki gibi seçilmiş olup deney süresinde ölçülen değerler Şekil 9'daki gibidir

T <sub>su, minimum</sub>	: 14,00 °C
T <sub>su, maksimum</sub>	: 18,00 °C

Açıklama	Su Sıcaklıkları - °C										Deney Miktarı
	Gidiş Su Sıcaklığı			Dönüş Su Sıcaklığı			Gidiş - Dönüş Ortalama			Fark	
Su Sıcaklığı	Min	Maks	Ort.	Min	Maks	Ort.	Min	Maks	Ort.		
1. Kademe	17,55	18,04	17,77	17,62	18,76	18,25	17,59	18,37	18,10	0,48	12
2. Kademe	16,36	16,97	16,62	16,89	17,87	17,21	16,65	17,42	16,91	0,59	12
3. Kademe	15,31	15,87	15,61	15,50	16,77	16,12	15,40	16,32	15,86	0,51	17
4. Kademe	13,76	14,63	14,11	13,94	15,44	14,64	13,85	15,04	14,38	0,53	15

Şekil 9 Soğutma su sıcaklık değerleri

Sistemde Soğuk Su Sirkülasyon pompası olarak GRUNDFOS marka üç hızlı UPS25–180 modeli kullanılmaktadır. Deney düzeneği üzerinde bulunan kontrol vanaları ve pompa hız ayarı ile üç farklı su debisi için ayarlamalar yapılarak deneyler gerçekleştirilmiş olup pompa ölçüm değerleri aşağıdaki Şekil 10'daki gibidir.

Açıklama	Pompa Debisi			Deney Miktarı
	Minimum	Maksimum	Ortalama	
Pompa - 1. Kademe	0,52 m <sup>3</sup> /h	0,58 m <sup>3</sup> /h	0,55 m <sup>3</sup> /h	18
Pompa - 2. Kademe	0,90 m <sup>3</sup> /h	0,94 m <sup>3</sup> /h	0,93 m <sup>3</sup> /h	18
Pompa - 3. Kademe	1,07 m <sup>3</sup> /h	1,13 m <sup>3</sup> /h	1,10 m <sup>3</sup> /h	20

Şekil 10 Su debi değerleri

Mahal içerisinde Uluslararası standartların tanımlamış olduğu boyutlarda ve yerleşim detaylarına göre test odası içerisine 4 adet Isı Simülatörü monte edilmiştir.

Her bir simülatörün Isı Gücü 70 watt + 55 watt + 70 watt = 195 watt dır.

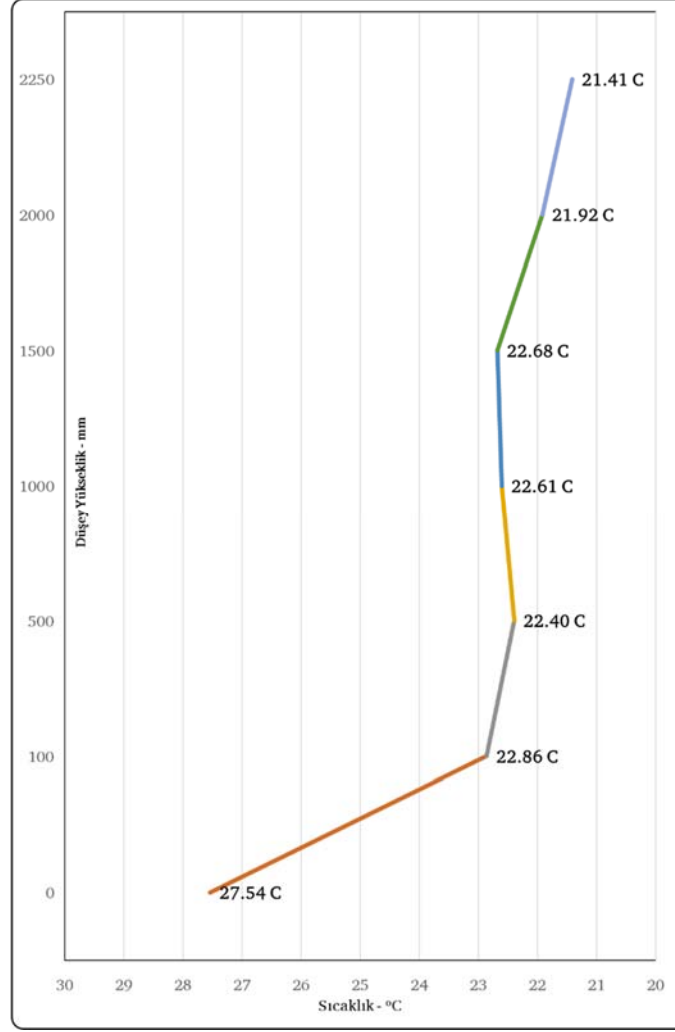
Isı simülatörüne ait deney süresinde uygulanan ısıtma miktarları Şekil 11'deki gibidir.

Açıklama	Güç	Miktar	Toplam
Isı Kaynağı – Kapalı	0	4	0 watt
Isı Kaynağı – 1. Kademe	70	4	280 watt
Isı Kaynağı – 2. Kademe	55 + 70	4	500 watt
Isı Kaynağı – 3. Kademe	55 + 70 + 70	4	780 watt

Şekil 11 Isı simülatör kapasite tablosu

Deneyler tüm bu veriler doğrultusunda 4 farklı su sıcaklığı, 3 farklı su debisi ve 4 farklı ısı kaynağın da 48 farklı varyasyonda yapılmıştır. Deneylerin doğrulaması amacıyla 33 nolu deney seçeneği 3 farklı günde aynı koşullarda tekrar edilmiştir. Soğuk tavan üstüne ısı izolasyonu uygulaması yapılarak bunun performansa etkisi incelenmiştir.

Deney boyunca dış ortam sıcaklığı  $T_2 = 32,19$  °C de sabit tutulmuştur. Mahal içerisinde ilk aşamada ısı yükü olmadığından deneyler yapılmıştır. Dış ortam sıcaklığı  $T_2 = 32,19$  °C de deney süresince sabit tutulduğunda tavan panel sıcaklığı ilk 48:12 dakika sürede  $T_{panel} = 29,87$  °C den  $T_{panel} = 16,12$  °C ye indiği ve sistemin rejime girdiği gözlenmiştir. Sistem rejime girdiği sırada mahal içerisindeki sıcaklıkların ortalaması  $T_{hava} = 35,37$  °C den  $T_{hava} = 22,44$  °C ye indiği gözlemlenmiştir. Deney süresinde bağıl nemde sürekli ölçülmüştür. Deney başlangıcında mahal içerisindeki bağıl nem değeri  $Rh_1 = \%34,53$  den  $Rh_1 = \%49,95$  değerine çıktığı görülmüş olup sonrasında sabit kaldığı gözlemlenmiştir. Deney süresinde su debisi  $Q_{pompa} = 1,13$  m<sup>3</sup>/h değerinde sabit tutulmuştur.

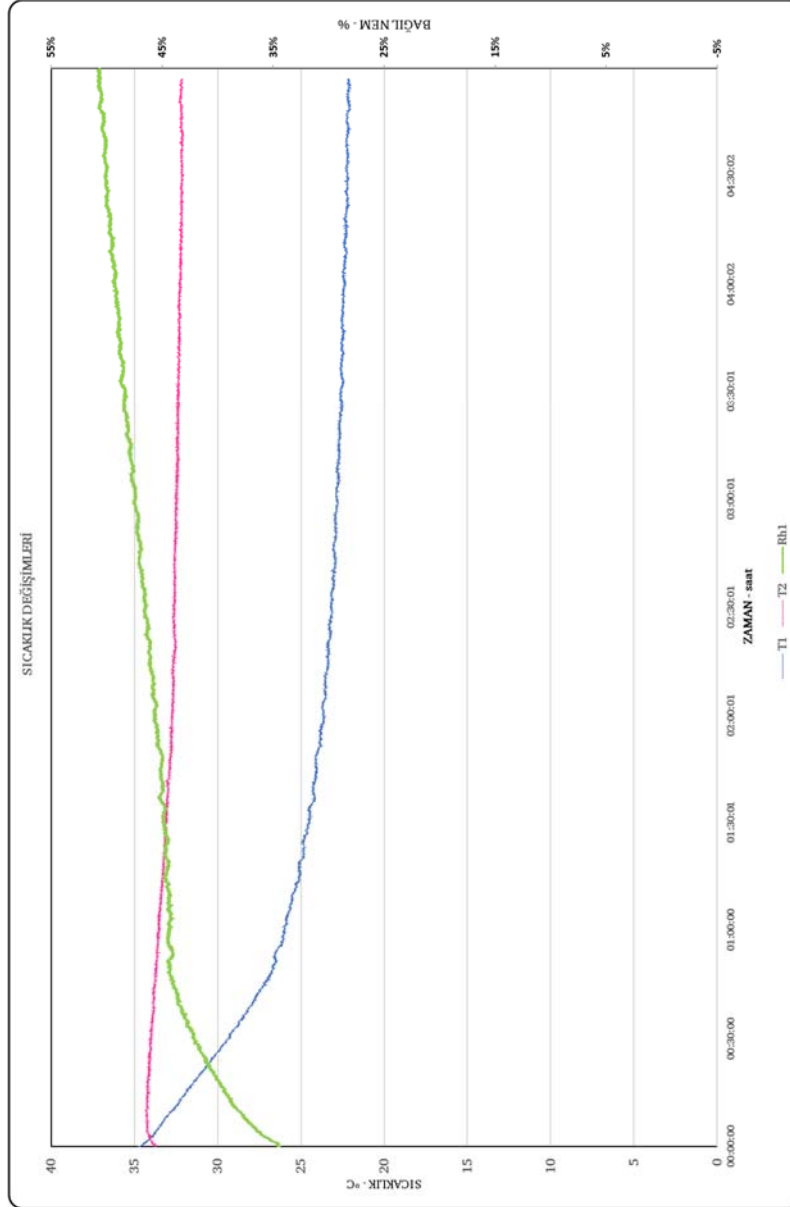


**Şekil 12** T04 & V3 & Q0 şartlarında test odası merkezinde dikey sıcaklık profili

Tavandan soğutma yapıldığında, deneysel çalışmada Şekil 12’de görüldüğü üzere  $h=0$  mm yüksekliğinde (mahal zemininde) sıcaklık  $T_{h0}=27,54$  °C den  $h=2.000$  mm de  $T_{h2000}=21,92$  °C ye düştüğü görülmüştür. Tavan panelinden aşağıya inildikçe sıcaklığın düştüğü ancak  $h=100$  mm seviyesindeki sıcaklığın  $T_{h100}=22,86$  °C,  $h=0$  mm deki sıcaklığın  $T_{h0}=27,54$  °C yüzey sıcaklığı kaynaklı olarak  $h=500$  mm  $T_{h500}=22,40$  °C değerine göre daha yüksek olduğu görülmüştür. Mahal içerisinde ölçüm yapılan sıcaklıkların ortalaması alınarak hissedilen sıcaklık  $T_{hava}=22,43$  °C olarak bulunmuştur. Buna göre test odası dışındaki mahal sıcaklığı  $T_2=32$  °C olduğunda soğuk tavan paneli sıcaklığı  $T_{panel}=14,85$  °C olduğunda hissedilen sıcaklık değerine  $T_{hava}=22,43$  °C değerine ulaşmıştır. Konfor şartı açısından hissedilen sıcaklığın  $T_{hava}=22,43$  °C olması ve bağıl nem değerinin  $Rh_1= \%49,95$  olması uygun olarak değerlendirilmiştir. Mahal içerisinde yapılan sıcaklık ölçümlerinde homojen sıcaklık dağılımları olduğu değerlendirilmiştir.

