
GAZİ ÜNİVERSİTESİ
Gazi
1926

BİR ENDÜSTRİYEL SOĞUTUCUDA HAVA AKIŞININ SAYISAL YÖNTEMLERLE İNCELENMESİ VE ENERJİ TÜKETİMİNE ETKİLERİNİN ARAŞTIRILMASI

Alperen OKUR

YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HAZİRAN 2022

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmasında yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Alperen OKUR

08/06/2022

BİR ENDÜSTRİYEL SOĞUTUCUDA HAVA AKIŞININ SAYISAL YÖNTEMLERLE İNCELENMESİ VE ENERJİ TÜKETİMİNE ETKİLERİNİN ARAŞTIRILMASI

(Yüksek Lisans Tezi)

Alperen OKUR

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Haziran 2022

ÖZET

Endüstriyel soğutuculardа enerji verimliliğine etki eden önemli ekipmanlardan birisi hava perdeleridir. Hava perdeleri açık teşhir tipi soğutuculardа, süpermarketlerde, alışveriş merkezlerinde yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bu soğutucular kapılı olanlar ile karşılaştırıldığında enerji açısından daha az verimlidir. Bu tez kapsamında hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri yapılarak açık teşhir tipi soğutucunun hava akışının iyileştirilmesi yönünde geliştirilen geometrinin enerji performansına etkileri araştırılmıştır. Akış geometrisine sahip soğutucu ve konvansiyonel soğutucu olarak iki geometri tasarlanmıştır. Üfleme havası hızının soğutucudaki hava perdesi, kabin sıcaklığı ve soğutma yüküne etkileri araştırılmıştır. İki boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği modeli oluşturularak açık teşhir tipi soğutucuda farklı şartların soğutma yükü üzerine etkileri enerji verimliliği çerçevesinde değerlendirilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre yeni tip akış geometrisi tasarımıyla verimli bir hava perdesi oluşturulmuştur. Sıcak havanın infiltrasyon oranı azaltılarak cihaz enerji verimliliği artırılmıştır. Üfleme çıkış noktasında akış geometrisi tasarımıyla konvansiyonel cihaz ile geliştirilmiş cihaz karşılaştırıldığında cihaz kabin hava sıcaklığı 275.22 K ‘den 272.45 K’e düşürülmüştür. Akış geometrisi kullanılarak konvansiyonel soğutucunun soğutma yükü %3.82 oranında azaltılarak enerji verimliliği sağlanmıştır.

Bilim Kodu : 92808
Anahtar Kelimeler : Soğutulmuş teşhir kabini, Enerji verimliliği, Hava perdesi
Sayfa Adedi : 53
Danışman : Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ

NUMERICAL ANALYSIS OF AIR FLOW IN AN INDUSTRIAL REFRIGERATION SYSTEM AND ITS EFFECT ON ENERGY CONSUMPTION

(M. Sc. Thesis)

Alperen OKUR

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

June 2022

ABSTRACT

One of the important equipment that affects energy efficiency in refrigerated display cabinets is air curtains. Air curtains are widely used in open display cabinets, supermarkets, shopping malls. These coolers are less energy efficient compared to the ones with doors. Within the scope of this thesis, the effects of the geometry developed to improve the air flow of the refrigerated display cabinets on the energy performance were investigated by performing computational fluid dynamics analysis. By designing two geometries, with/without flow structure, the effects of blowing air velocity on the air curtain in the cabin temperature and cooling load were investigated. By creating a two-dimensional computational fluid dynamics model, the effects of different conditions on the cooling load in the open display cabinets were evaluated within the framework of energy efficiency. According to the results obtained, an efficient air curtain was created with a new type of flow structure design. The energy efficiency of the device is increased by reducing the infiltration rate of hot air. The air temperature of the refrigerator was reduced from 275.22 K to 272.45 K when compared to the conventional refrigerator with the flow structure design at the blowing outlet point. By using the flow structure, the cooling load of the conventional structure was reduced by 3.82%, thus provide energy efficiency.

Science Code : 92808

Key Words : Energy efficiency, Air curtain, Refrigerated display cabinet

Page Number : 53

Supervisor : Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans öğrenim süresinde bana yön veren ve desteklerini esirgemeyen yüksek lisans danışman hocam Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ'a teşekkürlerimi bir borç bilirim. Yüksek lisans çalışma hayatım ve tez çalışmalarım boyunca bilgi ve tecrübeleri ile birlikte manevi desteğini de hiçbir zaman esirgemeden katkıda bulunan Sn. Doç. Dr. Serhat KARYEYEN'e en derin sevgi, saygı ve teşekkürlerimi sunarım. Yüksek lisans tez çalışmam için desteklerinden dolayı Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu'na ve Nurdil Teknik Soğutma A.Ş.'ye teşekkür ederim. Bugünlere gelmemde maddi ve manevi her türlü desteği hiçbir zaman esirgemeyen çok kıymetli aileme en derin duygularımla teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET iv

ABSTRACT v

TEŞEKKÜR vi

İÇİNDEKİLER vii

ŞEKİLLERİN LİSTESİ viii

ÇİZELGELERİN LİSTESİ x

SİMGELER VE KISALTMALAR xi

1. GİRİŞ 1

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI 3

3. TEŞHİR TİPİ SOĞUTUCULAR VE SİSTEM ELEMANLARI 11

3.1. Teşhir Tipi Soğutucu Tipleri 11

3.2. Teşhir Tipi Soğutucuların Termodinamik Çevrimi ve Soğutma Elemanları 14

3.2.1. Kompresör 15

3.2.2. Kondenser 17

3.2.3. Genleşme valfi 18

3.2.4. Evaporatör 18

4. NÜMERİK MODEL 21

5. TEORİK ANALİZ VE ÇÖZÜM 25

6. ANALİZ SONUÇLARI 31

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 47

KAYNAKLAR 49

ÖZGEÇMİŞ 53

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil **Sayfa**

Şekil 2.1. Dikey tip konvansiyonel endüstriyel soğutucu 2 ve 3 boyutlu görünümleri .. 3

Şekil 2.2. Konvansiyonel dikey cihaz sıcaklık dağılımı 4

Şekil 2.3. Geliştirilmiş dikey tip cihazın sıcaklık dağılımı 4

Şekil 2.4. Yatay tip soğutucunun yapısı..... 5

Şekil 2.5. Sıcaklık eşdeğer çizgisi dış hava sıcaklığı: 32.5 °C, nem: %45, hız üniform endeksi:0.017, ortalama hız = 0.26 $m.s^{-1}$ 6

Şekil 2.6. Eşdeğer çizgisi dış hava sıcaklığı: 32.5 °C, nem: %45, hız üniform endeksi:0, ortalama hız = 0.26 m.s-1 6

Şekil 3.1. (a) Dikey açık tip, Dikey cam kapaklı tip, Kombine tip, Çoklu tip ve (b)Yatay açık tip, Yatay cam kapaklı tip, Servis reyonu soğutucuları 13

Şekil 3.2. Mekanik buhar sıkıştırmalı teorik soğutma çevrimi ve Log P-h diyagramı... 14

Şekil 3.3. Gerçek soğutma çevrimi 15

Şekil 3.4. Pistonlu Hermetik kompresör 16

Şekil 3.5. Hermetik Scroll kompresör..... 17

Şekil 3.6. Genleşme valfi 18

Şekil 3.7. Dikey kanatçıklara sahip bir evaporatör 19

Şekil 4.1. Soğutucu kabin hava akış modeli 22

Şekil 4.2. Çözüm ağ yapısı 22

Şekil 4.3. Çarpıklık değerine (ing. Skewness) göre eleman sayısı dağılımı..... 23

Şekil 4.4. Ortogonal değerine (ing. Orthogonal Quality) göre eleman sayısı dağılımı .. 23

Şekil 5.1. Yakınsama kriteri..... 26

Şekil 5.2. Yatay tip teşhir soğutucunun soğutma yük balansı şeması 27

Şekil 6.1. Akış geometrisiz model soğutma yükü ve üfleme havası hızı grafiği..... 32

Şekil 6.2. Akış geometrili model üfleme havası hızının soğutma yüküne etkisi..... 34

Şekil 6.3. Akış geometrili/akış geometrisiz cihaz soğutma yükü karşılaştırması..... 34

Şekil **Sayfa**

Şekil 6.4. Akış geometrili/akış geometrisiz cihaz üfleme havası hızına bağlı kabin içi sıcaklıkların karşılaştırılması 36

Şekil 6.5. Durum 1-4 , Durum 7-9 ve Durum 13 için sıcaklık dağılımı 37

Şekil 6.6. Hız vektörleri durum 1-4, Durum 7-9, ve Durum 13 38

Şekil 6.7. Sıcaklık kontürleri durum 5-6, Durum 10-12, ve Durum 14-15..... 39

Şekil 6.8. Hız vektörleri durum 5-6, Durum 10-12 ve Durum 14-15 40

Şekil 6.9. Soğutma yükü ile günlük CO_2 emisyon miktarı karşılaştırılması 42

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 3.1. Teşhir tipi soğutucular için sıcaklık sınıflandırmaları 13

Çizelge 5.1. Enerji verimliliği sınıfları 29

Çizelge 6.1. Farklı üfleme hızlarında akış geometrisiz soğutucunun kabin sıcaklıkları ve hesaplanmış soğutma yükleri 31

Çizelge 6.2. Farklı üfleme hızlarında akış geometrili-akış geometrisiz soğutucunun kabin sıcaklıkları ve hesaplanmış soğutma yükleri 33

Çizelge 6.1. Günlük CO_2 emisyon miktarları 41

Çizelge 6.4. Elde edilen sonuçların literatür çalışması ile karşılaştırılması 43

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	**Açıklamalar**
C	Özgül ısı (kJ/kgK)
h	Entalpi (kJ/kg)
$\dot{m}$	Kütlesel debi (kg/s)
p	Basınç (N/m^2)
q''	Birim hacimdeki ısı akısı (W/m^3)
q_x	x yönündeki ısı akısı (W/m^2)
q_y	y yönündeki ısı akısı (W/m^2)
q_z	z yönündeki ısı akısı (W/m^2)
$\dot{Q}_{\text{iletim}}$	İletimle ısı transferi (W)
$\dot{Q}_e$	Soğutma kapasitesi (W)
$\dot{Q}_{\text{infiltrasyon}}$	İnfiltrasyon yoluyla ısı transferi (W)
$\dot{Q}_{\text{radyasyon}}$	Radyasyon yoluyla ısı transferi (W)
t	Zaman (s)
T	Sıcaklık (K)
u	x yönündeki hız (m/s)
v	y yönündeki hız(m/s)
w	z yönündeki hız (m/s)
$\dot{W}_c$	Kompresör gücü (W)
ΦCO_2	CO_2 miktarı (kg CO_2/h)
ΨCO_2	CO_2 emisyon ortalama miktarı
μ	Dinamik viskozite (kg/m.s)
ρ	Yoğunluk (kg/m^3)
G_k	Türbülans kinetik enerjisinin ortalama hız gradyanlarına bağlı değişimi
G_b	Türbülans kinetik enerjisinin kaldırma kuvvetlerine bağlı değişimi
σ_k	Türbülans kinetik enerjisi için Prandtl sayısı
σ_ε	Türbülans kinetik enerjisinin sönümleme hızı için Prandtl sayısı

Simgeler	**Açıklamalar**
ΔU	Ölçülen noktaların hız farkları ve girişteki hız ortalaması
u_0	Girişteki ortalama hız
ε	Türbülans kinetik enerjisinin yayınım oranı
μ_t	Türbülans viskozitesi

Kısaltmalar	**Açıklamalar**
AE	Annual Energy Consumption
C	Katsayı
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
CO_2	Karbondioksit
COP	Coefficient of performance
EVE	Enerji verimliliği endeksi
$E_{günlük}$	Günlük enerji tüketimi
M	Katsayı
N	Katsayı
P	Katsayı
SAE	Standard annual energy consumption
Y	Toplam Teşhir Alanı (m^2)

1. GİRİŞ

Enerji maliyetlerindeki artıştan ve atmosfere salınan sera gazlarının küresel ısınmaya neden olmasından dolayı enerji verimliliği çalışmaları önemli hale gelmiştir. İşletme giderlerini ve enerji tüketiminin azaltılmasına yönelik endüstride birçok çalışma yapılmaktadır. Endüstriyel soğutucular, enerji tüketiminde önemli bir yer kaplamaktadır. Gıdaların sağlık koşullarına uygun muhafazası her dönemde temel bir ihtiyaç olup, bu konu hakkında çalışılmasına ihtiyaç duyulan önemli konulardan biridir. Gıdaların muhafazası çok kapsamlı olup içerisinde birçok soğutucu çeşidi bulunmaktadır. Bunların büyük bir bölümünü endüstriyel soğutma sistemleri oluşturmaktadır. Endüstriyel soğutma sistemlerinde teşhir tipi soğutucular ele alındığında yüksek enerji tüketimi, homojen olmayan paket sıcaklık dağılımları gibi problemler öne çıkmaktadır. Bu problemlerin önüne geçilebilmesi için yeni yönetmelik, mevzuat, tebliğ ve standart gibi sınırlayıcı etkenler yürürlüğe konulmaktadır.

Endüstriyel soğutucular açık ve kapalı tip olarak iki grupta sınıflandırılabilir. Endüstriyel teşhir dolaplarının yatay, dikey, kombine, açık, kapalı, pozitif ve negatif set sıcaklıkları vb. birçok çeşidi bulunmaktadır. Süt ürünleri, paketlenmiş et teşhir buzdolabı, meyve, sebze vb. vitrin buzdolabı dolapları servis bölümleri (et) olarak gruplandırılabilir. Derin dondurucular, pasta dolapları, deniz ürünleri teşhir dolapları, dondurulmuş gıda teşhir bölümleri ve promosyon tipi buzdolaplarıdır. Bu tez çalışmasında teşhir tip yatay endüstriyel soğutucu kullanılmıştır. Endüstriyel soğutuculardaki enerji verimliliği sağlayan tasarım parametrelerinin sayısal sonuçlarına odaklanılmıştır.

2009/125/AT sayılı Avrupa Parlamentosu ve Konsey Direktifi Uyarınca Doğrudan Satış İşlevli Soğutucuların Çevre Dostu Tasarım Gerekliliklerine Dair Tebliği ile 2021 yılı Mart ayından sonra süpermarket dolapları için enerji verimliliği endeks değeri 100'den küçük ve 1 Eylül 2023'ten itibaren ise enerji verimliliği endeks değerinin 80'den küçük olma zorunluluğu getirilmiştir [1]. Bu tebliğ ile doğrudan satış işlevli soğutucuların piyasaya veya hizmete sunulması ile ilgili çevre dostu tasarımına yönelik kriterler açıklanmıştır [2].

Bir diğer sınırlayıcı etken ise Florlu Sera Gazlarına ilişkin yönetmeliktir (F-Gaz Yönetmeliği). Bu yönetmelik florlu sera gazlarına dair temel ilkeler ile florlu sera gazları ve florlu sera gazı içeren ürün veya ekipmanın elektronik kayıtlarına, etiketlenmesine, sızıntı kontrollerine, raporlanmasına, piyasaya arz ve kullanım yasaklarına ilişkin esasları

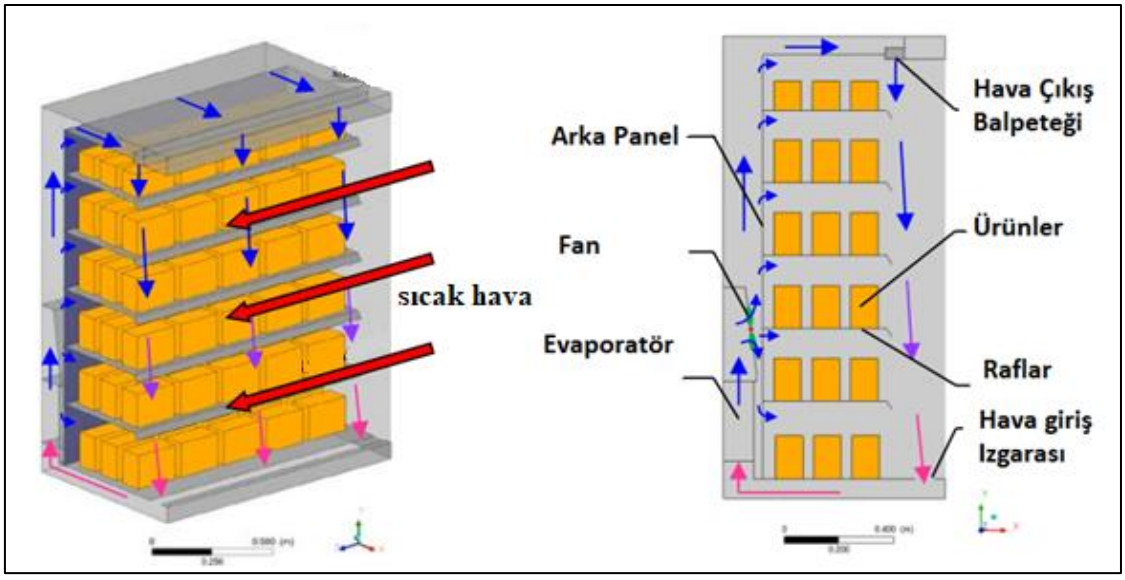
içermekte ve florlu sera gazı içeren ürün veya ekipmanın kullanımına dair usul ve esasları düzenlemektedir [3].

Enerji tüketimi, çevre güvenliği ve gıda kalitesi konuları bu yönetmelik ve çalışmalar ile bir çerçeve içerisine alınmıştır. Bu sınırlayıcı etkenler araştırmacıları enerji verimli tasarımlar yapmaya yönlendirmiştir. Soğutuculardaki temel amaç sıcak ortam havası soğutma sisteminde soğutularak sıcaklığının düşürülmesi ve soğutulacak ürünlerin üzerine üflenerek soğuk muhafazanın sağlanmasıdır. Ancak açık tip sistemlerde hava akışı esnasında hava perdesi etkinliğine bağlı olarak infiltrasyon ısı kazançları meydana gelerek emiş havası ısınmakta, soğutma ve defrost yükü artmaktadır. Bu durum ile birlikte soğuk havanın tamamı soğutulan ürünlere ulaşamamakta ve belli bölgelerde soğutucunun dışına dağılmaktadır. Isı kazançlarının azaltılması için hava perdelerinin yapısı ve etkinliği çok önemlidir. Tek veya birden çok hava perdesi kullanılması mümkündür fakat en yaygın kullanılan tek boyutlu hava perdeleridir. Özellikle yatay tip soğutuculardа sıkça kullanılmaktadır. Hava perdelerindeki ısı kazançları, hava hızları, sıcaklık dağılımlarını görüntüleyebilmek için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) modelleri yapılmaktadır. Hava perdelerinin bu denli önemli oluşu enerji verimliliği ve soğutma tekniği açısından dikkat çekmekte ve üzerinde birçok çalışma yapılmaktadır. Bu tez çalışmasında yatay tip soğutucuda yeni bir akış yapısı oluşturulması ve bu yapının farklı şartlarda sayısal analizi yapılarak enerji ve soğutma performansının iyileştirilmesi hedeflenmiştir.

