

**T.C.
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**SOĞUK DEPOCULUKTA, DEPOLAMA SÜRESİNİ ETKİLEYEN
PARAMETRELERİN ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Gülenay Alevay KILIÇ

Balıkesir, Temmuz – 2010

**T.C.
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**SOĞUK DEPOCULUKTA, DEPOLAMA SÜRESİNİ ETKİLEYEN
PARAMETRELERİN ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Gülenay Alevay KILIÇ

Balıkesir, Temmuz – 2010

T.C.
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

SOĞUK DEPOCULUKTA, DEPOLAMA SÜRESİNİ ETKİLEYEN
PARAMETRELERİN ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Gülenay Alevay KILIÇ

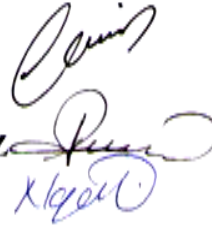
Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Semin KAYA
Yrd. Doç. Dr. Enver YALÇIN

Sınav Tarihi: 16 /07/2010

Jüri Üyeleri: Yrd. Doç. Dr.Semin KAYA

Yrd. Doç. Dr. Bahar BAYBOZ

Yrd. Doç. Dr.Nuray GEDİK



Balıkesir, Temmuz – 2010

ÖZET

SOĞUK DEPOCULUKTA, DEPOLAMA SÜRESİNİ ETKİLEYEN PARAMETRELERİN ANALİZİ

Gülenay Alevay KILIÇ

**Balıkesir Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

(Y.L.Tezi / Tez Danışmanları : Yrd. Doç. Dr. Semin KAYA

Yrd. Doç. Dr. Enver YALÇIN

Balıkesir, 2010

Soğutma sanayinde sıcaklık ve nem kontrolü büyük önem taşımaktadır. Laboratuvar ortamında yapılan çalışmalar maliyet artışı ve zaman kaybına neden olduğu için bilgisayar destekli analiz programları ile bu sorunun çözülmesi amaçlanmaktadır.

Bu çalışmada, deney ortamında içi boş bir soğuk hava deposu kullanılarak sıcaklık, nem ve hava dolanım hız verileri ile bilgisayar destekli analiz programı ölçüm sonuçlarının karşılaştırılması amaçlanmıştır. Soğuk hava deposu ortam sıcaklığından set aralık değeri olan 275.15 [K] ile 272.95 [K]' e inilip sıcaklık, hız ve nem değerleri datalogger kullanılarak alınmıştır. Bilgisayar destekli analiz için öncelikle hava akışının olacağı kabin Solidworks programında modellenmiş ve ağ yapısı sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak oluşturulmuştur. Tüm deney şartları hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) hava akış simülasyon yazılım programı zamana bağlı olarak tanımlanıp deney sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Sonunda deney ile yazılım programı arasında yakınsama görülmüştür. Sonuçların yakınsamasından dolayı 3 farklı fan hızı içinde HAD programı çalıştırılmıştır. Kabin içindeki hız ve

basınç dağılımları akış çizgileri, vektörler ve eş büyüklük eğrileri şeklinde grafik olarak gösterilmiştir. Alınan sıcaklık, basınç ve hız değerleri yorumlanmıştır.

Bu deneye paralel yürütülen diğer uygulamada ise mevsim sebzelerinden yeşil yapraklı sebzelerden ıspanak ve marul materyal olarak kullanılmıştır. Belli bir süre ozona maruz bırakılmış şebeke suyu ile sebzeler yıkanarak örnekler +2°C'lik soğuk hava deposunda 14 gün depolanmıştır. Depolama süresince parametre ölçümleri, yanı sıra 0, 2, 7, 14 üncü günlerde alınan örneklerde mikrobiyolojik ve duyuşsal analizler yapılmıştır.

ANAHTAR KELİMELEER: soğuk depoculuk/ sonlu elemanlar yöntemi/ hesaplamalı akışkanlar dinamiğı (HAD)/ soğuk depoda sıcaklık ve nem kontrolü/ gıda dayanımı/ depolama süresi.

ABSTRACT

AN ANALYSIS OF PARAMETERS AFFECTING STORAGE TIME IN COLD STORAGE

Gülenay Alevay KILIÇ

**Balikesir University, Institute of Science,
Department of Mechanical Engineering**

(Msc. Thesis/Supervisors: Yrd. Doç. Dr. Semin KAYA

Yrd. Doç. Dr. Enver YALÇIN

Balikesir-Turkey, 2010

Temperature and humidity control are vital in the cooling industry. As laboratory works cause increased costs and loss of time, the study aims at solving this problem by computer-aided analysis software.

This study has aimed to compare the temperature, humidity, and air-circulation rate data with computer-aided analysis software measurement results using an empty cold room in an experimental environment. The cold room temperature has been dropped to the set range value of 275.15 [K] to 272.95 [K] and temperature, rate and humidity values have been obtained using a datalogger. For computer-aided analysis, first, the cabin where the airflow will occur has been modeled in the Solidworks software and the network structure has been formed using a finite elements method. All experimental conditions have been defined time-dependently by the Computational Fluid Dynamics (CFD) airflow simulation software and compared with the experiment results. A convergence has been seen between the experiment and the software. CFD software has been started under 3 different fan rates due to the convergence of the results. Rate and pressure

distributions inside the cabin have been shown in a graph with flow lines, vectors, and isosize curves. The obtained temperature, pressure, and rate values have been interpreted.

In another application conducted in parallel to this experiment, spinach and lettuce, both seasonal and green-leaf vegetables, have been used as materials. Samples have been washed by tap water by ozone for a certain period of time and then stored for 14 days in a +2°C cold room. During storage, parameter measurements have been made as well as microbiological and sensory analyses in samples collected on the 0, 2, 7, 14th days.

KEY WORDS: cold storage/ finite elements method/ computational fluid dynamics (CFD)/ temperature and humidity control in cold room/ food shelf life/ storage time.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET, ANAHTAR SÖZCÜKLER.....	ii
ABSTRACT, KEY WORD.....	iv
İÇİNDEKİLER.....	vi
SEMBOL LİSTESİ.....	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ÖNSÖZ.....	xvi
1 GİRİŞ.....	1
1.1 Yapılan Çalışmalar.....	5
2 SOĞUK HAVA DEPOLARI.....	12
2.1 Soğuk Muhafaza Yöntemleri.....	12
2.1.1 Soğuk Muhafaza.....	12
2.1.2 Donmuş Muhafaza.....	13
2.1.3 Hızlı Donmuş Muhafaza.....	13
2.1.4 Şok Dondurma.....	14
2.1.5 Ön Soğutma.....	15
2.2 Donma Süresinin Hesaplanması.....	21
2.3 Donma ve Çözülme.....	23
2.4 Dondurma ve Depolama Sırasında Meyve ve Sebzelerdeki Kimyasal Değişimler.....	25
2.5 Dondurma Yöntemleri.....	26
2.5.1 Soğuk Hava ile Dondurma.....	26
2.5.2 Durgun Havada Dondurma.....	26
2.5.3 Hava Akımında Dondurma.....	26
2.5.3.1 Tünel Dondurucular.....	27
2.5.3.2 Akışkan Yatak Dondurucular.....	28
2.5.3.3 Spiral Bantlı Dondurucular.....	28
2.6 Dolaylı Temas Yoluyla Dondurma.....	28
2.7 Daldırılarak Dondurma.....	29
2.8 Kriyojenik Sıvılar İle Dondurma.....	29
3 TERMODİNAMİĞİN İNCELENMESİ.....	31
3.1 Termodinamiğin Temel Yasaları.....	31
3.1.1 Termodinamiğin Sıfırncı Yasası (Termik Denge).....	31
3.1.2 Termodinamiğin Birinci Yasası (Enerjinin Korunumu).....	31
3.1.2.1 Isı Geçişi.....	32
3.1.2.2 Isı Geçiş Yolları.....	33
3.1.3 Termodinamiğin İkinci Yasası.....	38
3.1.3.1 Isıl Verim.....	40
3.1.3.2 Entropi.....	41
3.1.4 Termodinamiğin Üçüncü Yasası.....	41
3.2 Carnot Çevrimi.....	43
3.3 Ters Carnot Çevrimi.....	46
3.3.1 Hava Soğutmalı Yoğuşturucu Kapasite Hesabı.....	49

4	MATERYAL VE YÖNTEM.....	53
4.1	HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI (HAD).....	53
4.2	Sonlu Elemanlar Yöntemi.....	55
4.2.1	Varyasyonel Yöntem.....	56
4.2.2	Ağırlıklı Kalanlar Yöntemi.....	58
4.3	Sonlu Elemanlar Yönteminin Genel Tanımı.....	60
5	AKIŞKANLARIN ÖZELLİKLERİ.....	63
5.1	Akışkanın Termodinamik Özellikleri.....	64
5.1.1	Basınç.....	64
5.1.2	Sıcaklık.....	64
5.1.3	Yoğunluk.....	64
5.1.4	Toplam Entalpi.....	65
5.2	Gazların Hal Denklemleri.....	66
5.3	Enerji ve Özgül Isılar.....	68
5.4	Viskozite.....	69
6	BULGULAR.....	73
6.1	Bir Soğuk Hava Deposunda Hız ve Sıcaklık Parametrelerinin Teorik, Deneysel ve Bilgisayar Destekli Analizinin İncelenmesi.....	73
6.2	Bir Soğuk Hava Deposunda Mevsim Sebzelerinin Raf Ömrünü Uzatma Deneyinin İncelenmesi.....	75
6.3	Hava Soğutmalı Yoğuşturucu Kapasite Hesabı.....	83
6.4	Soğuk Hava Deposunun Bilgisayar Destekli Tasarımı (CAD).....	83
6.5	Akışkan Hacminin Sonlu Elemanlara Ayrılması.....	85
6.6	Sınır Şartlarının Tanımlanması.....	88
6.7	Bilgisayar Destekli Analiz Çözümlerinin Elde Edilmesi.....	90
6.8	Bilgisayar Destekli Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi.....	91
6.9	Fan Hızı 2 [m s ⁻¹] ile Çalışırken Laboratuar ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yazılımı Analiz Sonuçları.....	91
6.10	Fan Hızı 1.5 [m s ⁻¹] ile Çalışırken Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yazılımı Analiz Sonuçları.....	101
6.11	Fan Hızı 1 [m s ⁻¹] ile Çalışırken Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yazılımı Analiz Sonuçları.....	111
6.12	Fan Hızı 0.5 [m s ⁻¹] ile Çalışırken Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yazılımı Analiz Sonuçları.....	120
6.13	Laboratuar Sonuçlarının Elde Edilmesi.....	130
7	TARTIŞMA ve SONUÇ.....	132
7.1	Genel Sonuçlar.....	138
7.2	İleride Yapılabilecek Çalışmalar.....	140
	KAYNAKÇA.....	141

SEMBOL LİSTESİ

<u>Simge</u>	<u>Simge Adı</u>	<u>Birimi</u>
A	Toplam hava tarafı yüzey alanı	m ²
A _i	Boru iç alanı	m ²
A _m	Ortalama boru çevresel alanı	m ²
A _y	Yalıtım yüzeyi	m ²
A	Boru dış yüzey alanı	m ²
c _p	Soğutma ortamının özgül ısısı	kJ/KgK
D	Piston çapı	m
D _h	Hidrolik çap	m
g	Yer çekim ivmesi	m/s ²
h _i	Boru içindeki ısı taşınım katsayısı	W/m ² K
h _{cv}	Dikey levha üzerindeki yerel yoğunlaşma katsayısı	W/m ² K
h _{fg}	Gizli buharlaşma entalpisi	J/kg
h _o	Boru dışındaki ısı taşınım katsayısı	W/m ² K
h ₁	Kompresör giriş özgül entalpisi	kJ/kg
h ₂	Kompresör çıkış özgül entalpisi	kJ/kg
h ₄	Evaporatör giriş özgül entalpisi	kJ/kg
h _d	İç düzey film katsayısı	W/m ² °C
h _i	Dış yüzey film katsayısı	W/m ² °C
k	Isı iletim katsayısı	W/m °C
L	Boru boyu	m
L _{tb}	Toplam boru boyu	m
m _s	Soğutucu akışkan debisi	kg/s
N	Dikey sıradaki boru sayısı	
n	Silindir adedi	
STK	Soğutma Tesir Katsayısı	
Q	Isı kazancı	kWh/m ² yıl
ρ	Yoğunluk	kg/m ³
W	Kompresör işi	kWh/m ² yıl
x	Yalıtım kalınlığı	m
x	Boru cidar kalınlığı	m
x	Levha üzerinden ölçülen dikey mesafe	m
V	Hava hızı	m/s
V _s	Kompresörün strok hacmi	m ³
V _g	Kompresörün gerçek şartlarda süpürdüğü soğutucu akışkan hacmi	m ³
t _r	Soğutucu akışkan sıcaklığı	°C
t _{os}	Boru dış yüzey sıcaklığı	°C
t _{is}	Boru iç yüzey sıcaklığı	°C
t _s	Su sıcaklığı	°C
T _{sg}	Soğutma ortamının giriş sıcaklığı	°C
T _{sç}	Soğutma ortamının çıkış sıcaklığı	°C
Δt	Buhar ve levha arasındaki sıcaklık farkı	K
λ	Kompresörün doldurma oranı	

<u>Simge</u>	<u>Simge Adı</u>	<u>Birimi</u>
μ	Dinamik viskozite	Ns/m ²
η	Verim	
P	Basınç	Pa
t	Zaman	s
T_y	Yoğuşturucu sıcaklığı	°C
T_b	Buharlaştırıcı sıcaklığı	°C
T_d	Çevre sıcaklığı	°C
N	1 cm'deki kanat sayısı	kanat /cm
T_{wi}	İç yüzey cidar sıcaklığı	°C
T_{fi}	İç yüzey film sıcaklığı	°C
k_{bs}	Soğutucu akışkanın sıvı ve buhar durumları için ortalama ısı iletim katsayısı	W/mK
n_s	Boru sıra sayısı	
n_{tb}	Toplam boru sayısı	
n_g	Buharlaştırıcı genişliğindeki boru sıra sayısı	
h_d	Hava tarafı dış yüzey film katsayısı	
k_b	Bakır borunun ısı transfer katsayısı	W/m ² K
η_f	Kanat verimi	
L_1	Kanat yüksekliği	m
Re	Reynolds sayısı	
f_k	Kanat et kalınlığı	m
k_{A1}	Alüminyum ısı iletim katsayısı	W/m ² K
$n_{yüz}$	Yüzey verimi	
M	Kanat parametreleri	
S	Düşey boru aralıkları	mm
S^{II}	Yatay boru aralıkları	mm
τ_t	Toplam kayma gerilmesi	
τ_{viskoz}	Viskoz kayma gerilmesi	
$\tau_{türbülans}$	Türbülans kayma gerilmesi	
ϵ_M	Eddy viskozitesi	
ϵ_H	Isıl eddy viskozitesi	
q_t	Türbülanslı akışta ısı transferi	
$q_{yayınım}$	Ortalama sıcaklık gradyanı	
$q_{türbülans}$	Türbülans sıcaklık gradyanı	
\vec{V}	Bağıl hız	m/s
\vec{V}_{KY}	Kontrol yüzeyinin yerel hızı	m/s
μ_{gaz}	Gazların vizkositesi	
u	Ek sistemin fonksiyonu	
r	Konum vektörü.	
$D(r)v$	Sistemin konuma bağlı katsayıları	
$B(r)v$	Sistemin konuma bağlı katsayıları	
$q(r)r$	Sistemin konuma bağlı kaynak terimi.	
$u(r)r$	Sistemin hesaplanacak olan fonksiyonu.	
S_y	Sistemin simetri yüzeyi (yansımanın olduğu yüzey)	
\hat{n}	Sistemden dışarı doğru ve sınır yüzeyine dik birim vektör	

<u>Simge</u>	<u>Simge Adı</u>	<u>Birimi</u>
S_b	Sistemin, geri yansımanın olmadığı(boşluk) bölge ile sınır yüzeyi	
a	Sabit bir katsayı.	
c_i	Ritz katsayıları (bilinmeyen parametre)	
$u_{yak}(r)$	$u(r)^r$ fonksiyonuna getirilen yaklaşım temsili	
$S_i(r)$	Şekil fonksiyonları	
K	Dağınık(sparse) yapıda simetrik bir matris	
L	Lineer diferansiyel operatör	
W	Ağırlık fonksiyonu	
q_{yak}	Ek sistemin kaynak fonksiyonu yaklaşımı	

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Bağıl nem durumuna göre ağırlık, kalite ve toplam değer kaybı.....	5
Şekil 2.1 Soğuk muhafaza yöntemi.	12
Şekil 2.2 Donmuş muhafaza yöntemi.	13
Şekil 2.3 Plank Modeli [29].	21
Şekil 2.4 Bir gıdanın donma ve çözülme eğrisi [29].	25
Şekil 3.1 Carnot çevriminin $P-v$ diyagramı [34]	45
Şekil 3.2 Carnot çevriminin $T-s$ diyagramı [34].	45
Şekil 3.3 Ters Carnot çevriminin $T-s$ diyagramı [35].	47
Şekil 3.4 Ters Carnot çevrimine göre çalışan bir tesisin sistem şeması [35].	47
Şekil 3.5 Hava soğutmalı kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde santimetredeki kanat sayısına göre Re sayısına bağlı olarak $St.Pr^{2/3}$ ün değişimi [35].	49
Şekil 4.1 (a) Hesaplamanın yapılacağı bölge (b) Sonlu alt bölgelerle gösterimi	60
Şekil 4.2 Sayısal ağda kullanılan tetrahedra, prizma, piramit elemanlar.	61
Şekil 4.3 Üçgen sonlu eleman bölgesi.	61
Şekil 5.1 Kayma gerilmesi akışkanın devamlı olarak şekil değiştirmesine yol açar.	70
Şekil 6.1 Soğuk hava deposunun şematik çizimi.	73
Şekil 6.2 Şartlandırılmış depoda sıcaklık ve nem değişimi.	77
Şekil 6.3 Ozonlanmış örneklerde toplam bakteri sayısı ve klorin içeren çeşme suyu ile yıkanmış örneklerde toplam bakteri sayısı.	78
Şekil 6.4 Ozonlanmış örneklerde fekal koliform sayısı ve klorin içeren çeşme suyu ile yıkanmış örneklerde fekal koliform sayısı.	78
Şekil 6.5 Ozonlanmış örneklerde E.coli sayısı klorin içeren çeşme suyu ile yıkanmış örneklerde E.coli yükü.	79
Şekil 6.6 Ozonlanmış örneklerde Staphylacoccus spp. sayısı ve klorin içeren çeşme suyu ile yıkanmış örneklerde Staphylacoccus spp. sayısı.	79
Şekil 6.7. Ozonlanmış ıspanak örneklerinde toplam bakteri sayısı ve klorin içeren çeşme suyu ile yıkanmış ıspanak örneklerinde toplam bakteri sayısı.	81
Şekil 6.8 Ozonlanmış ıspanak örneklerinde fekal koliform sayısı ve klorin içeren çeşme suyu ile yıkanmış ıspanak örneklerinde fekal koliform sayısı.	81
Şekil 6.9 Ozonlanmış ıspanak örneklerinde E.coli sayısı ve klorin içeren çeşme suyu ile yıkanmış ıspanak örneklerinde E.coli sayısı.	82
Şekil 6.10 Ozonlanmış ıspanak örneklerinde Staphylacoccus spp sayısı ve klorin içeren çeşme suyu ile yıkanmış ıspanak örneklerinde Staphylacoccus spp sayısı.	82
Şekil 6.11 (a) Kabin dış görünüşü.(b) Kabin içi görünüşü.	84
Şekil 6.12 (a) ve (b) Soğuk hava deposunun bilgisayar destekli katı hali modeli.	84
Şekil 6.13 Modelin elemanlara ayrılmadan önceki bloklanmış halinin izometrik görünüşü.	85
Şekil 6.14 Kabinin bloklarının sonlu elemanlara ayrılmış halinin yüzeysel ağ atılmış hali.	86
Şekil 6.15 Kabinin sonlu elemanlara ayrılmış hali.	86
Şekil 6.16 Modelin tel kafes görünüşü.	87
Şekil 6.17 Modelin hacimsel olarak sonlu elemanlara ayrılmış hali.	87
Şekil 6.18 Kullanılan programın sayısal ağ yapısının yüksek kaliteli olduğunu gösteren grafiği.	88