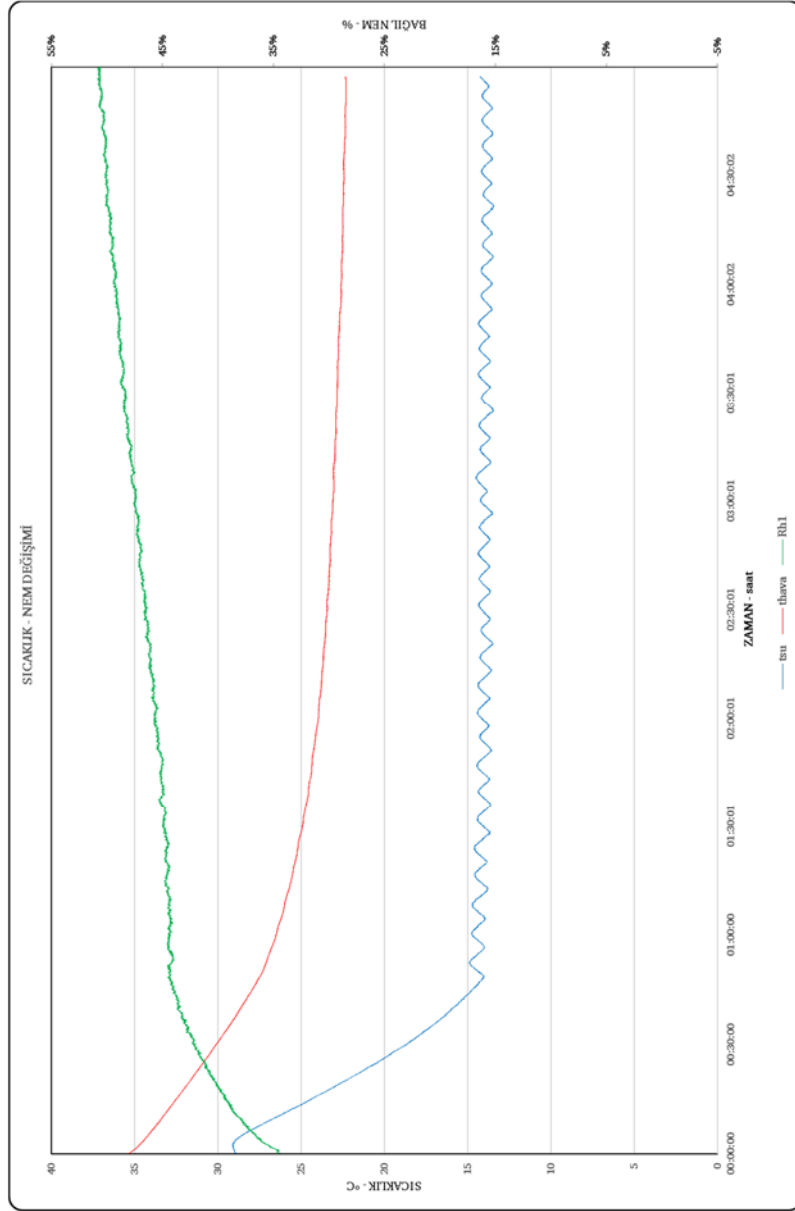
Şekil 13’te görüldüğü üzere mahal içerisinde ısı yükü olmadığı durumda test odası dışında  $T_2=32,19$  °C sabit tutulduğunda mahal içi sıcaklığı ilk 240 dakika da  $T_1=34,78$  °C den  $T_1=22,25$  °C ye indiği ve 60 dakika süresince sabit kaldığı sonucuna ulaşılmıştır. Deney süresince bağıl nem seviyesinde  $Rh_1$   $\%34,53$  değerinden  $Rh_1$   $\%50,01$  değerine çıktığı ve bu değerinde sabit kaldığı, mahal içinde hava hız değerinin  $0,04$  m/s ölçüldüğü ve bu değerlerin konfor şartlarını sağladığı değerlendirilmiştir. Şekil 14’de zamana bağlı mahal içerisindeki havanın sıcaklığı ve su sıcaklığının değişimi verilmiştir. Şekil 15’te görüldüğü üzere mahal içinde ısı yükü olmadığı durumda mahal içi sıcaklığı  $34,78$  °C den  $22,25$  °C ye indiği ve 60 dakika rejimde sabit kaldığı  $1,13$  m<sup>3</sup>/h debideki suyun sıcaklığında  $29,12$  °C den  $48:12$  dakikada  $13,86$  °C ye inerek sabit kaldığı görülmüştür.

Şekil 15'te zamana göre su sıcaklığı, mahal içi ortalama hava sıcaklığı, mahal için duvar sıcaklıkları ve farklı yükseklik değerindeki havanın sıcaklık değerleri karşılaştırılmıştır. Deney boyunca dış ortam sıcaklığı  $T_2= 32,19$  °C de sabit tutulmuştur. Mahal içerisinde ilk aşamada ısı yükü olmadığından deneyler yapılmıştır. Şekil 15'te görüldüğü üzere dış ortam sıcaklığı  $T_2=32,19$  °C de deney süresince sabit tutulduğunda tavan panel sıcaklığı ilk 48:12 dakika sürede  $T_{panel}=29,87$  °C den  $T_{panel}=16,12$  °C ye indiği ve sistemin rejime girdiği gözlenmiştir. Deney başlangıcında mahal içi duvar yüzeylerinin sıcaklık ortalaması  $T_{duvar}=35,44$  °C den 240 dakika sonra  $T_{duvar}=23,89$  °C ye indiği görülmüştür. Bilindiği üzere ASHRAE 55 standardına göre mahal içi sıcaklık ortalaması ile mahali çevreleyen yüzeylerin sıcaklığı arasındaki farkın 2 – 3 °C yi aşmaması istenmektedir. Yapılan deneylerde de mahal içi sıcaklığın  $T_1=22,25$  °C olduğu durumda duvar iç yüzey sıcaklığının  $T_{duvar}=23,89$  °C sağladığı görülmüştür.