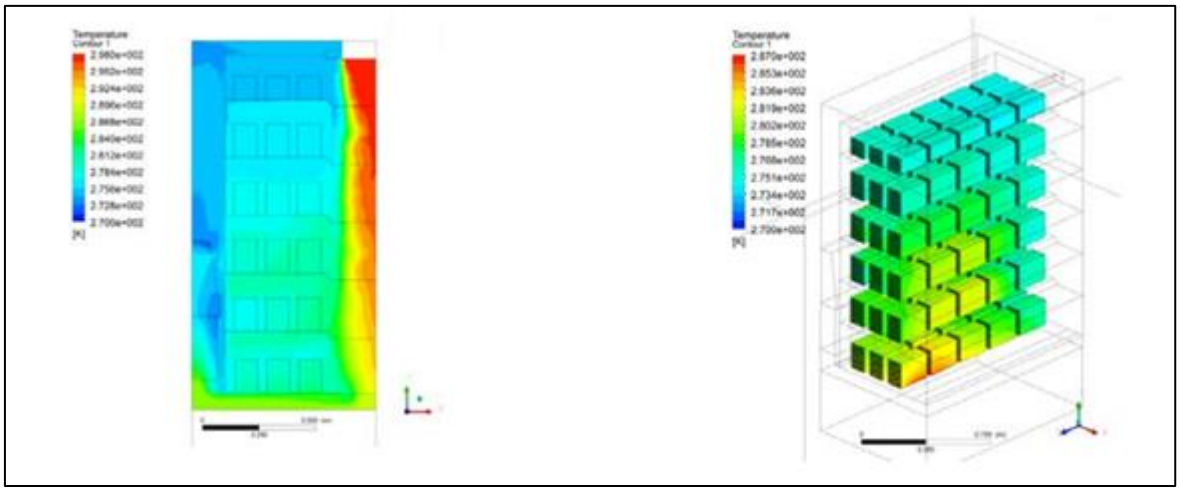
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Bu bölümde endüstriyel soğutuculardа hava akışı açısından enerji verimliliğine ve ürünlerin sıcaklığına etki eden parametreler ile ilgili yapılan çalışmalar irdelenmiştir.Rossetti ve ark., açık tip yatay teşhir soğutucusunun hava akışını sayısal olarak modellemişler ve doğrulamışlardır. Yapılan çalışmada (HAD) kullanılarak sayısal modelleme oluşturulmuştur. Bu modelleme ile parçacık görüntü hızı (PIV) ölçülerek deneysel veriler karşılaştırılmıştır. Buharlaştırıcıda, eşdeğer direnç yaklaşımı kullanılarak modellenmiştir. Elde edilen sonuçlarda buharlaştırıcı hacminin içinde türbülanslı akıştan laminer akışa geçişin modellenmesinin, buharlaştırıcıda doğru bir iz tanımı için kritik olduğunu kanıtlamışlardır. Giriş sınırının ve buharlaştırıcı hacminin doğru kurulumunun büyük önem taşıdığını belirtmişlerdir [4].

Sun ve ark. (2017), açık tip dikey teşhir soğutuculardа hava yönlendirme şeritlerinin olduğu ve olmadığı durumları HAD ile modellemişler ve sonuçları karşılaştırmışlardır. Tek katmanlı hava perdelerine ek olarak soğutucu raflarının ön yüzlerinde hava yönlendirme şeritlerinin kullanımının paket sıcaklığına ve soğutma kapasitesine etkisi analiz edilmiş ve bu model sayesinde daha güçlü hava perdesi elde edilerek ortamdaki sıcak havanın kabin içine girmesi büyük oranda engellenmiştir. Bu sayede paket sıcaklıkları 4,7°C'den -0,2°C'ye düşmüş ve soğutulmuş gıdayı muhafaza etmek için gerekli soğutma kapasitesi %34 oranında azalma sağlanmıştır [5].



Şekil 2.1. Dikey tip konvansiyonel endüstriyel soğutucu 2 ve 3 boyutlu görünümleri [5]

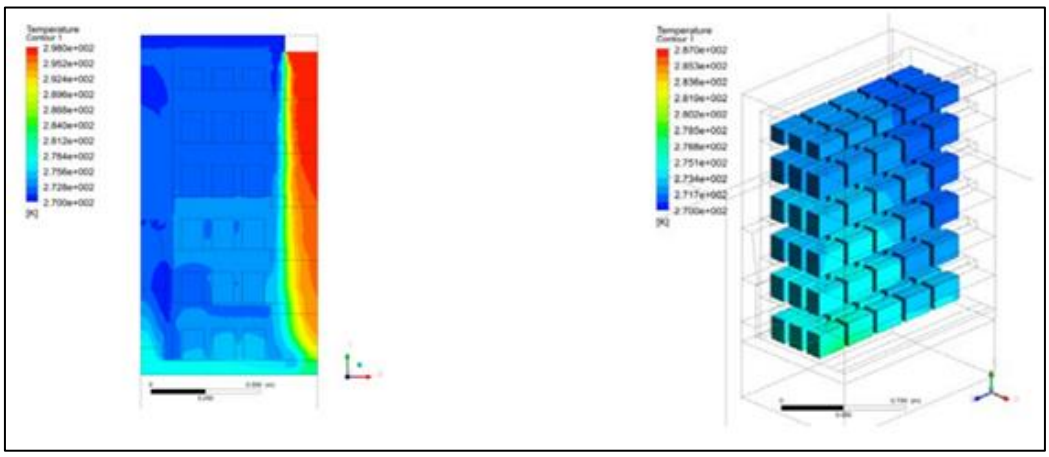


Şekil 2.2. Konvansiyonel dikey cihaz sıcaklık dağılımı [5]

Soğutucuda üst raflardaki ürünlerin sıcaklıklarının daha düşük olduğu görülmektedir. Hava perdesinin etkinliği üst raflardan alt raflara doğru azaldığı için sıcak ortamdan cihaza gelen hava infiltrasyon etkisi artmaktadır. Bundan dolayı alt raflarda sıcaklık artışı olduğu görülmüştür. Cihazda solda bulunan ürünlerin sıcaklıkları sağdakilere göre daha yüksektir. Soğutulmuş alandaki soğuk hava, hava perdesinin sağına doğru hareket etmektedir. Bundan dolayı bu alandaki ürünlerin sıcaklıkları daha düşük olmaktadır.

Konvansiyonel dikey cihazda orta kesitte hava üfleme hızı maksimum 1.5 m/s, emiş hızı 0,75 m/s olmaktadır.

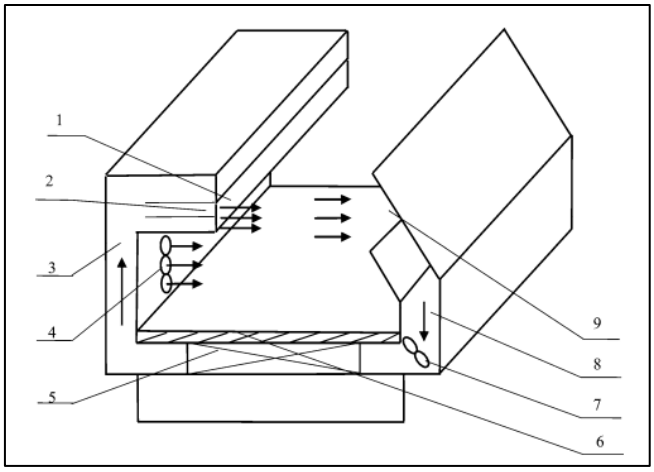
En yüksek hava hızı 1.5 m/s (konvansiyonel cihaz ile aynı). Önerilen cihaz modelinde çoğu noktadaki hava hızı 1.5 m/s olduğu görülmektedir.



Şekil 2.3. Geliştirilmiş dikey tip cihazın sıcaklık dağılımı [5]

Güçlü hava perdesinden dolayı, konvansiyonel cihaza göre daha düşük sıcaklıktaki ürün ve hava sıcaklığı elde edilmektedir. Ortalama ürün sıcaklığı konvansiyonel cihazda 4.9 °C önerilen cihazda ise 4.7 °C dir. Soğuk havanın kaybı, cihaz içerisine sıcak havanın infiltrasyonun azaltılmasıyla ürünlerin ortalama sıcaklık değerlerinin azaldığı görülmüştür. Soğutma kapasitesi 890 Watt'dan 586 Watt'a düşmüştür. Kompresöre gelen yük azaldığı için %34 enerji tasarrufu sağlanmıştır.

Cui ve Wang (2004), yatay tip teşhir soğutucularının hava perdelerini değerlendirmiş ve enerji verimliliği yüksek tasarım yapabilmek için HAD yöntemi kullanılmıştır. Soğutuculardaki hava perdesinin soğutma yükünü etkileyen temel unsurlardan birisi olduğunu ifade etmiş ve enerji verimli kalitatif (nitel) tasarımlar önerilmiştir. Hava perdesi ortam havasının sıcaklığı ve bağıl neminden büyük oranda etkilenir. Daha düşük bir hava perdesi giriş hızın tekdüzeliği, hava perdesinin ana eksenini etkili bir şekilde kısaltabileceği ve soğutma yükünü azaltabileceğini ifade etmişlerdir [6].

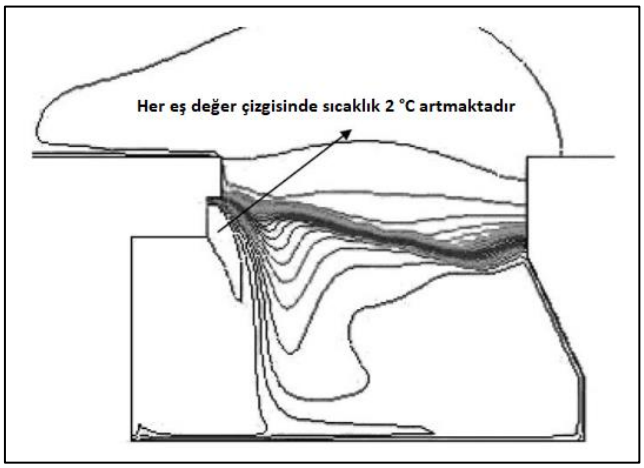


Şekil 2.4. Yatay tip soğutucunun yapısı (1. Üfleme havası, 2. üfleme havası balpeteği , 3. hava sirkülasyon kanalı, 4. Üfleme delikleri, 5. Evaporatör, 6.yalıtım paneli, 7.fan, 8.dönüş hava kanalı, 9.dönüş havası) [6]

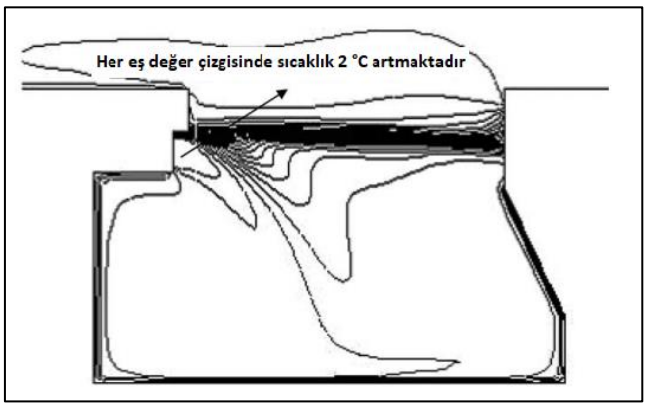
Sistemde akış ikiye ayrılmış birinci akış, ürünleri soğutmak için üfleme deliklerinden sağlanmıştır. İkinci akış ise soğuk hava perdesini oluşturmak için bal peteğinden hava akışı sağlanmıştır. Hava perdesi, sıcak ortam havası ile soğuk ürünler arasında ısı transferini minimum seviyede tutmak için yapay bir termal koruma oluşturmaktadır.

Yatay tip endüstriyel soğutucuda, viskoz model olarak k-epsilon, radyasyon modeli olarak ayrık koordinatlar modeli kullanılmıştır. Standart duvar fonksiyonu, duvara yakın akışkan alanını çözmek için kullanılmıştır. SIMPLE algoritması kütle ve momentum denklemlerini çözmek için kullanılmıştır.

Deneysel çalışmada, iklimlendirme sistemine sahip bir yalıtımlı odada 300 lt'lik 0,3 kW soğutma kapasitesine sahiptir. Test odası sıcaklığı ve bağıl nemi iklimlendirme sistemi ile sabit tutulmaktadır. Çalışmada oda sıcaklığı kuru termometre sıcaklığı 32.5 °C, bağıl nem %45 olarak ölçülmüştür. Veri toplama sistemiyle ± 0.1 °C hassasiyetinde ölçüm yapabilen sıcaklık sensörüyle veriler toplanmıştır. Yatay tip teşhir dolaplarında k-epsilon türbülans modeli kullanılarak gerçekleştirilen HAD analizleri, deneysel verilere çok yakın olduğu görülmektedir.



Şekil 2.5. Sıcaklık eşdeğer çizgisi dış hava sıcaklığı: 32.5 °C, nem: %45, hız üniform endeksi:0.017, ortalama hız = 0.26 m.s^{-1} [6]



Şekil 2.6. Eşdeğer çizgisi dış hava sıcaklığı: 32.5 °C, nem: %45, hız üniform endeksi:0, ortalama hız = 0.26 m.s-1 [6]

Şekil 2.5. ve Şekil 2.6.'da görüldüğü gibi hız üniform endeksi 0.017'den 0'a azaldığında, hava perdesinin ana ekseni kısalmakta, sıcaklık dağılımının eşit olduğu alana genişlemektedir. Ana eksende büyük miktarda ısı ve kütle transferi oluştuğu için cihaz soğutma performansına önemli miktarda etki etmektedir.

Cihaz üfleme noktasında üniform bir akış sağlandığında hava perdesinin ana ekseni kısalmaktadır. Hava perdesi boyunca oluşan ısı transferi ve soğutma yükünde azalma meydana gelmektedir.Enerji verimliliği açısında verimli hava perdesi oluşturulması için, hava perdesinin giriş hızının üniformuna, hava perdesinin giriş hız büyüklüğü gibi parametreler hava perdesinin toplam performansına bağlı olduğu analizler sonucunda tespit edilmiştir.

Wu ve ark. (2004), yatay ada tipi teşhir soğutucusunda hava perdesinin hız vektörü ve sıcaklık dağılımlarını tahmin etmek için bir matematiksel model geliştirilmiştir. Yapılan model sonucunda soğutucu kabin içine dışbükey bir şekilde istiflenen ürünlerin ısı yalıtım performansını iyileştireceğini ve ayrıca soğutma sisteminin güç tüketimini azaltacağını, içbükey şekilde istiflenen malların ise havası perdesinin püskürtme bölgesini küçülttüğünü böylece havası perdesi ile ortam havası arasındaki karışım konvektif ısı alışverişinin arttığını ve bu artışın da soğutma sisteminin enerji tüketimini de arttıracağını belirtmişlerdir [7].

Gonçalves ve ark. (2012), soğuk odalarda yatay ve aşağıya doğru hava perdelerinin sızdırmazlığını HAD ile modellemişlerdir. Soğuk odanın kapısı açıldıktan sonra oluşan türbülanslı izotermal olmayan hava akışının üç boyutlu simülasyonu için bir model geliştirilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda aşağıya doğru hava perdeleri yatay hava perdelerine göre %70'in üzerinde sızdırmazlık verimi sağladığını fakat dikey hava perdesi sisteminin karışıklığı ve kurulum maliyetinin yüksek olması sebebi ile yaygın olarak tercih edilmediğini belirtmişlerdir [8].

Cortella (2002), yatay ve dikey tip teşhir soğutucularında kabin içindeki hava akış modelinin ve gıda sıcaklığının tahmini için HAD analizleri yapmıştır. Yapılan modeller sonucunda en sıcak paket dönüş havasına yakın olan paketler olduğu görülmüştür. Paketlerde en düşük yük sıcaklığa soğutma periyodunun ulaşıldığı ifade edilmiştir. Sonraki 30 dakikalık defrost sırasında, soğutma döngüsünün durması ve defrost sürecinden gelen ek ısı yükü nedeniyle paket sıcaklıklarının 2,5–3,5 °C arttığını belirtmiştir [9].

Hadawey ve ark. (2012), dikey tip teşhir soğutucusu hava perdesini HAD analizleri yapılması neticesinde tasarlamışlardır. Tasarlanan modelde yan akışın teşhir soğutucu performansı üzerindeki etkisi değerlendirilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda hava perdesinin dışa doğru 5° ile 10° eğilmesi çevreye karşı en iyi korumayı sağladığı belirtilmiştir. Ayrıca optimum hava perdesi kütle akış hızının soğutucu içerisindeki toplam hava kütlesi akış hızının yaklaşık üçte birini oluşturması gerektiğini ifade etmişlerdir [10].

Gaspar ve ark. (2011), dikey tip teşhir soğutucusu hava perdesinin farklı ortam hava koşulları için termal sürüklenme faktörünü deneysel olarak analiz etmişlerdir. Deneyler farklı sıcaklık, bağıl nem, hava yönü ve hızı gibi şartlar altında gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneylerde 25°C sıcaklıkta 0,2 m/s hava hızında gizli ısı transfer oranı %35 ve %60 bağıl nem şartlarında karşılaştırıldığında %60 bağıl neme sahip ortamdaki gizli ısı transfer oranı %35 bağıl nem şartlarındaki gizli ısı transfer oranına göre %42 artış göstermiştir. Ortam koşulu 25°C ve %60 bağıl neme sahip ortamda ortam havası hızları 0,2 m/s ve 0,4 m/s olduğu durumdaki ısı transferi karşılaştırılmış ve hava hızının artmasına bağlı olarak hava perdesindeki infiltrasyon miktarı da artmış ve toplam ısı transfer hızı %53 oranında artış göstermiştir. Ortam havasının hızı arttıkça hava perdesinin aerotermodinamik performansında bir azalma oluşturmaktadır. Bu durum düzgün olmayan hava dağılımı, enerji tüketiminde artış gibi sonuçlar ortaya çıkarmaktadır [11].

Field ve ark. (2006), dikey tip soğutucuda hava perdesinin aşağı sürüklenmesini analiz etmişlerdir. Parçacık görüntülü hız ölçümü [PIV] kullanılarak hava perdelerinin hız profilleri incelenmiştir. Yapılan deneylerde farklı sayıda ve hızda evaporatör fanları kullanılarak hava perdesi hızları değerlendirilmiştir. Tasarlanan hava perdelerinin Reynolds, Richardson ve Grashof sayıları hesaplanmış ve sonrasında yorumlanmıştır. Yapılan deneyler sonucunda hava perdelerinin Richardson sayısı arttıkça akış ivmesinin daha belirginleştiğini, perde kalınlığının Reynolds sayısından bağımsız olduğunu ve böylece perde kalınlığındaki farklılıkların öncelikle negatif kaldırma etkilerinden kaynaklandığını belirtmişlerdir [12].