Şekil 6.19 (a) Modelin izometrik görünüşü (b) Modeldeki giriş, çıkış yüzeyleri. (c) Modelin üstten görünüşü.....	89
Şekil 6.20 Sıcaklık-Zaman Grafiği.....	92
Şekil 6.21 Türbülans-Zaman Grafiği.....	93
Şekil 6.22 Isı Transfer-Zaman Grafiği.....	93
Şekil 6.23 Momentum-Zaman ve Kütle-Zaman Grafiği.....	94
Şekil 6.24 Kabin içi eş sıcaklık dağılımı (114 üncü saniye).	94
Şekil 6.25 (a) ve (b) Akışkanın evaporatöre giriş esnasında vektörel sıcaklık dağılımı eğrileri (114 üncü saniye).....	95
Şekil 6.26 Akışkanın evaporatörden çıkış esnasında vektörel sıcaklık dağılımı eğrilerinin izometrik görünümü (114 üncü saniye).	96
Şekil 6.27 Kabin içi eş hız dağılımı (114 üncü saniye).	96
Şekil 6.28 Kabin içi eş hız dağılımı eğrileri yan görünüşü (114 üncü saniye).....	97
Şekil 6.29 Kabin içi eş hız dağılımı eğrileri izometrik görünüşü (114 üncü saniye).	97
Şekil 6.30 Akışkanın fandan çıkış esnasında eş hız dağılımı eğrilerinin izometrik görünüşü (114 üncü saniye).	98
Şekil 6.31 Akışkanın çıkış kısmından vektörel hız dağılımı eğrilerinin kesit görünüşleri (114 üncü saniye).	99
Şekil 6.32 Evaporatör giriş-çıkış hattı vektörel hız dağılımı eğrileri üstten görünüşü (114 üncü saniye).....	99
Şekil 6.33 (a) ve (b) Kabin içi eş basınç dağılımının yan görünüşleri (114 üncü saniye).	100
Şekil 6.34 272,95 K sıcaklıkta alınan prob konumlarının gösterimi.	101
Şekil 6.35 Sıcaklık-Zaman Grafiği.....	102
Şekil 6.36 Türbülans-Zaman Grafiği.....	102
Şekil 6.37 Isı Transfer-Zaman Grafiği.....	103
Şekil 6.38 Momentum-Zaman ve Kütle-Zaman Grafiği.....	103
Şekil 6.39 Kabin içi eş sıcaklık dağılımı (152 inci saniye).	104
Şekil 6.40 (a) ve (b) Akışkanın evaporatöre giriş esnasında vektörel sıcaklık dağılımı eğrileri (152 inci saniye).	105
Şekil 6.41 Akışkanın evaporatörden çıkış esnasında vektörel sıcaklık dağılımı eğrilerinin izometrik görünümü (152 inci saniye).	105
Şekil 6.42 Kabin içi eş hız dağılımı (152 inci saniye).	106
Şekil 6.43 Kabin içi eş hız dağılımı eğrileri yan görünüşü (152 inci saniye).	106
Şekil 6.44 Kabin içi eş hız dağılımı eğrileri izometrik görünüşü (152 inci saniye).	107
Şekil 6.45 Akışkanın fandan çıkış esnasında eş hız dağılımı eğrilerinin izometrik görünüşü (152 inci saniye).	107
Şekil 6.46 Akışkanın çıkış kısmından vektörel hız dağılımı eğrilerinin kesit görünüşleri (152 inci saniye).	108
Şekil 6.47 Evaporatör giriş-çıkış hattı vektörel hız dağılımı eğrileri üstten görünüşü (152 inci saniye).	109
Şekil 6.48 (a) ve (b) Kabin içi eş basınç dağılımının yan görünüşleri (152 inci saniye).	109
Şekil 6.49 272,95 K sıcaklıkta alınan prob konumlarının gösterimi.	110
Şekil 6.50 Sıcaklık-Zaman Grafiği.....	111
Şekil 6.51 Türbülans-Zaman Grafiği.....	112
Şekil 6.52 Isı Transfer-Zaman Grafiği.....	112

Şekil 6.53 Kütle-Zaman Grafiği	113
Şekil 6.54 Kabin içi eş sıcaklık dağılımı (232 inci saniye).....	113
Şekil 6.55(a) ve (b) Akışkanın evaporatöre giriş esnasında vektörel sıcaklık dağılımı eğrileri (232 inci saniye).	114
Şekil 6.56 Akışkanın evaporatörden çıkış esnasında vektörel sıcaklık dağılımı eğrilerinin izometrik görünümü(232 inci saniye).....	115
Şekil 6.57 Kabin içi eş hız dağılımı (232 inci saniye).....	115
Şekil 6.58 Kabin içi eş hız dağılımı eğrileri yan görünüşü (232 inci saniye).	116
Şekil 6.59 Kabin içi eş hız dağılımı eğrileri izometrik görünüşü (232 inci saniye).	116
Şekil 6.60 Akışkanın fandan çıkış esnasında eş hız dağılımı eğrilerinin izometrik görünüşü (232 inci saniye).	117
Şekil 6.61 Akışkanın çıkış kısmından vektörel hız dağılımı eğrilerinin kesit görünüşleri (232 inci saniye).....	118
Şekil 6.62 Evaporatör giriş-çıkış hattı vektörel hız dağılımı eğrileri üstten görünüşü (232 inci saniye).	118
Şekil 6.63 (a) ve (b) Kabin içi eş basınç dağılımının yan görünüşleri (232 inci saniye).	119
Şekil 6.64 272,95 K sıcaklıkta alınan prob konumlarının gösterimi.	120
Şekil 6.65 Sıcaklık-Zaman Grafiği.....	121
Şekil 6.66 Isı Transfer-Zaman Grafiği.....	121
Şekil 6.67 Türbülans-Zaman Grafiği	122
Şekil 6.68 Momentum-Zaman ve Kütle-Zaman Grafiği.....	122
Şekil 6.69 Kabin içi eş sıcaklık dağılımı (487 inci saniye).....	123
Şekil 6.70 (a) ve (b) Akışkanın evaporatöre giriş esnasında vektörel sıcaklık dağılımı eğrileri (487 inci saniye).	124
Şekil 6.71 Akışkanın evaporatörden çıkış esnasında vektörel sıcaklık dağılımı eğrilerinin izometrik görünümü (487 inci saniye).....	124
Şekil 6.72 Kabin içi eş hız dağılımı (487 inci saniye).	125
Şekil 6.73 Kabin içi eş hız dağılımı eğrileri yan görünüşü (487 inci saniye).	125
Şekil 6.74 Kabin içi eş hız dağılımı eğrileri izometrik görünüşü (487 inci saniye).	126
Şekil 6.75 Akışkanın fandan çıkış esnasında eş hız dağılımı eğrilerinin izometrik görünüşü (487 inci saniye).	126
Şekil 6.76 Akışkanın çıkış kısmından vektörel hız dağılımı eğrilerinin kesit görünüşleri (487 inci saniye).....	127
Şekil 6.77 Evaporatör giriş-çıkış hattı vektörel hız dağılımı eğrileri üstten görünüşü (487 inci saniye).	128
Şekil 6.78 (a) ve (b) Kabin içi eş basınç dağılımının yan görünüşleri (487 inci saniye).	128
Şekil 6.79 272,95 K sıcaklıkta alınan prob konumlarının gösterimi.	129
Şekil 6.80 Soğuk hava deposunun ilk başlangıç anından 272,95 K' e düştüğü sıcaklık-zaman eğrisi.	130
Şekil 6.81 Fan çalışma hızı $V = 2 [m s^{-1}]$ iken set aralığı sıcaklık –zaman grafiği.	131
Şekil 7.1 Laboratuar ve yazılım programı sonuçlarının sıcaklık-zaman karşılaştırılma diyagramı.....	136
Şekil 7.2 HAD yazılımının farklı fan hızlarında 114 saniyede zamana bağlı kabin içi sıcaklık düşüş grafiği.	136

Şekil 7.3 HAD yazılımında fan hızı 2 m s^{-1} ile 1.5 m s^{-1} kabin içi hava akış eğrileri	137
Şekil 7.4 HAD yazılımında fan hızı 1 m s^{-1} ile 0.5 m s^{-1} kabin içi hava akış eğrileri	137

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2.1 Bazı gıda maddelerinin soğuk ve donmuş muhafaza şartları.[29]	16
Çizelge 3.1. h değerleri çizelgesi [31].....	35
Çizelge 3.2 Isı transferi işlemleri [31].	37
Çizelge 5.1 Toplam entalpi ile enerji dengesi ifadeleri.	65
Çizelge 5.2 Sekiz akışkanın 1 atm. basınç ve 20°C sıcaklıktaki viskozite ve kinematik viskozite değerleri [37].	71
Çizelge 5.3 Bazı akışkanların 1 atm ve 20 °C'deki (aksi ifade edilmedikçe) dinamik viskozite değerleri [37].	72
Çizelge 6.1 Laboratuar ölçümlerinde kullanılan soğuk hava deposu özellikleri.....	74
Çizelge 6.2 Laboratuar ölçümlerinde kullanılan datalogger özellikleri.....	74
Çizelge 6.3 Ozon jeneratörünün özellikleri.....	76
Çizelge 6.4 Farklı zamanlarda ozon uygulanmış su ile yıkanan marul yapraklarında mikrobiyolojik aktivite.....	77
Çizelge 6.5 Farklı zamanlarda ozon uygulanmış su ile yıkanan ıspanak örneklerinde mikrobiyolojik aktivite.....	80
Çizelge 6.6 Araştırmada materyal olarak kullanılan sebzelerin 14 günlük depolama süresi sonunda duyuşal özellikleri.	83
Çizelge 6.7 Modelin sonlu elemanlar istatistiğinin dağılımı.....	88
Çizelge 6.8 Sisteme tanımlanan fiziksel şartlanma çizelgesi.	90
Çizelge 6.9 Sisteme tanımlanan sınır şartlarının çizelgesi.	90
Çizelge 6.10 Analizin 272,95 K sıcaklıktaki sıcaklık, hız ve basınç değerleri.	100
Çizelge 6.11 Fan 1.5 ms ⁻¹ ile çalışırken analizin 272,95 K' de problemlerin sıcaklık, hız ve basınç değerleri.....	110
Çizelge 6.12 Analizin 272,95 K sıcaklık ve 232 inci saniyede problemlerin sıcaklık, hız ve basınç değerleri.	119
Çizelge 6.13 Analizin 272,95 K sıcaklıktaki sıcaklık, hız ve basınç değerleri.	129
Çizelge 6.14 Fan çalışma hızı $V = 2$ [m s ⁻¹] iken set aralığı sıcaklık –zaman çizelgesi.	131
Çizelge 7.1 Laboratuar ve yazılım programı sonuçlarının sıcaklık-zaman çizelgesi.	133
Çizelge 7.2 HAD yazılımında fan çalışma hızı 2 [m s ⁻¹] iken zamana bağlı kabin içi sıcaklık değerleri.....	134
Çizelge 7.3 HAD yazılımında fan çalışma hızı 1,5 [m s ⁻¹] iken zamana bağlı kabin içi sıcaklık değerleri.....	134
Çizelge 7.4 HAD yazılımında fan çalışma hızı 1 [m s ⁻¹] iken zamana bağlı kabin içi sıcaklık değerleri.....	134
Çizelge 7.5 HAD yazılımında fan çalışma hızı 0,5 [m s ⁻¹] iken zamana bağlı kabin içi sıcaklık değerleri.....	134

ÖNSÖZ

Öncelikle bu çalışmada bana her türlü desteği veren ve tecrübeleri ile bana yol gösteren bu günlere gelmemde büyük emek ve payları olan danışmanlarım Yrd. Doç. Dr. Enver YALÇIN, Yrd. Doç. Dr. Semin KAYA' ya, Prof. Dr. Bedri YÜKSEL'e, Yrd. Doç. Dr. İlker EREN' e, Öğr. Grv. Mustafa ERTÜRK' e, ve tüm değerli hocalarıma, teknik yardımlarını esirgemeyen Mehmet TEKE ve İsmail AYDIN' a, arkadaşlarım Kubilay TURAN, Tayfur Kerem DEMİRCİOĞLU ve Meltem BİR' e, ailemin değerli üyeleri ablalarım Dr. Şenay KILIÇ, E. Denizay KILIÇ, eşim Doç. Dr. Ali KOÇYİĞİT, biricik kızım Ulus Duru KOÇYİĞİT, yüreğimde ve yüreğimden olan anneciğim Seray KILIÇ ve yüreğimin eşsiz parçası babacığım Remzi KILIÇ' a teşekkür ve şükranlarımı bir borç bilirim.

Balıkesir, Haziran 2010

Gülenay Alevay KILIÇ

1 GİRİŞ

Kaliteli bir ürün elde etmenin başlıca kurallarından biri, amaca uygun, taze ve kaliteli hammadde kullanılmasının yanında uygun koşullarda muhafaza yöntemlerinin kullanılmasıdır. Meyve ve sebzeler, optimum koşullarda muhafaza edilmeye başladıklarında taze haldeki özelliklerini belli bir süre korurlar. Uygun koşullar; bağıl nem, sıcaklık, hava hareketi, hava gaz bileşiminin doğru ayarlanması olarak tanımlanır. Bu koşulların oluşturulma durumlarına göre farklı sistemler geliştirilmiştir [1]. Her meyve ve sebzenin kalitesinin minimum düzeyde etkilendiği belli bir sıcaklık, bağıl nem, hava gaz bileşimi ve hava hareketi söz konusudur. Dahası aynı ürünün saklanma koşulları, ürünün çeşidine, yetiştirildiği bölgeye göre de farklılıklar göstermektedir.

Meyve ve sebzeler kendini besleyen ana gövdeden ayrıldıktan sonra da canlı kalırlar. Birçok sebze hızlı bir hücre bölünmesi devam etmektedir. Hasat sonrası topraktan bazı besin maddelerinin alımı sonlanmışsa da, ürünün metabolizmasında kimyasal ve biyokimyasal aktiviteler devam etmektedir. Canlı olma durumu ürünün hali hazırda oksijen alıp karbondioksit verdiği anlamına gelmektedir. Meyve ve sebzelerin metabolizması ortam koşullarına bağlı olarak değişmekte, hasat sonrasında ürün ve kalite kayıplarının da artmasına sebep olmaktadır. Ülkemizde hasat sonrası meyvelerde oluşan ortalama kalite kayıpları %10-30 olmaktadır. Hasat ve pazarlama aşamalarında önemli kayıplar gözlenmektedir. Meyve ve sebzelerde hasat sonrasında oluşan kalite kayıplarının genel hatları ile nedenleri aşağıda sıralanmaktadır;

- a. Hasadın, zamanından önce ya da zamanından geç yapılması,
- b. Ürünün yapısına uygun şekilde yapılmayan hasat yöntemi,
- c. Uygun araç ve gereçlerle hasadın yapılmaması,
- d. İşgücünün yeteli bilgi ve deneyime sahip olmaması,

- e. Uygun ambalajların kullanılmaması,
- f. Nakliyenin ürünün yapısına uygun yapılmaması,
- g. Hasat sonrası depolara taşıma süresinin uzun olması,
- h. Muhafaza koşullarının sağlanmaması,
- i. Standardizasyona uyulmaması.

Burada sıralanan sorunların içinde bizim çalışmamızı ilgilendiren kısım depolama şartlarında görülen muhafaza sıcaklığı, bağıl nem, hava hareketleri ve hava gaz bileşiminin optimum şartlarda sağlanabilme yöntemleri çalışılmıştır. Meyve ve sebze muhafazası, düşük sıcaklık derecelerinde yapılmasından dolayı bu işlemlerde soğukta muhafaza kavramı kullanılmaktadır [2].

Meyve ve sebzelerdeki yaşamsal faaliyet yani metabolizma, ortam şartlarına bağlı olarak hızlı veya daha yavaş olarak solunum ve terleme gibi faaliyetlerini devam ettirmektedir. Bu esnada ürünün bünyesinde depolanmış çeşitli maddeler harcanır ve zamanla ürünün yapısı bozularak metabolizmanın kimyasal ve biyokimyasal aktiviteleri düzensizleşir. Meyve ve sebzenin mikroorganizmalara gösterdiği direncin de azalması sonucu diğer zararlı mikroorganizmaların etkisiyle üründe bozulmalar başlar.

Soğukta depolamanın yapılmasındaki amaç, ürünün metabolizmasını tamamen durdurmak değil, bazal metabolizmayla çalışmasını sağlayarak gıdadaki bozulma hızının önüne geçerek raf ömrünü arttırmaktır [3]. Genellikle olgun dokularda metabolizma ve solunum daha hızlıdır. Buna karşılık yaşlı organlarda metabolizma ve solunum yavaştır [4]. Soğuk depoculukta besin ürünlerindeki ağırlık kaybı, besin ürünündeki su kaybı ile olur. Besin ürünündeki su kaybı aynı zamanda kalite kaybına da neden olur. Ayrıca, besin ürünlerinin anında ve zamanında mevcut teknolojik usullere göre ön soğutması veya şoklanmasının yapılmaması ve olumsuz hijyen koşulları da kalite kaybının başlıca nedenlerindedir [5].