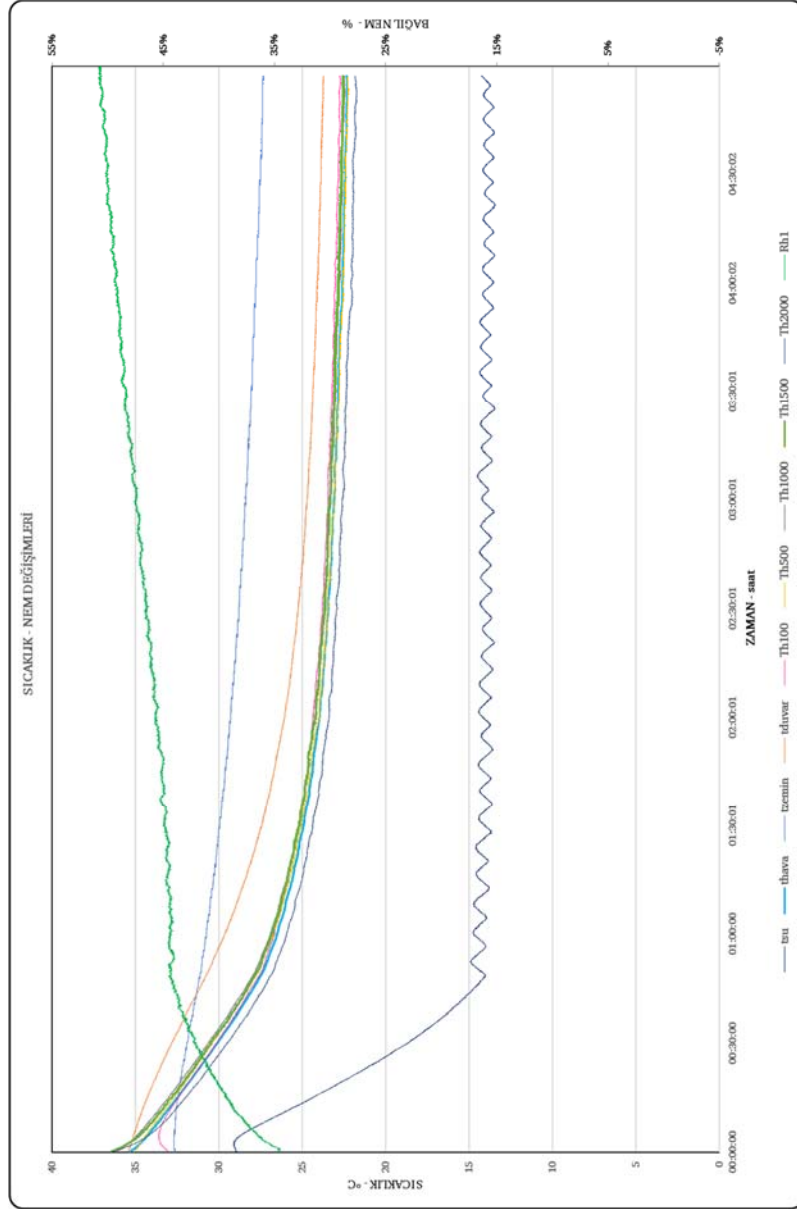


Şekil 13 T04 & V3 & Q0 şartlarında T1 – T2 – Rh1 değişim grafiği

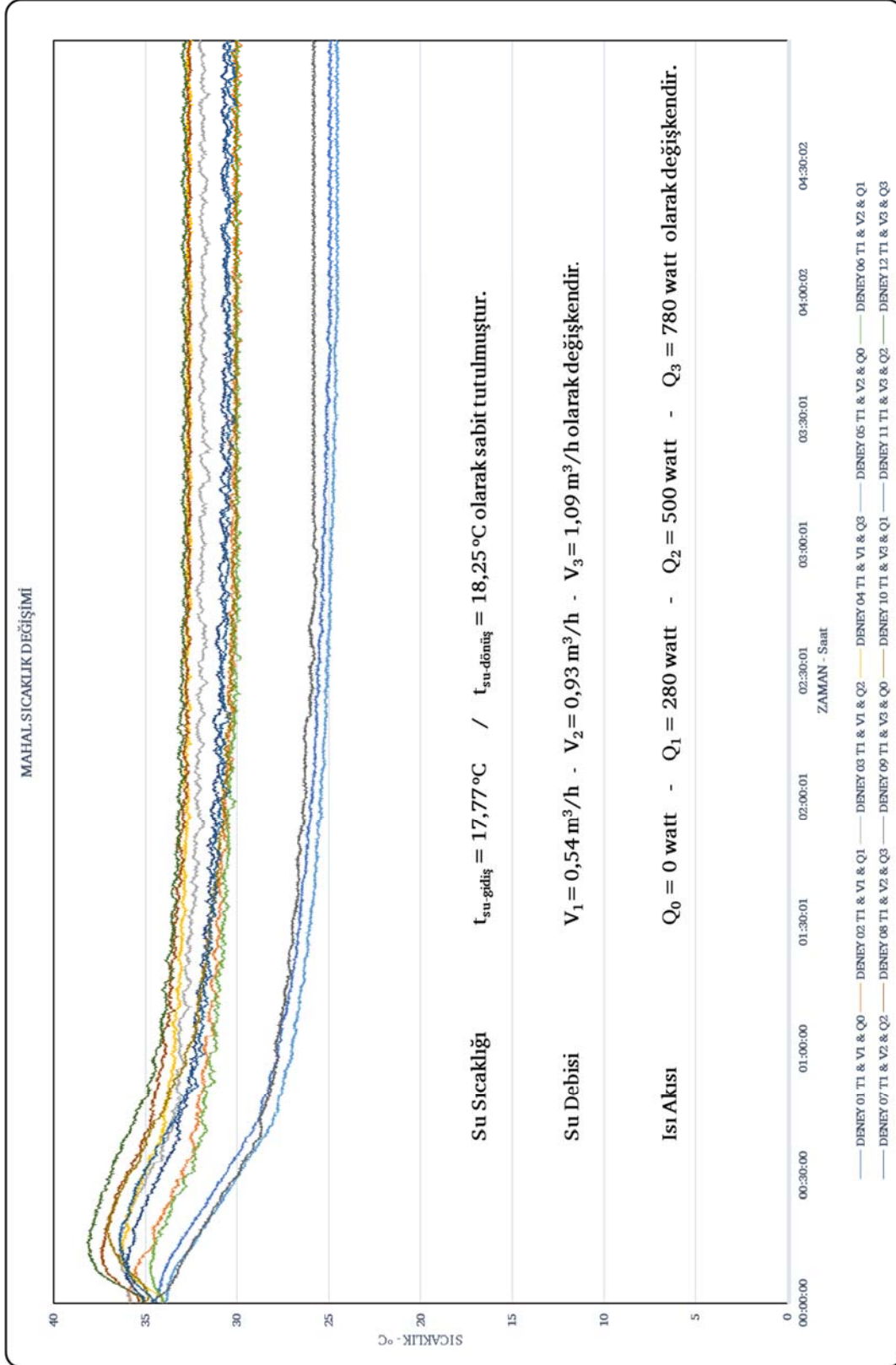




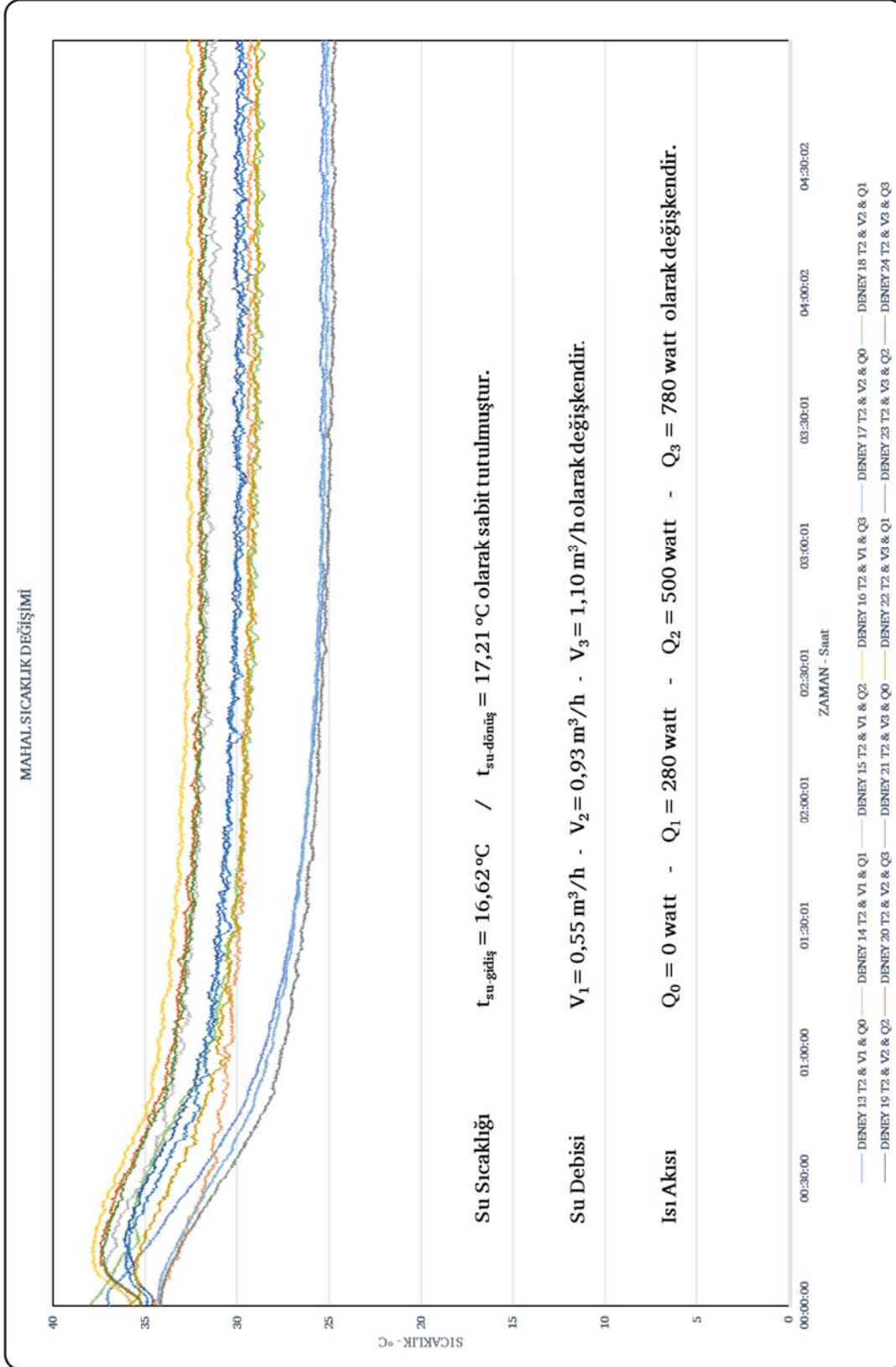
Şekil 14 T04 & V3 & Q0 şartlarında  $T_{su}$  –  $T_{hava}$  –  $Rh_1$  değişim grafiği



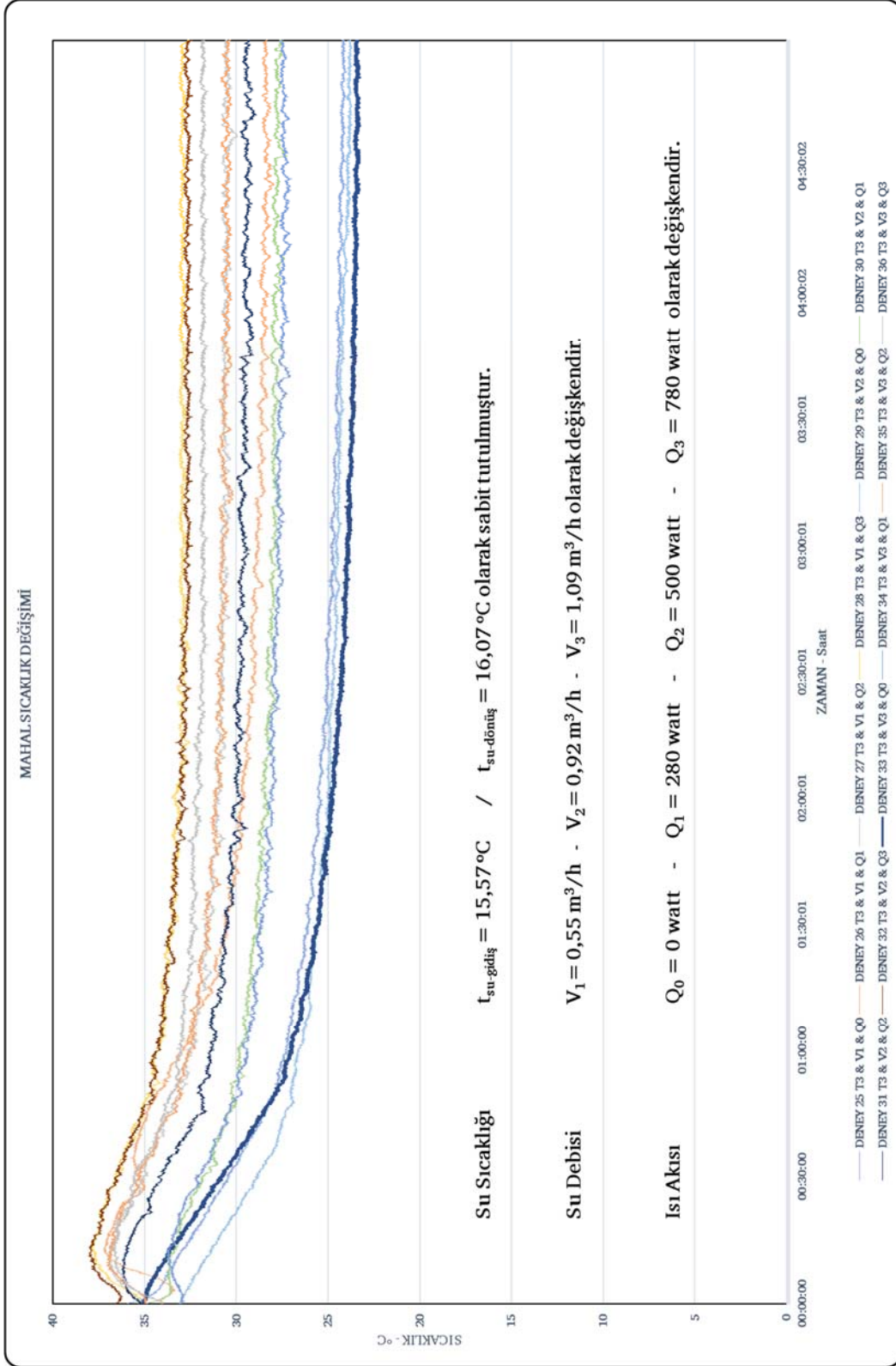
Şekil 15 T04 & V3 & Q0 şartlarında  $T_{su}$  –  $T_{hava}$  –  $T_{zemin}$  –  $T_{duvar}$  –  $T_{h100}$  –  $T_{h500}$  –  $T_{h1000}$  –  $T_{h1500}$  –  $T_{h2000}$  –  $Rh_1$  değişim grafiği



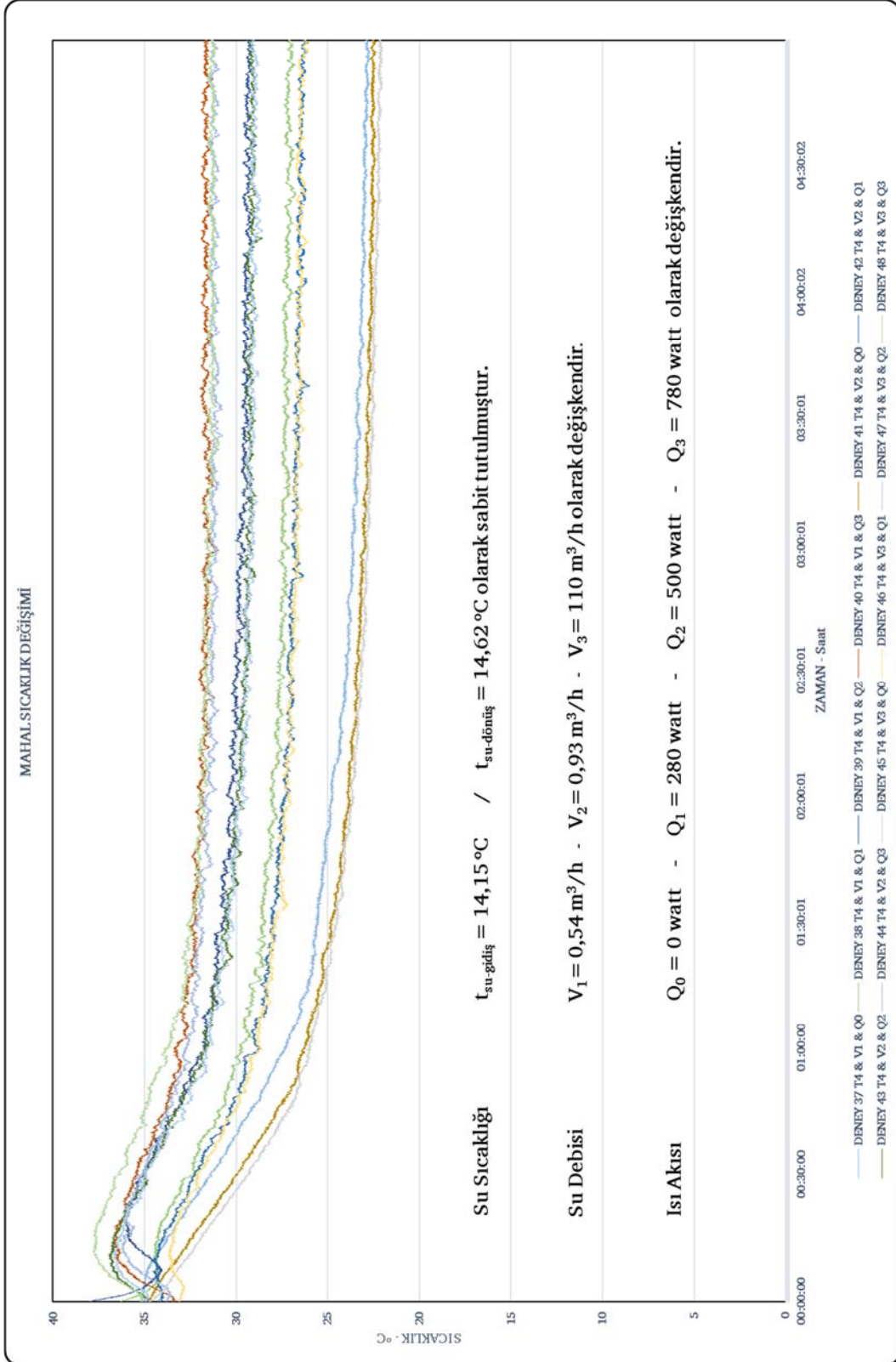
Şekil 16  $T_{01su-gidiş}$ =sabit,  $V_{su}$  debisi=değişken ve  $Q_{ısı}$  akısı=değişken



Şekil 17  $T_{02_{su-gidiş}}=sabit$ ,  $V_{su}$  debisi= $değişken$  ve  $Q_{ısı}$  akısı= $değişken$



**Şekil 18**  $T_{03}$   $t_{su-gidiş}$ =sabit,  $V_{su}$  debisi=değişken ve  $Q_{ısı}$  akısı=değişken



Şekil 19  $T_{04_{su-gidiş}}=sabit$ ,  $V_{su}$  debisi=değişken ve  $Q_{ısı}$  akısı=değişken

Şekil 16'de tavandan soğutmadaki su sıcaklığı  $t_{su-gidiş}=17,77\text{ °C}$  -  $t_{su-dönüş}=18,25\text{ °C}$  de sabit tutulduğu durumda, pompa debileri  $Q_1=0,54\text{ m}^3/\text{h}$  -  $Q_2=0,93\text{ m}^3/\text{h}$  ve  $Q_3= 1,09\text{ m}^3/\text{h}$  değerinde olmak üzere ve

mahal içerisindeki ısı akısı  $P_0=0$  watt -  $P_1=220$  watt -  $P_2=500$  watt -  $P_3=780$  watt değerlerindeki zamana bağlı mahal sıcaklık değişim grafiği verilmiştir.  $P_0$  ısı akısı durumunda mahal içi sıcaklığı pompa debisi  $Q_1=0,54$  m<sup>3</sup>/h değerinde mahal sıcaklığını  $T_1=34,46$  °C den  $T_1=25,10$  °C ye,  $Q_2=0,93$  m<sup>3</sup>/h değerinde mahal sıcaklığını  $T_1=33,85$  °C den  $T_1=24,69$  °C ye,  $Q_3=1,09$  m<sup>3</sup>/h değerinde mahal sıcaklığını  $T_1=34,55$  °C den  $T_1=25,90$  °C ye düştüğü gözlemlenmiştir.  $P_1 - P_2 - P_3$  ısı akısı durumlarında ve  $Q_1 - Q_2 - Q_3$  pompa debisi değerlerinde mahal sıcaklık değeri  $T_1=34,00$  °C den  $T_1=30,15$  °C ye düştüğü ancak mahalın konfor şartlarına ulaşamadığı gözlemlenmiştir. Şekil 20'de soğuk tavan paneline ait termal kamera görüntüsü görülebilir.