Cao ve ark. (2010), açık tip dikey teşhir soğutucularında hava perdelerinin tasarımını optimize etmek için etkili bir strateji sunmuşlardır. İki akışkan soğutma kaybı (İASK) modeline ve bir destek vektör makinesi (DVM) algoritmasına dayanan hava perdelerinin tasarımını optimize etmek için yeni bir strateji uygulamışlardır. Yapılan uygulama sonucunda öngörülen soğutma kaybı %19,6 oranında azaltılmış ve optimum vitrinin 24

saatlik toplam enerji tüketimi/toplam teşhir alanı değerinin %17.1 oranında azaldığını ortaya koymuşlardır [13].

Moureh ve Yataghene (2016), açık tip dikey teşhir soğutucusunun dış yanal akışa maruz kalan bir hava perdesinin jet özellikleri ve hava akışı modelleri üzerinde sayısal ve deneysel araştırmalar yapmışlardır. PGH ile elde edilen deneysel sonuçlar, en yüksek etkinin hava perdesi ile yanal akış arasındaki etkileşimin başlangıcına karşılık gelen hava perdesinin yan tarafında meydana geldiği tespit edilmiştir. Dış yanal akışın geldiği yan kabin tarafındaki hava perdesi kırılmasının boşluk içindeki ortamdan havayı sürüklediğini, teşhir soğutucusu için dış yanal akış tarafından indüklenen bu yoğun konvektif değişimlerin soğutulmuş bölmede enerji tüketiminde ve gıda sıcaklıklarında bir artışa neden olacağını belirtmişlerdir [14].

Bu tez çalışmasında, yatay tip teşhir soğutucusundaki yeni tip bir hava akış geometrisi ile geliştirilen hava perdesi ve hava akışı HAD yöntemleri ile analiz edilmiştir. Elde edilen veriler geleneksel hava perdesi yapısı ile karşılaştırılmıştır. Yapılan analiz sonuçlarına dayanılarak hava perdesi yapısının enerji tüketimine ve soğuk ortam sıcaklıklarına etkisinin ortaya konması amaçlanmıştır.

3. TEŞHİR TİPİ SOĞUTUCULAR VE SİSTEM ELEMANLARI

Bu bölümde, tez çalışmasında kullanılan temel kavramlar ve tanımlardan bahsedilecektir. Süpermarketlerde teşhir amaçlı açık ve kapalı olmak üzere iki tip soğutucular kullanılmaktadır. Açık tip soğutuculardа, ürünler ve müşteri arasında herhangi bir bariyer yoktur. Dikey ve yatay tip teşhir soğutucular soğutulmuş ya da dondurulmuş gıdaların muhafazasında kullanılır. Kapalı tip soğutucular, müşteri ile ürün arasında kapak ya da kapı bulunmaktadır. Dikey tip dondurulmuş gıdalarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu tanımlamalar, teşhir tipi soğutucular ve soğutma çevrimi ile ilgili yaygın olarak kullanılan kavramlardır.

3.1. Teşhir Tipi Soğutucu Tipleri

Doğrudan satış işlevli teşhir tipi soğutma cihazı; depolanacak ürünün cinsine göre istenilen sıcaklık aralığında kontrol edilen, doğal veya zorlanmış konveksiyon vasıtasıyla mekanik buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi ile çalışan, soğutulan gıda maddelerinin teşhir ve satışı amaçlı farklı ölçülere sahip yalıtımlı bir soğutucu kabin anlamına gelmektedir. Bu soğutucu kabin, uzaktan (*ing. remote*) sistem (kompresör, kondenser grubu kabin bünyesine dahil olmayan) ve entegre (*ing. plug-in*) sistem (evaporatör,kondenser grubu kompresör, kabin bütünleşik olan) sistemler olmak üzere iki ana grupta tanımlanabilir. Entegre kabin sistemlerin avantajı nispeten az miktarda soğutucu akışkan şarjı ve sızdırmaz devrelere sahip olmasıdır. Dezavantajı ise, kompresör ve kondenserdeki atık ısı doğrudan ortama verilmektedir. Merkezi sistem soğutma üniteleri süpermarketlerdeki satış yapılan alanın dışına konumlandırılır. Böylece, kompresör ve kondenserde oluşan atık ısı ve gürültü satış alanından uzaklaştırılmaktadır. Açık, kapılı, yatay, dikey, kombine tip olmak üzere farklı tipte soğutucular bulunmaktadır. Dikey tip açık teşhir dolapları en sık kullanılan cihazdır. Bu cihazlar müşterilere ürünlere ulaşım açısında cazip olduğu için tercih edilmektedir. Isı kazançlarını azaltmak ve ürünlerin standartlara uygun sıcaklıkta muhafazasını sağlamak için, raf önlerindeki hava akışının tasarımı önemlidir. Dikey tip camlı dolaplar, dondurulmuş gıdalar için sıklıkla kullanılmaktadır. Bu cihazlarda kapı kullanılması ile önemli derecede ısı kazançları azaltmaktadır. Ancak, verimlilik müşteriler tarafından kapının açılma sıklığına bağlıdır. Kombine edilmiş bir çok tip soğutucu bulunmaktadır. Bunlar, üstü ve altı açık, üstü cam kapak-altı açık, üstü cam kapılı-altı cam kapaklı tiplerdir [15]. Çoklu tip (*ing. Roll-in*) kabinler kolay istiflemeye olanağı sağladığı için yağ, süt gibi yüksek stok dönüşüm hızına

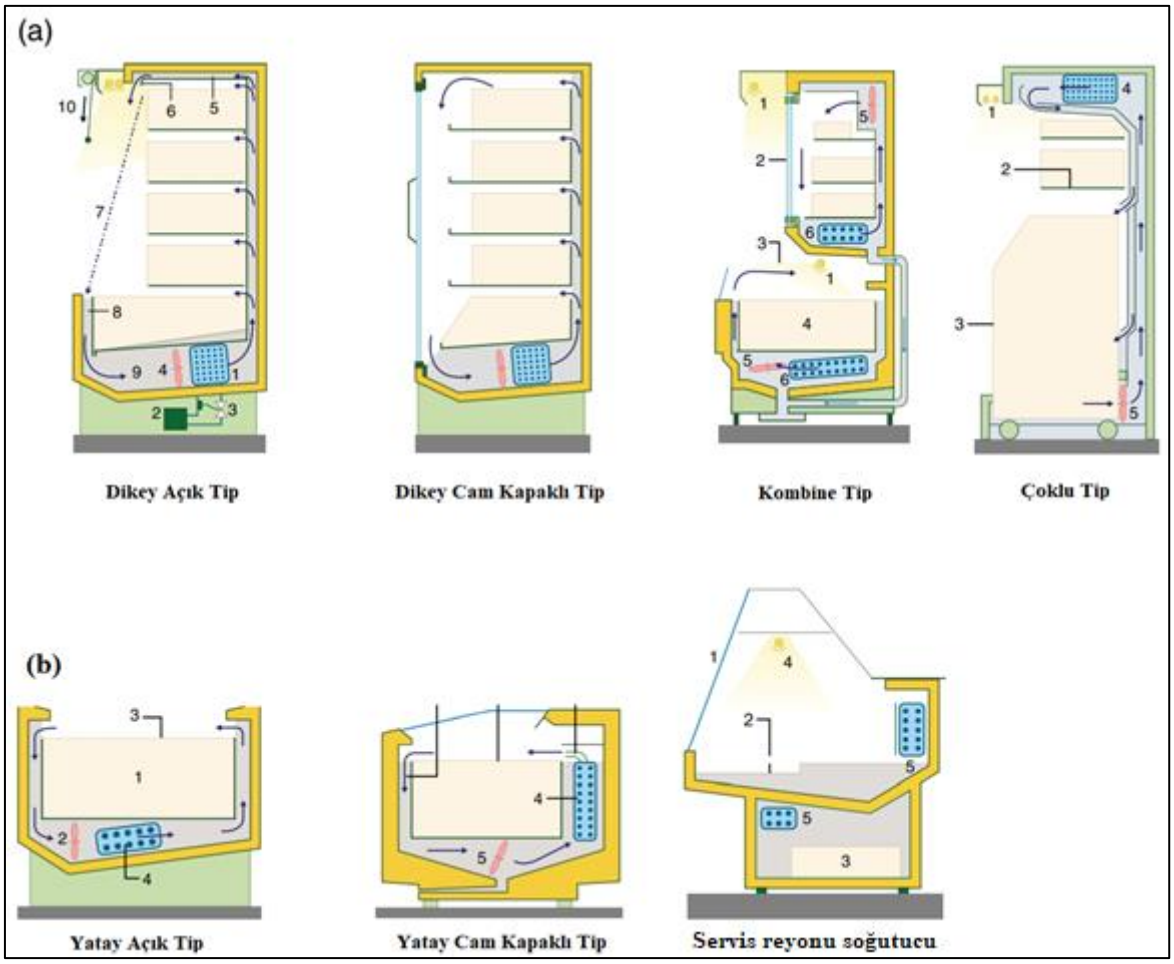
sahip ürünler için kullanılır. Yatay tip kabinler açık veya cam kapaklı olabilmektedir. Bu tip soğutucular soğuk havanın yoğunluğu yüksek olduğu için, sıcak hava girişi ve soğuk hava kaybı dikey tip cihazlara göre daha azdır. Kabin içi sıcaklığı daha stabildir. Pratikte, süpermarketteki hava akımını etkileyen iklimlendirme sistemi, müşteri hareketi kabin sıcaklığının stabil kalmasını etkilemektedir. Yatay tip cihazlarda su yoğuşması, kabin duvarlarında ve ürünlerde sık bir şekilde görülmektedir.

Duive ve Binard (2002) yıllık 30-50 $kWhm^{-2}$ soğuk depolama için enerji harcandığını tahmin etmiştir [15]. Sıcak ortamlarda gıdaların teşhiri yüksek enerji kullanımına, ürünlerin homojen olmayan sıcaklık dağılımına, artan bakım ihtiyaçlarına sebep olmuştur. Arteconi et al.(2009) İtalya'daki tipik 10,000 m^2 bir süpermarkette yaklaşık olarak 130 MWh/ay ürünlerin soğutulması için enerji harcandığını bildirmiştir. Bu da yıllık 156 $kWh.m^{-2}$ enerjiye denktir. Çabuk bozulan yiyeceklerde, kabin içi sıcaklık çok önemli bir parametredir. Meyve ve sebzeler genellikle 8 °C altında teşhir edilir. Süt ürünleri, pişmiş etler ve hazır etler gibi soğutulmuş yiyecekler 5 °C, taze etler kümes hayvanları ve balıklar ise 4 °C altında teşhir edilmelidir. Dondurulmuş gıdalar -18 °C altında olacaktır.

Aşağıda kabin tipleri verilmiştir [15].

- Süt ürünleri-taze paket et teşhir soğutucular,
- Meyve-sebze vb. teşhir soğutucular,
- Servis reyonları (et, meze, şarküteri ürünleri teşhir reyonu),
- Derin dondurucu kabinleri ve dondurulmuş gıda teşhir reyonları,
- Pasta dolapları,
- Deniz ürünleri teşhir reyonları,
- Havuz-promosyon tipi teşhir soğutucular olarak birçok çeşitleri bulunmaktadır.

Şekil 3.1.'de teşhir tipi dolapların görselleri belirtilmiştir.



Şekil 3.1. (a) Dikey açık tip, Dikey cam kapaklı tip, Kombine tip, Çoklu tip ve (b)Yatay açık tip, Yatay cam kapaklı tip, Servis reyonu soğutucuları [15]

Teşhir tipi soğutucular Çizelge 3.1'de belirtilen sıcaklıklardan birine uygun olarak çalışmalıdır.

Çizelge 3.1. Teşhir tipi soğutucular için sıcaklık sınıflandırmaları [16]

Sınıf	En sıcak M paketinin en yüksek sıcaklığı, (Aşağıdakine eşit veya küçük)	En soğuk M paketinin en düşük sıcaklığı, (Aşağıdakine eşit veya küçük)	En sıcak M paketinin en düşük sıcaklığı, (Aşağıdakine eşit veya küçük)
	°C		
L1	-15	-	-18
L2	-12	-	-18
L3	-12	-	-15
M1	+5	-1	-
M2	+7	-1	-
H1	+10	+1	-
H2	+10	-1	-
S	Özel sınıflandırma		

Bu tez çalışmasında M1 sıcaklık sınıfında yatay teşhir tipi soğutucunun kabin içi en düşük -1 °C, kabin için en yüksek +5 °C olan yatay teşhir tipi soğutucunun analizleri gerçekleştirilmiştir.

3.2. Teşhir Tipi Soğutucuların Termodinamik Çevrimi ve Soğutma Elemanları

Sistemin soğutma performans analizi, kütle ve enerjinin korunumu kanuna göre belirlenir [17] .

$$\sum \dot{m}_g h_g = \sum \dot{m}_ç h_ç - \sum \dot{Q} - \dot{W} \quad (1)$$

Eşitliği ile belirtilir. Soğutma ekipmanlarının kapasitelerini belirlemek için aşağıdaki eşitlikler kullanılır.

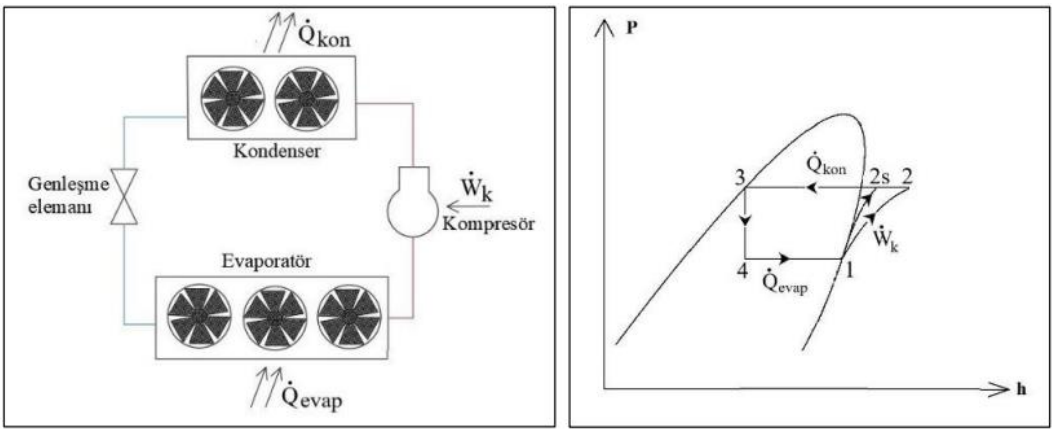
Sistemdeki kompresör gücü,

$$\dot{W}_K = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2)$$

Tersinir adyabatik sıkıştırma için kompresör gücü,

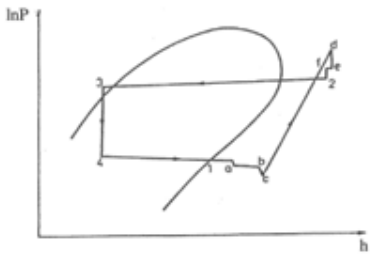
$$\dot{W}_{ka} = \dot{m}(h_{2s} - h_1) \quad (3)$$

Mekanik buhar sıkıştırmalı teorik soğutma çevrimi ve P-h diyagramı Şekil 3.2.'de verilmiştir.



Şekil 3.2. Mekanik buhar sıkıştırmalı teorik soğutma çevrimi ve Log P-h diyagramı [17]

Gerçek mekanik buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi ve P-h diyagramı Şekil 3.3'de verilmiştir.



Diyagramda;

1 : Evaporatör çıkışı

1-a : Emme hattındaki basınç kaybı

a-b : Emme hattında çevreden kaynaklı ısı transferinden kaynaklı sıcaklık artışı

b-c : Emme vanasındaki basınç düşümü,

c-d : Kompresörde basınçlandırma

d-e : Basma vanasında basınç azalışı

e-f :Basma hattında çevreye ısı kaybı nedeniyle sıcaklık azalışı

f-2 : Basma hattındaki basınç azalışı

2-3: Kondenserde yoğuşma sırasında basınç düşümü

3-4 : Kısılma vanasında sürtünmelerden kaynaklı entalpi artışı

4-1 : Buharlaşma esnasında sürtünmelerden kaynaklı basınç düşümü

Şekil 3.3. Gerçek soğutma çevrimi [17]

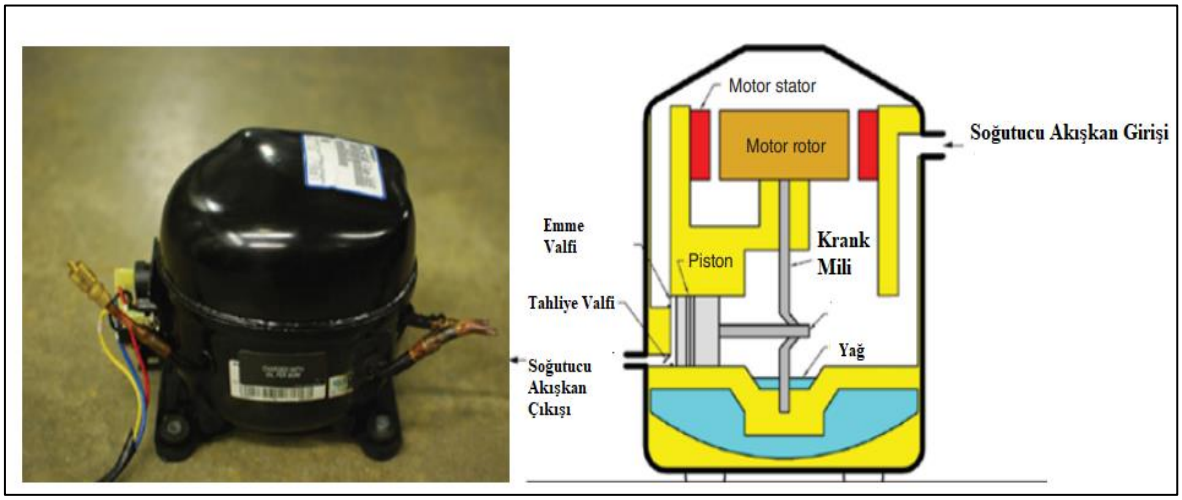
Birleştirilmiş teşhir soğutma sistemi temel olarak evaporatör, kondenser, genleşme elemanı, kompresör olmak üzere dört ana elemandan oluşmaktadır. Genellikle, kondenser ve kompresör soğutucu kabinin üstünde veya altında konumlandırılır.