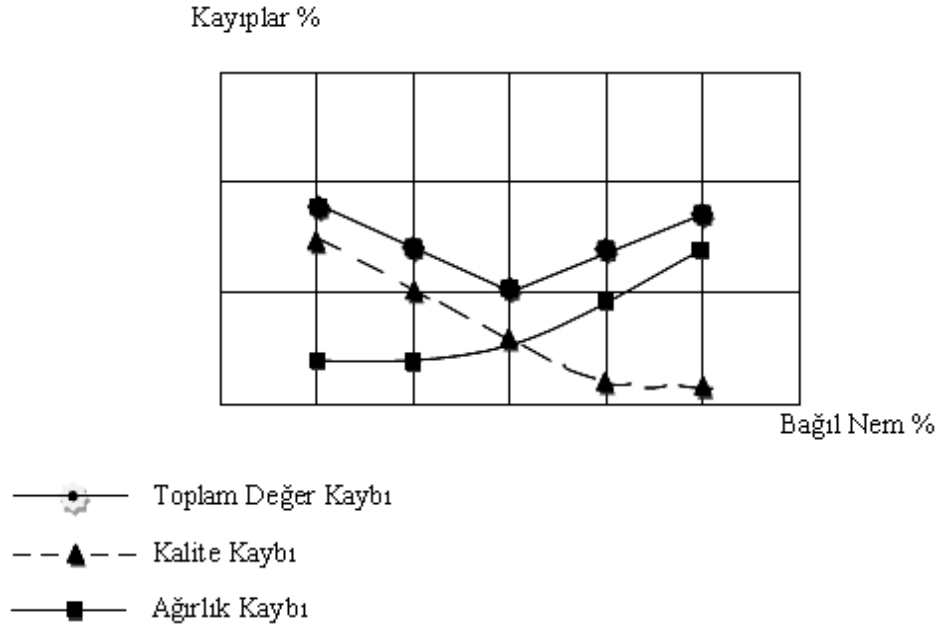
Ortam havası çok sayıda mikrobiyal etken içerebilmektedir. Bioaerosol olarak da adlandırılan bu etkenler çeşitli yollarla gıda bozulmaları, gıda zehirlenmeleri ve çeşitli enfeksiyöz hastalıklar oluşabilir. Çeşitli tedbirler alınarak dış ortamdaki gıda

üretim alanlarına kontaminasyonların mümkün olduğunca engellenmesine çalışılırken, iç ortam havasındaki mikrobiyal etken yoğunluğunun düşürülmesine yönelik uygulamalar gerçekleştirilir [6]. Ortamın nemi, hava akımı, işletmenin konumu ve bölümleri, faaliyet alanı, yapısal özellikleri gibi faktörler havanın mikrobiyal yükü üzerine etkili faktörlerdendir [7]. Gıda üretim, depolama ve servis alanları da gıda maddesinin kontaminasyonu üzerine doğrudan etki etmektedir. Bu nedenle iç ortam havası dış ortam havasına göre daha fazla önem taşımaktadır. Nitekim ev, okul, alışveriş merkezi, restoran gibi kapalı mekanlardan alınan hava örneklerinin dış ortamlardan alınanlara nazaran daha yoğun kontamine olduğu ifade edilmektedir [8]. Havada bulunan mikrobiyal kaynaklı kontaminantlarla ilgili olarak bakteriyel ve fungal çeşitli etkenlerin, virüslerin, mite türü etkenlerin ve bunların yanı sıra polenlerin, mikrobiyel uçucu bileşiklerin ve biyofilmlerin etkisi bulunmaktadır [9]. Fungal etkenlerin, özellikle de küf sporlarının havadaki kontaminantlar içerisinde önemli bir yeri vardır. Gerek küfler, gerekse mayalar hem iç, hem de dış ortamlarda, özellikle de rutubetli bölgelerde bulunurlar ve ortama iyi bir şekilde adapte olurlar. Geniş pH aralığında, depolama sıcaklığında ve su aktivitesi değerlerinde gelişim gösterebilmektedirler. Yüksek tuz ve şeker konsantrasyonuna sahip ortamlarda da gelişebilmektedirler. Çoğu binalarda iç ortam sıcaklığı 18-25 °C arasındadır. Bu sıcaklık fungal etkenlerin gelişimi için oldukça uygundur. Ortam rutubeti fungal etken gelişimi üzerine etki etmekle birlikte düşük relatif rutubette üreyen fungal etkenler de mevcuttur [10]. Mantarlar gıdaların değişik derecelerde bozulmasına ve bileşenlerine ayrılmasına neden olurlar. Herhangi bir zamanda herhangi bir gıdanın (pirinç, fındık, bezelye, meyve ve sebze gibi) üzerinde üreyip çoğalabilirler. Hatta çay gibi kuru işlenmiş gıdalarda da gelişmektedirler. Üredikleri gıdaların üzerinde çeşitli toksinler bırakırlar ve bu toksinler insan sağlığını tehdit eden çeşitli hastalıklara neden olurlar [11].

İç ortam havasında başta *Cladosporium*, *Aspergillus* ve *Penicillium* türleri olmak üzere *Alternaria*, *Stachbotrys*, *Rhizopus*, *Mucor*, *Wallemia*, *Trichoderma*, *Chaetium*, *Botrytis*, *Epicoccum* ve *Fusarium* türlerine ait fungal etkenlere sık olarak rastlanmaktadır. Küf sporları gıdalar üzerine salgıladıkları sindirici enzimler ve mikotoksinler yoluyla gıdalarda bozulmaya yol açmaktadır. Küflerin üzerinde buldukları üründe oluşturdukları sekonder yapıdaki toksik

metabolitlere ‘mikotoksin’ denir [12]. Günümüzde 300’den fazla mikotoksin bilinmekte olup mikotoksin üreten küf cinslerinin en önemlileri *Aspergillus*, *Penicillium*, *Fusarium* ve *Alternaria*’dır. Mikotoksinler, alındıkları doza bağlı olarak canlılarda iki farklı etkiye neden olmaktadır. Yüksek dozlarda alındıklarında akut toksik etki meydana gelmekte ve gıdanın tüketiminin ardından kısa süre içerisinde ölümlerle sonuçlanabilecek durumlar oluşmaktadır. Daha düşük dozların uzun süre alınması sonucunda ise kronik hastalıklar görülmektedir. Etkiler özellikle karaciğer, böbrek gibi organlarda hastalık ve dejenerasyon şeklinde olabilir. Bağışıklık sistemi bozuklukları, deri nekrozları, kusurlu ve eksik organ oluşumları, üremede azalma gibi bozukluklara da yol açabilirler. Bu nedenle, son yıllarda küflerin ev ve iş yerlerinde insan sağlığı üzerindeki etkileriyle ilgili çalışmalar oldukça yoğunluk kazanmıştır [13]. Mikroorganizma yükünün azaltılması için radyasyon, oksijen, ozon ve desikasyon gibi çeşitli faktörlerin de mikroorganizmaların canlılığı üzerine etkisi olduğu bilinmektedir.

Gıdalardaki kalite kayıplarının önüne geçilebilmesi için soğuk depolarda hava sirkülasyonu tüm hacimlerde eşit bir sıcaklık ve nem seviyesi ile muhafaza edilmelidir. Soğuk odalarda nemin kontrolü, sıcaklığın kontrolünden daha zor olmasına rağmen çoğu zaman endüstride nem kontrolüne dikkat edilmemektedir. Üründeki bağıl nem durumu, Şekil 1.1 diyagramında analitik olarak açıklandığı üzere kalite kayıpları ağırlık kayıpları ile ters orantılı olmakta, ağırlık kayıpları ise bağıl nemin düşüşüyle doğru orantılı olarak seyir etmektedir. Soğuk odalarda nem oranı, muhafaza edilecek ürünün cinsine göre uygun oranda olmalı ve bu nem oranının muhafaza edilmesi gerekmektedir.



Şekil 1.1 Bağıl nem durumuna göre ağırlık, kalite ve toplam değer kaybı.

Soğuk depoculukta nemin kontrolü kadar zor olmasa da sıcaklığın kontrolü de önem arz etmektedir. Soğutucu akışkan ile soğuk oda arasındaki sıcaklık farkının mümkün olduğu kadar az tutulmasına dikkat edilmelidir. Uygulamada kabinin ortalama sıcaklığı ile soğutucu akışkanın sıcaklığı arasında 5 °C' lik bir fark olması istenir. Soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığı 0 °C' nin üzerinde olduğu zaman kabin havası evaporatör yüzeyine çarptığında çığlenme oluşur, bu durumda ürünün kütle kaybına ve fiziksel bozulmalara neden olmaktadır. Soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığı 0 ~C' nin altındaki uygulamalarda ise kabin havası evaporatör yüzeyinde karlanma oluşturarak üründe yine kütle kaybına ve fiziksel bozulmalara neden olacaktır. Relatif nem düştükçe ortam havası üründen nem almaya başlar ve üründe solma ve tazelik kaybına sebep olacaktır.

1.1 Yapılan Çalışmalar

GÜNGÜNEŞ, H. M., yaptığı yüksek lisans tezinde, ticari amaçlı bir soğutma kabininin sayısal analizini yapmışlardır. Çalışmada hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ve sınır şartları ve diğer fiziksel özellikleri bilinen tek jetli bir ticari

soğutma kabini için gerekli vektör ve sıcaklık dağılımlarının şekilleri çıkarılmıştır. Elde edilen sayısal sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Daha sonra mevcut kabin üzerinde iki ve üç jetli durumlar için soğutma gücü esas alınarak yeniden yapılan modelleme yapılarak en uygun jet sistemi ve fiziksel şartlar aranmıştır. Üç sistem içinde elde edilen en uygun şartlarda, ortam havasının sıcaklık ve hız değerleri üzerinde değiştirmeler yapılarak sistem için ideal şartlar tartışılmıştır. Yapılan tüm hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizleri neticesinde elde edilen sonuçların deneysel sonuçlara yakın olduğu ve üç jetli soğutma sistemlerinin kabin içinde ürünlerin muhafaza edilmesi için istenilen sıcaklık değerlerinin için daha fazla soğutma gücü gerektirdiği görülmüştür. Özellikle kabin içinde homojen bir sıcaklık dağılımı oluşturmasından dolayı bu modelin en ideal sistemler olduğu görülmüştür [14].

Al-Otaibi vd. (2004), buhar sıkıştırımlı bir soğutma sisteminin termoekonomik optimizasyonunu yapmışlar ve termodinamiğin birinci kanunu açısından sistem maliyetini incelemişlerdir. Bu amaçla, sistem bileşenlerinin kütle ve enerji denge denklemlerini belirleyerek bir model kurmuşlar ve bu modelle maliyet parametrelerini birleştirmişlerdir. Yapılan analizde, kondanser sıcaklığı 25 °C ile 60 °C arasında, evaporatör sıcaklığı -5 °C ile -20 °C arasında seçilmiştir. Ayrıca kompresör, kondanser, evaporatör ve elektrik motoru etkinlikleri, maliyet parametreleri ile değişken parametreler olarak ele alınmıştır. Son olarak, R-134a ile çalışan gerçek bir buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi örneği ile modelin uygulanabilirliği incelenmiştir [15].

Chen (2001), yaptığı çalışmada, tersinir Carnot ısı makinesi sisteminin optimum çalışma şartlarını belirlemek için termodinamik analizler yapmış ve sisteme termoekonomik optimizasyon metodunu uygulamıştır [16].

D'Accadia ve Rossi (1998) yayınladıkları makalelerinde, bir soğutma sistemine termoekonomi teorisini uygulayarak toplam işletme ve yatırım maliyetlerini düşürmeye çalışmışlardır. Çalışmalarında ilk olarak ekonomik maliyetleri hesaplamışlar ve gerçek bir optimum sisteme yakın dizayn konfigürasyonu elde etmişlerdir. Uygulamalarında soğutma sistem bütünü küçük

birimlere bölerek, her bir elemanını sistemin yerel optimizasyonu olarak tanımladıkları termoekonomik optimizasyona tabi tutmuşlardır. Sistemde soğutucu akışkan olarak R22 kullanılmıştır. Aşırı soğutma sıcaklığı 4 °C, aşırı kızdırma sıcaklığı 5 °C, evaporatör etkinliği 0.6, kondanser etkinliği 0.7, kompresör izentropik verimi 0.8 alınarak yapılan analizlerde, optimum COP değeri 4.5 olarak bulunmuş ve optimum yatırım ve işletme maliyetleri tespit edilmiştir [17].

Yumrutaş vd. (2002), yaptıkları çalışmada, bir buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine ekserji analizi uygulayarak buharlaştırma ve yoğunlaştırma sıcaklıklarının, basınç kayıpları, ekserji kayıpları, ikinci kanun verimi ve performans katsayısı (COP) üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Analizler sonucunda, evaporatör ile soğutulan hacim arasındaki sıcaklık farkı azaldıkça ikinci kanun verimi ve COP değerinin artmakta olduğunu ve ekserji kayıplarının azalmakta olduğunu tespit etmişlerdir [18].

D'Agaro, Cortella ve Croce, yapmış oldukları hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) simülasyonunda dikey geometrili bir soğutma kabinini ele almışlardır [4]. Seçilen soğutma kabini üzerine iki ve üç boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) modellemeleri yapılarak hava perdelerinin performans ve fiziksel mekanizmaları üzerine bir çalışma yapmışlardır. Ayrıca çalışmada elde edilen hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) sonuçları ile deneysel test sonuçları karşılaştırılarak elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir. Seçilen mevcut kabinin yüksekliği 2109 mm, genişliği 1138 mm, uzunluğu 2438 mm ve hava perdesi yüksekliği 1118 mm olarak belirlenmiştir. Mevcut sistemde üç adet hava perdesi kullanılmış olup, rafların arka kısmından hava akışının olmadığı varsayılmıştır. Bu çalışmada ilk olarak fiziksel parametreler belirlenerek iki boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) modellemesi yapılmıştır. Daha sonra ise üç boyutlu simülasyonlar yapıp, dolap uzunluğu, sıcak hava perdesi ve çevresel hava hareketinin soğutma sistemi üzerine etkileri incelenmiştir. Buna göre kısa ebatlı soğutma dolaplarında kenar duvarlarda oluşan üç boyutlu ikincil vorteksler sıcak hava sürüklenmesi için en uygun mekanizmayı oluşturduğu görülmüştür. Nitekim yapılan sayısal çalışmalarda yüksek hız durumlarında, modellenen bölgede güçlü sirkülasyon bölgelerinin olduğu görülmüştür. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği

(HAD) simülasyonu ile deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında ise iki boyutlu simülasyonların fiziksel mekanizmayı tanımlamada yetersiz kaldığı ve üç boyutlu hesaplamaların ise mühendislik hassasiyeti ile ilişkili olarak soğutma gücünü önceden hesaplayabildiği görülmüştür. Sonuç olarak, yapılan iki ve üç boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) simülasyonlarında iki boyutlu yaklaşımın oldukça zayıf olduğu görülmüştür. Bunun nedeni olarak ise büyük ölçekli türbülanslı akışların tekrarlanamaması olduğu tespit edilmiştir. İki boyutlu modellemelerin soğutma yükünün önceden tahmin edilmesinde yetersiz kaldığı, buna karşılık üç boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) uygulamalarının ise deneysel sonuçlarla yaklaşık değerleri elde ettiği görülmüştür. Ayrıca bu uygulamaların hava perdelerinin akış stili, soğutma gücünün hesaplanması ve sıcaklık dağılımının önceden tespit edilmesinde güvenli bir araç olduğu tespit edilmiştir. Bu aşamada, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ile yapılan modellemelerin ucuz ve kısa zaman alması açısından oldukça tercih edilen yöntemler olduğu kanaatine varılmıştır [19].

Usta (1993), yapmış olduğu yüksek lisans tezinde soğutma sistemlerinin termodinamik analizini ve ekonomik optimizasyonunu yapan bir bilgisayar programı geliştirmiştir. Bu program ile bir soğutma sisteminin optimum çalışma şartlarını belirlemiştir [20].

Cortella, yatay ve dikey soğutucu dolaplar üzerine yapmış olduğu hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) modellemelerinde, hava akış modelini önceden tahmin ederek kabin içi sıcaklık değerlerini incelemiştir. Ayrıca dış ortamdaki sıcak havanın kabin içine doğru sürüklenmesinin kabin içi enerji dengesine olan etkisini yoğun olarak incelemiştir. Ve elde edilen simülasyon sonuçlarını deneysel test sonuçlarıyla karşılaştırarak durum değerlendirmesi yapmıştır. Sonuç olarak soğutma dolaplarının performans değerlerinin büyük ölçüde dış ortamdan (oda) kabine doğru gelen havanın hızı ve sıcaklığına büyük ölçüde bağlı olduğu ve yapılan hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) simülasyonlarının oldukça yararlı ve güvenli bir araç olduğunu tespit etmiştir [21].

Cortella, Manzan ve Comini, dikey konumlu açık bir soğutma kabini üzerine teorik ve deneysel çalışmalar yapmışlardır. Yapılan teorik hesaplamalarda fiziksel problemin ifade edilmesinde kullanılan diferansiyel denklemlerin cebirsel denklemlere dönüştürülmesinde kullanılan bir çeşit yöntem olan sonlu elemanlar yöntemini kullanmışlardır. Yapılan çalışmada sonlu elemanlar yöntemi ile kabin içindeki hız ve sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Kaynak fonksiyonu-vortisiti formülasyonu ve LES türbülans modeli baz alınarak çeşitli çalışma şartları üzerine gerekli hesaplamalar yapılmıştır. Kabin performansını etkileyen önemli faktörlerden biri olan giriş havası hız ve sıcaklık değerleri üzerine karşılaştırmalar yapılmıştır. Bu karşılaştırmalar sonucunda hava perdesini oluşturan basma menfezinden verilen havanın hızının artması halinde hava sürüklenmesinden dolayı oluşan ısı akışının arttığı dolayısıyla hava perdesinin veriminin düştüğü görülmüştür [22].

Navaz, Benderson, Faramarzi, Pourmovahed ve Taugwalder, kabin içine dış ortamdan sürüklenen havanın fiziksel durumunu baz alarak deneysel test ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) simülasyon modellemesi yapmışlardır. Düşük reynolds sayısına sahip akışların sürüklenen hava miktarını azalttığı görülmüştür. DPIV (Dijital partikül görüntüsü velosimetrisi) kullanılarak hız akış alanı türbülans yoğunluğu elde edilmiştir. Ayrıca hava perdesinin basma ve emme ızgaralarına farklı uzaklıklardaki noktalarında hız analizi yapılmıştır. Buna göre hava perdesinin hız değeri konuma bağlı olarak değiştiği saptanmıştır. Analiz sonuçlarından dış ortamdan kabin içine doğru sürüklenen hava miktarının, jetten verilen havanın türbülans yoğunluğu, dönüş ızgarasının ortalama hız profili ve reynolds sayısına bağlı olarak değişim gösterdiği tespit edilmiştir [23].

Cui ve Wang, hava perdeli yatay geometri bir soğutma kabinin bulunduğu bir soğutma dolabının enerji performansı ve optimizasyonu üzerine CFD simülasyon modellemesi ve deneysel test yapmışlardır. Soğutma kabininde dikey soğutma dolaplarında olduğu gibi yan panelden bir kısım soğutulmuş hava girerek kabin içindeki yiyeceklerin sıcaklık değerlerinin soğuk seyretmesini sağlayan bir mekanizma mevcuttur. Diğer kısım hava ise yatay bir hava perdesi oluşturacak şekilde giriş jetinden verilmektedir. Deneysel testte R12 soğutucu akışkan

kullanılmıştır. Dış ortamın havasından kaynaklanan sürüklenme nedeniyle hava perdesinde $-y$ yönlü parabolik bir sürüklenme oluşmuştur. Sistemin toplam soğutma yükünün, kabinin açık kısmında sürüklenmeden kaynaklanan ısı yükü, radyasyonla ısı transferi ile fan ve ışıklandırmalardan kaynaklanan ısı yüklerinden kaynaklandığı üzerine durulmuştur. Yatay kabin içinde belirlenen beş noktada hız ve sıcaklık değerleri tespit edilerek yapılan iki yöntemle karşılaştırılmıştır. Genel olarak kabin içinde hava perdesinden alt noktalara doğru inildikçe sıcaklık değerlerinde düşüşler gözlenmiştir. Hız dağılımlarında ise genel bir eğilimin olmadığı tespit edilmiştir. Ayrıca deneysel ölçülen değerler ile CFD sonuçlarının oldukça yakın olduğu görülmüştür [24].