Şekil 20 Soğuk tavan paneli termal kamera görüntüsü

## SONUÇ

Soğutma su sıcaklığının düşürüldüğü durumlarda mahalın ısı yükünü karşılama oranının da arttığı gözlemlenmiştir. Dış ortam şartları 32,19 °C de deney süresince sabit tutulduğunda tavan panel sıcaklığı ilk 48:12 dakika sürede  $T_{panel}=29,87$  °C den  $T_{panel}=16,12$  °C ye indiği ve sistemin rejime girdiği gözlemlenmiştir. Deney başlangıcında mahal içi duvar yüzeylerinin sıcaklık ortalaması  $T_{duvar}=35,44$  °C den 240 dakika sonra  $T_{duvar}=23,89$  °C ye indiği görülmüş olup mahal içinde ölçülen hava sıcaklığı  $T_1=22,25$  °C olup ASHRAE 55 standardına göre mahal içi sıcaklık ortalaması ile mahali çevreleyen yüzeylerin sıcaklığı arasındaki farkı sağladığı ölçülmüştür.

Soğuk tavan sistemlerinin dezavantajı temelde ışınım ile ısı transferi ile oda içi soğutmayı sağladığından yoğuşma riski klasik iklimlendirme sistemlerine göre daha çoktur. Soğuk tavan sistemlerin serinletme tasarım koşullarını dikkate alınarak kurulan sürekli kontrol yapan bir sistem ile yoğuşma oluşması engellenmesi gerekmektedir.





## KAYNAKLAR

- [1] DIRECTIVE 2010/31/EU OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL Of 19 May 2010 On The Energy Performance Of Buildings
- [2] Giacomini - Radiant Ceiling Systems Technical Manual
- [3] ASHRAE HANDBOOK – FUNDAMENTALS 2021
- [4] BS EN 14240 2004 Ventilation For Buildings — Chilled Ceilings — Testing And Rating
- [5] BS EN 14518 2005 Ventilation For Buildings — Chilled Ceilings — Testing And Rating Of Passive Chilled Beams
- [6] WUFENG JIN, JIAJUN JING, LIZHI JIA, ZHIQIANG WANG “The Dynamic Effect Of Supply Water Flow Regulation On Surface Temperature Changes Of Radiant Ceiling Panel For Cooling Operation”, SUSTAINABLE CITIES AND SOCIETY 2020 – 52 – 101765
- [7] QIONG CHEN, NAN LI “Model Predictive Control For Energy Efficient Optimization Of Radiant Ceiling Cooling Systems “, BUILDING AND ENVIRONMENT 2021 – 205 – 108272

## ÖZGEÇMİŞ

### Cüneyt Deniz KÜHEYLAN

1968 yılı Antalya doğumludur. 1990 yılında Yıldız Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Bölümünü bitirmiştir. 1995 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünden Makine Yüksek Mühendisi olarak mezun olmuş ve aynı üniversitede Doktora eğitimine devam etmekte olup GRUNDFOS Pompa Ltd. Şti. firmasında çalışmaktadır.

### Derya Burcu ÖZKAN

1972 yılı Ankara doğumludur. 1993 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü lisans, 1995 yılı Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Yüksek lisans, 2002 yılı Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Müh. Doktora programından mezundur. Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde Öğretim Üyesi olarak görevine devam etmektedir. Çalışma alanı termodinamik, ısı transferi, ısıtma ve soğutma olup, çok sayıda bilimsel yayını bulunmaktadır.

# ODA SOĞUTUCULARDA DEFROST FLAP'İN DEFROST ESNASINDA ODAYA OLAN ISI KAZANCINA ETKİSİNİN NÜMERİK OLARAK İNCELENMESİ

*Numerical Investigation Of The Effect Of Defrost Flap In Room Coolers On Heat Gain During Defrost*

**Harun Denizli  
Mustafa Zabun**

## ÖZET

İklim değişikliği ve çevre kirliliği günümüzde insanlığın karşı karşıya olduğu en önemli sorunların başında gelmektedir. Enerji sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanların seçiminin ve çevre dostu soğutucu akışkanların kullanımının önemi her geçen gün artmaktadır. Küresel ısınma potansiyeli (GWP) ve ozon tabakasını inceltme potansiyeli (ODP) düşük olan soğutucu akışkanların seçimi, çevre bilinci açısından araştırmacılara önemli bir misyon yüklemektedir. Defrost, soğutucuların (evaporatör) soğuk yüzeylerinde yoğuşan su buharının oluşturduğu buzlanmanın ortadan kaldırılmasına veya eritilmesine soğutma tekniğinde verilen isimdir. Evaporatör yüzeyinde biriken buz veya kar istenmeyen bir durumdur ve ısı transferini zorlaştırarak verim kaybına neden olur. Aynı zamanda soğutma sistemlerinde buz veya kar yağışını çözmek için defrost işlemine harcanan enerji miktarı etkin bir şekilde kontrol edilmediğinden büyük boyutlara ulaşmaktadır. Defrostlu endüstriyel soğutucularda ürün sıcaklıklarının homojen tutulması önemli bir sorundur. Defrost işlemi için harcanan enerjinin verimliliğini arttırmak amacıyla soğutucu üzerine bir takım ekipmanlar yerleştirilmektedir. Bu ekipmanlardan biri de defrost flap'dir. Bu çalışmada defrost flap'in bir soğutucu üzerinde defrost işlemine olan etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel veriler doğrultusunda defrost flap'in soğuk odaya olan ısı kazancı hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ile analiz edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Soğutma, Evaporatör, Defrost, Defrost Flap, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Deneysel Çalışma

## ABSTRACT

Climate change and environmental pollution are among the most important problems facing humanity today. The importance of the selection of refrigerants used in energy systems and the use of environmentally friendly refrigerants is increasing day by day. The selection of refrigerants with low global warming potential (GWP) and ozone depletion potential (ODP) imposes an important mission on researchers in terms of environmental awareness. Defrost is the name given in the cooling technique to the removal or melting of the icing formed by the condensed water vapor on the cold surfaces of the coolers (evaporator). Ice or snow accumulating on the evaporator surface is an undesirable situation and causes loss of efficiency by making heat transfer difficult. At the same time, the amount of energy spent on defrosting to dissolve ice or snowfall in cooling systems is not controlled effectively, so it reaches large dimensions. Keeping the product temperatures homogeneous in defrosted industrial coolers is an important problem. In order to increase the efficiency of the energy consumed for defrosting, some equipment is placed on the cooler. One of these equipment is the defrost flap. In this study, the effect of the defrost flap on the defrosting process on a refrigerator was experimentally investigated. In line with the experimental data, the heat gain of the defrost flap to the cold room was analyzed by computational fluid dynamics (CFD).

**Key Words:** Cooling, Evaporator, Defrost, Defrost Flap, Computational Fluid Dynamics, Experimental Study

## 1. GİRİŞ

İklimlendirme endüstride ve günlük hayatın her alanında kullanıldığı için günümüzün önemli konularından biridir. Avrupa'da her ülkede ortalama kurulan ısı pompası sayısı, yaklaşık 20.000 ev tipi ısı pompasıyla son birkaç yılda önemli ölçüde arttı.(1) Dolayısıyla soğutma sisteminin hem performans hem de enerji tüketimi açısından verimli bir sisteme sahip olması araştırma konusudur. Enerjiden tasarruf etmek, enerji verimliliğini artırmak, kirlilik emisyonlarını azaltmak ve temiz enerji kullanmak, enerji tüketicilerinin hedefleri haline geldi.(2)Hava kaynaklı soğutma sistemlerinde ısı eşanjörü yüzeylerinde kar oluşumu iyi bilinen ve istenmeyen bir durumdur. Düşük ortam sıcaklıklarında, evaporatörün yüzeyinde soğutma performansını azaltan karlanma oluşur. Kar tabakası, bir ısı yalıtımı görevi gördüğü için evaporatördeki ısı transfer oranını azaltır. Ayrıca kar tabakası, evaporatörden geçen hava akışının bir kısmını bloke eder ve bu da performansın daha da düşmesine neden olur. Sonuç olarak, soğuk ve nemli koşullarda çalışan hava kaynaklı ısı pompaları, kardan korunmak için düzenli defrost işlemine ihtiyaç duyar.(3) Shokouhmand ve arkadaşları, kanatlı borulu ısı değiştiricilerin karlanma koşullarındaki davranışını tahmin etmek için sayısal bir model geliştirdi. Isı transfer katsayılarının, silindirik ve düz plakalar ile olan ilişkisi deneysel olarak bulunmuştur. Oluşturulan korelasyonlar modellerle birleştirildi. Ortalama don kalınlığı, ısı transfer hızı ve don kütlesi gibi parametreler üzerinde çalışıldı. (4)

Literatürde optimum defrost işleminin başlangıç zaman noktasına dayalı yeni defrost yöntemlerinin geliştirilmesi hakkında birkaç çalışma bulunmaktadır. Junda Zhu ve arkadaşları, çift fanlı bir evaporatörün fark basınç sensörünün optimum ölçüm noktasını belirler ve defrost işleminin zamanını belirlemek için fark basıncını ölçtüğü bir deney yapar. Karlanmış üründen ölçtüğü fark basıncı, kar tabakasının büyüme eğilimini nicel olarak tanımlamada kullanır. Önerilen bir basınç kayıp faktörüne göre defrost süresini optimize eder.(5) Li ve arkadaşları, literatürdeki defrost metodlarını incelemiş ve farklı donma koşullarında optimum defrost işlemini başlatacak optimum sıcaklığı bulmak için bir çalışma yapmıştır. Çalışmayı desteklemek için deney yapmış ve defrost başlangıç zamanının defrost verimine olan etkisini göstermiştir.(6)

Defrost sisteminin tasarımının yanında kontrolü de büyük öneme sahiptir. İncelenen defrost döngülerini başlatma ve sonlandırma teknikleri aşağıdakileri içerir:

- Zaman-sıcaklık kontrollü defrost
- Evaporatör boyunca hava basıncı farkı veya hava akış hızı
- Hava ile buharlaşan yüzey arasındaki sıcaklık farkı
- Hava tarafı ve soğutucu akışkan tarafı ısı transferi karşılaştırması
- Soğutucu akış hızı ölçümü
- Fan gücü ölçümü
- Kar kalınlığının optik veya akustik ölçümü
- Yapay zeka tabanlı defrost kontrol sistemleridir. (7)

Bagyaveereswaran ve arkadaşları, kullanım modeline göre defrost sıklığını üzerine çalışmışlardır. Defrostu uygun zamanda tetikleyen yeni bir algoritma tasarlanmıştır, Böylece evaporatördeki donma seviyesi sürekli olarak kontrol edilebilir. Ayrıca bu çalışmada defrost aralığını kullanım şekli ve iklim değişikliğine göre değiştiren ayrı bir uyarlamalı algoritma da tasarlanmıştır.(8)Wang ve arkadaşları, elektrikli araç ısı pompalarının dinamik kontrol stratejisi, diğer defrost sistemlerine göre daha zor olduğu için bu soruna bir çözüm aramıştır. Verimli bir defrost kontrol mantığı bulmak için, transkritik bir CO<sub>2</sub> ısı pompası deneysel çalışmalar yapmışlardır.(9)Rong ve arkadaşları, defrost yöntemlerinin dezavantajlarının üstesinden gelmek için yeni bir çoklu buharlaştırıcı karşılıklı defrost sistemi önermişlerdir. Önerilen sistemin performansını deneylerle doğrulamıştır.(10)Thakkar ve arkadaşları ısı vererek defrostun maliyetli bir sistem olduğunu belirtmiş ve klasik defrost yöntemlerinin aksine, buzu

eriterek değil mekanik yöntemler kullanarak kanatçıkların üzerinden buzu uzaklaştırmayı önermiştir.(11)

Defrost sistemlerinde sistem tasarımının kontrolü ve başlangıç zamanı optimize etmekle beraber ek komponentler ekleyerek defrost verimliliği artırılabilir. Bu komponentlerin amacı ısınan havanın ürün içerisinde kalmasını sağlayarak verilen ısıdan olabildiğince fayda sağlamaktır. Bu sayede defrost sürelerinde azalma meydana gelir ve ortama daha az ısı yük verilmiş olur.

Defrost işlemi uygulanacak üründe ısınan havanın çıkışını engellemek için ürünün

- Fan tarafı
- Hava giriş tarafı kapatılır.

Endüstride, fan tarafının kapatılırken su tutmaz özellikte özel bir kumaş kullanılır. Defrost işlemi esnasında fan çalışmayı durdurur. Bu kumaş fan çalışmayı durdurunca fan girişini kapatır ve ısınan havanın dışarıya çıkmasını engeller.

Hava giriş tarafının kapatılması fan tarafının kapatılmasına göre daha kompleks bir sistem gerektirir. Kapağın ürün çalışırken hava girişini engellemeyecek bir pozisyonda durması gerekir. Defrost işlemi başladığında ise hava girişini kapatacak şekilde konumlanır. Bu prosesin işlenmesi için bir motor vasıtasıyla iş gücü karşılanmalı ve bu motor bir kontrolcü tarafından kontrol edilmelidir. Kontrolcünün defrost işleminin başlama ve bitme komutu ile komut vermesi gerekir.



Şekil 1. Defrost Flap'ın Kapalı ve Açık Durumu

Bu çalışma kapsamında defrost flap in ürünün defrostuna katkısı incelenecek ve araştırılacaktır.