3.2.1. Kompresör

Mekanik buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimi, kompresör yardımıyla soğutucu akışkanı sirküle ederek akışkanı basınçlandırır. Bütünleşik soğutma kabinlerindeki kompresörler, genellikle hermetik tiptedir. Küçük tipteki teşhir dolaplarındaki kompresörler, elektrik motoru ve kompresör kapalı bütünleşik aynı izole kabindedir. Hermetik kompresörler kabin içerisinde bütünleşik olduğu için arıza durumunda müdahale edilememektedir. Yarı hermetik kompresörler motor kompresörle birlikte aynı kabindedir. Bu kabin conta ya da

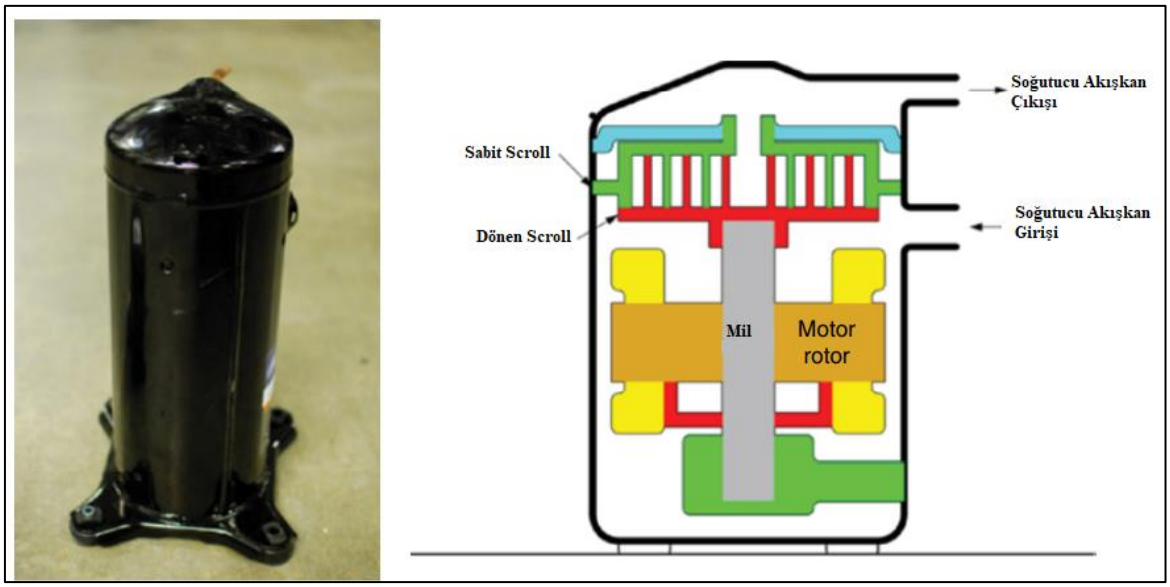
civata kullanılarak müdahale edilebilir. Yarı hermetik kompresörlere arıza durumunda müdahale edilebilir.

Bütünleşik teşhir dolaplarında hermetik pistonlu ya da hermetik scroll kompresörler kullanılır. Hermetik pistonlu kompresörler bir elektrik motorunun miline bağlı krank, piston kolu ve bir pistondan oluşmaktadır. Şekil 3.4'de kompresörün iç bileşenlerinin şematik resmi, tipik bir pistonlu kompresörün dışını göstermektedir [15].



Şekil 3.4. Pistonlu Hermetik kompresör [15]

Hermetik scroll kompresörler, sabit ve hareketli scroll parçalar aynı izole kabindedir. Hareketli scroll, elektrik motor miline bağlıdır. Düşük basınçtaki soğutucu akışkan hareketli scroll aracılığıyla yüksek basınca çıkartılır. Şekil 3.5'de Hermetik Kompresörün İç Bileşenlerinin Şematik Resmi, Tipik Bir Scroll kompresör dışında gösterilmektedir.



Şekil 3.5. Hermetik Scroll kompresör [15]

Hermetik kompresörler ile yarı hermetik kompresörler karşılaştırıldığında iki önemli ayırt edici avantajı bulunmaktadır. İlk olarak, hermetik kompresörler tamamıyla sızdırmazlığı sağladığı için, soğutucu akışkan kaybı minimum seviyededir. İkinci olarak, soğutucu akışkan motor sargısının soğutulmasına yardımcı olur. Kompresör ve motor montajı maliyeti daha azdır. Hermetik kompresörlerde motor sargısı soğutucu akışkan aşındırıcılığı, yağa dirençli olmalıdır. Sızdırmazlığı sağlanmış hermetik kompresörler genelde 0,7 kW'dan 18 kW'a kadar küçük soğutma kapasitelerinde kullanılmaktadır [18].

3.2.2. Kondenser

Birleştirilmiş teşhir soğutuculardа kondenserdeki atık ısıyı uzaklaştırma için genelde hava soğutmalı kondenser kullanılmaktadır. Kondenserler genellikle soğutucu akışkanın içerisinden geçtiği boru, ısı transferi yüzey alanını arttırmak için kanatçıklardan imal edilmektedir. Serpantinler çoğunlukla alüminyum kanatçıklara sahip bakır borular ile imal edilmektedir. Kondenserler genellikle fanlar kullanılarak zorlanmış ısı taşınım oluşturulmaktadır.

3.2.3. Genleşme valfi

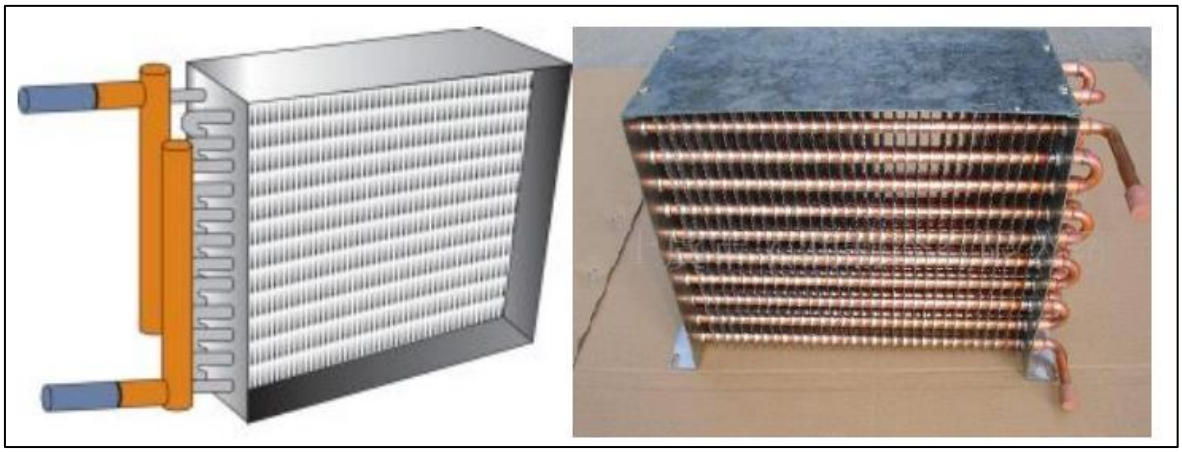
Genleşme valfı, kondenserden yüksek basınçta çıkan soğutucu akışkanı, istenilen evaporatör basıncına düşürmeye yarayan soğutma ekipmanıdır. İdeal şartlarda bu soğutma ekipmanında gerçekleşen basınç düşürme işlemi boyunca entalpinin sabit olduğu kabul edilmektedir. Genleşme valfı olarak küçük sistemlerde kılcal borularda basınç düşürme amacında kullanılabilmektedir. Ancak daha büyük sistemlerde manuel ayar valfı, otomatik veya termik genleşme valfi gibi elemanlarda kullanılmaktadır. Şekil 3.6'da genleşme valfi dışını göstermektedir.



Şekil 3.6. Genleşme valfi [19]

3.2.4. Evaporatör

Teşhir tipi soğutucuların evaporatörleri genellikle boru ve kanatçık tasarımına sahiptir. Şekil 3.7'de görüldüğü gibi, kanatlar dikey, borular yatay şekilde konumlandırılır. Fanlar, evaporatördeki havayı sirküle etmek için kullanılır. Kanatçıklar ısı transfer yüzey alanını arttırmak için kullanılır.



Şekil 3.7. Dikey kanatçıklara sahip bir evaporatör [19]

Evaporatör fanı, fan kanatlarının doğrudan şafta bağlandığı bir elektrik motoruyla tahrik edilmektedir.

Evaporatör yüzey sıcaklığı 0 °C'nin altına düştüğü için, havanın içinde su buharı evaporatör yüzeyinde yoğuşmaktadır. Evaporatör yüzey sıcaklığı suyun donma noktasının altında olursa, evaporatör yüzeyinde buzlanma oluşmaktadır. Yüzeylerde buzlanma arttıkça, evaporatör boyunca hava akışı azalır. Bu durum soğutma sisteminin performansını azaltmaktadır. Evaporatörler düzenli buz çözme programıyla soğutma kapasitesi düzenlenmektedir. Orta sıcaklıktaki soğutucular, evaporatör havasının soğutucu sistemin kapatılmasıyla buz çözme programı uygulanmaktadır.

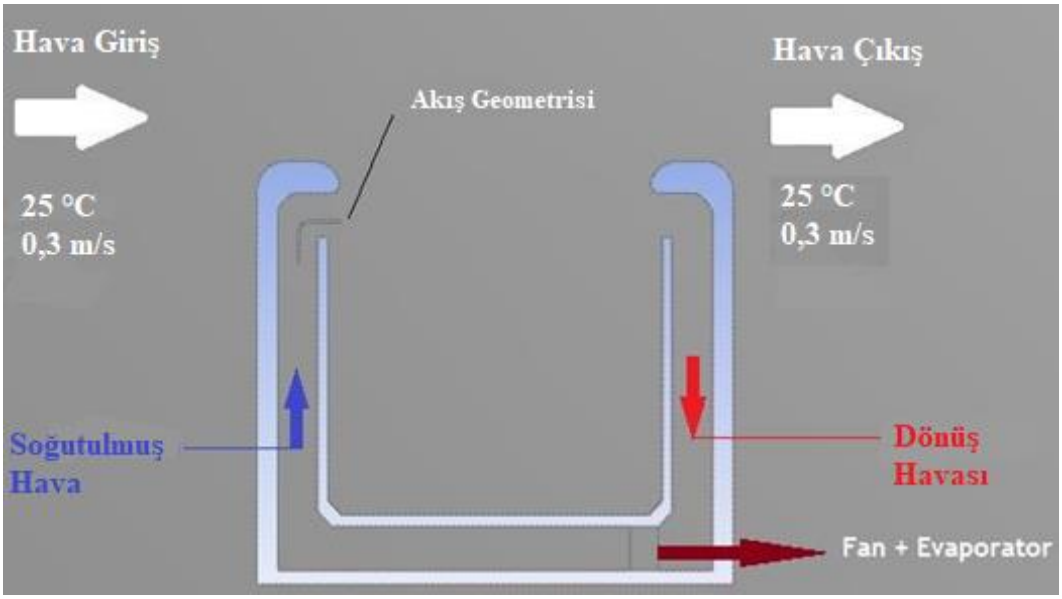
Düşük sıcaklıklı teşhir tipi soğutucular elektrikli ısıtıcılar veya sıcak gaz ile buz çözme programı uygulanmaktadır.

4. NÜMERİK MODEL

Nümerik analizin amacı, denklemin analitik yöntemlerle elle yapılamadığı durumlarda karmaşık, analitik olarak çözülmesi zor olan problemlerin çözülebilmesi için gerçeğe yakın sonuçlar elde etmektir. Çok sayıda denklem takımı elde edildiği için, bu denklemler bilgisayar yardımıyla çözülür. Diferansiyel denklemlerin çözümünde kullanılan sayısal yöntemler diferansiyel denklemler yerine cebirsel denklemlerin koyulmasıyla sonuçlar elde edilir. Sonlu sayıda nokta için elde edilir.

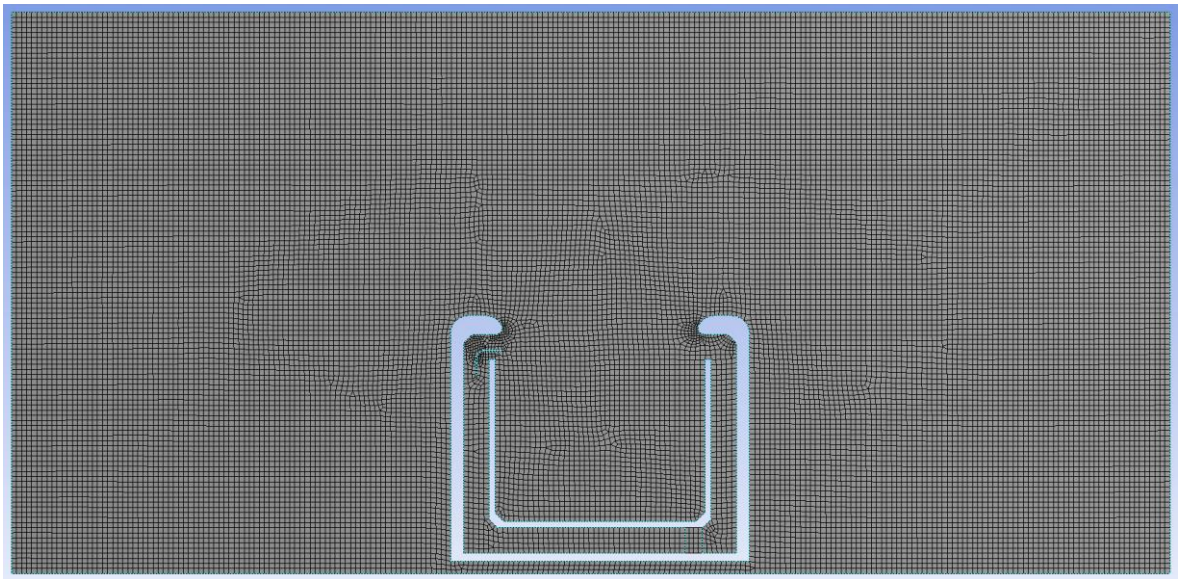
Bu sonuçlar mutlaka bir miktar hata içerir. Bu bölümde yatay tip endüstriyel teşhir soğutucunun iki boyutlu oluşturulan model ile nümerik yöntemlerle yapılan (HAD) analizler hakkında bilgi ve sonuçlar verilecektir. Gerçekleştirilen analizler konvansiyonel ve geliştirilmiş teşhir soğutucular irdelenenecektir.

Gerçek bilgisayar destekli tasarım modelinin nümerik çözüm ağının oluşturulması daha fazla eleman ve süper bilgisayar gerektirdiğinden çizim basitleştirilmiştir. Yatay tip endüstriyel soğutucu 965x1180 mm ölçülerinde 2 boyutlu düzlemde Şekil 4.1'de gösterildiği gibi Ansys Design Modeler programı kullanılarak modellenmiştir. Analizler iki farklı geometri kullanılarak modellenmiştir. Birinci geometride konvansiyonel cihaz tasarlanmıştır. İkinci geometride ise akış geometrisi cihaz üfleme noktasına yerleştirilerek tasarlanmıştır. Cihaz geometri tasarımı sonrası akış hacmi oluşturulmuştur. Fan, evaporatör, üfleme ve emiş noktaları Şekil 4.1'de gösterilmiştir. Cihaz yan panel ısı geçiş katsayısı 5 cm poliüretan yalıtım malzemesi kullanılarak 0.30 W/m^2K olarak hesaplanmıştır. Hava perdesinin enerji performansı ve verimliliğini arttırmak için her iki geometride farklı üfleme hava hızlarında analizler yapılarak, hava perdesinin kabin içi sıcaklığına ve soğutma yükü sonuçları çıkarılmıştır.

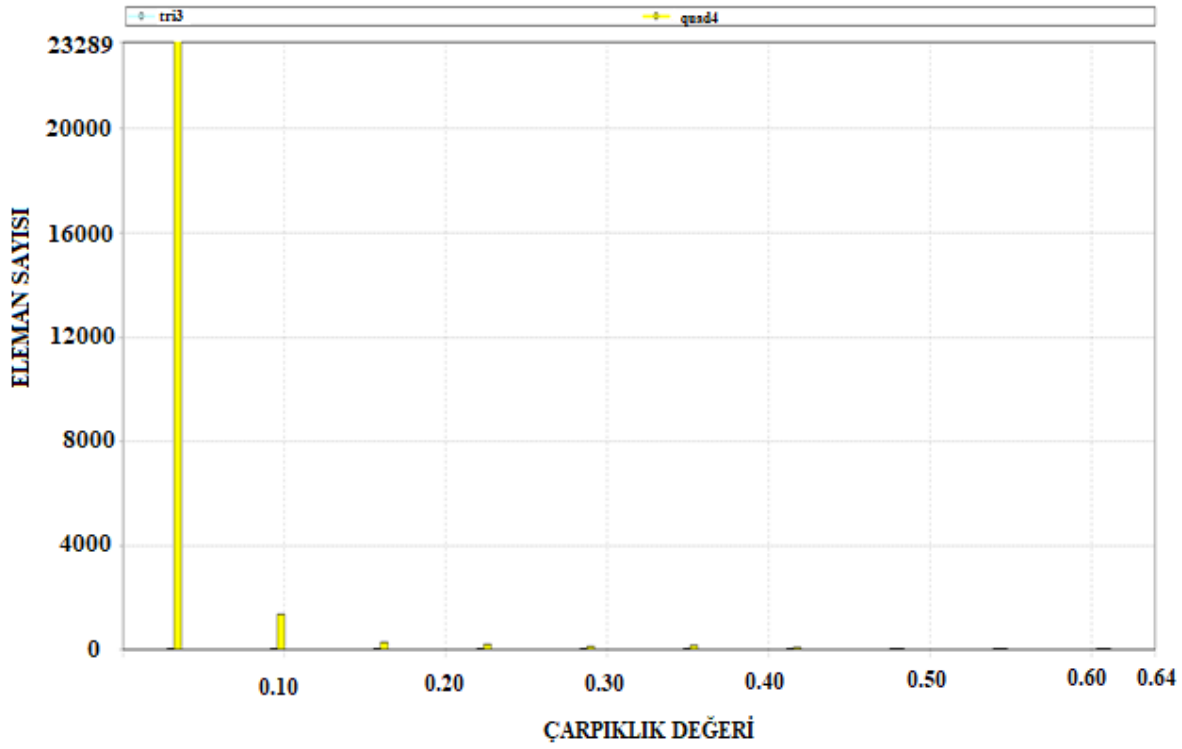


Şekil 4.1. Soğutucu kabin hava akış modeli

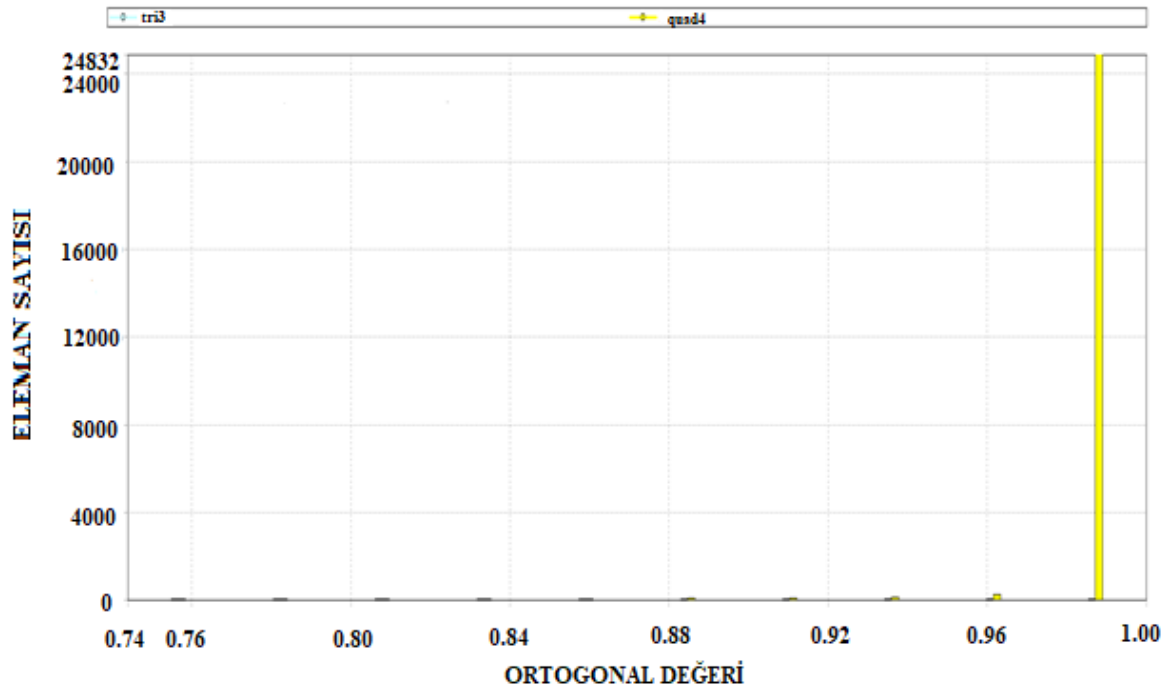
Ansys Mesh Module programı kullanılarak akış hacminin ağ yapısı oluşturulmuştur. Şekil 4.2.'de görüldüğü gibi oluşturulan çözüm ağında 25280 eleman vardır. Oluşturulan dörtgen ağ yapısının kalitesi Şekil 4.3'de çarpıklık (skewness) değeri ve Şekil 4.4'de ortogonal kalite (orthogonal quality) değerlerine bakılarak yorumlanmıştır.