Wang, Maidment, Missenden, Karayiannis ve Bailey süper iletimli malzemeden mamul ısı borularının yer aldığı raflı soğutma dolapları üzerine sayısal ve deneysel çalışma yapmışlardır. Elde edilen sayısal analiz sonuçlarını da deneysel sonuçlarla karşılaştırarak durumları değerlendirmişlerdir. Mevcut sistem olarak süper iletim sağlayan malzemeden yapılmış ısı boruları kabinin ön kısmından raflara monte edilmiş olup, diğer ucu ise soğuk hava ekleme kanalının içine yerleştirilmiş olduğu bir soğutma kabini seçmişlerdir. Bu sistemlerde kabin içinde ürünler ile hava arasında gerçekleşen taşınım ile ısı transferinin yanı sıra iletimle ısı transferi gerçekleştiği dolayısıyla, yiyeceklerden dışarıya olan ısı aktarımı arttığından sistemin performansının arttığı tespit edilmiştir. Ayrıca soğuk hava kanalında yer alan kısımda finler kullanılarak borudan olan ısı aktarım miktarının artırılması öngörülmüştür. Isı borularının raflara monte edilen kısımlarının ise yassı olması ise ısı borularına olan ısı aktarım miktarını artırarak sistem performansını olumlu etkilediği görülmüştür. Yapılan sayısal modelleme, matematiksel bir model olan ANSYS yazılım programı ile yapılmıştır. Sayısal modellemede süper iletimi sağlayan malzemenin kabinin temel performansına olan etkisi incelenmiştir. Bilinen standart soğutma dolapları ile ısı borulu soğutma dolapları için raflardaki ürünlerin sıcaklık dağılımları tartışılmış. Isı borusu olmayan sistemlerde yiyecek içerisinde yatay olarak istenmeyen sıcaklık dalgalanmaları gözlemlenmiştir. Buna karşılık ısı borulu sistemlerde ise yiyecek içinde yatay olarak sıcaklık farklarının oluşmadığı ve dikey aksel yönde bir sıcaklık farkı olduğu görülmüştür. Ayrıca ısı borulu sistemlerin yiyecekleri 2-3 K daha soğuk değerlerde muhafaza ettiği tespit edilmiştir.

Isı borulu raflar tarafından gerçekleştirilen iletimle ısı aktarımının yanı sıra optimum hız, sıcaklık ve türbülans yoğunluğuna sahip hava perdeleri sistemin toplam performansını yükselttiği görülmüştür [25].

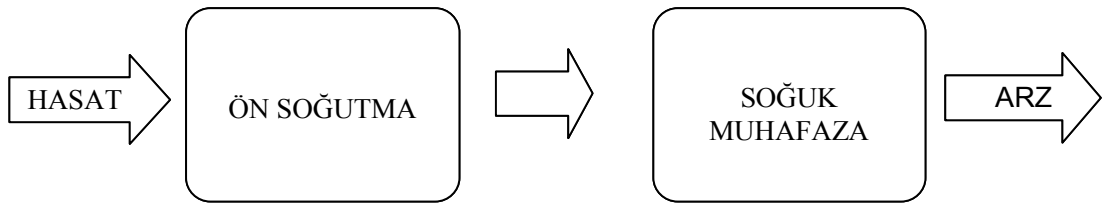
2 SOĞUK HAVA DEPOLARI

Gıda ürünlerinin lezzet ve kalite kaybı yaşanmadan piyasaya arz edilebilmesi için kurutma, salamura, yüksek sıcaklık ve soğutma depoları kullanılmaktadır. Bu yöntemlerden belirli bir sıcaklık ve nemde kütle, lezzet ve kalite kaybı yaşamadan doğada bulunduğu duruma en yakın halde muhafaza edilebilmesi için soğutma yöntemi de yaygın olarak kullanılmaktadır. Soğuk muhafaza yöntemleri; soğuk muhafaza, donmuş muhafaza, hızlı donmuş muhafaza, şok dondurma, ön soğutma olarak inceleyebiliriz.

2.1 Soğuk Muhafaza Yöntemleri

2.1.1 Soğuk Muhafaza

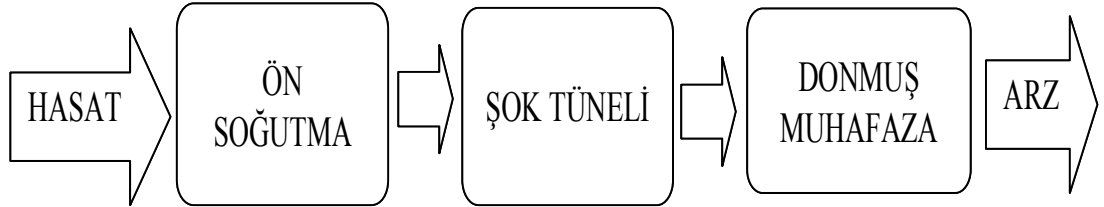
Geçici, kısa ve uzun süreli depolamada gıda maddeleri, donma noktasının üzerindeki sıcaklıklarda soğuk muhafaza yöntemi ile depolanmaktadır. Perakende satış yapan işletmeler genelde kısa ve geçici süreli depolama uygulamaktadır. Uzun süreli depolamada ise, ürünün cinsi ve depolama şartlarına bağlı olarak olarak 7 günden 8 haftaya kadar muhafaza sağlanabilmektedir. Bu yöntemde Şekil 2.1' de görüldüğü üzere ürün, önce 0-10 °C sıcaklık aralığında ön soğutmaya tabi tutulmasından sonra ürün 0°C civarındaki soğuk muhafaza odalarına alınmaktadır [26].



Şekil 2.1 Soğuk muhafaza yöntemi.

2.1.2 Donmuş Muhafaza

Bu yöntemde ürünün sıcaklığı, donma noktasının altında düşürülür. Uzun süreli muhafazalar için tercih edilen bir yöntemdir. Ürün önce Şekil 2.2' de de görüldüğü üzere 5°C ile 12°C civarındaki sıcaklık aralığında çalışan bir soğutma deposunda ön soğutma işlemi yapıldıktan sonra, sıcaklığı -35°C civarındaki şoklama ünitelerinde dondurularak -12°C ile 25°C sıcaklıkları arasında olan donmuş muhafaza odalarında depolanır. Bu uygulamada donma sırasında oluşan buz kristallerinin iri olması nedeni ile bu tip bir dondurma yöntemi gıda hücrelerinin parçalanmasına yani ürünün kalitesinin bozulmasına neden olabildiği için bu yöntem her ürün için ideal olmamaktadır.



Şekil 2.2 Donmuş muhafaza yöntemi.

Ön soğutma işlemi yapılmadan hasat sonrası gıda maddesinin direkt olarak şok tüneline girmesiyle, ürünün aşırı sıcaklık farkına maruz bırakılmasından dolayı üründe ciddi kalite kayıplarına sebebiyet vermektedir. Böyle istenmeyen olayların engellenmesi için gıdanın ön soğutma işlemine mutlaka tabi tutulması gerekmektedir.

2.1.3 Hızlı Donmuş Muhafaza

Donmuş muhafazada oluşan buz kristallerinin büyük olması nedeniyle oluşan olumsuzlukların giderilmesi amacıyla dokusal kopmaları önlemek için çok düşük sıcaklıklarda ani dondurma metodunu geliştirmişlerdir. Bu yöntemle oluşan buz kristalleri çok küçük olduğundan hücre zarları parçalanmayacak, dondurulmuş ürün, taze ürünün bütün özelliklerini bünyesinde bulunduracaktır.

2.1.4 Şok Dondurma

Ürünlerin bozulmasını hızlandıran nedenlerden en önemlisi besinin içindeki su miktarıdır. Her ürünün içerdiği su miktarı birbirinden farklı olmasının yanında en fazla su oranı meyve ve sebzelerdedir. Üründe bulunan mikroorganizmalar, faydalanabilir özellikteki suyu rahatlıkla kullanabilmekte, dolayısıyla besin ve kalite kayıplarına neden olmaktadır. Suyun mikroorganizmalarca yararlı halde bulunabilmesi için sıvı fazda olması gerekir. Bundan anlaşılacağı üzere mikroorganizmalar donmuş sudan yararlanamazlar.

Şok dondurmada, donma hızının tanımı ve ayırımı önem arz etmektedir. Donma hızının kalitenin üzerine önemli etkileri olduğundan, birçok ülkede donma hızları üzerine ilgili tüzükler bulunmaktadır. Donma hızı, dondurulan materyalin merkez noktasından yüzeye olan uzaklığın, bu merkezin sıcaklık 0°C' den -15 °C' ye düşmesi için geçen süreye oranı olarak açıklanmaktadır [27].

Birçok gıda için kritik bölge 0°C ile -4°C arasındadır, bu sıcaklık aralığının hızla aşılması istenmektedir. Çünkü bu sıcaklık aralığında hücre sıvısı tam donmamış ancak konsantre hale dönüşmesinden hücrede çeşitli kimyasal değişiklikler olmaktadır. Bu yöntemle, istenmeyen olumsuz bölge hızla aşılmaktadır [27]. Mikroorganizmaların faaliyetlerinin tamamen durduğu sıcaklıklara süratle gelinmesinden ötürü donma sırasında oluşabilecek mikrobiyolojik bozulma olasılığı ortadan kalkmış olmaktadır. Aynı zamanda şok dondurmanın diğer olumlu özelliklerinin arasında, hücre içinde küçük buz kristallerinin oluşmasından hücrenin fazla zedelenmemesi sayesinde hücre içi sıvısının birbirine fazla karışması önlenmiş olur. Hücreler arası boşluklarda oluşan buz kristallerinin varlığı ile hücrenin fiziksel yapısındaki kalite kayıpları engellenmektedir. Diğer bir yandan kullanılan ekipmanların uzun süre işgal edilmesinin de önüne geçildiğinden dondurma düzeni kapasitesi arttırılabilmektedir [28]. Şunu da unutmamak gerekir, günümüzde teknolojinin ilerlemesiyle şok dondurma olanaklı olsa da bir çok gıda maddesinde belli bir sınırın üzerine çıkan donma hızı ürün kalitesi üzerine daha fazla olumlu etki yapmamaktadır [29]

2.1.5 Ön Soğutma

Bu işlem, hasatı yapılan ürünün dış hava sıcaklığından dolayı bünyesine aldığı ısının alınması olayıdır. Ön soğutma, ürünün üzerine soğuk hava üflenerek işlem yapılır. Hava ile soğutma işleminde üründe su kaybının artmasından dolayı fiziksel bozulmalar gözlenebilir. Eğer ürünümüz hassas ise sulu soğutma sistemi ile ön soğutma yapılabilir. Sulu soğutma sisteminde iki yöntem uygulanır. Bunlardan biri ürün üzerine soğuk su püskürtmek diğeri ise soğuk suya daldırmaktır. Bu yöntemlerin dışında ekonomik olmadığı için pratikte kullanılmasa da vakumla soğutma yöntemi de vardır.

Bu ön soğutma işlemlerinde, sıcaklığın kademeli bir şekilde düşürülmesinin sağlanması, üründeki lezzetin, biyolojik ve kimyasal yapının bozulmasını engelleyerek soğuk hava deposundaki muhafaza ömrünü uzatmamıza yardımcı olacaktır. Bunun yanında ön soğutma işleminin sağladığı diğeri bir yarar da soğuk hava deposu ya da şoklama odasının soğutma yükünü de azaltmış olacak, maliyetlerin düşürülmesinde etkili olacaktır.

Çizelge 2.1 Bazı gıda maddelerinin soğuk ve donmuş muhafaza şartları.[29]

Gıda Maddesinin Cinsi Tanımı	Muhafaza Sıcaklığı (~C)	Oda Nemi (%)	Yaklaşık Muhafaza Süresi	İçindeki Su Miktarı (% Ağırlık)	Donma Noktası (~C)	Isınma Isısı kcal /kg		Donma Isısı kcal/kg	Ön Soğutma Odaları İçin	
						Donmadan Önce	Donmadan Sonra		Soğutma Süresi Saat	Yükleme Katsayısı
Ahududu-Taze	0(-)	90-95	2-3Gün	84	-0,5	0.87	0.45	67,8	-	-
Armut-Kış-Sert	-3	90-95	2-7Hafta	83	-1,6	0.87	0.45	66,5	24	1,25
Armut-Normal-Yeşil	0	90-95	1-2Hafta	74	-1	0.79	0.42	59,4	24	1,25
Ananas-Olgun-Taze	+7	85-90	2-4Hafta	85	-1	0.88	0.46	68,3	3	1,50
Ayva	0(-)	90	2-3Ay	85	-2	0.88	0.46	68,1	24	1,50
Bal	<+10	-	1Sene(+)	18	-	0.34	0.26	13,6	-	-
Balık-Taze	-1/+2	90-95	5-15Gün	60-80	-2,2	0.7-0.9	-	50/68,3	-	-
Balık-Dondurulmuş	-23/-29	90-95	6-12Ay	62-85	-	-	0.38/0.45	50/68,3	-	-
Balık-Salamura	+4/+10	90-95	10-12Ay	-	-	0.76	0.41	56	-	-
Balkabağı	+10/+13	70-75	2-3Ay	91	-1	0.93	0.48	72,8	18	1,43
Bamya-Taze	+7/+10	90-95	7-10Gün	90	-2	0.92	0.47	72	18	1,43
Bezelye-Yeşil	0	95	1-3Hafta	74	-0,6	0.80	0.42	59,2	20	1,50
Bira-Fıçı	+2/+4	-	3-8Hafta	90	-2	0.92	0.47	72,1	-	-
Bira-Şişe/Kutu	+2/+4	≤65	8-6Ay	90	-	-	-	-	-	-
Böğürtlen Üzümü	0(-)	95	3Gün	85	-1	0.88	0.46	68,0	20	1,50
Brüksel Lahanası	0	90-95	3-5Hafta	85	-1	0.88	0.46	68,3	24	1,25
Ciğer-Taze	0/+1	90	1-5Gün	70	-1,7	0.76	-	56,0	18	1,43
Ciğer-Dondurulmuş	-12/-18	90-95	2-4Ay	70	-1,7	-	0.41	56	-	-
Çikolata Çeşitleri	-18/+1	40	6-12Ay	1	-	0.21	0.20	0,8	-	-
Çilek-Taze	0(-)	90-95	5-7Gün	90	-0,8	0.92	0.47	72,1	-	-
Domates-Yeşil	+13/+21	85-90	1-3Hafta	93	-0,6	0.95	0.48	74,5	34	1,00

Çizelge 2.1 Bazı gıda maddelerinin soğuk ve donmuş muhafaza şartları. (devamı)

Gıda Maddesinin Cinsi Tanımı	Muhafaza Sıcaklığı (~C)	Oda Nemi (%)	Yaklaşık Muhafaza Süresi	İçindeki Su Miktarı (% Ağırl.)	Donma Noktası (~C)	Isınma Isısı /kg kcal		Donma Isısı kcal/kg	Ön Soğutma Odaları İçin	
						Donmadan Önce	Donmadan Sonra		Soğutma Süresi Saat	Yükleme Katsayısı
Domates-Kızarmış	+7/+10	85-90	4-7Gün	94	-0,5	0.95	0.48	75.2	34	1,00
Dondurma	-25/-29	-	3-20Ay	63	-5,6	0.71	0.39	50.4	8	1,33
Darı-Patlamış	0/+4	85	4-6Hafta	10	-	-0.28	0.23	8.1	-	-
Elma-Golden	-1/+4	90	3-8Ay	84	-1,1	0.88	0.45	67.2	24	1,50
Ekmek-Ambalajlı	-18	-	3-13Hafta	32-37	-	0.48	0.31	25.6/29.6	-	-
Enginar	0(-)	90-95	1-2Hafta	84	-1,5	0.87	0.45	67.2	18	1,43
Erik	0(-)	90-95	3-4Hafta	86	-0,8	0.89	0.46	68,9	20	1,50
Et-Sığır-Taze	0/+1	88-92	1-6Hafta	62/77	-2	0.7/0.8	-	49.6/61.6	18-24	1,50
Et-Sığır-Donmuş	-18/-23	90-95	9-12Ay	-	-	-	0.39/0.43	49.6/61.6	-	-
Et-Kuzu-Taze	0/+1	85-90	5-12Gün	60-70	-2	0.58/0.76	-	48/56	5	1,33
Et-Kuzu-Donmuş	-18/-23	90-95	8-10Ay	-	-	-	0.38/0.41	48/56	-	-
Et-Dana-Taze	0/+1	90-95	5-10Gün	64-70	-2	0.71/0.76	0.39/0.41	51.5/56	6	1.33
Greyfurt	+10/+16	85-90	4-6Hafta	89	-1,1	0.92	0.47	71.3	22	1,33
Hindiba	0	95	2-3Hafta	93	0(-)	0.95	0.48	74.5	18	1,43
Hindistan Cevizi	0/+2	80-85	1-2Ay	47	-1	0.58	0.34	37.6	-	-
Hurma	0	65-75	0-12Ay	20	-16	0.36	0.26	16.2	-	-
Ispanak	0	95	10-14Gün	93	0(-)	0.95	0.48	74.5	18	1,43
İncir-Kuru	0/+4	50-60	9-12Ay	23	-	0.39	0.27	18.4	-	-
İncir-Taze	0(-)	85-90	7-10Gün	78	-2,5	0.83	0.44	62.5	-	-
Japon İnciri	-1	90	3-4Ay	78	-2,2	0.84	0.43	62.7	-	-
Kabak	0/+4,5	85-95	5-14Gün	94	-0,5	0.96	0.48	75.3	18	1,43

Çizelge 2.1 Bazı gıda maddelerinin soğuk ve donmuş muhafaza şartları. (devamı)

Gıda Maddesinin Cinsi Tanımı	Muhafaza Sıcaklığı (~C)	Oda Nemi (%)	Yaklaşık Muhafaza Süresi	İçindeki Su Miktarı (% Ağırl.)	Donma Noktası (~C)	Isınma Isısı kcal /kg		Donma Isısı kcal/kg	Ön Soğutma Odaları İçin	
						Donmadan Önce	Donmadan Sonra		Soğutma Süresi Saat	Yükleme Katsayısı
Kayısı	0	90	1-2Hafta	85	-1,1	0.88	0.46	75.3	20	1,50
Karnabahar	0	95	2-4Hafta	92	-1	0.94	0.48	73.7	24	1.25
Kavun	+7/+10	90-95	3-4Hafta	93	-1	0.95	0.48	74.5	24	1.10
Kereviz	0	95	2-4Ay	94	-0.5	0.95	0.48	75.6	18	1.43
Kiraz-Sert	-1	90-95	2-3Hafta	80	-2	0.84	0.44	64.0	-	-
Kuru Yemişler-Çiğ	0/+10	65-75	8-12Ay	3-6	-	0.24	0.22	2.4/4.8	-	-
Kurutulmuş Biber	0/+4.5	65/75	6-9Ay	12	-	0.30	0.24	9.5	-	-
Kuşkonmaz	0/+2	95	2-3Hafta	93	-0.6	0.95	0.48	74.5	24	1.10
Kuş Üzümü-Taze	0(-)	90-95	10-14Gün	85	-1	0.88	0.45	67.2	20	1.50
Krema/Kaymak	-26	-	1-2Ay	73	-	0.78	0.42	58.2	-	-
Lahana	0	90-95	3-4Ay	92	-1	0.94	0.47	73.9	24	1.25
Limon	0/+10	85-90	1-6Ay	89	-1.4	0.92	0.47	71.2	20	1.00
Mandalin	0/+3	85-90	2-3Hafta	87	-1.1	0.90	0.46	69.7	22	1.43
Mantar-Taze	0	90	3-4Gün	91	-1	0.93	0.47	72.8	18	1.43
Marul	0	95	2Hafta	95	0(-)	0.96	0.48	76.2	18	1.43
Maydanoz	0	95	1-2Ay	85	-1	0.88	0.46	68.0	-	-
Maya (Hamur Mayası)	0(-)	-	-	71	-	0.77	0.42	56.8	-	-
Mısır-Taze	0	95	4-8Gün	74	-0.6	0.79	0.42	59.2	24	1.25
Meyve Kuru	0	50-60	9-12Ay	14-26	-	0.31/0.41	0.26	11-21	-	-
Meyve-Dondurulmuş	-18/23	90-95	6-12Ay	-	-	-	-	-	-	-
Muz	+15	85-95	8-10Gün	75	-1	0.8	0.43	60.5	12	1.00