## 2. METODOLOJİ

Defrost flap eksi sıcaklıklarda çalışan ve üzerinde karlanmanın olduğu her defrost sistemli evaporatörde kullanılabilir. Bu sistemin kurulumu da ek bir maliyete sebep olduğu için verimliliğe etkisinin incelenmesi gerekmektedir. Verimliliğin incelenmesi için bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı olan Ansys:Fluent® kullanılarak kapağın etkisinin incelenmesi amaçlanmıştır. Burada bir ürün tasarlanacak ve bu ürünün defrost işlemi esnasındaki dışarıya vermiş olduğu ısı 2 boyutlu olarak incelenecektir. Tablo 1'de incelenecek olan ürünün özellikleri verilmiştir.

Tablo 1. Analiz edilecek ürün özellikleri

Ürün Özelliği	Değerler
En(mm)	750
Boy(mm)	1700
Yükseklik(mm)	1100
Kapasite(kW)	20
Defrost Kapasitesi(kW)	8,4

## 2.1. Nümerik Analiz İçin Girdilerin Belirlenmesi

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), karmaşık akış problemlerini çözmek için bir yaklaşım geliştirmek üzere çok çeşitli mühendislik disiplinlerinde birkaç yıldır başarıyla kullanılan güçlü bir tekniktir. (12) ANSYS Fluent® akış davranışını (periyodik akış, dönen ve dönen akışlar, sıkıştırılabilir akış ve viskoz olmayan akış dahil) hesaplamak için temel denklemleri çözer ve fiziksel modelleri açıklar. Bu temel denklemler; kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemleri olmak üzere aşağıda verilmiştir.

Kütle Korunum Denklemi:

$$\frac{\delta \rho}{\delta t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (1)$$

Momentumun Korunum Denklemi:

$$\rho \left( \frac{\delta V}{\delta t} + V \cdot \nabla V \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 V + \rho g \quad (2)$$

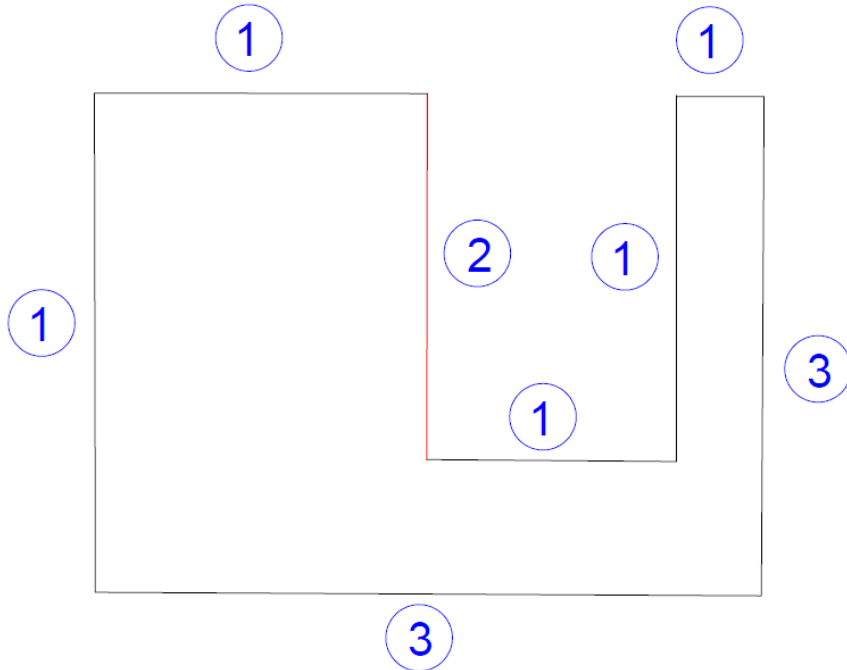
Enerjinin Korunumu Denklemi:

$$\frac{\delta(\rho E)}{\delta t} + \nabla \cdot (v_i (\rho E + P)) = -\nabla \cdot (\sum h_j J_j) + S_h \quad (3)$$

Ürünün kapasitesinin hesaplanmasında termodinamiğin ikinci yasasından hareketle elde edilen aşağıdaki formülle hesaplanmaktadır.

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta t \quad (W) \quad (4)$$

Çalışmada özellikleri belirtilen ürünün bir oda içerisinde defrost işlemi esnasında odaya uyguladığı ısı yük hesaplanacaktır. Fluent®' de çalışma Şekil 2'deki gibi kurulmuştur.



Şekil 2. Senaryo kurulumu konsept tasarımı

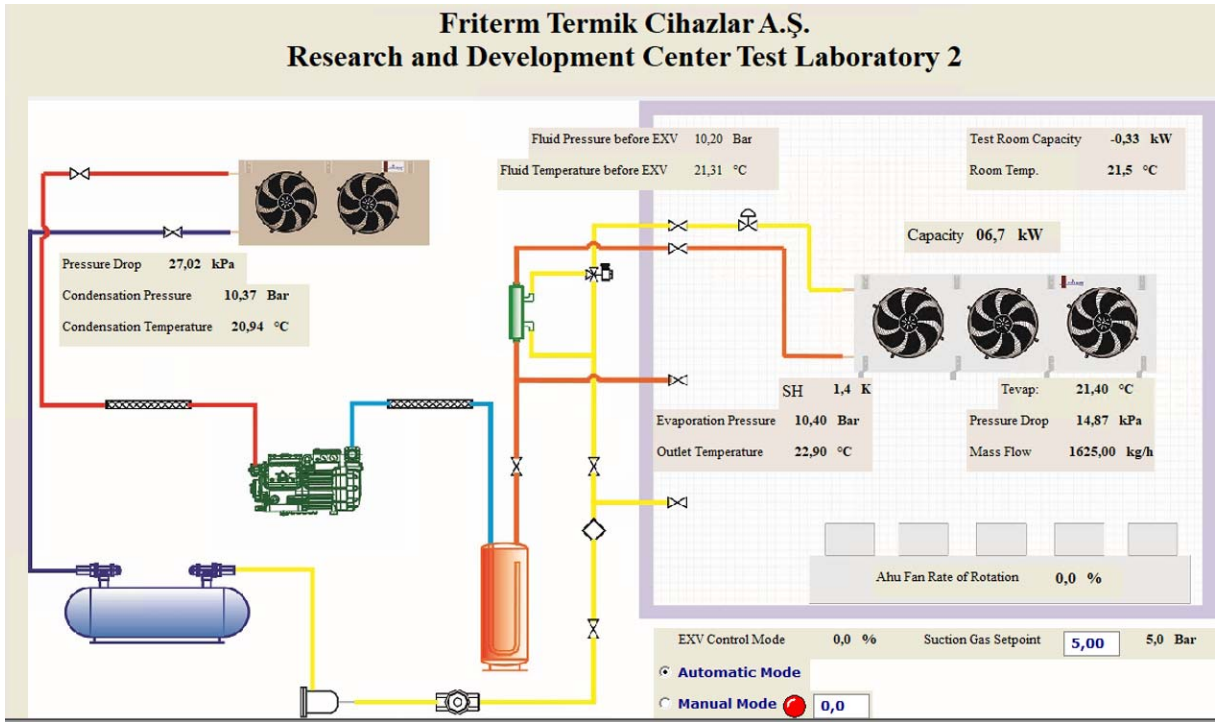
Bu sınır şartlarında odanın duvarları, ürünün fan tarafı ve üründeki diğer duvarlar (1 numaralı bölümler) sabit sıcaklıkta ve odanın bir kısmı alındığı için (3 numaralı bölüm) o bölümlere symmetry sınır şartı verilmiştir. Ürünün hava giriş tarafı (2 numaralı bölüm) zamana bağlı bir değişken sıcaklık verilerek odadaki sıcaklığı nasıl değiştirdiği incelenecektir.

## 2.2. Deney Düzeneği

Defrost esnasında 2 numaradaki sınır şartındaki değişken sıcaklık verisini belirlemek için flapli ve flapsiz 2 adet test yapılacak ve orada ölçülen sıcaklık değerleri analizde kullanılacaktır. Test için Tablo 1'de özellikleri verilen ürün üretilmiştir. Testler Friterm Test Laboratuvarı'nda yapılmıştır.

### 2.2.1. Deney Düzeneği Tanıtımı

Deneyler, hâlihazırda Friterm A.Ş. bünyesinde bulunan Kalorimetrik Test Odası'nda yapılacaktır. 2016'da Friterm tarafından inşa edilen bu test odası, istenilen sıcaklık ve nem koşullarında şartlandırılabilir. Evaporatör testi için kullanılan bu oda, soğutma çevriminin diğer elemanlarını oda dışında bulundurmaktadır.



Şekil 3 Friterm kalorimetrik test odası kontrol sistemi

Çevrimin belli noktalarından sıcaklık ve basınç değerleri alınarak odanın rejime girip girmediği kontrol edilir. Kalorimetrik test odası dijital kontrol programındaki alınan örnek veriler Şekil 3'de verilmiştir.

### 2.2.2. Deney Kurulumu

Odaya Tablo 1'de belirtilen ürün bağlanacaktır. Aynı ortam şartlarında ve kar miktarında olacak şekilde defrost işlemi, flapli ve flapsiz olarak test edilecektir. Oda:

- -6°C 'de
- 10 kg karlandırılacak şekilde şartlandırılmıştır.

Ürün odaya bağlanmış olarak Şekil 4'de görülebilir.





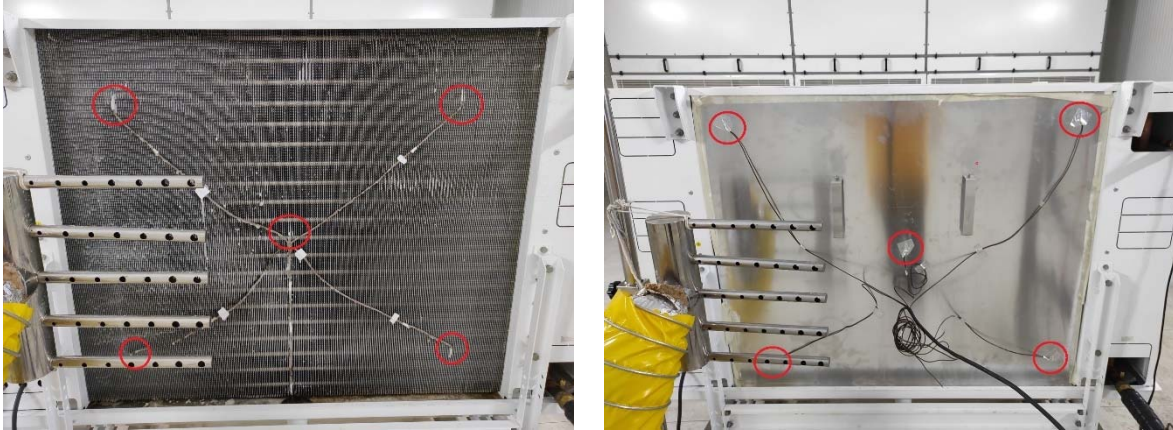
**Şekil 4** Test ürünü bağlantı şekli

Burada bağlanan ürünün hava girişi tarafından 5 noktadan sıcaklık ölçümü alınıp bu ölçümlerin ortalaması alınacaktır. Burada T tip termokupl kullanılmıştır. Ortam havasının sıcaklığını ölçmek için hava örnek ünitesi kullanılmıştır. Bu ünite, ürünün girişinde farklı noktalardan örnek olarak havanın giriş sıcaklığını ve nemini ölçer. Bu ünitenin içerisinde sıcaklık ölçmek için PT-100 sensörü kullanılır. Ayrıca odanın her bir köşesinde o noktalardaki sıcaklığı ölçebilmek için termokuplar bulunmaktadır. Termokupl ve hava örnek ünitesinin belirsizlik değerleri Tablo 2’de verilmiştir.

**Tablo 2** Deneyde kullanılan cihazların belirsizlik değerleri

Ürün	Belirsizlik Değeri
Termokupl	$\pm(\%0,75 \text{ ya da } 1 \text{ } ^\circ\text{C})$
PT-100	$\pm(\%0,5+0,3^\circ\text{C})$

Şekil 5’de flapli ve flapsiz durumda sıcaklık alınan 5 nokta gösterilmiştir.



**Şekil 5** Flapsiz ve Flapli Deneylerin Ölçüm Noktaları

### 2.2.3. Deney Sonuçları

Belirlenen noktalardan alınan sıcaklık değerleri defrost süresince kaydedilmiştir. 10 kg kar miktarı için defrost süreleri Tablo 3’de verilmiştir.