Şekil 4.2. Çözüm ağ yapısı



Şekil 4.3. Çarpıklık değerine (ing. Skewness) göre eleman sayısı dağılımı



Şekil 4.4. Ortogonal değerine (ing. Orthogonal Quality) göre eleman sayısı dağılımı

Oluşturulan modelin çözüm ağının kalitesinin belirlenmesinde iki kriter ele alınmıştır. Çarpıklık değerinin çok yüksek olması, ortogonal kalite değerinin çok düşük olması

çözümün yanlış olma riskini arttırmaktadır. Çarpıklık değeri 0,90'den büyük olmamalıdır. Ortogonal kalite değeri ise 0,1'den küçük olmamalıdır. Oluşturulan çözüm ağının çarpıklık değerleri Şekil 4.3'de görüldüğü üzere maksimum değeri 0.639, Şekil 4.4'de minimum ortogonal kalite değeri 0.744 bulunmuştur. Şekil 4.3'e bakılarak çarpıklık değerinin 0,9-1 aralığında, Şekil 4.4'de 0-0,1 ortogonal kalite değer aralığında hücreler bulunmamaktadır. Ağ yapısının kalitesi doğru çözümleme için bu değerlere bakılarak kabul edilebilir aralıkta olduğu değerlendirilmiştir.

5. TEORİK ANALİZ VE ÇÖZÜM

Bu bölümde endüstriyel açık teşhir tipi HAD analizleri ile ilgili bilgiler aktarılacaktır. Endüstriyel teşhir dolaplarının HAD analizlerinin çözümlemelerinde açık ve kapalı sistem olarak 2 tip model oluşturulabilmektedir. Açık sistem, sadece akış hacmi modellenerek çözüm yapılan yöntemdir. Açık sistemin avantajı, hava sirkülasyonunu sağlayan fanın birebir modellenmesine gerek duyulmadığı için daha az eleman sayısı süper bilgisayara ihtiyaç duymadan çözüm sağlanarak daha kısa sürede çözümler yapılabilmesidir. Kapalı sistemlerde ise modelde soğutucunun kabini ile birlikte hava sirkülasyonunu sağlayan fan birebir modellenirken, evaporatör üzerinde bulunan ısı transfer yüzey alanını arttıran kanatçıklar modellenmemektedir. Bu tezde çözüm yapılan bilgisayarda güç kısıtlamasından dolayı açık sistem tercih edilmiştir.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analitik bir çözümdür. Fluent ticari yazılımı, Navier-Stokes denklemlerini kullanarak akış hacmindeki akışkanın hız ve sıcaklık dağılımını belirlemektedir. 2 boyutlu HAD modeli, 5 değişkeni çözer. Bu değişkenler akışkanın x ve y bileşenlerindeki hız, basınç ve sıcaklıktır. Standart k-ε türbülans modeli sayısal ve deneysel sonuçlara yakın çözüm verdiği için tercih edilmiştir. Evaporatördeki hava akışı üniform olarak varsayılmıştır. Soğutucu cihaz ile çevre arasında radyasyon ısı transferi yüzeyden yüzeye ısı transferi (S2S) bu çalışmada uygulanmıştır. Süreklilik, momentum ve enerji denklemleri iki boyutlu düzlemde çözülmüştür. Çözüm zamana bağlı ve akışkan sıkıştırılamaz olarak tanımlanmıştır. Akış alanını tanımlamak için, süreklilik denklemi(1) kullanılmıştır [20].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \tag{1}$$

Akışkanın x ve y momentum denklemleri belirlemek için kullanıldı. [20].

$$\rho\left(\frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} + w\frac{\partial u}{\partial z}\right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right) + X \tag{2}$$

$$\rho\left(\frac{\partial v}{\partial t} + u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y} + w\frac{\partial v}{\partial z}\right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right) + Y \tag{3}$$

$$\rho\left(\frac{\partial w}{\partial t}+\ u\frac{\partial w}{\partial x}+\ v\frac{\partial w}{\partial y}+w\frac{\partial w}{\partial z}\right)=-\frac{\partial p}{\partial z}\ +\mu\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right)+Z \tag{4}$$

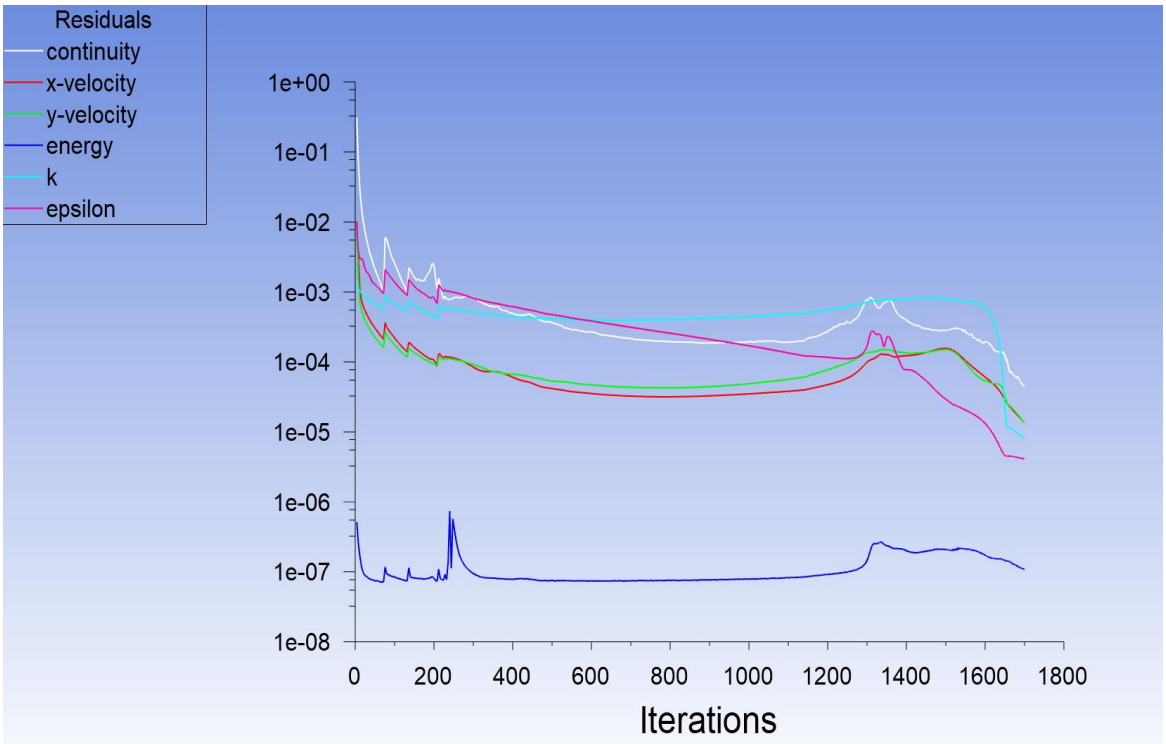
Eşitlik 5'de kabin ile ortam arasında gerçekleşen ısı transferinden dolayı enerji denklemi verilmiştir[20].

$$\rho C_p\left(u\frac{\partial T}{\partial x}+\ v\frac{\partial T}{\partial y}+w\frac{\partial T}{\partial z}\right)=\ -\left(\frac{\partial}{\partial x}(q_x)+\frac{\partial}{\partial y}(q_y)+\frac{\partial}{\partial z}(q_z)\right)+q'' \tag{5}$$

Analizlerde k-epsilon türbülans modeli kullanılmıştır. Modelin denklemi aşağıda verilmiştir.

$$\begin{aligned}\frac{\partial}{\partial t}(pk)+\frac{\partial}{\partial x_j}(pku_J)&=\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+G_{k+}G_b\ -\ p\varepsilon-Y_M+S_k\\ \frac{\partial}{\partial t}(p\varepsilon)+\frac{\partial}{\partial x_j}(p\varepsilon u_J)&=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right]+pC_1S\varepsilon-pC_2\frac{\varepsilon^2}{k+\sqrt{v\varepsilon}}+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}C_{3\varepsilon}G_b\ +S_\varepsilon\end{aligned} \tag{6}$$

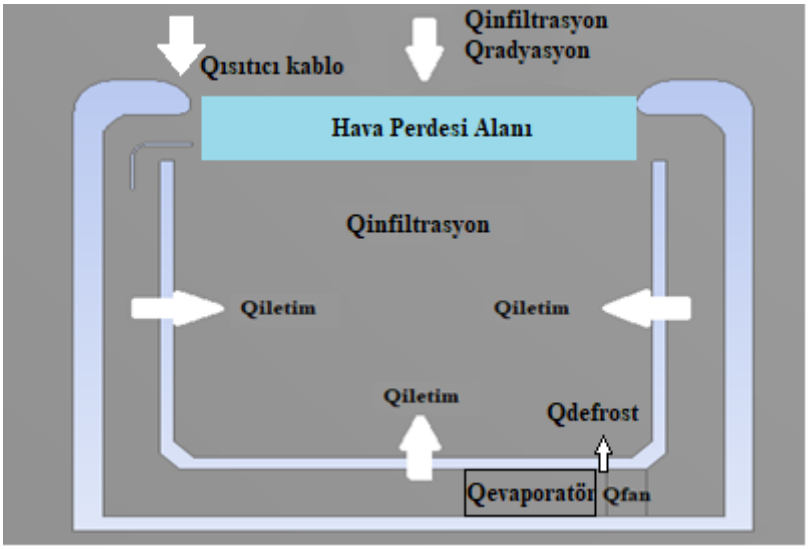
Analizler Şekil 5.1'e göre çözümün yakınsama kriteri değerlendirilmiştir.



Şekil 5.1. Yakınsama kriteri

Denklemler yakınsama kriterini sağladıktan sonra, çözüm sonlanmıştır.

Şekil 5.2'de sistemin ısıl yük balansının şematik gösterimi verilmiştir.



Şekil 5.2. Yatay tip teşhir soğutucunun soğutma yük balansı şeması

Literatürde toplam ısı yükünün yaklaşık %11'i duvarlardan iletimle, %23'ü infiltrasyon ile, %46'sı radyasyon, %4'ü defrost, %8'i ısıtıcı kablo ve %8'i ise fan kaynaklıdır [21].

Soğutma yükleri 7. denkleme göre hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}\text{durum} = \dot{Q}\text{iletim} + \dot{Q}\text{radyasyon} + \dot{Q}\text{infiltrasyon} + \dot{Q}\text{ısıtıcı kablo} + \dot{Q}\text{fan} \quad (7)$$

Hava perdesinin ana eksenini etkileyen parametrelerden biri olan hız üniform endeksi denklem 8 ile hesaplanır.

$$\text{Hız üniform endeksi} = \frac{\sqrt{\sum \Delta U^2/n}}{u_0} \quad (8)$$

Endüstriyel soğutucunun performans analizi termodinamiğin 1. ve 2. yasalarına göre hesaplanmıştır. Endüstriyel soğutucu için soğutma kapasitesi ($\dot{Q}$e) aşağıdaki denkleme göre belirlenmiştir.

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (9)$$

Burada ṁ , soğutucu akışkanın kütlesel debisidir. h_1 evaporatörden çıkan soğutucu akışkanın entalpisidir. h_4 evaporatörün girişindeki entalpidir. Kompresör gücü 10. denklem kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\dot{W}_K = \dot{m}(h_2 - h_1) \tag{10}$$

Soğutma sisteminin performans katsayısı eşitlik 11 ile hesaplanır.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_K} \tag{11}$$

Soğutucu sistemde kompresörün tükettiği enerji, yayınlanan çalışmada [22], kömürden elektrik üretimi yaklaşık olarak 0.96 CO_2/kWh 'dır. Bu değer %40 iletim ve dağıtımdaki kayıplar, %20 cihazların verim kayıpları olarak hesaplandığında 2.08 kg CO_2/kWh olarak düzeltilir [23].

CO_2 azaltılması 12. denkleme göre hesaplanabilir [23].

$$\Phi CO_2 = \Psi CO_2 . \dot{W}_c \tag{12}$$

Enerji verimliliği endeksi (EVE), 13. denkleme göre hesaplanabilir. Denklemdeki yıllık enerji değeri yıllık enerji tüketimini (kWh/yıl) temsil eder. SAE değeri yıllık enerji tüketim miktarının referans değeri olarak tanımlanır [24].

$$EVE = \frac{AE}{SAE} \tag{13}$$

Çizelge 5.1. Enerji verimliliği sınıfları [19]

Kategori	Enerji verimliliği endeksi
A	E.V.E. <10
B	10≤E.V.E .<20
C	20≤E.V.E. <35
D	35≤ E.V.E. <50
E	50≤ E.V.E. <65
F	65≤ E.V.E. <80
G	E.V.E. ≥100

Yıllık enerjiyi hesaplayabilmek için, 14. denklemdeki günlük enerji tüketimi bilinmesi gerekmektedir [24].

Yıllık Enerji= 365. Egünlük (14)

15. denklemdeki referans yıllık enerji değerini hesaplamak için bazı katsayıları bilmek gerekmektedir. Bu katsayılar "Avrupa Parlamentosu ve Konsey Direktifi" [24] bulunabilir. Direktife göre , M katsayısı 7.5, N katsayısı 19.39, C sıcaklık katsayı değeri 0.9 , P katsayısı süpermarket soğutucu kabinleri için 1.10'dur. Y değeri aynı sıcaklık sınıfındaki bölmelerin toplam teşhir alanların m^2 değeri alınır.

$$SAE = 365.\ P.\ (M + N.\ Y).\ C \quad (15)$$

6. ANALİZ SONUÇLARI

Bu tez kapsamında öncelikle konvansiyonel sistem için farklı şartlarda dört durum incelenmiştir. Bu dört durumdan elde edilen sonuçlar Çizelge 6.1'de verilmiştir. Akış geometrisiz ve yeni tip akış geometrili model kullanılarak farklı üfleme havası hızlarında analizler yapılmıştır. Durum-1 başlangıç olarak belirlenmiştir.

Evaporatördeki soğutulmuş hava, cihaz üfleme noktasında üniform hız profili olmadığından dolayı mahal hava sıcaklığına yöneldiği gözlemlenmiştir. Bu durum yetersiz hava perdesinden dolayı soğutma yükünde artış oluşturmuştur. Hava perdesini iyileştirmek için akış geometrisi tasarlanmıştır. Tüm analiz sonuçları ve bu doğrultuda yapılan hesaplamalar Çizelge 6.2'de verilmiştir. Çizelge 6.2'de dört farklı üfleme hızlarında üfleme, dönüş sıcaklıkları, soğutma yükü ve kabin içindeki sıcaklık değerleri belirlenmiştir.

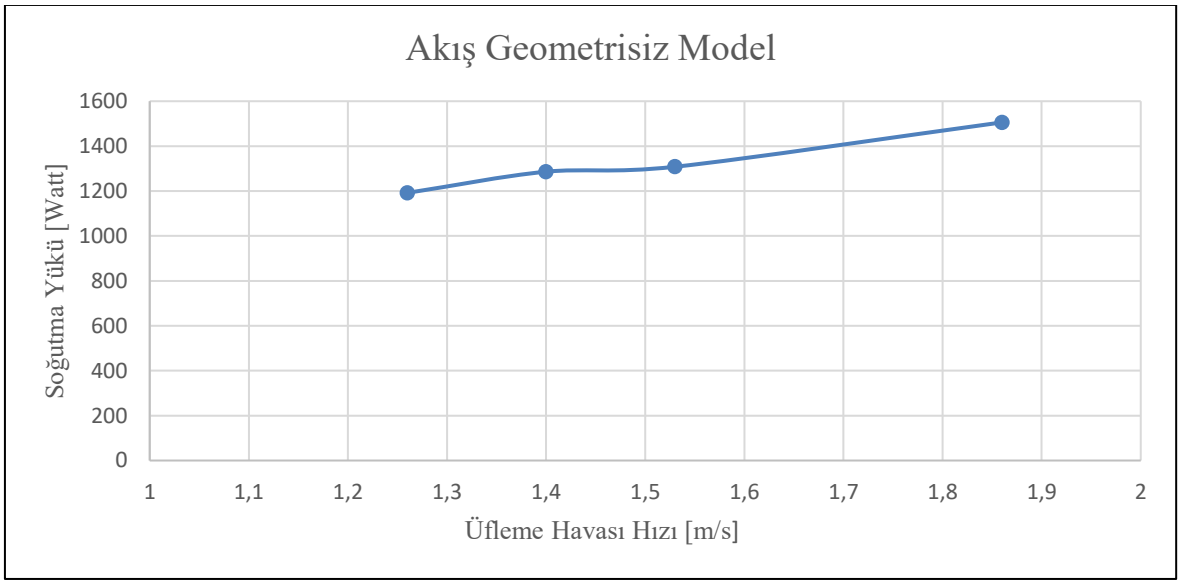
Kompresör çalışma süresi 16 saat olarak alınmıştır. Sistemin COP değeri 2.52 olarak hesaplanmıştır. Üfleme havası hızı arttıkça, havanın evaporatöre giriş sıcaklığı azalmıştır. Konvansiyonel tasarımda ürünlerin soğutulması yerine, soğuk hava mahal sıcak havasıyla karışarak, cihazın soğutma yükünü artırmıştır. Endüstriyel soğutucunun soğutma yükünü azaltmak ve sıcak hava ile soğuk havanın karışımını önlemek için, cihaz geometrisine akış geometrisi eklenerek analizler yapılmıştır.