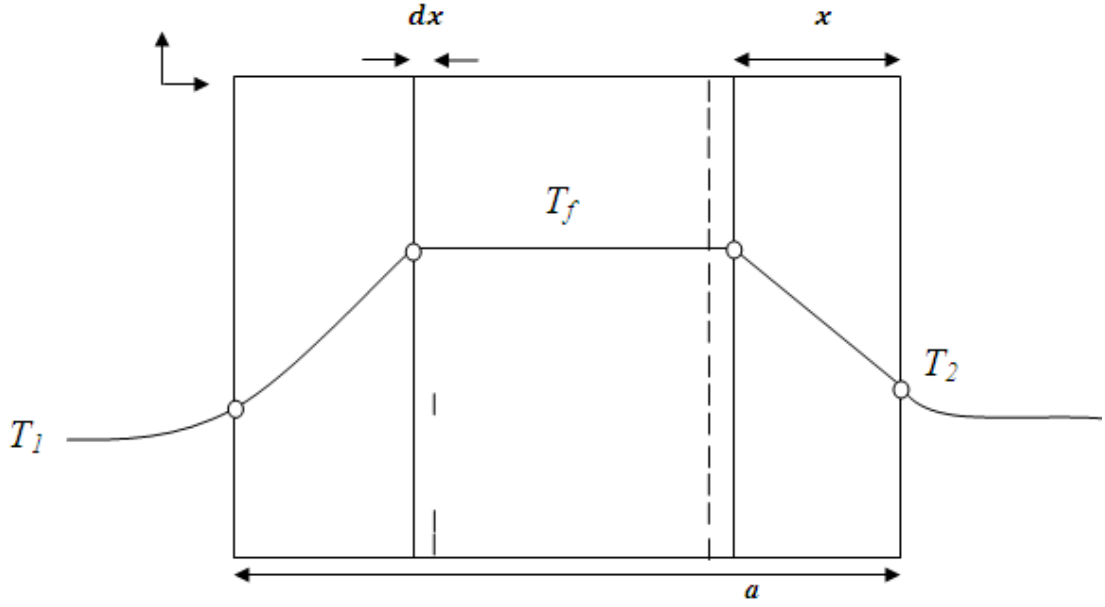
Çizelge 2.1 Bazı gıda maddelerinin soğuk ve donmuş muhafaza şartları. (devamı)

Gıda Maddesinin Cinsi Tanımı	Muhafaza Sıcaklığı (~C)	Oda Nemi (%)	Yaklaşık Muhafaza Süresi	İçindeki Su Miktarı (% Ağırl.)	Donma Noktası (~C)	Isınma Isısı /kg kcal		Donma Isısı kcal/kg	Ön Soğutma Odaları İçin	
						Donmadan Önce	Donmadan Sonra		Soğutma Süresi Saat	Yükleme Katsayısı
Nebati Yağlar	+21	-	1Sene	0	-	-	-	-	-	-
Pancar(Kök)	0	95	4-6Ay	88	-1	0.91	0.47	70.5	24	1.25
Patates-Taze	+10/+13	90	2Ay	81	-0.6	0.85	0.44	65.0	-	-
Patates- Son Ürün	+3/+10	90-95	5-8Ay	78	-0.7	0.83	0.44	62.4	-	-
Patlıcan	+7/+10	90-95	7-10Gün	93	-1	0.95	0.48	74.5	18	1.43
Portakal	0/+9	85-90	3-12Hafta	87	-1	0.90	0.46	69.7	22	1.43
Portakal Suyu	-1/+2	-	3-6Hafta	89	-	0.92	0.47	71.3	-	-
Peynir	-1/+4	65-70	6-12Ay	30-60	-10/-15	0.50	0.31	30.0	-	-
Pırasa	0	95	1-3Ay	85	-0.7	0.88	0.46	68.1	18	1.43
Salatalık	+10/13	90-95	10-14Gün	96	-0.5	0.97	0.49	76.8	24	1.00
Sarımsak-Kuru	0	65-70	6-7Ay	61	-1	0.69	0.39	48.8	-	-
Sebze-Paketli	-18/-23	-	6-12Ay	-	-	-	-	-	-	-
Sebze Tohumu	0/+10	50-65	10-12Ay	7-15	-0.29	0.23	8.8	-	-	-
Soğan-Kuru	0	65-75	1-8Ay	88	-1	0.91	0.47	70.4	24	3.3
Soğan-Taze	0	95	3-4Hafta	89	-0.9	0.92	0.47	71.3	-	-
Sosis	0	85	1-3Hafta	56	-1.7	0.65	0.37	44.8	2	1.00
Süt-Pastörize	0/+1	-	2-4Ay	87	-0.6	0.90	0.46	70.0	10	1.18
Süt Tozu	+7/21	5-10	6-9Ay	2-5	-	0.22	0.22	2.4	-	-
Şalgam Kökü	0	95	4-5Ay	92	-1	0.94	0.48	73.7	24	1.25
Şeftali	0(-)	90	2-4Hafta	89	-1	0.92	0.47	71.3	24	1.60
Şekerlemeler	0/+9	50	6-12Ay	6-10	-	-	-	-	-	-

Çizelge 2.1 Bazı gıda maddelerinin soğuk ve donmuş muhafaza şartları. (devamı)

Gıda Maddesinin Cinsi Tanımı	Muhafaza Sıcaklığı (~C)	Oda Nemi (%)	Yaklaşık Muhafaza Süresi	İçindeki Su Miktarı (% Ağırl.)	Donma Noktası (~C)	Isınma Isısı kcal /kg		Donma Isısı kcal/kg	Ön Soğutma Odaları İçin	
						Donmadan Önce	Donmadan Sonra		Soğutma Süresi Saat	Yükleme Katsayısı
Tatlı Patates	+13/16	85-90	4-7Ay	69	-1.3	0.76	0.41	55.2	-	-
Tavuk-Hindi-Taze	0	85-90	1Hafta	74	-3	0.80	-	59.3	5	1.00
Tavuk-Hindi-Donmuş	-18/-23	90-95	1-12Ay	-	-	-	0.42	59.3	-	-
Taze Fasulye	+4/+7	90-95	8-10Gün	89	-0.7	0.92	0.47	71.3	20	1.50
Tereyağı	+4	75-85	1Ay	16	-2	0.33	-	12.8	-	-
Turp-Kış	0	95-100	2-4Ay	95	-0.7	0.97	0.49	76.1	-	-
Üzüm-Taze	-1	90-95	3-6Ay	82	-2.1	0.86	0.44	65.0	20	1.25
Vişne	-1/0	90-95	3-7Gün	84	-1.7	0.88	0.45	67.2	-	-
Yeşil Biber	+7/10	90-95	2-3Hafta	92	-0.7	0.94	0.48	73.7	-	-
Yumurta	-2/0	80-85	5-6Ay	66	-2.2	0.73	0.40	52.8	10	1.18
Zeytin-Taze	+7/10	85-90	4-6Ay	75	-1.7	0.80	0.42	60.0	-	-

2.2 Donma Süresinin Hesaplanması



Şekil 2.3 Plank Modeli [29].

Ürünlerin donma sürelerinin hesaplanmasında kullanılan çeşitli modeller mevcut olmakla birlikte Planck modeli kullanılan en basit modellerden biridir (Smith, 2003). Planck eşitliğinin türetilmesinde kullanılan varsayımlardan bahsedecek olursak öncelikle tüm gıdalar ayrı donma noktalarına sahip olup, donmuş ve donmamış kısımlar için bu sabit kalır. Dondurulan gıdanın termal iletkenliği sabit kabul edilir. Ayrıca donmuş ve donmamış kısımlar eşit yoğunlukta olup, dondurucu ortamdan merkeze doğru homojen hızla oluşan bir buz tabakası veya ayrı bir ara yüzey bulunmaktadır. Burada donmuş kısmın ısı kapasitesi ihmal edilebileceği gibi (gizli ısı değişimleri) donmuş kısma doğru duyulur ısı değişimlerinden çok daha büyük olmaktadır. Yalnız ısı aktarımında yatışkın durum prosesi kabul edilebilecek kadar düşük seyretmektedir.

Soğuk havayla temas yolu ile kesit yüzey alanı A , kalınlığı a kabul edilen bir bloğun her iki yüzeyden dondurulması işlemi Şekil 2.3.'de gösterilmektedir. Donmuş kısım bloğun her iki tarafında ve x kalınlığındadır. Donmuş ve donmamış kısımlar arasındaki ara yüzey, donmuş kısmın kalınlığı $x=a/2$ olana kadar ilerler. Isı (Q), bloğun yüzeyinden ortama konveksiyon yoluyla uzaklaştırılır. Isının uzaklaştırılma hızı,

$$Q = hA(T_2 - T_1) \quad (2.1)$$

Burada, T_2 : bloğun yüzey sıcaklığı, T_1 : dondurucu havanın sıcaklığıdır. Donmuş kısım boyunca kondüksiyon ile ısı aktarım hızı Fourier eşitliği ile uzaklaştırılır. Isının uzaklaştırılma hızı Fourier eşitliği ile ifade edilir;

$$Q = \frac{kA(T_f - T_2)}{x} \quad (2.2)$$

Burada k donmuş gıdanın termal iletkenlik katsayısıdır. Donmuş ve donmamış tabakaların ara yüzeyinde dx kalınlığında bir tabakanın dt sürede donduğunu varsayalım. Bu tabakanın hacmi $A dx$, eğer yoğunluk ρ ise kütlesi de $\rho A dx$ olur. Eğer erime gizli ısısı λ ise, bu tabakadan dt sürede uzaklaştırılan ısı $\rho A \lambda dx$ olur. Bu ısının uzaklaştırılma hızı ise,

$$Q = \rho A \lambda \frac{dx}{dt} \quad (2.3)$$

şeklinde ifade edilir. Yüzey sıcaklığı T_2 bilinmek zorunda değildir ve eşitliklerden aşağıdaki düzenleme yardımıyla çıkarılabilir;

$$\frac{Q}{hA} + T_1 = T_f - \frac{Qx}{kA} \quad (2.4)$$

$$Q = \frac{A(T_f - T_1)}{\left(\frac{1}{h} + \frac{x}{k}\right)} \quad (2.5)$$

Donmamış kısımdan gizli ısının uzaklaştırılma hızı, donmuş kısımdan ortama ısının uzaklaştırılma hızına eşit olmalıdır. Bu durumda;

$$\frac{A(T_f - T_1)}{\left(\frac{1}{h} + \frac{x}{k}\right)} = \rho A \lambda \frac{dx}{dt} \quad (2.6)$$

eşitliği elde edilir.

Sınır koşulları

$t=0$ iken $x=0$

$t=t$ iken $x= a/2$

durumu için bu eşitlik entegre edilirse, sonsuz dilim geometrisi için

$$\int_0^t dt = \frac{\rho\lambda}{(T_f - T_1)} \int_0^{a/2} \left(\frac{1}{h} + \frac{x}{k}\right) dx \quad (2.7)$$

$$t = \frac{\rho\lambda}{(T_f - T_1)} \left[\frac{a}{2h} + \frac{a^2}{8k} \right] \quad (2.8)$$

Donma süresini veren Plank eşitliği elde edilir. Plank eşitliğinin geometriden bağımsız genel hali ise,

$$t = \frac{\rho\lambda}{(T_f - T_1)} \left[\frac{Pa}{h} + \frac{Ra^2}{k} \right] \quad (2.9)$$

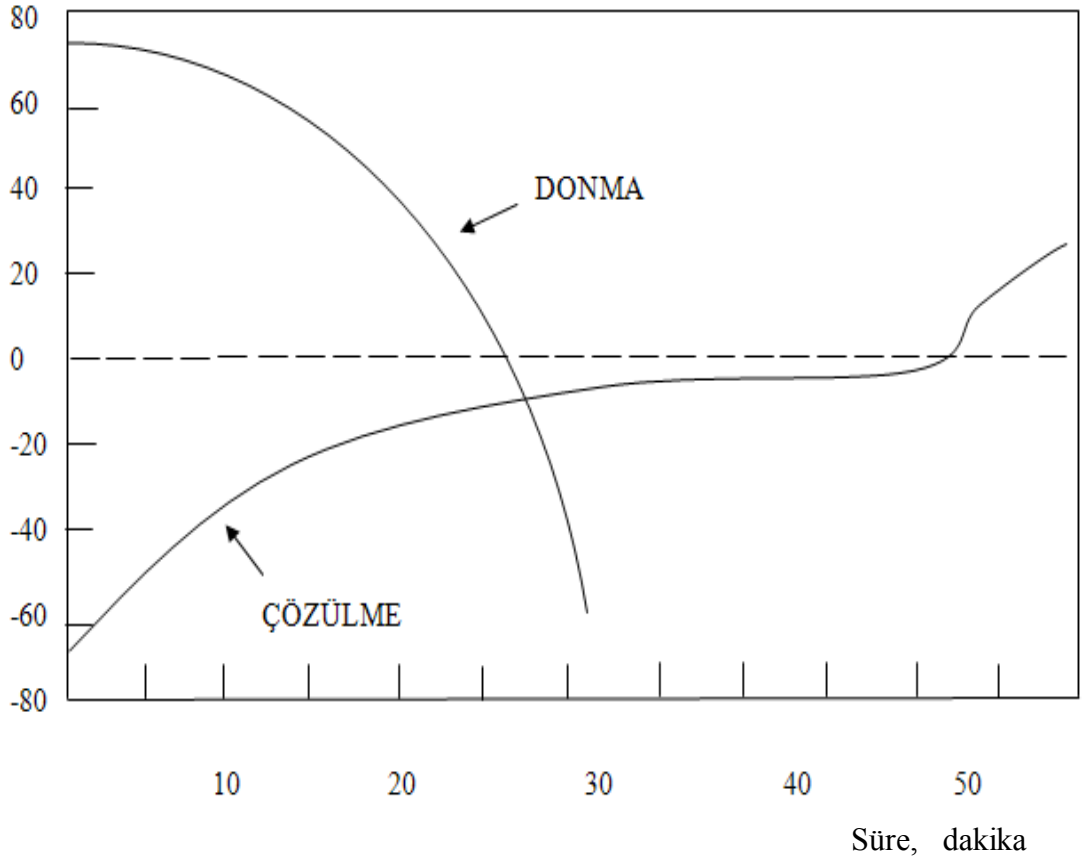
şeklinde yazılır. P ve R farklı geometriler için farklı değerler alan katsayılarıdır. P ve R sonsuz dilim için 1/2 ve 1/8, sonsuz silindir için 1/4 ve 1/16, küre için 1/6 ve 1/24 değerlerini almaktadır.

2.3 Donma ve Çözülme

Bir materyalin donma ve çözülme eğrileri kıyaslandığında olayların farklı disiplinlerde geliştiği görülür. Buzun ısı iletim katsayısının sudan 4 kat fazla ve buzun ise ısı yayılım katsayısının suyunkinden 9 misli fazla olduğu dikkate alındığında, her iki olayın da gelişme hızının farklılık nedeni de kendiliğinden ortaya çıkmaktadır. İçerisinde su içeren bir materyalin, örneğin meyve-sebze veya et gibi bir gıda maddesinin donma ve çözülme olayı fiziksel olarak analiz edildiğinde, ısı nitelikleri farklı, üç katman gözlenir. Yalnız bu katmanların sırası donma ve çözülmede farklılıklar gösterir. Örnek verecek olursak, dondurulan materyalde bu üç katman, en dışta “donmuş faz”, “donmakta olan faz” ve “donmamış faz” şeklindedir. Ürünün dondurulduğu yöntemle öncelikle dışta bir donmuş tabaka oluşur, hemen altında donmakta olan bölge bulunur yani donmuş

tabaka iç kısmı doğru gelişirken, donmakta olan bölgede en içeriye doğru genişler. Böylelikle donma olayının dıştan içeriye doğru geliştiği ve materyal ısısının en dışa doğru atılmak zorunda olduğu görülmektedir. Örneğin, $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$ olan bir gıdanın dondurulması sırasında, en içte olan donmamış bölgenin sıcaklığının $+4\text{ }^{\circ}\text{C}$ ' de olduğu sıradaki durumu incelendiğinde, $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ' ye erişmesi için $6\text{ }^{\circ}\text{C}$ ' lik bir sıcaklık düşüşü yaşanması için duyulur ısı uzaklaştırılmalıdır. Bu ısı, hemen kendini çevreleyen donmakta olan bölge üzerinden donmuş bölgeye ve oradan da soğutucu üniteye ulaşır. Diğer taraftan donmakta olan tabakadan serbest kalan donma gizli ısısı da hemen kendini çevreleyen donmuş tabaka üzerinden dışarı atılır. Donmuş tabakanın yani buzun, ısıyı daha iyi ilettiği göz önüne alındığında, donma sırasında iç tabakalardan uzaklaştırılması gereken ısının kolaylıkla iletilerek soğutucuya ulaştırılabildiği görülmektedir. Buna göre donmuş tabaka hızlı genişlerse, iç tabakalardan uzaklaştırılması gereken, hissedilir ısı ile donma gizli ısısından oluşan toplam ısının uzaklaştırılma hızı o kadar artar. Bu olaylar sırasında donmuş tabakanın sıcaklığı da gittikçe soğutucu sıcaklığına erişir. Sonunda ise Şekil 2.4' te görüldüğü üzere. tüm kitle donarak istenen sıcaklığa kadar soğuma gerçekleşir [29].

Çözülme sırasında ise bu olaylar aksi yönde gelişir. Çözülme başlangıcında dışta “çözünmüş faz” altında “çözülmekte olan faz” ve “donmuş haldeki faz” bulunmaktadır. Çözünmüş faz dıştan içeri doğru gittikçe gelişir. Çözülme için gerekli olacak çözülme gizli ısısı ile çözülme sonunda ortamın sıcaklığının yükselmesini sağlayacak olan ısı dıştan içeri doğru iletilmek zorunda kalacaktır. Isının iç tabakalara ulaşması ile ısı, zayıf ısı iletkenliğe sahip dıştaki çözünmüş fazı da aşmak zorunda kalacaktır. Çözülmenin donmaya göre daha yavaş sürmesinin asıl nedeni budur. Diğer bir farklılık ise, çözülme olayının tümü donma noktasında gerçekleşmektedir. Bu açıklamalar gösterir ki, donma veya çözülmenin hızının sırasıyla, soğutucu veya ısıtıcı ortam sıcaklıkları üzerinden etki edebilmektedir.



Şekil 2.4 Bir gıdanın donma ve çözülme eğrisi [29].