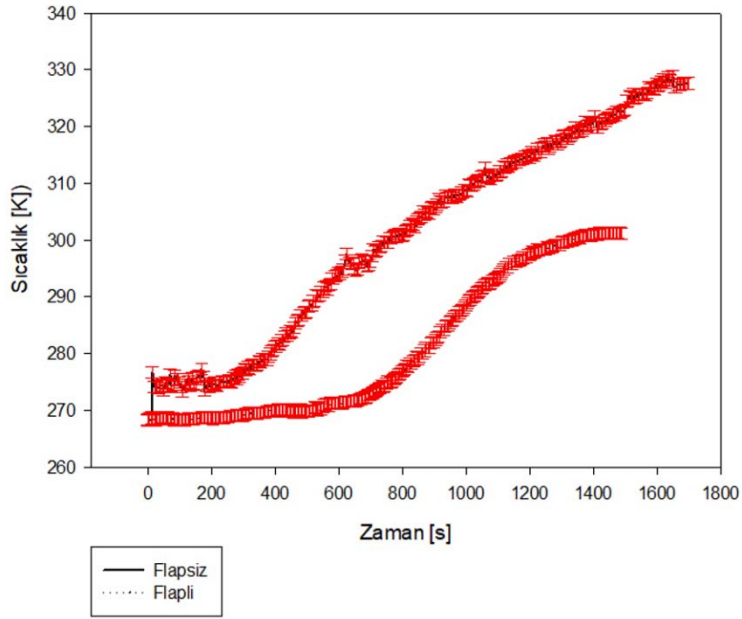


**Tablo 3** Defrost işlem süreleri

Deney İsmi	Deney Süreleri (s)
Defrost Flapli Deney	1490
Defrost Flapsiz Deney	1700

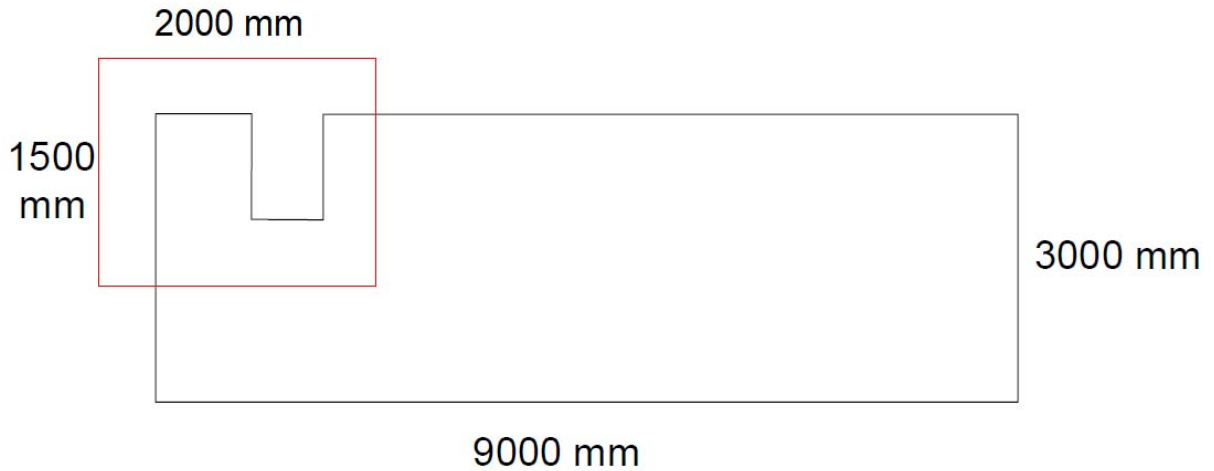
Deneyde zamana bağlı olarak sıcaklık değişimleri kayda alınmıştır. Daha önceden belirlenmiş 5 noktanın ortalamaları alınmış ve Şekil 6'da gösterilmiştir.

Ölçüm Noktalarında Ortalama Sıcaklık Değerleri

**Şekil 6** Ortalama sıcaklığın zamana göre değişimi

### 2.3. Nümerik Analizin Kurulumu

Deney yapılan ürünün bağlanacağı oda 3000x9000 mm olacak şekildedir. Fakat analizin daha kısa sürmesi için odanın 1500x1500 mm dikkate alınarak analiz yapılacaktır. Çünkü analizin sadece o kısmı etkileyeceği ön görülmektedir.

**Şekil 7** Analiz Kurulumu

Nümerik analiz kurulumu aşağıdaki adımlar takip edilerek kurulum gerçekleştirilecektir. Bu adımlar:

- Sonucu, meshden bağımsız hale getirecek mesh birim uzunluğunun tespiti
- Deneyde hesaplanmış flapli ve flapsiz sıcaklık girdilerinin girilerek olayın ANSYS: Fluent de kurgulanması
- Elde edilen sonuçların yorumlanmasıdır.

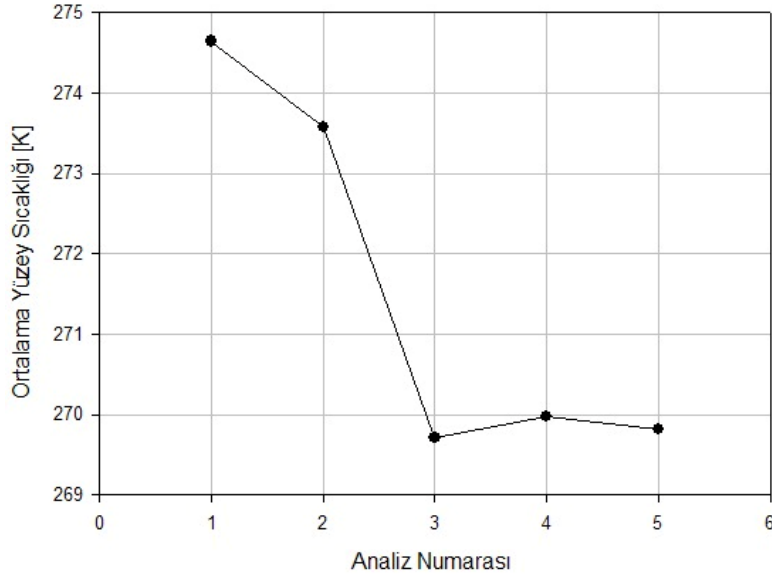
### 2.3.1. Mesh Birim Uzunluğunun Belirlenmesi

Analizin meshten bağımsızlığının belirlenmesi için parametrik bir analiz yapılacaktır. Zamana bağlı bir analiz yapılacak ve mesh birim uzunluğuna ve mesh sayısına göre sonuca etkileri bulunacaktır. Burada Şekil 2'de 2 numara ile gösterilen bölgeye verilen zamana bağlı değişken sıcaklık ile 100 saniye içerisinde odanın ortalama sıcaklık değeri karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonuçları aşağıda verilmiştir.

**Tablo 4** Parametrik Analizle Mesh Bağımsızlığının Belirlenmesi

Analiz Numarası	Mesh Birim Uzunluğu (mm)	Mesh Sayısı	Ortalama Yüzey Sıcaklığı (K)
1	10	22843	274,64
2	8	35480	273,58
3	5	90880	269,71
4	2	558600	269,98
5	1	2218000	269,82

Mesh Bağımsızlığı



**Şekil 8** Mesh bağımsızlığının grafiksel gösterimi

Tabloda görüldüğü üzere 3,4 ve 5. Durumda sonuçların birbirine olabildiğince yakın olduğu görülmüştür. Dolayısıyla analiz 3.durumdaki mesh sayısı ile çözülmesi uygun görülmüştür.

### 2.3.2. Analiz Kurulumu

Analiz Fluent programında yapılacaktır. Şekil 2'deki numaraların sınır şartları Tablo 5'de verilmiştir.

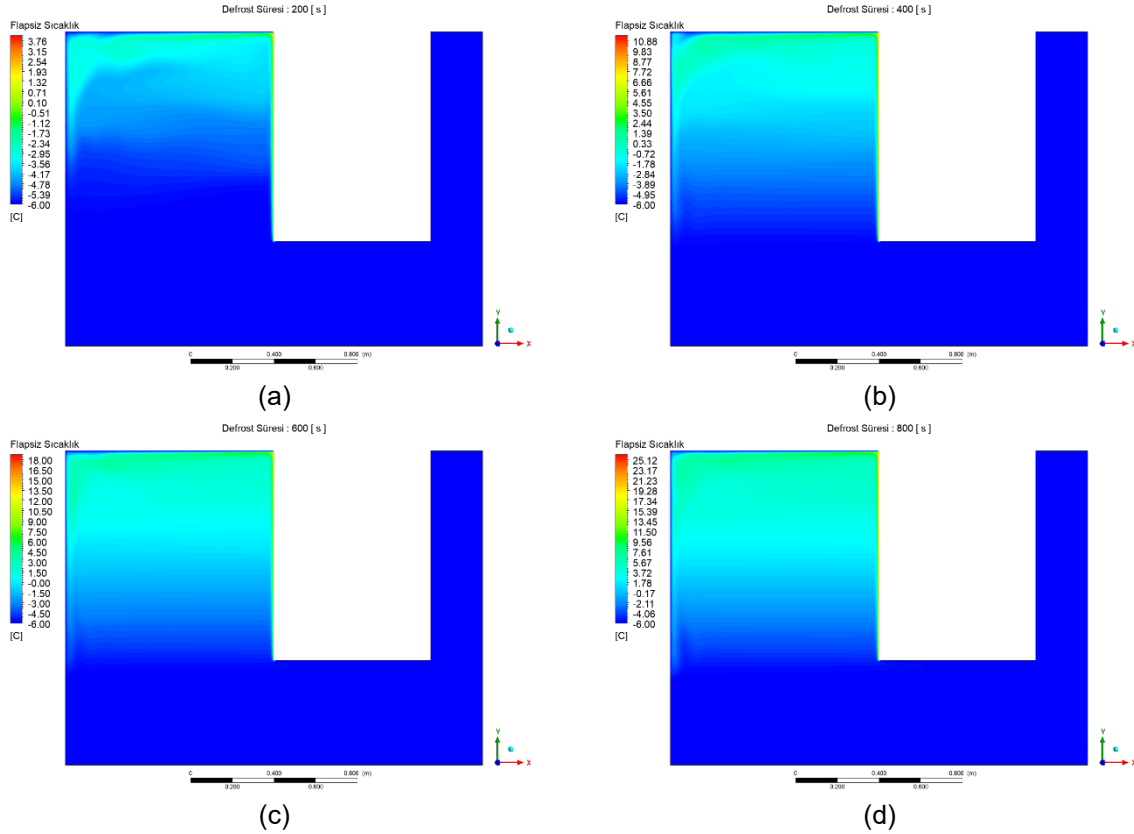
**Tablo 5** Sınır şartlarının belirlenmesi

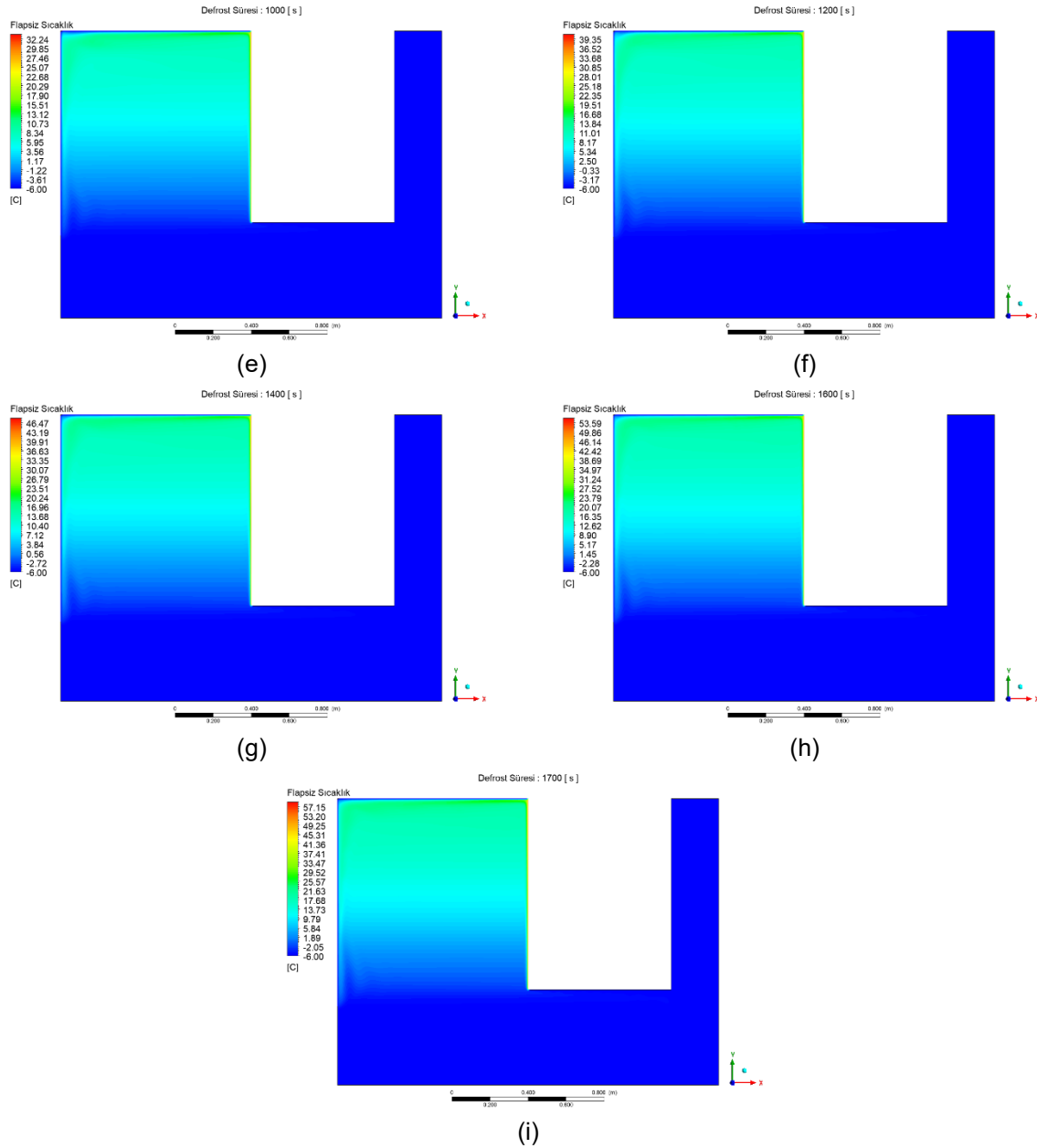
Numara	Sınır Şartı
1	Wall(-6° Sabit Sıcaklık)
2	Wall(Zamana Bağlı Değişen Sıcaklık)
3	symmetry

Analiz bu sınır şartlarında deneyde belirlenen süre zarfında analize yatırılmıştır ve konturler incelenmiştir.