Çizelge 6.1. Farklı üfleme hızlarında akış geometrisiz soğutucunun kabin sıcaklıkları ve hesaplanmış soğutma yükleri

Durum No	Model	Üfleme havası hızı m/s	Hava Debisi m^3/h	Üfleme Havası Sıcaklığı K	Dönüş Havası Sıcaklığı K	Kabindeki Havası Sıcaklığı K	Soğutma Yükü Watt	Değişim %
1	akış geometrisiz	1,26	453,6	270,32	277,6	275,22	1192	-
2	akış geometrisiz	1,4	504	270,6	277,67	275,33	1286	+ 7,33
3	akış geometrisiz	1,53	550,8	269,9	276,48	275,61	1308	+ 8,89
4	akış geometrisiz	1,86	669,6	270	276,23	274,15	1506	+20,84

Çizelge 6.1 incelendiğinde, ilk olarak durum-1'de 1,26 m/s üfleme havası hızında analiz gerçekleştirilmiştir. Bu analizde soğutma yükü 1192 Watt olarak bulunmuş, kabin içi sıcaklığı 275,22 K , dönüş havası sıcaklığı 277,6 K olarak bulunmuştur. Diğer durumlarda

üfleme havası hızı arttırılarak analizler gerçekleştirilmiştir. Durum-3'de üfleme havası hızı 1,53 m/s olduğunda, dönüş havası sıcaklığı 276,48 K olmuştur. Durum-1 ile durum-3 karşılaştırıldığında dönüş hava sıcaklığında 1,12 K azalma meydana gelmiş, soğutma yükünde %8,89 artış olmuştur. Kabindeki hava sıcaklığı ise 275,61 K bulunarak durum-1'deki hava sıcaklığıyla aynı kalmıştır. Durum-4'de üfleme havası hızı 1,86 m/s analiz yapılarak dönüş havası sıcaklığı 276,23 K bulunmuş ancak soğutma yükü durum-1'e göre %20,84 artış saptanmıştır. Durum 1-4 analizleri karşılaştırıldığında üfleme havası hızının arttırılması ile, üflenen havasının mahale yöneldiği ve mahali soğuttuğu belirlenmiştir. Bu durumun cihazın soğutma yüküne olumsuz etkisi olduğu görülmüştür.



Şekil 6.1. Akış geometrisiz model soğutma yükü ve üfleme havası hızı grafiği

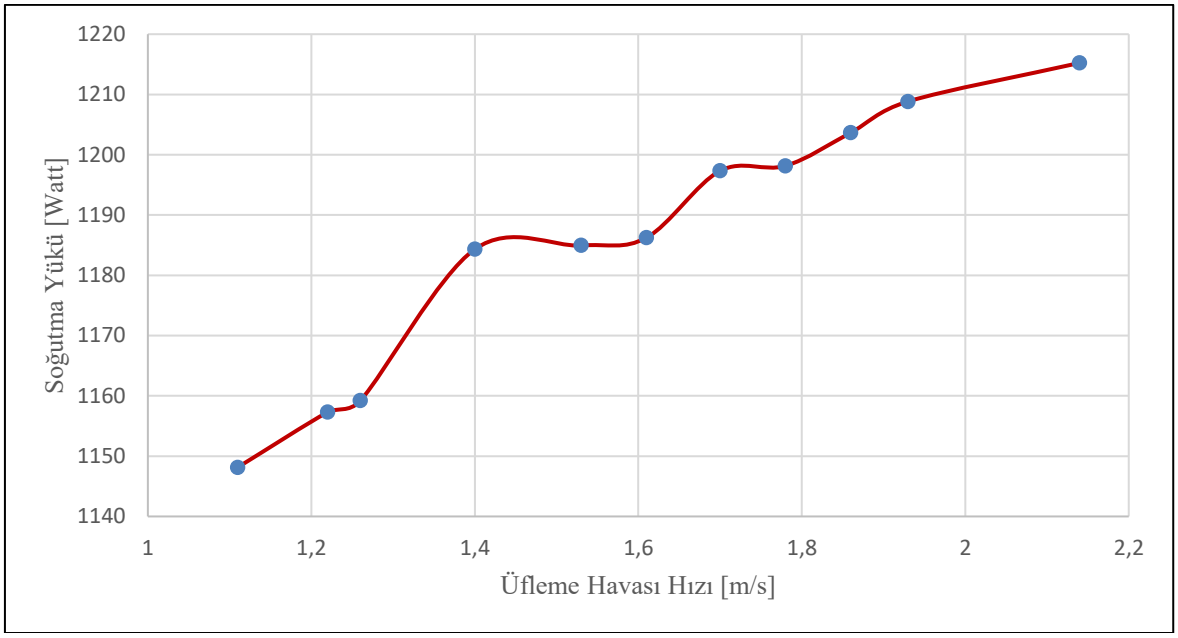
Şekile göre üfleme havası hızı arttıkça, soğutma yükü artmıştır. Dönüş havası sıcaklığında azalma meydana gelmiştir. Üfleme havası hızının değişimi, soğutma yükünde pozitif ve negatif etkiler oluşturmuştur.

Soğutma yükünde artış pozitif, soğutma yükündeki azalış negatif olarak gösterilmiştir. Durum 1-4 analizlerinde etkili bir hava perdesinin oluşmadığı gözlemlenmiştir. Bu tez çalışmasında akış geometrisi tasarlanmıştır. Akış geometrisiyle etkili bir hava perdesi oluşturularak soğutma yükündeki azalma olduğu saptanmıştır. Farklı üfleme hava hızlarında akış geometrili ve akış geometrisiz analizler yapılarak Çizelge 6.2'de sonuçlar verilmiştir.

Çizelge 6.2. Farklı üfleme hızlarında akış geometrili-akış geometrisiz soğutucunun kabin sıcaklıkları ve hesaplanmış soğutma yükleri

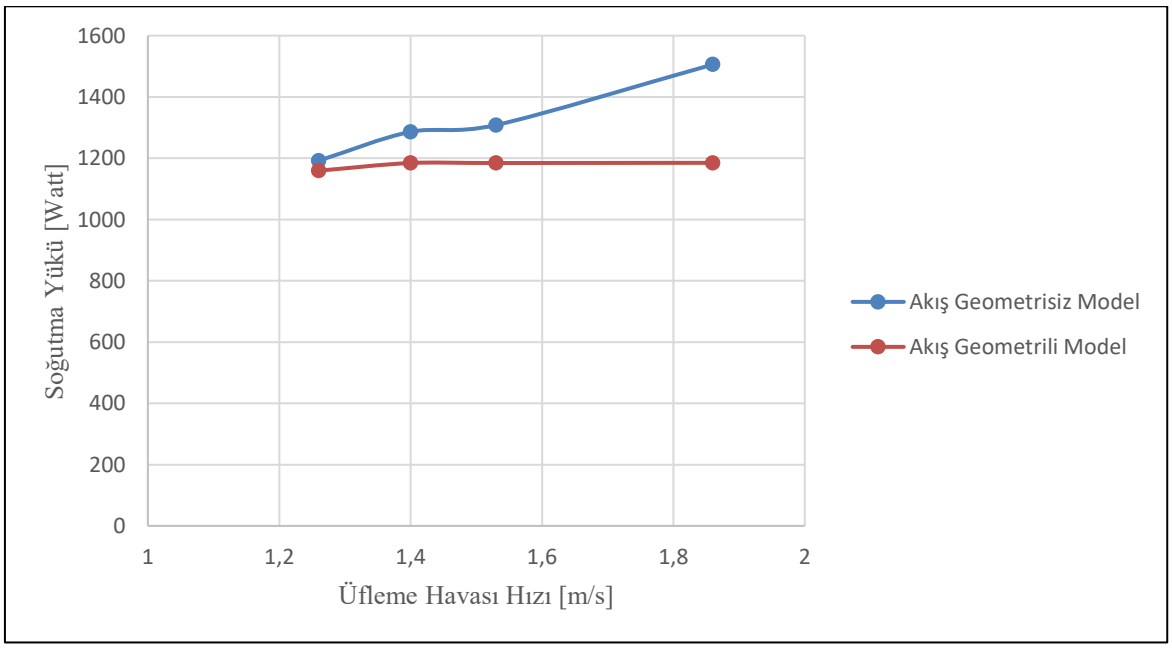
Durum No	Model	Üfleme Havası Hızı m/s	Hava Debisi m^3/h	Üfleme Hava Sıcaklığı K	Dönüş Hava Sıcaklığı K	Kabindeki Hava Sıcaklığı K	Soğutma Yükü Watt ve Değişim %	
1	akış geometrisiz	1,26	453,6	270,32	277,6	275,22	1192	-
2	akış geometrisiz	1,4	504	270,6	277,67	275,33	1286	+ 7,33
3	akış geometrisiz	1,53	550,8	269,9	276,48	275,61	1308	+ 8,89
4	akış geometrisiz	1,86	669,6	270	276,23	274,15	1506	+20,84
5	akış geometrili	1,11	399,6	269,96	277,92	272,45	1148	-3,82
6	akış geometrili	1,22	439,2	269,97	277,27	271,85	1157	-3,00
7	akış geometrili	1,26	453,6	269,98	277,06	271,72	1159	-2,82
8	akış geometrili	1,4	504	269,94	276,45	271,36	1184	-0,65
9	akış geometrili	1,53	550,8	269,96	275,92	271,09	1185	-0,59
10	akış geometrili	1,61	579,6	269,97	275,64	270,96	1186	+ 0,11
11	akış geometrili	1,7	612	269,97	275,39	270,84	1197	+ 0,45
12	akış geometrili	1,78	640,8	269,99	275,17	270,74	1198	+ 0,52
13	akış geometrili	1,86	669,6	269,97	274,95	270,62	1204	+ 0,97
14	akış geometrili	1,93	694,8	269,98	274,8	270,55	1209	+ 1,40
15	akış geometrili	2,14	770,4	270,31	274,68	270,62	1215	+ 1,91

Şekil 6.2’de akış geometrili modelin üfleme havası hızının soğutma yüküne etkisi gösterilmiştir.



Şekil 6.2. Akış geometrili model üfleme havası hızının soğutma yüküne etkisi

Üfleme havası hızı arttıkça akış geometrili modelde soğutma yükü artmıştır. Ancak akış geometrili modeldeki soğutma yükü artış yüzdesi, akış geometrisiz modele göre daha etkin hava perdesi oluştuğu için düşük olduğu görülmüştür. Akış geometrisiz modelde en yüksek artış %20,84 iken, akış geometrili modeldeki en yüksek artış %1,91 olmuştur. Şekil 6.3'de aynı üfleme havası hızlarında durum 1-7, durum 2-8, durum 3-9, durum 4-13 verileri belirtilmiştir.

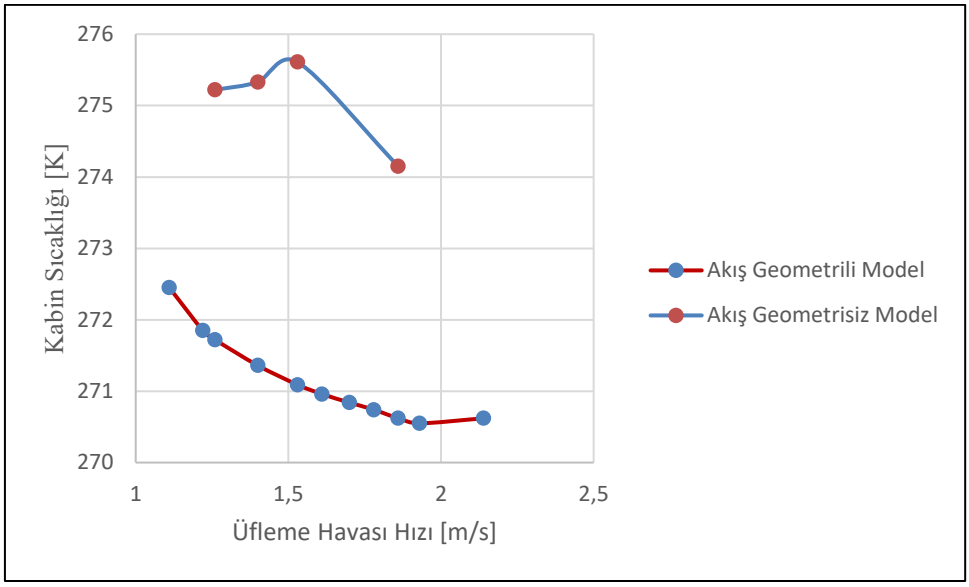


Şekil 6.3. Akış geometrili/akış geometrisiz cihaz soğutma yükü karşılaştırması

Durum-1 ve Durum-7'de aynı üfleme hızında kanatçık etkisiyle hem kabin içerisinde hava sıcaklığında yaklaşık 3.5 K azalma olduğu görülmüştür. Durum-7'de soğutma yükünde ise %2,82 azalış meydana gelmiştir. Durum-2 ve Durum-8'de aynı üfleme hızında kanatçık etkisiyle hem kabin içerisinde hava sıcaklığında yaklaşık 3.61 K azalma olduğu görülmüştür. Durum-8'de soğutma yükünde ise %0,65 azalış meydana gelmiştir. Durum-3 ve Durum-9'de aynı üfleme hızında kanatçık etkisiyle hem kabin içerisinde hava sıcaklığında yaklaşık 4.52 K azalma olduğu görülmüştür. Durum-9'de soğutma yükünde ise %0,59 azalış meydana gelmiştir. Durum-4 ve Durum-13'de aynı üfleme hızında kanatçık etkisiyle hem kabin içerisinde hava sıcaklığında yaklaşık 3.53 K azalma olduğu görülmüştür. Durum-13'de soğutma yükünde ise %0,97 artış meydana gelmiştir. Durum 14 ve durum 15'de üfleme havası hızı artırılmış, dönüş havası ve kabin sıcaklığı aynı kalmıştır. Ancak cihaz soğutma yükünde %1,4 ve %1,91 artarak soğutma yüküne olumsuz etkisi olmuştur. Durum-10 ve durum-12'de üfleme havası hızı durum-13'e göre azaltılarak soğutma yüküne etkileri azaldığı irdelenmiştir. En düşük soğutma yükü durum-5'de %3,82 azalma meydana gelmiştir. Kabin içi sıcaklığı 272,45 K kabul edilebilir sıcaklıkta olmuştur.

Kabin içerisinde ve dönüş hava sıcaklığındaki azalış yeni tasarlanan akış geometrisinin etkisiyle, etkin bir hava perdesi oluştuğu gözlemlenmiş, sıcak havanın kabin içerisine sürüklenmesi azaltılmıştır. Tasarlanan hava yönlendirme kanatçığı , hava akışında jet etkisi oluşturmuş, sıcak hava ile soğuk havanın karışımın engelleyerek ısıl sınır tabakası meydana getirmiştir. Isıl sınır tabaka oluşumuyla, sıcak hava ile soğuk hava karışımı engellenerek etkin bir hava perdesi oluşturulmuştur. Dönüş hava sıcaklığının düşmesiyle, hava infiltrasyon oranı düşmüştür. Sonuç olarak, soğutucu kabinin soğutma yükü %2.82 azalmıştır. 4.durum ve 13. durum için aynı üfleme hızlarında analiz yapılmıştır. Kabin içi sıcaklığı ve soğutma yükü %20.1 oranında azalmıştır. Bu durum cihazın daha az enerji tüketmesine neden olmuştur.

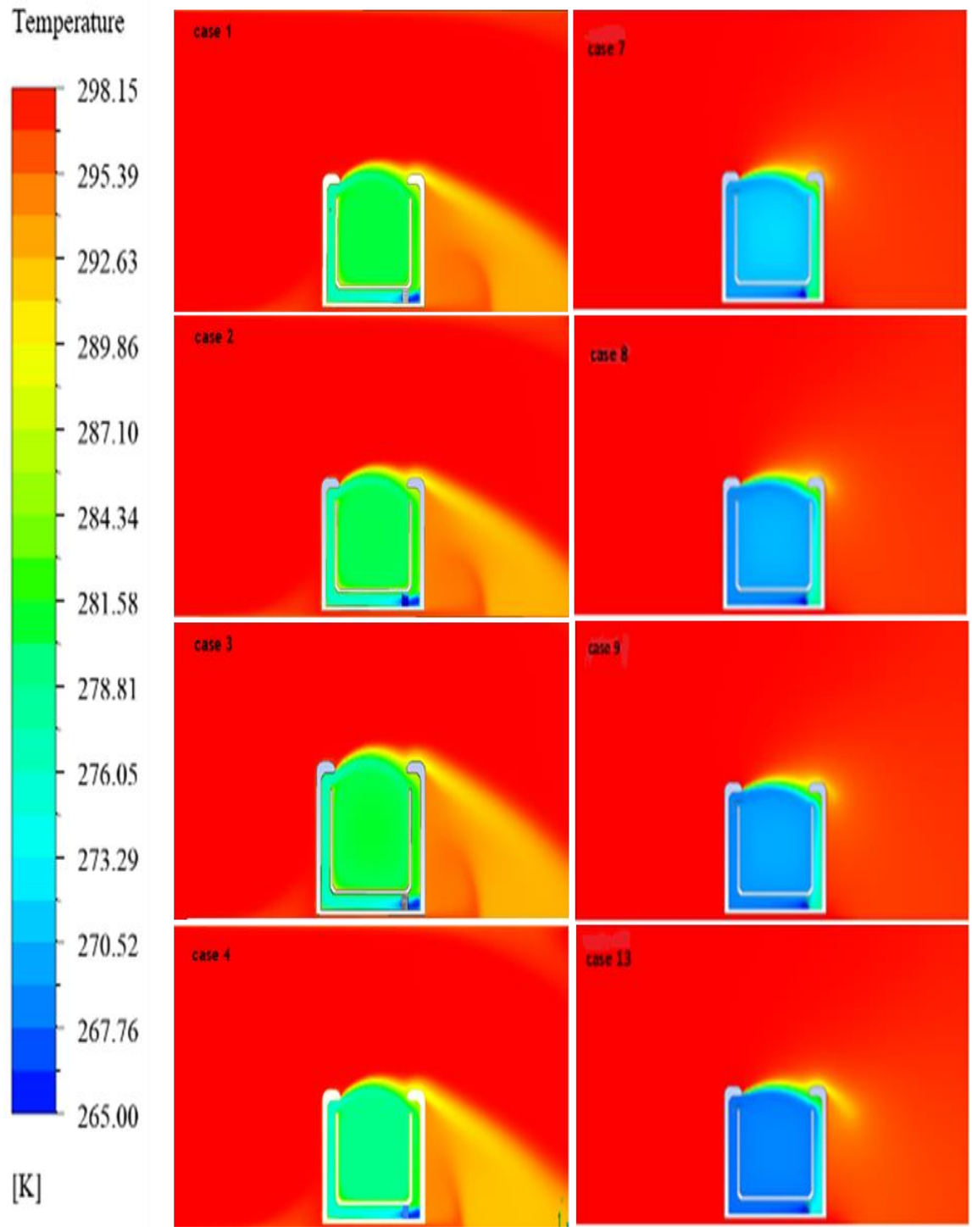
Maksimum hava hızı durum 15 için değerlendirilirse, minimum kabin hava sıcaklığı ve dönüş hava sıcaklığına ulaşıldığı sonucuna varılmıştır. Ancak, hava hızındaki artıştan dolayı, infiltrasyon oranı artmıştır. şekil 6.4'de akış geometrili ve akış geometrisiz cihaz üfleme havası hızına bağlı kabin içi sıcaklıkların karşılaştırılması verilmiştir.