2.4 Dondurma ve Depolama Sırasında Meyve ve Sebzelerdeki Kimyasal Değişimler

Gıdaların dondurulmaları sırasında yapılarındaki suyun büyük bir kısmı buz haline geçecektir. Yapıdaki su buz haline dönüşerek geriye kalan kısım konsantre olacaktır. Donma ve depolamada en çok görülen kimyasal değişimler; lipid oksidasyonu, enzimatik esmerleşmeler, tat bozuklukları, protein denatürasyonu ile renk maddeleri ve vitaminlerdeki kayıplar diye kısaca açıklanabilir. Ayrıca doku halindeki gıdaların yapılarında buz kristallerinin oluşumu dokunun zarar görmesine yol açtığı için enzimlerin temasını ve buna dayalı bozulmaları da kolaylaştıracaktır.

2.5 Dondurma Yöntemleri

2.5.1 Soğuk Hava ile Dondurma

En yaygın uygulanan, farklı cihazlardan yararlanılan ve birçok modifikasyonu olan en eski yöntemdir. Başlıca iki farklı uygulaması vardır, bunlar “durgun havada dondurma” ve “hava akımında dondurma”dır.

2.5.2 Durgun Havada Dondurma

Bu uygulamada kullanılan soğuk hava hareketsizdir. Böyle bir dondurucu için yapılması gereken, iyice izole edilmiş bir soğuk odadır. Soğutma donanım evaporatörü, tavanda duvarda veya odanın ortasında yukardan aşağıya doğru uzanan borular demetinde olabildiği gibi, dikine dizilmiş raflar şeklinde de olabilir. Dondurulacak ürünler bu raflar arasına istiflenir. Bu tip dondurucular kullanılan ekipmanlar açısından basit ve ekonomiktir. Durgun hava ile dondurma yapan odalarda hava hareketini sağlayan bir düzen yoktur, hava sadece doğal konveksiyonla hareketlidir. Ancak bu bir hava hareketi olarak görmek olanaksız olduğundan havanın durgun olduğu kabul edilmektedir [30]. Bu yöntemde odanın sıcaklığı -15 °C ile -30 °C arasında bulunur. Hareketsiz ya da çok yavaş hareketli havanın ısı iletkenliği çok düşük olduğundan, dondurulmak üzere depoya konan ürünün donma süresi uzun olacaktır. Donma süresi, dondurulan ürünün hacmine, ambalajın niteliğine, birimler arasındaki mesafeye, vb. birçok değişkene bağlı olarak birkaç saatten bir haftaya kadar değişebilir. Bu metot yaygın olarak balık dondurma amacıyla kullanılmaktadır.

2.5.3 Hava Akımında Dondurma

Bu tip dondurucuların genel ilkesi havanın, soğuk odada hızlı hareket etmesidir. Güçlü fanlar kullanılarak hareket ettirilen hava, evaporatörden geçerken soğur ve ürün üzerinden 10-15 m/s hızla geçirilir. Isı transfer sayısı hava hızına bağlı olarak

arttığından, ürün hızla dondurulur. Odadaki hava sıcaklığı -30 °C ile -45 °C arasında değişmektedir. Hava akımında dondurma yönteminde çok değişik tipte dondurucular kullanılmaktadır. Bunlardan en yaygın olanları, tünel dondurucular, akışkan yatak dondurucular, spiral bantlı donduruculardır.

2.5.3.1 Tünel Dondurucular

Tünel dondurucularda, ürün ya bir bantla ya da üst üste yerleştirilmiş raflardan oluşan araba dizilerinin tünel içindeki hareketiyle taşınır. Buna göre tünel dondurucu bantlı veya raflı vagonlu olabilmektedir. Bunların tüneldeki hızı donma süresine bağlı olarak ayarlanır. Aynı zamanda dondurulacak materyal ile soğuk havanın tünel içindeki hareket yönü “paralel” veya “zıt” olabilir. Bu tarz tasarımlar aynı zamanda kurutma teknolojilerinde de kullanılmaktadır. Ürün, zıt akım kullanılacaksa tünelin bir tarafından soğuk hava ise diğer ucundan verilir. Soğuk hava, tünel çıkışında donmuş ve sıcaklığı düşmüş ürünle karşılaşır. Bu sistemlerde donma kademeli olarak gerçekleşir ve donma boyunca herhangi bir noktada ürünün sıcaklığı yükselmez. Ancak soğuk havanın ürün giriş kısmına ulaşana kadar sıcaklığı yükselir. Kısmen ısınmış hava tekrar sistemde dönerken, havanın sıcaklığı ile evaporatör sıcaklığı arasındaki fark artmış olacağından hızlı ve devamlı olarak karlanma oluşacaktır. Özellikle uzun tünellerde sıkça görülen bu sorun nedeniyle tünellerdeki hava hareketi ürün hareketine çapraz olarak düzenlenir kısacası hava tünelin yanlarından verilir. Bu yöntemle hava hareketi kısa mesafe aldığından hava ısınmaz ve ΔT 'nin büyümesi sonucu oluşacak sakıncalarda ortadan kalkar.

Havanın tüneldeki dağılımının kusursuz olması için, hava bant boyunca hem alttan hem üstten verilir. Bu tip tünellerde genellikle soğuk hava bant altından yukarıya doğru üflenir. Bu üfleme ile bant üzerindeki madde hava hızı ve parçacık iriliğine bağlı olarak hafif bir titreşim kazandığından donma hızı yükselir. Bu sınırlı titreşim, dondurulan parçacıkların bir kitle haline dönüşmeden donmalarını sağlayamamaktadır.

2.5.3.2 Akışkan Yatak Dondurucular

Bu tip bant dondurucularda, bantın altından verilen çok yüksek hızlı havanın verilmesiyle, bant üzerindeki parçacıkların her biri soğuk hava ile temas ederek süratle donar. Akışkan yatak dondurucularda, diğer hava dolaşımli dondurma sistemlerinde ulaşılamayan hızlı bir dondurma sağlamanın yanında her bir parça ayrı ayrı donduğundan ürünün bir blok haline dönüşmesi önlenmiş olur. Bu sistemde, bir ürünün dondurulabilmesi için ürünün belli bir hava akımında akışkanlık kazanabilecek kadar küçük parçalar halinde bulunması gerekir.

2.5.3.3 Spiral Bantlı Dondurucular

Bantlı dondurucular arasında yer alan spiral bantlı dondurucular, yalıtılmış bir kabin içinde yer alan ve toplam uzunluğu 100-300 m. arasında değişen bir bant, dondurulacak ürünü spiral bir yol izleyerek aşağıdan yukarı doğru taşırken, soğuk hava yanlardan verilir. Bantın spiral şekilde oluşu, az yer işgal eden küçük bir sistemde, büyük miktardaki hammaddenin dondurulmasına fırsat vermektedir. Özellikle plakalı dondurucularda dondurulma olasılığı bulunmayan, ambalajlanmış haldeki şekilsiz ürünlerin dondurulmasında kullanılmaktadır.

2.6 Dolaylı Temas Yoluyla Dondurma

Dondurma işlemlerinden biri olan dolaylı temas yoluyla dondurma yönteminde içten soğutulan iki plaka arasına yerleştirilmiş ambalajlı ürünlerin plaka ile teması kullanılarak işlem gerçekleştirilir. Dondurulan ürün ile soğumayı gerçekleştiren refrijerant arasında plaka bulunduğundan bu yöntemde dolaylı temas denmektedir. Ambalajlı ancak şekilsiz bir kitlenin bu sistemde dondurulması fayda sağlamayacaktır. Çünkü ambalajın düzgün bir yüzeyle plakaya tam olarak değmesi donma süresi açısından çok önemlidir. Düzgün şekilli ve aynı kalınlıktaki ambalajlar plaka üzerine yan yana yerleştirilip, diğer plaka da üste yerleştirilince iki taraflı hızlı

bir dondurma işlemi gerçekleştirilebilmektedir. Bu yöntemde plakalı dondurma yöntemi de denilmektedir.

2.7 Daldırılarak Dondurma

Bu yöntemde dondurulacak ürün, ambalajlanmış veya ambalajlanmamış olarak, düşük sıcaklıklara kadar soğutulmuş uygun bir sıvıya daldırılmakta veya sıvı ürün üzerine püskürtülmektedir. Ürünün ambalajlı olması soğutucu ile soğutulan arasında bir engel olmasından ötürü dolaylı temas yoluyla dondurma olarak kabul edilmektedir. Ambalajsız gıdaların daldırılarak dondurulmasında, ürün ile sıvı arasında kusursuz bir ısı aktarımı sağlanmakta ve böylece hızlı bir donma gözlenmektedir. Buna ek olarak, belirgin bir şekli olmayan birçok ürün bu yolla başarılı şekilde dondurulmaktadır. Örneğin, soğuk şeker şurubuna daldırılarak dondurulan meyveler ince bir şurup filmiyle kaplanarak teker teker dondurulduklarından depolama esnasında renk, aroma ve kalite kayıpları az yaşanmakta oksidatif değişimlere uğramamaktadırlar. Ambalajsız ürünlerin daldırılarak dondurulmalarında kullanılan refrijerantın duyuşsal özellikleri ile, dondurulan ürünün duyuşsal özellikleri uyuşmalıdır. Örneğin meyveler şeker şurubu ile, balıklar ise salamura ile dondurulabilir.

2.8 Kriyojenik Sıvılar İle Dondurma

Gıdaların dondurulmasında kullanılan kriyojenik sıvılarla dondurma, genellikle -60 °C' nin altında gerçekleştirilen dondurma olarak tanımlanabilmektedir. Bazı duyarlı gıdalarda ancak çok hızlı bir dondurma ile kaliteli bir ürün elde edilebilmektedir. Kriyojenik dondurma yöntemi de bu tip ürünler için gerçekleştirilmiş olup, uygulama alanı bu ürünlerle sınırlıdır. Bunun yanında bu yöntemin olumsuz yanı ise pahalı olmasıdır.

Kriyojenik sıvılar içinde en yaygın olarak kullanılan sıvı azot gazı, havanın sıkıştırılıp önce sıvı hale getirilmesi ve sonra oksijenin kaynama derecesinin 183 °C,

azotun kaynama derecesinin $-196\text{ }^{\circ}\text{C}$ olmasından faydalanılarak sıvı hava valften geçirilerek, azot gazının oksijenden ayrılması yoluyla üretilmektedir. Üretilen azot gazı tekrar sıkıştırılarak sıvı azot gazı elde edilmektedir. Sıvı azot gazı atmosferik basınçta $-196\text{ }^{\circ}\text{C}$ ' de buhar fazına geçtiğinden, elde edilen sıvı gaz izole edilmiş tanklarda depolanırsa, bu sıcaklıkta atmosferik basınçta sıvı olarak kalır ve sadece çok az bir kısmı $-196\text{ }^{\circ}\text{C}$ ' deki azot gazına dönüşür. Bu halde depolanıp nakledilmesi sırasında tank veya tüpte fazla bir basınç oluşmaz. Bu özellik azot gazının kriyojenik dondurmada kolaylıkla uygulanmasına olanak vermektedir.

Kriyojenik dondurma yoluyla, soğutmada ayrı bir ekipmana ihtiyaç duyulmamasının yanında, sıvı azotun zehirleyici özelliğinin bulunmaması ve gıda maddesinin hiçbir ögesi ile reaksiyona girmemesi (inert olması), aksine havanın yerini alarak birçok oksidatif reaksiyonların önüne geçmesinden dolayı bu yöntem tercih edilmektedir. Uygulama şekilleri üç şekilde olabilir. Dondurulacak ürünün, sıvı azota daldırılması, sıvı azotun ürün üzerine pülverize edilmesi veya dondurulacak gıda üzerinden düşük sıcaklıktaki azot gazı geçirilir.

3 TERMODİNAMİĞİN İNCELENMESİ

Termodinamik, enerji alışverişlerinden ve dönüşümlerinden etkilenecek fiziksel ve kimyasal etkilerin cisimlerin özellikleri üzerinde meydana getirdikleri değişikliklerin incelenmesidir. Kısacası, enerji ve enerji dönüşümlerinin tüm yönlerini kapsayan fiziğin bir koludur.

3.1 Termodinamiğin Temel Yasaları

3.1.1 Termodinamiğin Sıfıncı Yasası (Termik Denge)

R. H. Fowler tarafından 1931 yılında tanımlanan yasa, bir sistemde iki ayrı cismin bir üçüncü cisimle ısı dengede olmaları durumunda, kendi aralarında da ısı dengede olacaklarını belirtir. Diğer bir deyişle, sıcaklıkları aynı değer olarak ölçülen iki cisim birbirleriyle temas etmeseler dahi ısıl yani termik denge halindedirler. Bu durumda sistemle çevresi arasında termik bir etkileşim vardır.

3.1.2 Termodinamiğin Birinci Yasası (Enerjinin Korunumu)

İngiliz fizikçisi James P. Joule tarafından 1843 yılında yapılan deneylerle ortaya konulmuştur. Bu yasa, enerji yoktan var edilemez ve vardan yok edilemez sadece değişik fiziksel veya kimyasal işlemlerle bir enerji biçiminden diğer bir enerji biçimine değiştirebilir şeklinde belirtilmiştir. Kapalı bir sistemin belirli bir durumu arasında gerçekleşebilecek tüm adyabatik durum değişimleri sırasında yapılan net iş, sisteme veya durum değişimlerine bağlı olmaksızın aynıdır. Aynı zamanda hal değişimi ne olursa olsun ve nasıl gerçekleşirse gerçekleşsin çevrim esnasındaki ısı alışverişi ile iş alışverişi birbirine eşit veya birbiri ile orantılıdır. Termodinamiğin

birinci yasanın ifadesi ispat edilememekle birlikte doğruluğu yapılan deneylere dayanır.

Termodinamiğin birinci yasasına göre;

$$dQ = dU + dW \quad (3.1)$$

yazılabilir. Herhangi bir çevrim için;

$$\oint dQ = \oint dU + \oint dW \quad (3.2)$$

U nokta fonksiyonu olduğu ve işleme bağımlı olmadığı için, çevrimsel integrali sıfırdır. Böylelikle;

$$\oint dQ = \oint dW \quad (3.3)$$

yani

$$Q_{\text{çevrim}} = W_{\text{çevrim}} \quad (3.4)$$

Bu eşitliğe göre, bir çevrimin iş çıkışı, sisteme verilen ısıya eşit olacaktır. Birinci yasaya göre yukarıdaki son eşitlik, bir motor tarafından üretilen net işin, motora dış kaynaktan verilen net ısıya eşit olduğunu belirtmektedir.

3.1.2.1 Isı Geçişi

Bir cisim farklı sıcaklıkta bir ortama bırakıldığı zaman cisimle onu saran ortam arasında ısı denge oluşana kadar yani aynı sıcaklıklara gelene kadar yüksek sıcaklıktaki cisimden düşük sıcaklıktaki cisme doğru enerji geçişi olur. Burada ifade edilen ısı, sistemle çevresi arasında sıcaklık farkından dolayı gerçekleşen enerji geçişi olarak adlandırılır. Isı geçişinin olmadığı durum adyabatik hal değişimi olarak adlandırılır. Adyabatik hal değişimi iki durumda gözlenmemektedir. Bunlar, sistemin çok iyi yalıtılmasından dolayı ısı ihmal edilebilir düzeyde olduğu

zaman ya da sistem ve çevresinin aynı sıcaklıkta olmasından dolayı adyabatik hal değişimi görülmemektedir [39].

Sistemin birim kütlesi için ısı geçişi q ile simgelenir ve aşağıdaki bağıntıyla gösterilir,

$$q = \frac{Q}{m} \left(\frac{kJ}{kg} \right) \quad (3.5)$$

Birim zamanda geçen ısı \dot{Q} ile simgelenir. Isı geçişinin birimi kJ/s veya kW ' tır. Hal değişimi esnasındaki toplam ısı geçişi değerini bulmak için, ısı geçişinin zamana bağlı değişimini hal değişiminin gerçekleştiği süre üzerinden \dot{Q} ' nın integrali alınır.

$$Q = \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q} dt \quad (3.6)$$

Şayet \dot{Q} hal değişimi sırasında sabit kalıyorsa,

$$Q = \dot{Q} \cdot (t_2 - t_1) \quad (3.7)$$

Isı geçişinin yönü vardır, bu nedenle bir işaret kuralına gereksinim vardır. Sistemin enerjisini artıran yönde ısı geçişi artı işaretli, tersi durum söz konusu olduğunda ısı geçişi eksi işaretli olacaktır.

3.1.2.2 Isı Geçiş Yolları

Isı geçiş yolları iletim (kondüksiyon), taşınım (konveksiyon), ışıınım (radyasyon) şeklinde gerçekleşmektedir. Bu ısı geçişinin gerçekleşme yolları hangisi olursa olsun, ısı geçişi bir sıcaklık farkı olması durumunda gerçekleşmektedir.

İletim, bir maddenin, katı, sıvı, gaz ortamlarda enerjisi daha fazla olan moleküllerden diğer moleküllere enerji geçişidir. Sıvılarda ve gazlardaki iletim,

moleküllerin gayrinizami hareketleri sonucu gerçekleşir. Katılarda moleküllerin sabit düzendeki titreşimleri ve serbest elektronların hareketleri sonucunda oluşur. Δx kalınlığında birim zamanda iletimle geçen ısı Q_{iletim} , ΔT sıcaklık farkı ve ısı geçişine dik alan A ile doğru orantılı, Δx ile de ters orantılıdır.

$$\dot{Q}_{iletim} = -k_t A \frac{\Delta T}{\Delta x} (W) \quad (3.8)$$

$\Delta x \rightarrow 0$ durumunda, (3.8) numaralı denklem (3.9)diferansiyel denkleme dönüşerek “Fourier Isı İletim Yasası” diye anılır.

$$\dot{Q}_{iletim} = -k_t A \frac{dT}{dx} (W) \quad (3.9)$$

Fourier ısı iletim yasaşı, ısı iletimin verilen yöndeki sıcaklık gradyanı ile doğru orantılı olduğunu belirtir. Isı sıcaklığın azaldığı yönde iletilir. Artan x değerleri için sıcaklık azalıyorsa, sıcaklık gradyanı eksi değer olacaktır. Bundan dolayı denklemdaki eksi işareti, artı x yönündeki ısı iletiminin artı işareti taşıması içindir.

Taşınım, katı bir yüzeyle onun temas ettiği akışkan bir ortam arasında gerçekleşen ısı geçişidir. İletimin ve akışkan hareketinin ortak sonucu olarak gerçekleşir. Akışkan hareketi daha hızlı olduğu zaman taşınım ısı geçişi de daha çoktur. Akışkan eğer hareketsizse, bu durumda katı yüzeyle temas ettiği akışkan arasında sadece iletimle ısı geçişi olur. Akışkan hareketinin varlığı ısı geçişini artıran bir etken olması aynı zamanda ısı geçişinin hesaplanmasını zorlaştırır. Taşınımı sağlayan akış pompa, fan, rüzgar veya benzeri cebiri etkenle oluyorsa buna zorlanmış taşınım denir. Akışkan içinde oluşan kaldırma kuvvetleri sıcaklık farklılıklarından ortaya çıkan yoğunluk farklılıklarına bağlıdır. Mesela fanla zorlanmış bir akış yoksa kütlemin yüzeyinden doğal taşınım ısı geçişi olacaktır. Çünkü akışkan hareketi daha sıcak olmasından dolayı hafif olduğu için havanın yükselmesi ve onun yerini daha ağır olan soğuk hava alacaktır. Şayet yüzey ile hava arasındaki sıcaklık farkı, havanın ataletini yenebilecek kadar büyük değilse doğal taşınım yerine sadece iletimle ısı geçişi gerçekleşecektir.