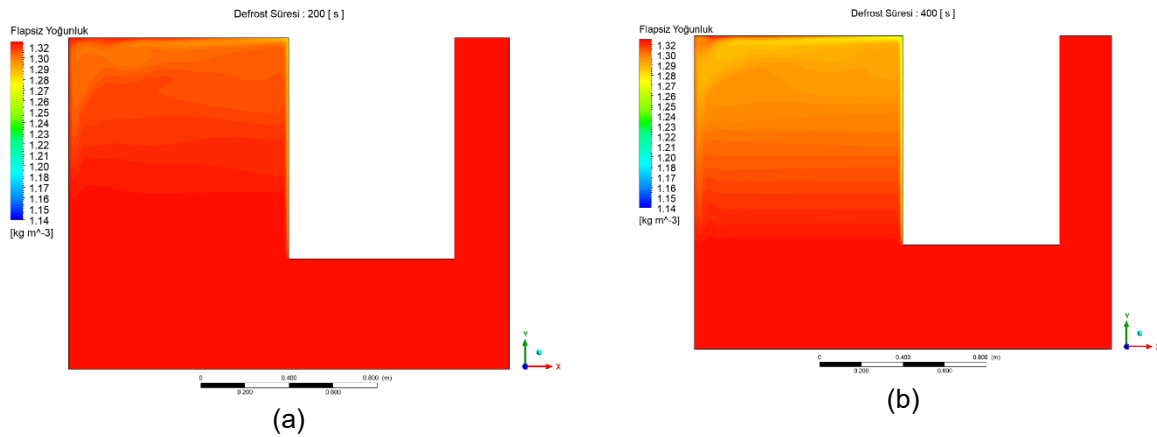
### 3. SONUÇ

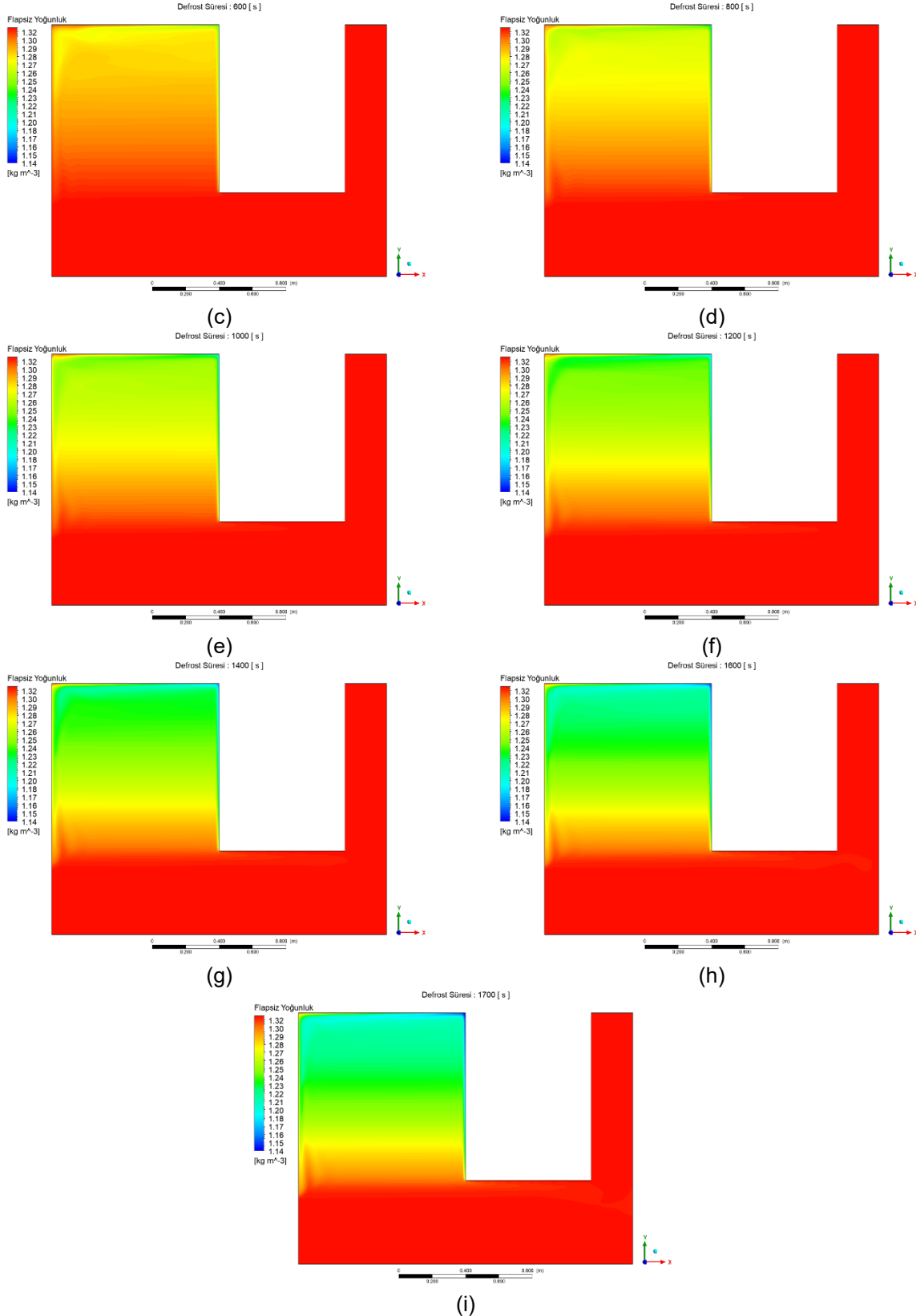
Bu çalışmada evaporatörün oda içerisinde defrost verimliliğini arttıracak ekipmanlardan biri olan flap in etkisinin incelenmesi amaçlanmıştır. Bu etkiyi gözlemek için HAD analiz programı olan Fluent® ile bir analiz yapılmak istenmiştir. Bu analizde hava girişteki sıcaklık verisini belirlenmesi için flapli ve flapsiz olmak üzere 2 deney yapılmış ve defrost işlemi esnasında hava giriş tarafındaki sıcaklıklar kaydedilmiştir. Bu sıcaklık verileri zamana bağlı bir şekilde Fluent®'e sınır şartı olarak tanımlandı. Evaporatörlerin konumu genelde tavanda ve 3000x9000 mm gibi büyük odalarda konumlandırılmaktadır. Fakat analizi kolaylaştırmak adına odanın 1500x2000 mm lik kısmı baz alındı ve gerekli sınır şartları girilerek analiz yapıldı. Analiz sonucunda 200 saniyede bir sıcaklık ve yoğunluk kontur geometrileri kaydedilmiştir. Kontur geometrileri aşağıda verilmiştir.



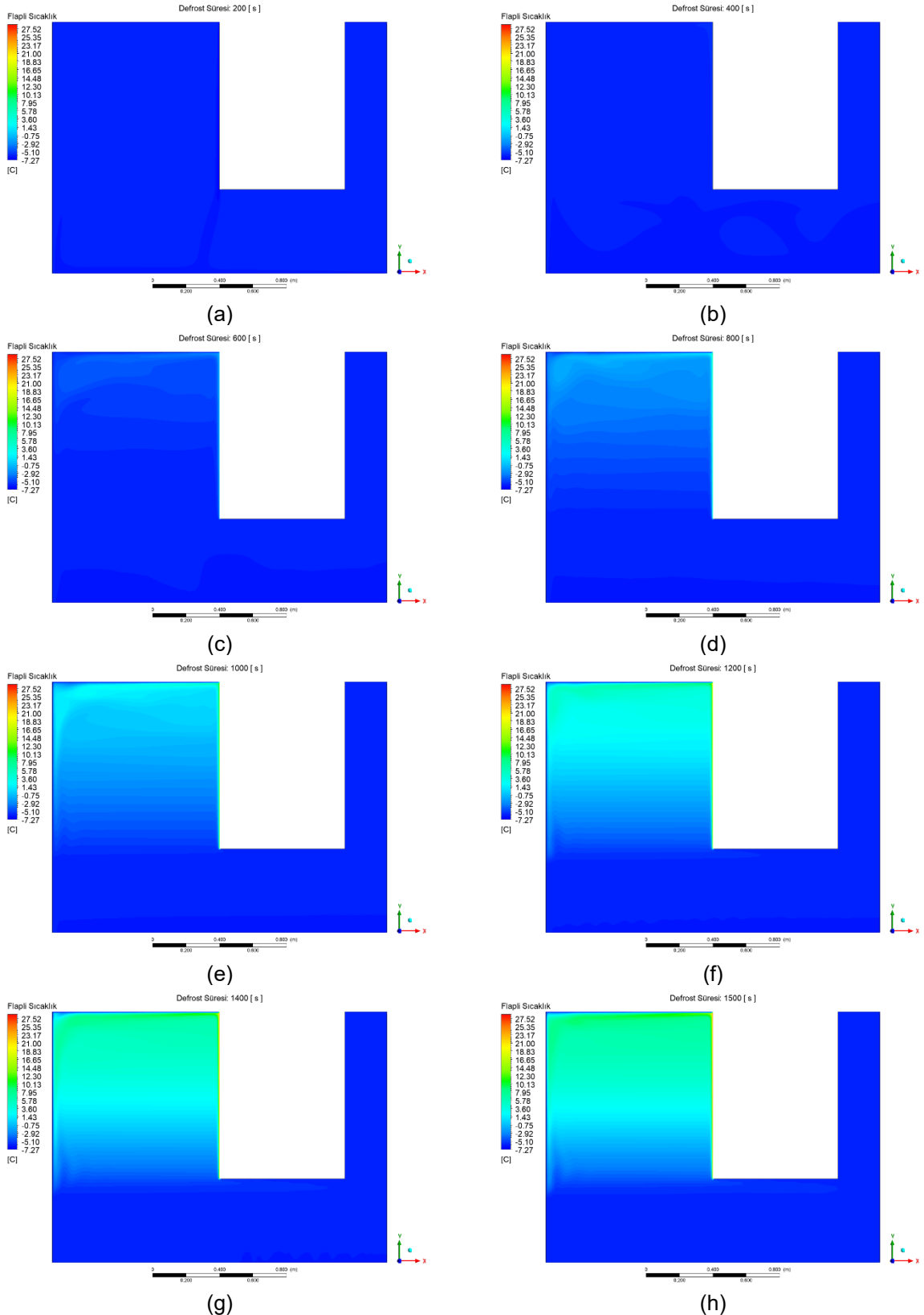


Şekil 9 Flapsiz yapının had analizinin sıcaklık konturleri (a)200 s (b)400 s (c)600 s (d)800 s (e)1000 s (f)1200 s (g)1400 s (h)1600 s (i) 1700 s