Şekil 6.4. Akış geometrili/akış geometrisiz cihaz üfleme havası hızına bağlı kabin içi sıcaklıkların karşılaştırılması

Şekil 6.4 yorumlandığında, akış geometrisiz modelde 1.5 m/s üfleme havası hızına kadar kabin sıcaklığı azalmasına rağmen, akış geometrili modelde kabin sıcaklığı azalarak etkin bir hava perdesinin oluştuğu gözlemlenmiştir.

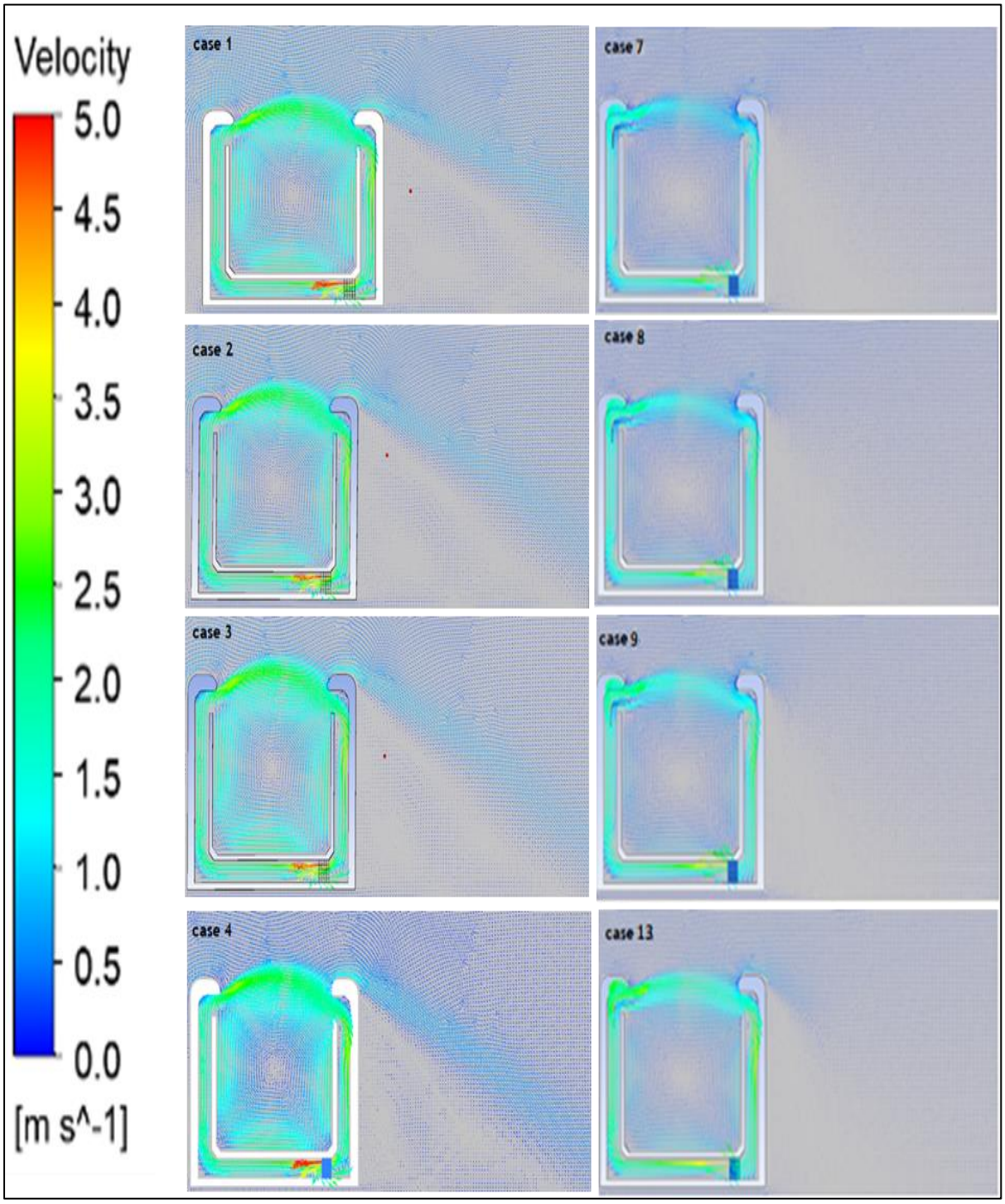
Şekil 6.5. de durum 1-4, durum 7-9 ve durum 13 için yapılan analizler sonucu elde edilen sıcaklık dağılımı verilmiştir.



Şekil 6.5. Durum 1-4 , Durum 7-9 ve Durum 13 için sıcaklık dağılımı

Şekil 6.5'de görüldüğü gibi, durum 4 için infiltrasyon oranı durum 1'e göre azalmıştır. Durum 7-9 ve durum 13'e bakıldığı zaman akış geometrisi kullanılarak infiltrasyon oranı azalmıştır. İnfiltrasyon miktarı azaldığı için kabin içi sıcaklığı düşmüştür.

Şekil 6.6’da hız vektörleri Durum 1-4, Durum 7-9 ve Durum 13 için yapılan analizler neticesinde ortaya konulmuştur.

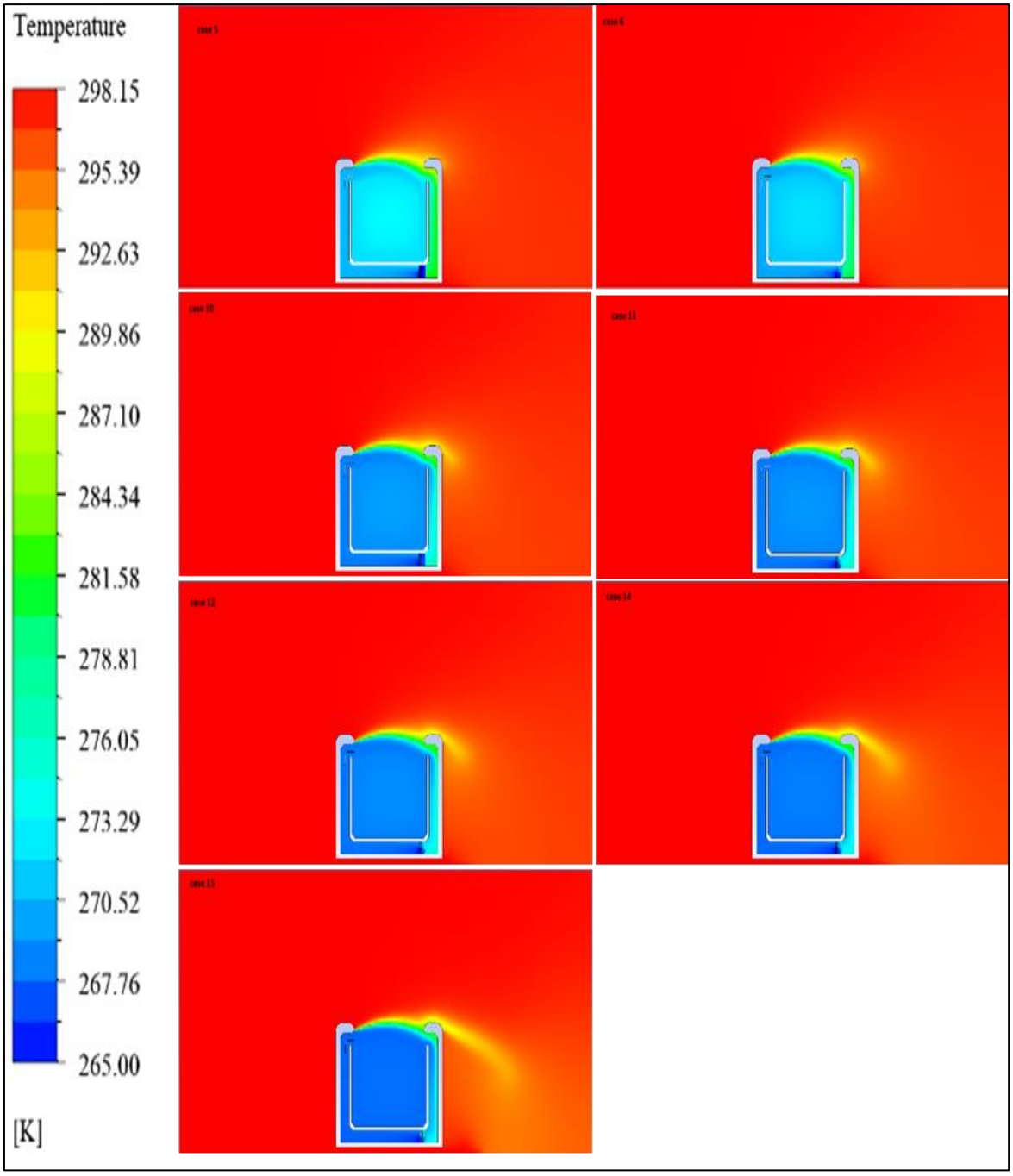


Şekil 6.6. Hız vektörleri durum 1-4, Durum 7-9, ve Durum 13

Şekil 6.6’da akış geometrisiz modelde durum 1-4’de üfleme hızı arttıkça, infiltrasyon miktarı azalmaktadır. Soğuk hava kabinin içi yerine mahal dışına yönlendiği için akış

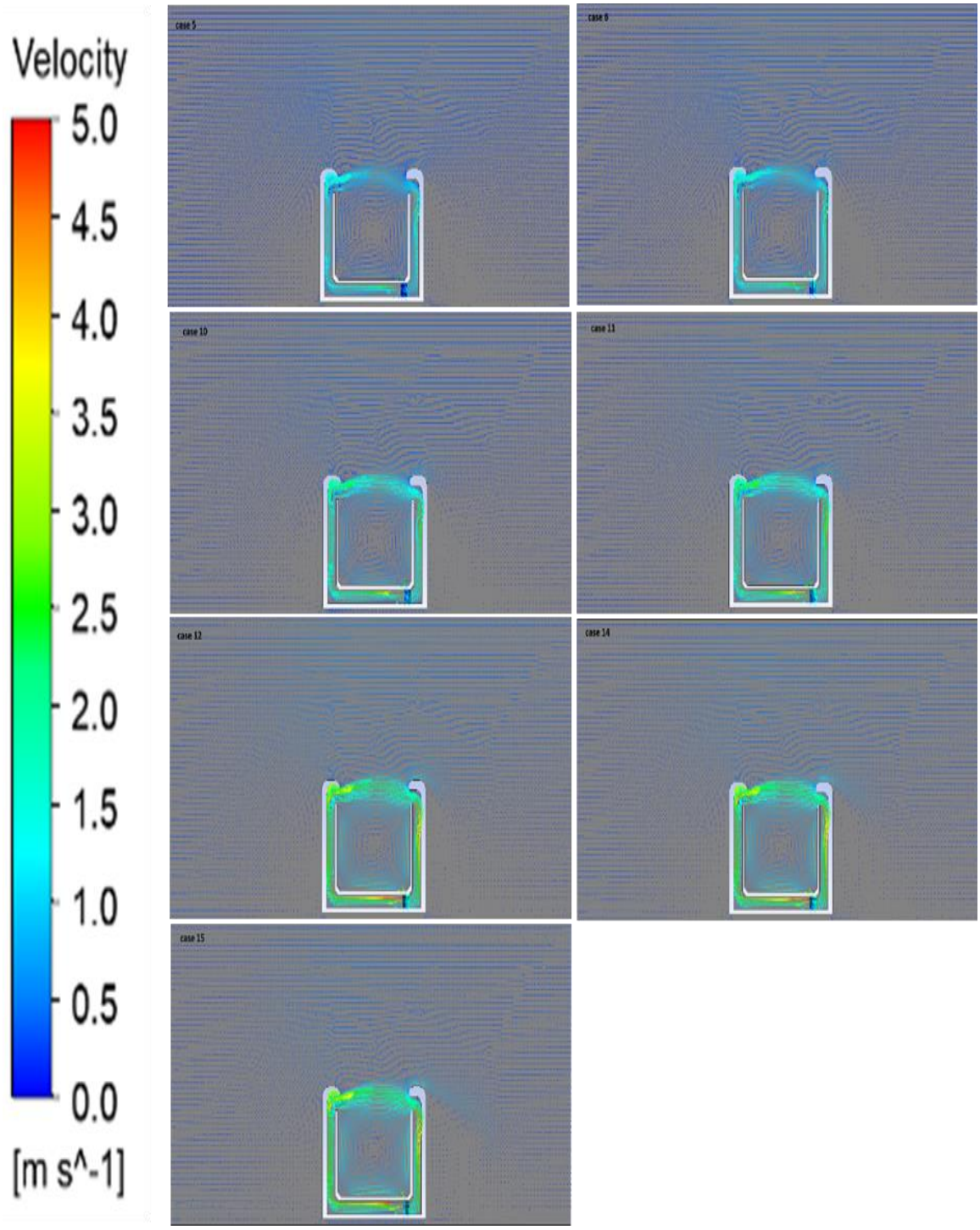
geometrisi kullanılarak, etkin bir hava perdesi oluşturulmuştur. Bu sayede, soğuk hava cihaz içerisinde kalarak kabin içi sıcaklığı düşmüştür.

Şekil 6.7'de sıcaklık dağılımı durum 5-6, durum 10-12, ve durum 14-15 için karşılaştırmalı olarak verilmiştir.



Şekil 6.7. Sıcaklık kontürleri durum 5-6, Durum 10-12, ve Durum 14-15

Şekil 6.7’de hız vektörleri durum 5-6, durum 10-12 ve durum 14-15 için karşılaştırmalı olarak verilmiştir.



Şekil 6.8. Hız vektörleri durum 5-6, Durum 10-12 ve Durum 14-15

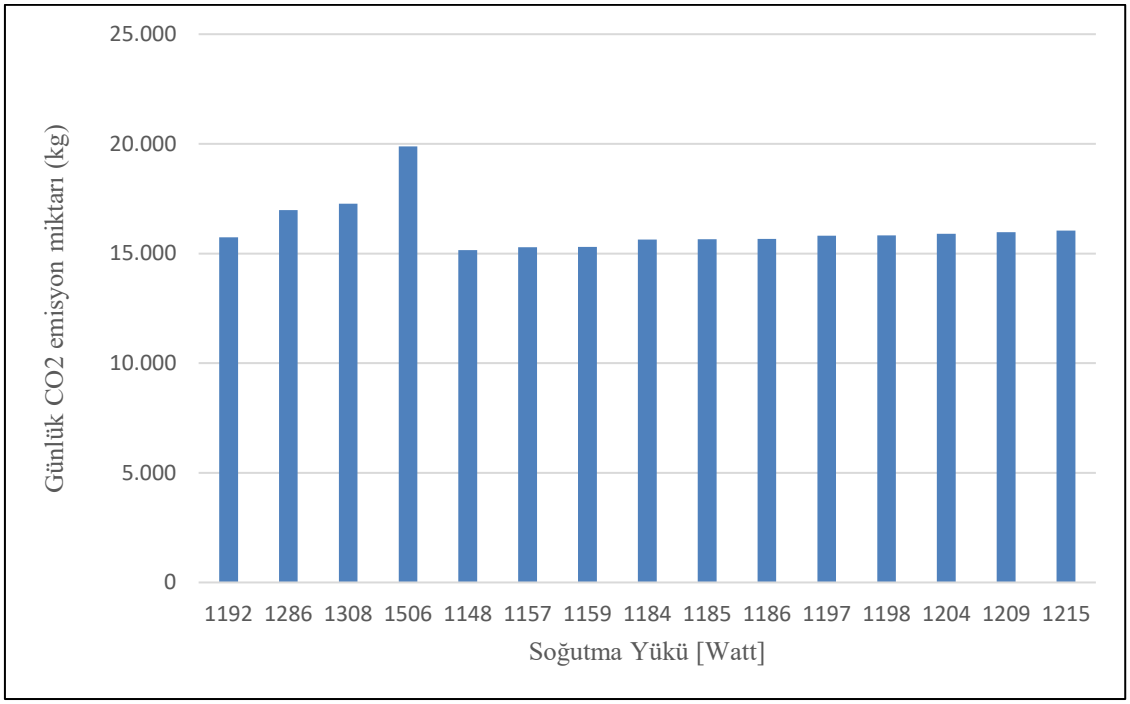
5. durum ile 15. durum karşılaştırıldığında, 5. durumda minimum soğutma yükü hesaplanmıştır. Durum 15’de fan debisi arttırılarak %48.1 daha hızlı hava çıkış hızı

verilmiştir. Bu durum %5.5 soğutma yükünü arttırmıştır. Ancak kabin sıcaklığında düşüş olmuştur.

Cihazların CO_2 emisyon değerleri 10. denkleme göre hesaplanarak Çizelge 6.3'te verilmiştir. Sonuçlara göre, minimum CO_2 emisyon değeri durum 5 'te olmuştur. Bu değer 15.16 kg/gün olarak hesaplanmıştır. Maksimum CO_2 emisyon Durum 4'de oluşmuştur. Emisyon değerlerinin negatif etkileri düşünüldüğünde, akış geometrisi kullanılarak, bir yılda cihaz başına 212 kg CO_2 salınımı önlenerek, çevre dostu tasarım yapılmıştır.