Birim zamanda taşınım ile ısı geçişi $\dot{Q}_{\text{taşınım}}$, ‘‘Newton’ un Soğutma Yasası’’ adı verilen bağıntı ile ifade edilir:

$$\dot{Q}_{\text{taşınım}} = hA(T_s - T_f) \text{ (W)} \quad (3.10)$$

Burada h , taşınım katsayısı; A , ısı geçişinin olduğu yüzey alanı; T_s , yüzey sıcaklığı; T_f , akışkanın yüzeyden uzaktaki sıcaklığıdır. Yüzeyle temas eden akışkanın sıcaklığı, katı yüzeyin sıcaklığına eşittir. Bağıntıda kullanılan h , akışkanın özelliği olmayıp deneysel olarak belirlenen bir parametredir ve değeri yüzey geometrisi, akışın niteliği, akışkanın özellikleri ve akış hızı gibi taşınımı etkileyen birçok değişkene bağlıdır. Uygulamalarda karşılaşılan bazı h değerleri aşağıda belirtilmiştir.

Çizelge 3.1. h değerleri çizelgesi [31].

h	W/m ² K
Gazlarda doğal taşınım	2-25
Sıvılarda doğal taşınım	50-1000
Gazlarda zorlanmış taşınım	25-250
Sıvılarda zorlanmış taşınım	50-20000
Kaynama ve yoğuşma	2500-100000

Işınım, maddenin atom veya moleküllerinin elektron düzeninde olan değişimler sonucunda yayılan elektromanyetik dalgalar veya fotonlar aracılığıyla gerçekleşen enerji aktarımıdır. Işınımında diğerlerinden farklı olarak ısı geçişi cisimler arasında boşluk olması durumunda da vardır. Işınım ile ısı geçişi, ışık hızında gerçekleşir ve vakumda ışınım akısında hiçbir azalma olmaz.

Isı geçişi uygulamalarında, bir cismin belli bir sıcaklıkta olmasından dolayı yaydığı ısı ışınımıdır. Isıl ışınım, gama ışınları, x ışınları, mikrodalgalar gibi diğer elektromanyetik ışınımından farklıdır. Katı, sıvı ve gazlar ışınımı belirli ölçülerde yutar, yayar ve geçirirler yalnız katı cisimler için ışınım bir yüzey olgusu olarak ele alınır, çünkü yayılan ışınım yüzeyle erişmeden metal, tahta, taş gibi

maddeler cisimlerin iç bölgeleri tarafından yutulur, çok az bir kısmı yüzeyden dışarı çıkar. Aynı zamanda yüzeye gelen ışınım da çok az bir kalınlığa kadar yutulur [31].

Isıl ışımaya on dokuzuncu yüzyılda fizikçileri en çok meşgul eden konuların başında geliyordu. Josef Stefan, John Tyndall'ın deneysel verilerinden faydalanarak 1879 yılında ısı ışımaya şiddetinin sıcaklığın dördüncü kuvvetine bağlı olduğunu gözledi. Daha sonra Boltzmann, termodinamik yasalarını kullanarak bu bulguyu teorik olarak da ispatlayarak daha da sağlamlaştırdı. Teorik fizik tarihinin en önemli adımlarından biridir. Isıl ışımaya teorik bir temele oturtmuş ve on dokuzuncu yüzyılın sonlarında bir çok kuramcının karacisim ışımaya bir dağılım fonksiyonu ile ifade etmeye çalışmasına önayak olmuştur. Kuantum mekaniğinin çıkış noktası olan 1900 tarihli Max Planck'ın makalesi de karacisim ışımaya çözümüdür. Bu çözümden yola çıkarak, herhangi bir yaklaştırma yapmadan Stefan-Boltzmann yasasını tam olarak elde etmek mümkündür.

Stefan-Boltzmann yasası ile T_s mutlak sıcaklığındaki bir yüzeyden birim zamanda yayılabilecek en çok ışınım ifadesi;

$$\dot{Q}_{yayılan, maks} = \sigma AT_s^4 \quad (W) \quad (3.11)$$

Bu ifadede A , yüzey alanı; $\sigma = 5.67 \times 10^{-8} \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K}^4)$ ise Stefan-Boltzmann sabitidir. Belirli bir sıcaklıkta, birim zamanda en çok ışınımı yayan yüzey siyah cisimdir. ϵ , yüzeyin yayma oranı olarak tanımlanır. Yayma oranının değeri $0 \leq \epsilon \leq 1$ aralığındadır. Yüzeyin yayma oranı, siyah cisim $\epsilon = 1$ yakınlığının ölçüsüdür.

Çizelge 3.2 Isı transferi işlemleri [31].

Tür	Mekanizma	Denklem	Denklem Katsayısı
İletim	Rastgele moleküler harekete bağlı olarak enerji yayılımı	$\dot{Q}_{iletim} = -k_t A \frac{dT}{dx} (W)$ [$T \equiv (^{\circ}C)$, $x \equiv (m)$]	k : ısı iletim katsayısı, ($W m^{-1} K^{-1} \equiv W m^{-1} ^{\circ}C^{-1}$)
Taşınım	Rastgele moleküler harekete bağlı olarak enerji yayılımına ek olarak, kitlesel harekete bağlı enerji transferi.	$\dot{Q}_{taşınım} = hA(T_s - T_f) (W)$ T_s ve $T_f \equiv (^{\circ}C)$ [T_s : Yüzey sıcaklığı, T_f : Akışkan sıcaklığı]	h : Isı taşınım katsayısı, ($W m^{-2} K^{-1} \equiv W m^{-2} ^{\circ}C^{-1}$)
İşınım	Elektromanyetik dalgalar ile enerji transferi	$E_s = \sigma T_s^4 (W m^{-2})$ [Siyah cismin yayma gücü] $\dot{Q}_{yayılan} = \varepsilon \sigma T_s^4$ ($W m^{-2}$) [Gerçek cisimlerin yaydığı ışınım akısı] $\dot{Q}_{yayılan} = \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_{çevre}^4)$ ($W m^{-2}$) [Gerçek cisimlerin yaydığı ışınım akısı] [[$A_s/A_{çevre} \rightarrow 0$ için net ışınım miktarı] [$\sigma \equiv (5.67 * 10^{-8} W m^{-2} K^{-4})$ T_s ve $T_{\infty} \equiv (K)$ [σ : Stefan – Boltzmann sabiti, T_s : Yüzey sıcaklığı, $T_{çevre}$: "s" yüzeyini çevreleyen yüzey sıcaklığı, A_s : Yüzey alanı, $A_{çevre}$: "s" yüzeyini çevreleyen yüzey alanı]	ε : Yayma oranı, (-) h_r : Isı taşınım katsayısı ($W m^{-2} K^{-1}$) $h_r = \varepsilon \sigma (T_s + T_{çevre})(T_s^2 + T_{çevre}^2)$ [$T_s - T_{çevre} \ll T_s$ için $h_r = 4\varepsilon \sigma T_s^3$
Taşınım + İşınım	Birleşik taşınım ve ışınım	$\dot{Q} = h(T_s - T_{çevre}) + h_r(T_s - T_{\infty})$ ($W m^{-2}$) [T_s ve $T_{çevre} \equiv (^{\circ}C)$], [T_s : yüzey sıcaklığı, $T_{çevre}$: akışkan sıcaklığı]	h : Isı taşınım katsayısı, ($W m^{-2} K^{-1}$) h_r : Isı ışınım katsayısı, ($W m^{-2} K^{-1}$)

$$\dot{Q}_{yayılan} = \varepsilon A T_s^4 \quad (W) \quad (3.12)$$

Genelde hem yayma hem de yutma oranları yüzey sıcaklığına ve ışınımın dalga boyuna bağlıdır. Işınımın Kirchoff Yasası bir yüzeyin yayma ve yutma oranlarının verilen bir sıcaklık ve dalga boyu için eşit olduklarını ifade eder. Uygulamada yayma ve yutma oranlarının sıcaklık ve dalga boyuna bağlılığı ihmal edilir ve bir yüzeyin ortalama yayma oranı, ortalama yutma oranına eşit alınır. Bir yüzeyin birim zamanda yuttuğu ışınım aşağıdaki bağıntıyla hesaplanır.

$$\dot{Q}_{yutulan} = \alpha \dot{Q}_{gelen} \quad (W) \quad (3.13)$$

Bağıntıda \dot{Q}_{gelen} , birim zamanda yüzeye gelen ışınımı, α ise yüzeyin yutma oranını göstermektedir. Opak yüzeyler için, gelen ışınımın yüzey tarafından yutulmayan bölümü yansıtılır.

Net ısı geçişi, yüzeyin yaydığı ışınım ile yuttuğu ışınım arasındaki farkla bulunur. Birim zamanda yutulan ışınım, birim zamanda yayılan ışınımın çoksa yüzey ışınım ile enerji kazanmakta tersi söz konusu olursa enerji kaybetmektedir. Işınım ile ısı geçişini yüzeyler arasında hesaplamak zor nedeni ise yüzeylerin özelliklerini, birbirine göre konumlarını ve yüzeyler arasındaki ortamın ışınım ile etkileşimini göz önünde bulundurmak gerekir [31]. Işınım ile ısı geçişini basit bir bağıntıyla ifade edilirse, birim zamanda ışınım ile ısı geçişi,

$$\dot{Q}_{ışınım} = \varepsilon \sigma A (T_s^4 - T_{çevre}^4) (W) \quad (3.14)$$

3.1.3 Termodinamiğin İkinci Yasası

Termodinamiğin birinci yasasına göre, sistemden çevreye ısı vermeksizin iş yapabilen bir ısı motoru yapmanın mümkün olduğu söylenmektedir. Bu makinenin sonsuza kadar çalışan bir makine olmasından dolayı gerçekleşmesi mümkün olmamaktadır. Termodinamiğin birinci yasasının bu eksikliğini tamamlamak üzere yapılan çalışmalar sonucu termodinamiğin ikinci yasası çeşitli biçimlerde ifade edilmiştir. Termodinamiğin ikinci yasası, işlemlerin belirli bir yönde gerçekleşebileceğini, ters yönde olamayacağını ifade eder. Bir durum değişimi ancak termodinamiğin hem birinci ve hem de ikinci yasasını sağlıyorsa gerçekleşebilir. Termodinamiğin birinci yasası durum değişiminin yönü üzerine bir kısıtlama koymamaktadır. Birinci yasaya göre bir çevrimde ısı tamamen işe dönüştürülebilir, $Q_{çevrim} = W_{çevrim}$ yani birinci yasaya göre, sistemden çevreye ısı vermeksizin iş yapabilen bir ısı motoru yapılabilir. Bu aşamada termodinamiğin ikinci yasası bu duruma kısıtlama getirmektedir. Termodinamiğin ikinci yasasının iki ifade edişi vardır. Bunlardan birincisi ısı makinelerine daha uygun olan Kelvin-Planck tarafından ifade edilişi “Bir ısı kaynağından ısı çekip buna eşit miktarda iş yapan ve başka hiçbir sonucu olmayan bir döngü elde etmek imkansızdır”. Diğer bir

deyişle, bir ısı makinesi, sürekli çalışabilmek için hem yüksek sıcaklıktaki bir ısı enerji deposuyla hem de düşük sıcaklıktaki bir ısı enerji deposuyla ısı alışverişinde bulunmak zorundadır. Kısacası hiçbir ısı makinesinin ısı verimi %100 olamaz ya da bir güç santralinin sürekli çalışabilmesi için, aracı akışkanın kazandan ısı enerji almasının yanı sıra, çevre ortama da ısı enerji aktarması gerekir [32].

Termodinamiğin ikinci yasasının soğutma makineleri ve ısı pompalarına daha uygun olan diğer bir tanımı ise Clausius ifadeleridir. Clausius' un ifadesi ise "Soğuk bir cisimden sıcak bir cisme ısı akışı dışında bir etkisi olmayan bir işlem elde etmek imkansızdır" şeklindedir. Buradan çevrime dışarıdan bir iş girişi olmadan soğuk bir ortamdan sıcak bir ortama ısı aktaran bir makine yapılamayacağı anlaşılmaktadır. Bu yolla çevrimin çevre üzerindeki net etkisi, düşük sıcaklıktaki cisimden yüksek sıcaklıktaki cisme ısı aktarımı yanında, bir iş tüketimidir.

Termodinamiğin birinci veya ikinci yasasına aykırı çalışan bir makineye devridaim makinesi denir. Eğer bir hal değişimi gerçekleştikten sonra hem sistem hem de çevre ilk hallerine geri döndürülebilirse, hal değişimi tersinirdir. Tüm diğer hal değişimleri tersinmezdir. Carnot çevrimi, ikisi sabit sıcaklıkta, ikisi adyabatik dört tersinir hal değişimlerinden oluşan tersinir bir çevrimdir. Carnot ilkeleri, aynı ısı enerji depoları arasında çalışan tersinir ısı makinelerinin verimlerinin eşit olduğunu ve aynı ısı enerji depoları arasında çalışan ısı makinelerinden en yüksek verime tersinir makinenin sahip olduğunu belirtir. Bu iki ilke, termodinamik sıcaklık ölçeğinin veya diğer adıyla Kelvin ölçeğinin temelini oluşturmaktadır. Tersinir bir makinenin aldığı ve verdiği ısıyla ısı enerji depolarının sıcaklıkları arasındaki ilişkiyi gösteren bağıntı ise;

$$\left(\frac{Q_H}{Q_L}\right)_{tr} = \frac{T_H}{T_L} \quad (3.15)$$

Bu nedenle tersinir bir makine için Q_H/Q_L oranı, T_H/T_L yani ısı enerji depolarının mutlak sıcaklıkları ile yer değiştirebilir. Tersinir Carnot çevrimine göre çalışan ısı makinesi olarak adlandırılır. Carnot ısı makinesinin ve diğer tersinir ısı makinelerinin ısı verimi için kullanılan en yüksek etkinlik katsayılarını belirten bağıntı ise;

$$COP_{SM,tr} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} \quad (3.16)$$

$$COP_{IP,tr} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} \quad (3.16)$$

İkinci yasanın tanımında yer alan tersinir ve tersinmez işlem ifadeleri kısaca açıklamak gerekirse, iki durum noktası arasında her iki yönde de tekrarlanabilen, çevresinde hiçbir değişiklik oluşturmayan işleme tersinir işlem denir. Tersinir işlem, gerçekte olmayan ancak analizleri birleştirmek amacıyla yapılan bir kabuldür. Ters yönde tekrarlandığında, başlangıç şartlarına dönülemeyen işleme ise tersinmez işlem denilmektedir. Doğadaki bütün doğal işlemler tersinmezdir [33].

3.1.3.1 Isıl Verim

Burada yeni bir kavramdan yani 'ısı verim'den söz edilebilir. 'termik verim'de denilen ısı verim, sisteme verilen ısının ne kadarının mekanik enerjiye dönüştüğünün bir göstergesidir. Bir başka deyişle ısı verim, sistemden alınan net işin, sisteme verilen ısıya oranıdır. Bir iş makinesinin ısı verimi aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$\eta_{th} = \frac{W_{net,çıkan}}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (3.17)$$

$W_{net, çıkan}$, ısı makinesinin yaptığı net işi, Q_H makineye verilen ısı, Q_L ise makinenin çevreye verdiği ısıyı belirtmektedir. Soğutma makineleri ve ısı pompaları, soğuk bir ortamdan aldıkları ısıyı, daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama aktarırlar. Soğutma makinesinin veya ısı pompasının etkinliği aşağıda tanımlanan etkinlik katsayısı COP olarak değerlendirilir.

$$COP_{SM} = \frac{Q_L}{W_{net,giren}} = \frac{1}{\frac{Q_H}{Q_L} - 1} \quad (3.18)$$

$$COP_{IP} = \frac{Q_H}{W_{net,giren}} = \frac{1}{1 - \frac{Q_L}{Q_H}} \quad (3.19)$$

3.1.3.2 Entropi

Termodinamiğin ikinci yasası, sistemin termodinamik özelliklerinden biri olan ve entropi olarak adlandırılan yeni bir ifadenin tanımlanmasına yol açmıştır. Entropi, bir sistemdeki enerjinin değersizleşme düzeyini gösteren bir büyüklüktür. Entropinin fiziksel bir açıklamasını yapmak oldukça zor olmakla birlikte, entropi, sistemdeki düzensizliğin bir ölçüsüdür biçiminde bir tanımlama yapılabilir. Düzensizlik arttıkça, entropi de artmaktadır. Örneğin bir gaz ısıtıldığında moleküllerinin hareketleri hızlandığından ve düzensizleştiğinden, entropisi artar. Eğer bir sistem tam olarak düzenli ise, entropisi sıfır olabilir. Enerjinin aksine, entropi korunan bir özellik değildir ve gerçek tüm işlemlerde sistemin ve çevrenin entropi değişimlerinin toplamı daima pozitifdir. İkinci Yasanın ortaya çıkardığı, Clausius eşitsizliği olarak da tanımlanan aşağıdaki ifade, entropi değişimini vermektedir ve tersinir veya tersinir olmayan bütün çevrimler için geçerlidir.

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (3.20)$$

Tersinir işlemler için aradaki eşitsizlik işareti eşitlik halini almaktadır. Eşitlikteki çevrim integrali, denklem 3.21' deki gibi yazılır.

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (3.21)$$

3.1.4 Termodinamiğin Üçüncü Yasası

Termodinamiğin üçüncü yasası konusundaki ilk çalışmalar, W. H. Nerst (1864-1941) ve Max Planck (1858-1947) tarafından yapılmıştır. Bu yasa mutlak sıfır sıcaklığındaki entropisinin sıfır olduğunu ifade eder. İstatiksel açıdan bunun anlamı, kristal yapısının en yüksek derecede olduğunu belirtmektir. Buna ek olarak, sıcaklığın mutlak sıfır olmasından dolayı ısıl enerji en düşük seviyededir. Bir madde mutlak sıfır sıcaklığında mükemmel kristal yapıda olmasa dahi camımsı katı şeklinde ve entropisi sonlu bir değerdedir. Kısacası bu yasa sıcaklık mutlak

deneysel ispatı ise, sıfıra yaklaştıkça bütün hareketler sıfıra yaklaşır yani bir maddenin mutlak sıfıra kadar soğutmanın imkansız olduğunu belirtmektedir.

Bu yasa iç enerji ve entropi ile ilgili değil, yalnız mutlak sıfır sıcaklığındaki entropi ile ilgilidir. Film şeridi aktıkça, izleyenler filmde bir şeyler öğrenir. Fakat muhakkak kaçırdıkları noktalar olur. Kaçırdıkları noktaların toplamına entropi dediğimiz zaman filmi bir anda durduğumuzda karşımızda donup kalmış bir fotoğrafta tüm ayrıntıları görebiliriz. İşte belirsizlik olmayan bu durumda entropi sıfırdır. Bu sonuç termodinamiğin üçüncü yasasıdır. Bu yasa ile entropi hesabına bir referans seçilir. Bu referans noktasına göre verilen entropi değerleri mutlak entropi diye adlandırılır. Referans noktasının isteğe bağlı olarak seçilmesinde bir sakınca olmaması sistemi çeşitli kimyasal yapıda maddelerin oluşturması veya sistem içinde bir kimyasal reaksiyon meydana gelmesi halinde çeşitli çizelgelerden yararlanarak entropi değişimlerinin hesaplanması önemli hatalara neden olabilir. Dolayısıyla kimyasal tepkimelerin termodinamik çözümlerinde mutlak entropi büyük önem taşır.