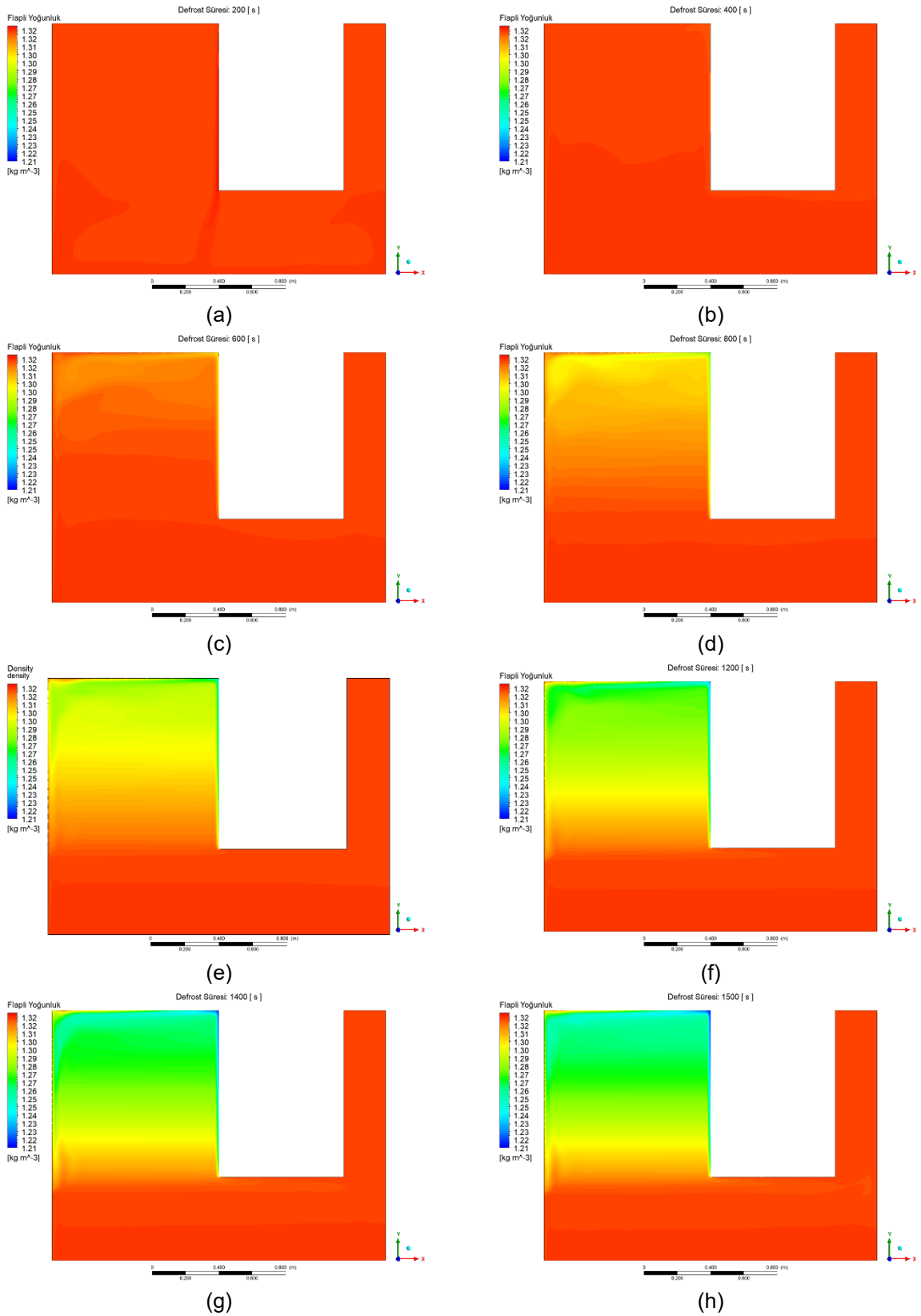




Şekil 10 Flapsiz yapılan had analizinin yoğunluk konturleri (a)200 s (b)400 s (c)600 s (d)800 s (e)1000 s (f)1200 s (g)1400 s (h)1600 s (i) 1700 s



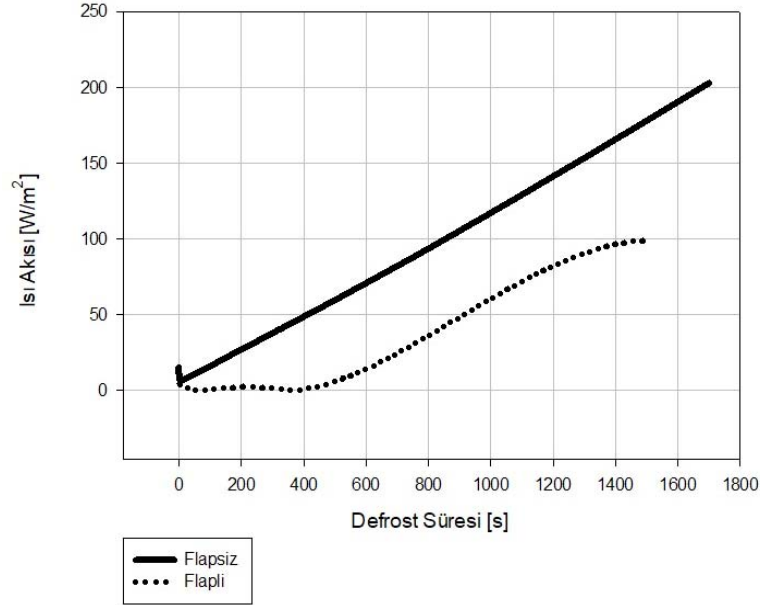
Şekil 11 Flapli yapılan had analizinin sıcaklık konturleri (a)200 s (b)400 s (c)600 s (d)800 s (e)1000 s (f)1200 s (g)1400 s (h)1500 s



Şekil 12 Flaplı yapılan had analizinin yoğunluk konturleri (a)200 s (b)400 s (c)600 s (d)800 s (e)1000 s (f)1200 s (g)1400 s (h)1500 s



Kontur geometrilerinden görüleceği üzere Flapsiz analizlerde Flapli analizlere göre ortama daha çok ısı enerjisinin yayıldığını görülmektedir. Ortama verilen ısı enerjisinin miktarının belirlenmesi için analizde zamana bağlı ısı akısı değerleri alındı ve aşağıdaki grafiğe eklendi.



Şekil 13 Zamanla Değişen Isı Akısı Değerleri

Bu zamana bağlı grafiklerin integralleri alınarak ortama verilen ısıya gidilecek ve karşılaştırma yapılacaktır.

Flapli ısı akısı grafiğinin denklemi:

$$y = (0,1162x) + 2,599 \quad \left(\frac{W}{m^2}\right) \quad (5)$$

Flapsiz ısı akısının grafiğinin denklemi ise:

$$y = (4 \cdot 10^{-5} \cdot x^2) + (0,0175 \cdot x) \quad \left(\frac{W}{m^2}\right) \quad (6)$$

Bu denklemlerin zamana göre integrali alınırsa flapsiz denklemin integrali:

$$\int y = \int_0^{1700} (0,1162x) + 2,599 = 170118 \quad \left(\frac{J}{m^2}\right) \quad (7)$$

Flapli denklemin integrali ise:

$$\int y = \int_0^{1500} (4 \cdot 10^{-5} \cdot x^2) + (0,0175 \cdot x) = 64687 \quad \left(\frac{J}{m^2}\right) \quad (8)$$

Olmaktadır. Analizde ortama verilen enerjiyi tespit etmek için flapli ve flapsiz denklemlerin integrallerini, ürünün yüzey alanıyla çarpmamız gerekmektedir. Ürünün yüzey alanı aşağıda verilmiştir.

$$1,7 \cdot 1,1 = 1,87 \quad (m^2) \quad (9)$$

Ürünün yüzey alanı ile denklem integralleri çarpıldığında ortaya çıkan enerjiler aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 6 Analizlerde ortama verilen toplam ısı enerji değerleri

Zaman(s)	Flapli Analizin Enerjisi(kJ)	Flapsiz Analizin Enerjisi (kJ)
1500	120,965	-
1700	-	318,121

Tablo 6'da defrost flapin defrosta olan etkisini görebilmekteyiz. Yapılan analizde defrost flap:

- 200 saniye defrost süresini azaltmıştır.

- Flapsiz olan duruma göre ortama 2,63 kat daha az enerji verilmektedir.

Isınmış olan havayı içeride hapsedmesi sebebiyle hem defrost süresini kısaltmış hem de ortama daha az ısı yük uygulamıştır. Bu soğuk odalar için çok önemlidir. Çünkü günde yaklaşık 4 defa defrost yapıldığı düşünüldüğünde odaya uygulanan ısı yük de evaporatör için ekstra yük oluşturacaktır. Ayrıca defrost verimliliğini süreyi azalttığı için arttırmaktadır. Defrost verimliliği, buz çözmek için harcanan ısı enerjisinin toplam uygulanan ısı enerjisine oranıdır.

$$\eta_D = \frac{Q_f}{Q_{total}} \quad (10)$$

Kar çözme için gerekli olan ısı enerjisi hesaplanıp oranlandırıldığında defrost verimi bulunmuştur.

$$Q_f = m \cdot L \rightarrow 10 \cdot 335 = 3.350 \quad (\text{kJ}) \quad (11)$$

Toplam ısı enerjisini hesaplamak için ısıtıcı gücü ile defrost süresini çarpılmalıdır. Değerler hesaplanıp defrost verimleri Tablo 7'de verilmiştir.

$$Q_{total-flapli} = 8,4 \cdot 1500 = 12.600 \quad (\text{kJ}) \quad (12)$$

$$Q_{total-flapsiz} = 8,4 \cdot 1700 = 14.280 \quad (\text{kJ}) \quad (13)$$

**Tablo 7** Defrost flapin defrost verimliliğine etkisi

Durum	Defrost Verimliliği
Flapli	$\eta_{D-flapli} = \frac{3.350}{12.600} = \%26,6$
Flapsiz	$\eta_{D-flapsiz} = \frac{3.350}{14.280} = \%23,5$

Tablodaki karşılaştırmadan da görülebileceği üzere bu analiz için defrost flap defrost verimliliğini %3 arttırmaktadır. Sürekli çalışan sistemlerde bu verim önemli bir parametredir ve olabildiğince yüksek olması enerji verimliliği açısından önemsenmesi gereken bir konudur. İleriki çalışmalarda defrost flapin yalıtılması ve sistem maliyetiyle katkılarının karşılaştırılması yapılarak kullanılabilirliğinin tartışılması planlanmaktadır.

## KAYNAKLAR

1. MCS & RECC. Domestic Heat Pumps: A Best Practice Guide. Microgeneration Certif Scheme [Internet]. 2020;1–98. Available from: <https://mcscertified.com/wp-content/uploads/2020/07/Heat-Pump-Guide.pdf>
2. Carroll P, Chesser M, Lyons P. Air Source Heat Pumps field studies: A systematic literature review. Renew Sustain Energy Rev [Internet]. 2020;134(December 2019):110275. Available from: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110275>
3. Schmidt EØ, Kristensen MS. Optimisation of Defrost Strategy for an Air-to-Water Heat Pump Dynamic Modelling and Experimental Study of Frost Formation on Cross-Flow Heat Exchanger Surface. 2014.
4. Shokouhmand H, Esmaili E, Veshkini A, Sarabi Y. Modeling for predicting frost behavior of a fin-tube heat exchanger with thermal contact resistance. ASHRAE Trans. 2009;115 PART 1(1987):538–51.
5. Zhu J, Sun H, Liu X, Sun Z, Lei Z. Theoretical and experimental research on a new defrosting control strategy based on differential pressure sensor. Int J Refrig. 2022 Nov 1;143:11–8.
6. Li Z, Wang W, Sun Y, Liang S, Deng S, Lin Y, et al. A novel defrosting initiating method for air source heat pumps based on the optimal defrosting initiating time point. Energy Build. 2020 Sep;222:110064.
7. Fricke BA, Sharma V. Demand Defrost Strategies in Supermarket Refrigeration Systems. Refrig Proj Team Retail Energy Alliance. 2011;(October).
8. Bagyaveereswaran V, Subramanian SS, Anitha R. Smart Defrost Control for Refrigeration



- System 1 [Internet]. Vol. 12, International Journal of Applied Engineering Research. 2017. Available from: <http://www.ripublication.com>
9. Wang A, Cao F, Fang J, Jia F, Yin X, Wang X. Research on efficient defrosting control logic for transcritical CO<sub>2</sub> electric vehicle heat pump air-conditioning system. *Int J Refrig*. 2022 Jun 1;138:13–22.
  10. Rong X, Long W, Jia J, Liu L, Si P, Shi L, et al. Experimental study on a multi-evaporator mutual defrosting system for air source heat pumps. *Appl Energy*. 2023 Feb 15;332.
  11. Thakkar A, Ma J, Braun JE, Travis Horton W, Arrieta AF. Energy-efficient defrosting of heat exchanger fins with embedded negative stiffness structures. *Appl Therm Eng*. 2023 Mar 5;222.
  12. Celik K, Rennie A, Karayel D, Akinci I, Celik K, Rennie A, et al. Determination of flow parameters through CFD analysis for agricultural irrigation equipment: A Case Study for a Mini Valve. (*Journal Agric Mach Sci*. 2011;7(Journal article):231–9.

## ÖZGEÇMİŞ

### Harun DENİZLİ

1997 yılı Kocaeli/Gebze doğumludur. 2020 yılında Samsun Üniversitesi Havacılık ve Uzay Bilimleri Fakültesi Havacılık ve Uzay Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Üniversite kariyerinde insansız hava araçları ile ilgilenmiş ve bu konuda TÜBİTAK yarışmaları başta olmak üzere ödülleri bulunmaktadır. 2021 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Savunma Teknolojileri Tezli Yüksek Lisans Programı'na başlamıştır. 2021 yılında Friterm AŞ'de ARGE Mühendisi olarak çalışmaya başlamıştır. Akışkanlar Dinamiği ve Isı transferi konularında çalışmaktadır.

### Mustafa ZABUN

1994 yılı Malatya doğumludur. 2018 yılında Cumhuriyet Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği bölümünü bitirmiştir. 2019 yılından beri Yeditepe Üniversitesi Makine Mühendisliği yüksek lisansa devam etmektedir. 2018-2020 Bakım Mühendisliği yapmıştır. 2021 yılından beri Friterm A.Ş.'de Ar-Ge Test Laboratuvar mühendisi olarak görev yapmaktadır. Akışkanlar Mekaniği ve Isı transferi alanında çalışmalar yapmaktadır.