Çizelge 6.1. Günlük CO_2 emisyon miktarları

Durum	Soğutma Yükü (W)	Kompresörün günlük enerji tüketimi (kWh)	Soğutucunun Günlük CO_2 emisyon miktarı (kg)
1	1192	7,568	15,742
2	1286	8,165	16,983
3	1308	8,305	17,274
4	1506	9,562	19,889
5	1148	7,289	15,161
6	1157	7,346	15,280
7	1159	7,359	15,306
8	1184	7,517	15,636
9	1185	7,524	15,650
10	1186	7,530	15,663
11	1197	7,600	15,808
12	1198	7,606	15,821
13	1204	7,644	15,900
14	1209	7,676	15,966
15	1215	7,714	16,046



Şekil 6.9. Soğutma yükü ile günlük CO_2 emisyon miktarı karşılaştırılması

Akış geometrisi kullanımıyla, minimum CO_2 emisyon değeri, 5.durum için hesaplanmıştır. Durum 1-4 arasında CO_2 emisyonu lineer artış göstermiştir. Durum 6-15 arasında emisyon değerlerinde hafif artış olduğu hesaplanmıştır.

Endüstriyel soğutucunun toplam teşhir alanı 1.05 m^2 olarak hesaplanmıştır. EVE değerleri durum 1-15 arası hesaplanarak Çizelge 6.3'de gösterilmiştir. Değerler, enerji tüketiminin doğrudan EVE ile ilişkili olduğunu göstermektedir. Enerji tüketimi arttıkça, EVE değerleri de artmıştır. Literatür kısmında belirtildiği gibi, 1 Mart 2021 yılından sonra EVE değeri 100 değerinden, 1 Eylül 2023 yılından sonra 80'den az olmalıdır. EVE değerlerine bakıldığında, 4. durum için 109.14 olmuştur. Durum 4'deki cihaz Avrupa direktiflerine göre satışa sunulamaz. Ancak 1 Eylül 2023'e kadar, diğer durumlarda tasarlanan cihazlar G enerji etiket sınıfında satışa sunulabilir.

Sonuçlar literatür kısmındaki çalışma ile karşılaştırılarak Çizelge 6.4'de verilmiştir.

Çizelge 6.4. Elde edilen sonuçların literatür çalışması ile karşılaştırılması

Referans	Çalışma detayı	Soğutucu Tipi	Sonuçlar
[5]	Sun, J. ve arkadaşları HAD yöntemleri çözümlemesi yaparak raf önlerinde hava yönlendirme geometrisi kullanmadan/kullanarak analizler yaparak sonuçlar karşılaştırılmıştır.	Açık Dikey Tip Soğutucu	Raf önlerinde hava yönlendirme kanatlarının kullanımıyla paketlerin sıcaklığı ve soğutma kapasitesi analiz edilmiştir. Paketlerin sıcaklığı 4.7 °C'den -0.2 °C'ye düşmüştür.
[6]	Cui, J ve arkadaşları, enerji verimli tasarım yapmak için HAD metodları kullanmıştır. Yatay tip endüstriyel soğutucunun hava perdesini değerlendirmişlerdir.	Açık Yatay Tip Soğutucu	Cui, J ve arkadaşları hava perdesinin hız üniformunun hava perdesinin ana ekseni kısalttığı, bundan dolayı soğutma yükünde azalma meydana gelmiştir.
[25]	Açık tip teşhir soğutucu, HAD yöntemleriyle modellenmiştir. Testler ISO 23953'e göre gerçekleştirilmiştir. İlgili parametreler ideal hava perdesi için soğutma kapasitesine etkileri üzerine analizler gerçekleştirilmiştir.	Açık Dikey Tip Soğutucu	HAD analizeleri ve test sonucunda hava perdesini iyileştirilerek yaklaşık %14 enerji tasarrufu sağlamıştır.
[26]	Bu çalışmada, CFD analizleri hava perdesinin tekli, ikili, üçlü jet şeklinde olduğu endüstriyel soğutucuda kullanılmıştır. Dış hava sıcaklığının 22 °C, 25 °C, 28 °C ve 31°C olduğu durumda, kabindeki 15 noktada elde edilmiş sıcaklık değişimleri, tekli, ikili, üçlü hava perdeleri etkin olduğu durumda sıcaklık değişimleri gözlemlenmiştir.	Açık Dikey Tip Soğutucu	Tekli, ikili, üçlü jet sistemi hava perdelerinin içinde elde edilen optimum şartlarda, ortam havasının sıcaklığı değiştirilerek durumlar arası karşılaştırmalar yapılmıştır. Yapılan HAD analizleri neticesinde elde edilen sonuçların deneysel sonuçlara yakın olduğu ve üçlü jet soğutma sistemlerinin kabin içinde ürünlerin istenilen sıcaklık değerlerinin sağlanmasında, özellikle kabin içinde homojen bir sıcaklık dağılımı oluşturmasından dolayı en ideal sistemler olduğu belirlenmiştir.

Çizelge 6.4. (devamı) Elde edilen sonuçların literatür çalışması ile karşılaştırılması

[27]	Cao yeni bir strateji geliştirirerek hava perdesini optimize etmiştir.	Açık Dikey Tip Soğutucu	Hava perdesi kayıpları ve enerji tüketimi %19.6 ve %17.1'e kadar azaltılmıştır. Hava perdesi şekli, hava akışı ve raf yapısı daha güçlü bir hava perdesi oluşmuş, bu durum infiltrasyon oranını azaltmıştır. Bu tasarımla soğutucu daha yüksek performans göstermiş ve daha düşük enerji tüketimine neden olmuştur.
[28]	Konstantinos M. Tsamos ve arkadaşları her raf üzerinden ve hava yönlendirme kanatçıkları kullanılarak hava akışı HAD analizlerini gerçekleştirmiştir.	Açık Dikey Tip Soğutucu	Yapılan analizler sonucunda her rafın üzerinden soğuk hava sağlandığı zaman hava perdesinin etkinliği arttığı görülmüş ve ortamdaki sıcak havanın, soğuk havaya geçişi olan infiltrasyon azalmıştır. Hava perdesi boyunca, akışın tam gelişmiş ve türbülans etkisinden dolayı hava infiltrasyonu görülmüştür. Hava perdesinin etkisi alt noktalarda tam gelişmiş türbülanstan dolayı azalmıştır.Bu yüzden alt noktalarda hava infiltrasyonu etkinliği cihaz içerisinde artmıştır. Bu çalışmada soğuk raf teknolojisi ile hava yönlendirme kanatları kullanıldığında endüstriyel soğutucuda 42 kWh/24 h enerji tüketiminden, 25.3 kWh/24 h enerji tüketiminde azalma olduğu görülmüştür. Ayrıca kabindeki gıdaların sıcaklığı -1°C +5°C aralığında olduğu ISO 23953-2015 M1 sınıfındaki standartı karşıladığı görülmüştür.

Çizelge 6.4. (devamı) Elde edilen sonuçların literatür çalışması ile karşılaştırılması

[29]	Bu çalışmada, ticari bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kodu ile dikey, açık tip bir teşhir soğutucu modellenmiş ve farklı üfleme hava hızlarının mevcut hava perdesi performansına etkilerinin sayısal analizi yapılmıştır. Bu gerçekleştirilen analizler ile dört farklı durumun kabin içi hava sıcaklığı ve soğutma yükleri karşılaştırılmıştır	Açık Dikey Tip Soğutucu	Soğutucu cihazda farklı üfleme hava hızlarında analizler yapılmıştır. Durum-2 analizinde üfleme hava hızı 1,5 m/s olduğu durumda kabin içi sıcaklığı 280 K hava sıcaklığına ulaşmıştır. Durum-2 soğutma yükü ise 1421 W bulunmuştur. Durum-3 analizinde üfleme hava hızı 1,67 m/s olduğu durumda kabin içi sıcaklığı 275,91 K ile en iyi kabin içi hava sıcaklığına ulaşmıştır. Durum-3 soğutma yükü ise 1466 W bulunmuştur. Yapılan analizler irdelenerek soğutma yükü ve kabin içi hava sıcaklığı karşılaştırması yapılmıştır. En iyi performansın Durum-3 olduğu değerlendirilmiştir.
[30]	Soğutma kabininde boşaltma havası çıkışındaki hava perdesinin hız ve sıcaklık dağılımlarını HAD modeli ile incelemişlerdir.	Açık Dikey Tip Soğutucu	Analiz sonucunda simülasyon ve deneyler arasındaki ilişki doğrulanmıştır.
Bu tez çalışması	Çalışmada akış geometrisinin kullanıldığı ve kullanılmadığı 15 durum HAD ile analiz edilmiştir. Akış geometrisinin kullanılmadığı ilk 4 durumda farklı hava hızlarında test edildi. Ardından kabine akış geometrisi entegre edilerek farklı hava hızlarında HAD analizleri gerçekleştirildi. Elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir.	Açık Yatay Tip Soğutucu	Kabin hava sıcaklıkları ve kabin soğutma yükleri değerlendirildi. Akış geometrisi kullanan durum 7 ve aynı hava hızı değerine sahip durum 1 ile karşılaştırıldığında, kabin içi sıcaklığının 3,5°C, soğutma yükünün ise %2,82 oranında azaldığı sonucuna varılmıştır. Her iki akış geometrisinin kullanıldığı ancak hava hızlarının farklı olduğu durum 15 ve durum 7 karşılaştırıldığında, durum 15'in soğutma yükünün durum 7'ye göre %5.5 daha yüksek, ancak iç sıcaklık değerinin 1.83°C daha düşük olduğu görülmektedir.

Tez kapsamında yapılan çalışmaların olumlu çıktılarının literatür ile uyumlu olduğu görülmüştür.

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında açık teşhir tipi yatay bir soğutucu için 15 farklı durumda HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Hava perdesinin cihaz soğutma performansına ve kabin sıcaklığına etkileri araştırılmıştır.

Elde edilen sonuçlar soğutma yükü, kabin içi sıcaklığı açısından karşılaştırılmıştır. Analiz sonuçları irdelendiğinde, yeni tasarlanan akış geometrisi kullanılması durumunda, cihaz hava akışına olumlu yönde etki ederek, cihaz soğutma yükünü ve kabin sıcaklığını düşürdüğü sonucuna varılmıştır.

Yapılan analizler neticesinde aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.

- Yeni akış geometrisi kullanımıyla verimli bir hava perdesi oluşturularak %3.82 oranında soğutma yükünde azalma meydana gelmiştir. Elde edilen sonuçlar enerji verimliliğine olumlu katkılar sağlayabilecektir.
- Yapılan iyileştirmeler ile kabin hava sıcaklığı 275,22 K'den 271,72 K'e düşmüştür.
- Çevre dostu, uygulanabilir bir tasarım yapılmış, CO_2 emisyon değerlerinde azalma meydana geldiği saptanmıştır.
- Açık teşhir tipi soğutucular kapalı teşhir tipi soğutuculara göre daha fazla enerji tüketmektedir. Bu tezde yapılan çalışma ile yatay açık tip teşhir soğutucunun enerji tüketimi azaltılmıştır. Bu tez çalışmasının çıktıları soğutma sistemlerinde ülkelerin CO_2 emisyon düşürme hedeflerine katkı sağlayabilecektir.
- Durum 5-15 EVE değerleri, durum 1-4 EVE değerleri karşılaştırıldığında EVE değerinde %10.37 oranında azalma meydana gelmiştir.
- Yeni akış geometrisi yapısıyla infiltrasyondan kaynaklı ısı kazançları azaltılmıştır. Cihaz dönüş hava sıcaklık değerlerinde durum 5-15 için azalma meydana geldiği görülmüştür.
- Hava perdesi hızı düşer ise hava perdesi etkinliğinin azaldığı, bu durumda hava perdesine çevre havasının sürüklendiği gözlemlenmiştir. Hava perdesi etkinliği azaldıkça kabin içi hava sıcaklıkları artmıştır.
- Hava perdesinin kabin içi sıcaklık ve soğutma yükü açısından önemli olduğu bu tez çalışması ile görülmüştür. Soğutuculardaki hava perdesi tasarımı ve perde yapısını bozabilecek dış etkilerden perdenin korunması enerji performansına etki edecektir. Bu

anlamda soğutma yükü, hava akış hızı, kabin içi sıcaklık parametreleri göz önünde bulundurulmalıdır.

- Akış geometrisi kullanımıyla dönüş havasının evaporatöre giriş sıcaklığı azalmıştır. Bundan dolayı cihaz buz çözme (*ing. defrost*) sürelerinin azalması ve cihaz enerji performansına olumlu etkileri üzerine ileride çalışmalar yapılabilir.

Tez kapsamında elde edilen sonuçlar, hava akışının cihaz soğutma ve enerji performansına yönelik araştırmacılara ve bu konuda tasarımcılara ışık tutacaktır.

KAYNAKLAR

1. Office Journal of Europian Union (2009). Commission Regulation (EU) 2019/2024 of 1 October 2019 laying down ecodesign requirements for refrigerating appliances with a direct sales function pursuant to Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council.

2. Doğrudan Satış İşlevli Soğutma Cihazlarının Çevreye Duyarlı Tasarım Gerekliliklerine Dair Tebliğ (2019/2024/Ab) (Sgm: 2021/9) (2021, 25 March). Government Gazette (Issue: 31434).

3. Florlu Sera Gazlarına İlişkin Yönetmelik (2018, 4 January). Government Gazette (Issue: 30291).

4. Rossetti, A., Minetto, S. and Marinetti, S. (2015). Numerical modelling and validation of the air flow maldistribution in the cooling duct of a horizontal display cabinet, *Applied Thermal Engineering*, 87, 24-33.

5. Sun, J., Tsamos, K.M. and Tassou, S.A. (2017). CFD comparisons of open-type refrigerated display cabinets with/without air guiding strips, *Energy Procedia*, 123, 54-61.

6. Cui, J. and Wang, S. (2004). Application of CFD in evaluation and energy-efficient design of air curtains for horizontal refrigerated display cases, *International Journal of Thermal Sciences*, 43(10), 993-1002.

7. Wu, Y., Xie, G., Chen, Z., Niu, L. and Sun, D. (2004). An investigation on flowing patterns of the airflow and its characteristics of heat and mass transfer in an island open display cabinet with goods, *Applied Thermal Engineering*, 24(13), 1945-1957.

8. Gonçalves, J.C., Costa, J.J., Figueiredo, A.R. and Lopes A.G. (2012). A.M.G., CFD modelling of aerodynamic sealing by vertical and horizontal air curtains, *Energy and Buildings*, 52, 153-160.

9. Cortella, G. (2002). CFD-aided retail cabinets design, *Computers and Electronics in Agriculture*, 34(1-3), 43-66.

10. Hadawey, A.F., Jaber, T.J., Ghaffar, W.A. and Hasan, A.H.A.M. (2012). Air Curtain Design Optimization of Refrigerated Vertical Display Cabinet using CFD, *International Journal of Scientific Engineering and Technology*, 1(4), 76-88.

11. Gaspar, P.D., Gonçalves, L.C.C. and Pitarma, R.A. (2011). Experimental analysis of the thermal entrainment factor of air curtains in vertical open display cabinets for different ambient air conditions, *Applied Thermal Engineering*, 31(5), 961-969

12. Field, B.S. and Loth, E. (2006). Entrainment of refrigerated air curtains down a wall. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 30(3), 175-184.

13. Cao, Z., Gu, B., Han, H. and Mills, G. (2010). Application of an effective strategy for optimizing the design of air curtains for open vertical refrigerated display cases, *International Journal of Thermal Sciences*, 49(6), 976-983.

14. Moureh, J. and Yataghene, M. (2016). Numerical and experimental investigations on jet characteristics and airflow patterns related to an air curtain subjected to external lateral flow, *International Journal of Refrigeration*, 67, 355-372.

15. Judith, A. E., and Alan, M.F. (2015). *Sustainable Retail Refrigeration* (First Edition). UK:Wiley Blackwell, 38-39.

16. Türk Standartları Enstitüsü. (2017). *Soğutuculu teşhir dolapları* (TS EN ISO 23953-2).Ankara:Türk Standartları Enstitüsü,5-10.

17. Yamankaradeniz, R., Horuz İ., Coşkun, S., Kaynaklı, Ö. ve Yamankaradeniz, N. (2017), *Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları* (4.baskı), Türkiye:Seçkin Yayıncılık, 30-32.

18. Wang, S.K. (2001). *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*. McGraw-Hill, New York, 120-150.

19. Bulut, H. (2017), *Soğutma ve Klima Tekniği*, Harran Üniversitesi, 1-10.

20. Çengel, Y.A. and Cimbala, J.M. (2015). *Fluid Mechanics Fundamentals and Applications (2 rd ed.)*, Ankara, Palme, 468.

21. Arias, J. (2005). *Energy Usage in Supermarkets Modelling and Field Measurements*. Stockholm, Royal Institute of Technology, 10-20.

22. Sovacool, B.K. (2008). Valuing the greenhouse gas emissions from nuclear power: A critical survey. *Energy Policy*, 36(8), 2950-2963.

23. Tripathi, R., Tiwari, G.N. and Dwivedi, V.K. (2016). Overall energy, exergy and carbon credit analysis of N partially covered photovoltaic thermal (PVT) concentrating collector connected in series, *Solar Energy*, 136, 260-267

24. Official Journal of the European Union. (2019) Supplementing regulation (EU) 2017/1369 of the european parliament and of the council with regard to energy labelling of refrigerating appliances with a direct sales function. European Union. 3-5.

25. Balkan, Ç. and Kaynaklı, Ö., (2018). *Bir açık tip çok raflı soğutuculu teşhir dolabında tasarım parametrelerinin HAD üzerinde incelenmesi*. IV. Uluslararası Katılımlı Anadolu Enerji Sempozyumu, Edirne, 1582-1591.

26. Çalışkan, S., Altunok, T., Başkaya, Ş. and Güngüneş, H.M (2011). Hava perdeli bir ticari soğutma kabininin sayısal analizi. *J. Fac. Eng. Arch. Gazi Univ.* 26(2), 415-425

27. Cao, Z., Han, H. and Gu, B. (2011). A novel optimisation strategy for the design of air curtains for open vertical refrigerated display cases, *Applied Thermal Engineering* 3098-310.

28. Sun, J. (2018). Energy Savings Potential in Using Cold-shelves Innovation for Multi-deck Open Front Refrigerated Cabin, *Energy Procedia*, 54-61.

29. Aktaş, M., Karyeyen, S., Okur, A., Erten, S., Öder M. and Erdoğmuş F. (2022). *Numerical Analysis of Air Curtain Design Parameters For Open Type Refrigerated Display Cabinets*, 2. Baskent International Conference on Multidisciplinary Studies, Ankara, 124-135.

30. Cârlescu, P., Ţenu, I. and Roşca, R. (2008). The use of CFD to improve the performance of refcabinets for food products preservation. *Lucrari Ştiinţifice*, 51, 434-439.



GAZİ GELECEKTİR...