Mutlak sıcaklığın referans alındığı bir cisim, mutlak sıfır sıcaklığından T sıcaklığına kadar sabit basınçta ısıtıldığında bu süreç sırasında meydana gelen değişme aşağıdaki bağıntıdan hesaplanabilir.

$$S - S_0 = \int_0^{T_e} \frac{C_p dt}{T} + \frac{h_{ks}}{T_e} + \int_{T_e}^{T_b} \frac{C_p dt}{T} + \frac{h_{sb}}{T_b} + \int_{T_b}^T \frac{C_p dt}{T} \quad (3.22)$$

Bu bağıntıda sabit basınçta, cismin T sıcaklığındaki entropisi S, cismin mutlak sıcaklığındaki entropisi S₀, ergime sıcaklığı T_e, buharlaşma sıcaklığı T_b, ergime sürecindeki entalpi değişimi h_{ks}, buharlaşma sürecindeki entalpi değişimi h_{sb} tanımlanmaktadır. Mutlak sıfır noktasında özgül ısının sıfırdan farklı bir değer alması durumunda entropi değişimi için sınırlı değer elde etmeyi mümkün kılmamaktadır.

Katı cisimlerle yapılan deneyler bunlarda özgül ısının azalan sıcaklıkla birlikte önce yavaş yavaş, sonra hızla azalacağını ve mutlak sıfır noktası civarında çok küçük değerler aldığını göstermektedir. Ayrıca sıcaklık mutlak sıfır değerine

yaklaşırken C_p/T büyüklüğünün değeri de sifira doğru yaklaşır. Kısacası özgül ısı sıcaklıktan daha hızlı olarak sifira doğru yaklaşmakta,

$$\lim_{T \rightarrow 0} \frac{C_p}{T} = 0 \quad (3.23)$$

bağıntısı geçerli olmaktadır. Bu da sıcaklık mutlak sıfır değerine doğru yaklaşırken $(S-S_0)$ entropi farkının sınırlı bir değer aldığı göstermektedir. Belirlenmiş bir denge konumunda entropinin değerinin belirlenebilmesi için S_0 'ın değerinin bilinmesi ya da S_0 için kabul yapılması gerekmektedir. Kimyasal reaksiyonları içeren süreçlerde entropide meydana gelen değişimin bulunabilmesi için reaksiyon ürünleri için, bir defada reaksiyona giren maddeler için yazılması ve birbirlerinden çıkarılması gerekir. Reaksiyona giren maddeler ile reaksiyon sonucu elde edilen maddelerin aynı sıcaklıkta olması halinde

$$\Delta S = \int_0^T \frac{(\Delta C_p) dT}{T} + \Delta S_0 \quad (3.24)$$

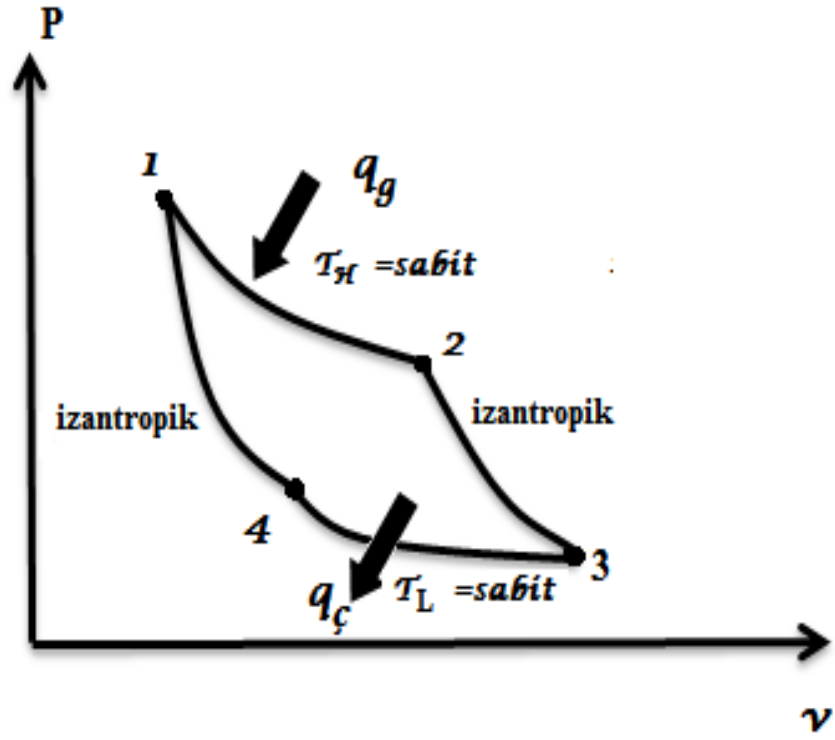
eşitliği yazılabilir. Kısaca termodinamiğin üçüncü yasasını belirtecek olursak mutlak sıfır sıcaklığına ulaşılabilseydi, moleküllerin kinetik enerjisi azalacağı ve moleküllerin hareketi duracağından sistemin mikro yapısının değiştirilmesi olasılığı ortadan kalkacak bunun sonucunda cismin yapısı bozulacaktır.

3.2 Carnot Çevrimi

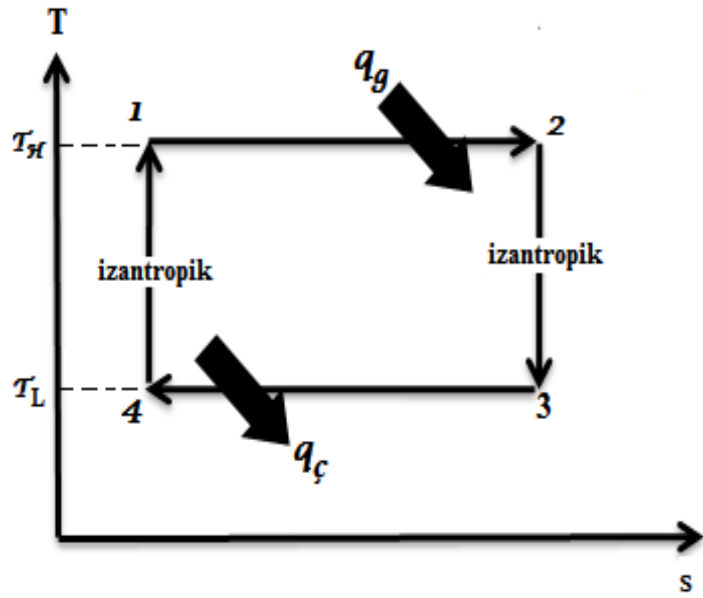
İki ısı kaynağı arasında çalışan bir ısı makinesinden elde edilebilecek maksimum verimi bulmak için bütün hal değişimlerinin tersinir olduğu bir çevrime ihtiyaç vardır, buna “Carnot Çevrimi” denmektedir. Bu çevrim ısı makinelerinin ideal çevrimi olarak da kabul edilmektedir. İdeal çevrim, gerçek çevrimin içten tersinmezliklerden ve diğer karmaşıklıklardan soyutlandığı anda, gerçek çevrime benzeyen ama tamamıyla içten tersinir hal değişimlerinden oluşan bir çevrim elde edilmesine denmektedir. Carnot Çevrimi tersinir bir çevrim olduğundan ideal bir çevrimdir. Isı enerjisinden, mekanik enerji elde etmek amacı ilk olarak 1824

Carnot tarafından geliştirilmiştir. Carnot sıcak ve soğuk kaynaklar arasında çalışan tersinir bir makine tasarlamıştır. Bu makinede iş yapan akışkan sabit sıcaklıkta olup, T sıcaklığında bulunan sıcak kaynaktan tersinir olarak Q ısısını alacak ve T_0 sıcaklığında bulunan soğuk kaynağa yine tersinir olarak Q_0 ısısını verecektir. Isı transferinin tersinir olabilmesi için ısıyı veren ve alan ortamların sıcaklıkları arasında fark sonsuz küçük olmalıdır. Bu durumda, çevrime ısının " T " sıcaklığında izoterm olarak verilmesi ve çevrimden ısının " T " sıcaklığında izoterm olarak çekilmesi gerektiği ortaya çıkmıştır. Ayrıca akışkanın makine içerisinde T sıcaklığından T_0 sıcaklığına kadar soğuyabilmesi için tersinir adyabatik bir genişlemeye uğrayarak iş vermesi ve tekrar T_0 sıcaklığından T sıcaklığına kadar ısınabilmesi için ise tersinir bir adyabatik bir sıkıştırmaya uğrayarak iş alması gerekmektedir. Dolayısıyla çevrim tamamlanmış olacak ve makinenin tekrar iş vermesi sağlanmış olacaktır. Başka bir deyişle Carnot çevrimi, dört tünden tersinir hal değişiminden oluşmaktadır. Bunlardan ilki sisteme sabit sıcaklıkta (izotermal) ısı geçişi, sabit entropide (izantropik) genişleme, sistemden izotermal ısı geçişi ve son olarak izantropik sıkıştırmayla oluşan bu durum Carnot çevrimini tamamlamaktadır.

Bir çevrimi oluşturan hal değişimleri P - v ve T - s diyagramlarında çizildiği zaman, hal değişimlerini gösteren eğrilerin çevrelediği alan, çevrimin net işini göstermesinin yanında çevrimin net ısı alışverişine de eşit olduğunu belirtir. T - s diyagramında entropinin arttığı yönde sisteme ısı geçişinin olduğu hal değişimi olurken, sistemden ısı geçişinin olduğu hal değişiminde ise entropinin azaldığı yönde gerçekleşmektedir. İzantropik yani içten tersinir ve adyabatik hal değişimi için entropi sabittir. T - s diyagramındaki eğri altında kalan alan, sisteme giren toplam ısının geometrik ölçüsüdür ve q_g ile gösterilir. T - s diyagramı eğrisi altında kalan alan ise sistemden çıkan toplam ısının geometrik ölçüsüdür ve q_c ile simgelenir. Bu iki alan arasındaki fark çevrimin ısı alışverişin ve net işini vermektedir [34].



Şekil 3.1 Carnot çevriminin P - v diyagramı [34]



Şekil 3.2 Carnot çevriminin T - s diyagramı [34].

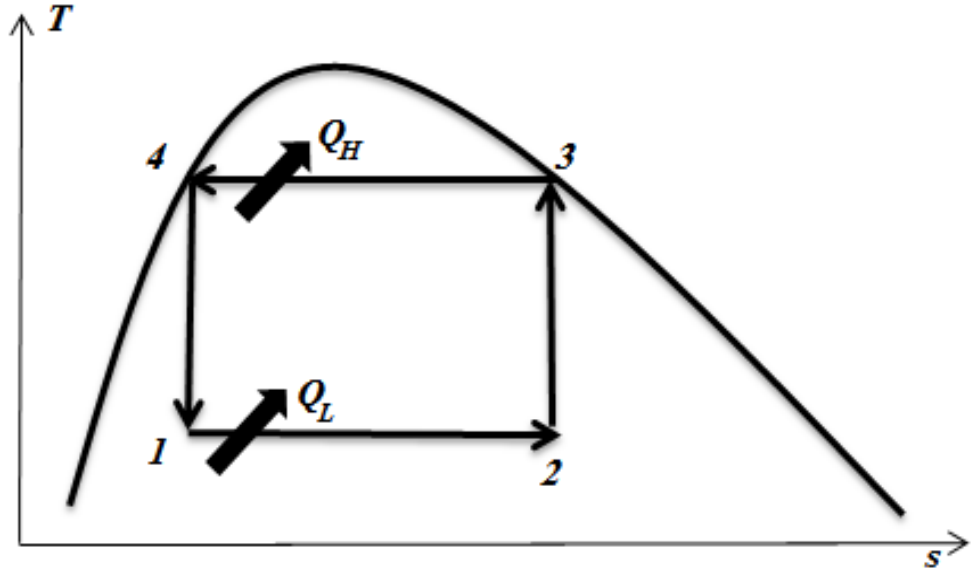
3.3 Ters Carnot Çevrimi

Carnot çevriminin tersinir olmasından ötürü hal değişimleri ters yönde çalıştırıldığı zaman soğutma makinesi görevi yapmaktadır. Soğutma çevrimi, yoğuşan buharlı Carnot çevriminin tersidir. Aşağıdaki Şekil 3.3 de 1-2 hal değişimi esnasında, soğutucu akışkana, T_L sıcaklığındaki soğuk ortamdan, sabit sıcaklıkta Q_L miktarında ısı geçişi olmaktadır. Akışkan ise izantropik hal değişimi ile 3 haline sıkıştırılarak T_H durumuna geçer. 3-4 hal değişiminde, soğutucu akışkan, yoğuşturucuda doymuş buhardan doymuş sıvıya dönüşerek T_H sıcaklığındaki ortama, sabit sıcaklıkta ısı geçişi olacaktır ve daha sonra akışkan 1 haline izantropik olarak genişleyerek başladığı yere dönmüş olarak çevrimi tamamlamaktadır. 4-1 hal değişimi sonunda ise akışkanın sıcaklığı T_L olmaktadır. Carnot soğutma makinesinin ve Carnot ısı pompasının etkinlik katsayıları,

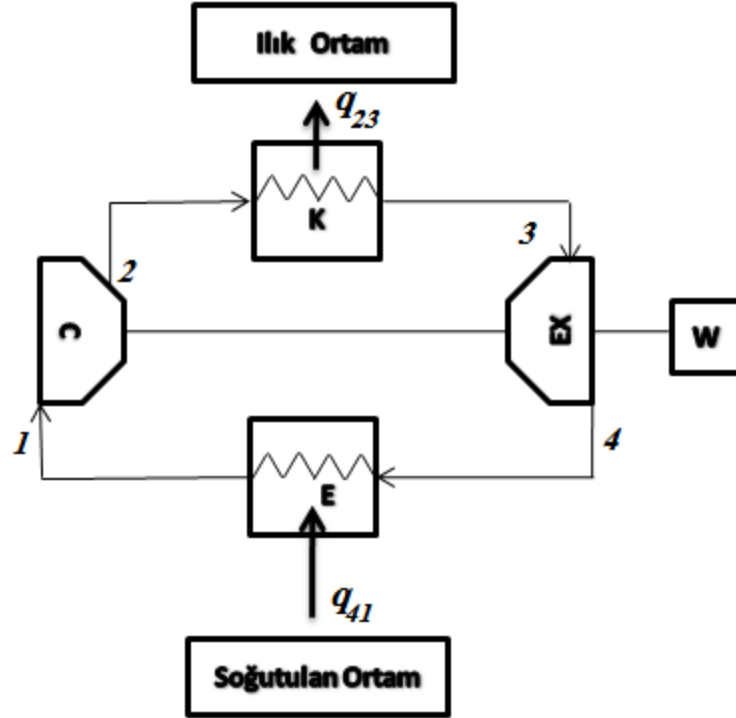
$$COP_{SM,Carnot} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} \quad (3.25)$$

$$COP_{IP,Carnot} = \frac{1}{1 - T_L/T_H} \quad (3.26)$$

Ters Carnot çevrimi, belirli sıcaklıklardaki iki ısı enerji deposu arasında çalışan en etkin soğutma çevrimidir. Carnot çevrimine göre çalışan bir tesisin sistem şemasında tanımlanan kompresörü C, evaporatörü E, genleşme valfi (makinesi) EX, kondenseri K, güç girişini ise W ile simgelenir. Şekil 3.4 de görüldüğü üzere, 1 noktasından kompresöre giren ıslak buhar, 2 noktasına kadar izantropik olarak sıkıştırıldıktan sonra, kondenserde soğutma suyu veya havasına sabit sıcaklıkta q_{23} ısını vererek yoğuşmakta, ve 3 noktasında doymuş sıvı elde edilmektedir. 3 noktasında izantropik olarak genişleme vanasından geçerek 4 noktasından 1 noktasına kadar buharlaştırıcı yani evaporatörde sabit sıcaklıkta buharlaşmak için çevreden q_{41} ısını almakta ve böylelikle ters Carnot çevrimini tamamlamaktadır [35].



Şekil 3.3 Ters Carnot çevriminin T - s diyagramı [35].



Şekil 3.4 Ters Carnot çevrimine göre çalışan bir tesisin sistem şeması [35].

Ters Carnot çevrimi için, izantropik sıkıştırma işi bağıntısı,

$$W_c = h_2 - h_1 \quad (3.27)$$

Soğutma suyu veya havasına verilen ısı,

$${}_2q_3 = h_2 - h_3 \quad (3.28)$$

Bağıntısı ile gösterilirken, genişleme valfindeki izantropik genişleme işi,

$$W_{EX} = h_3 - h_4 \quad (3.29)$$

Evaporatörle çevreden alınan ısı,

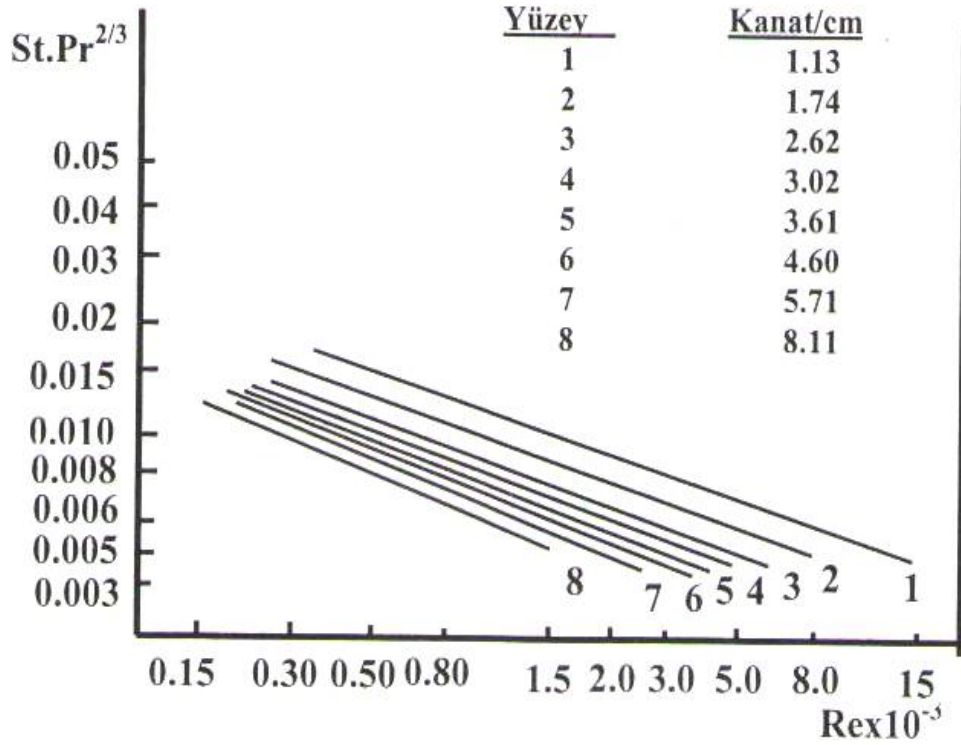
$${}_4q_1 = h_2 - h_4 \quad (3.30)$$

bağıntılarıyla hesaplanır. Net iş, kompresör ve genişleme valfi işlerinin toplamı olduğundan,

$$W_{net} = W_c - |W_T| = (h_2 - h_1) - (h_3 - h_4) \quad (3.31)$$

3.3.1 Hava Soğutmalı Yoğuşturucu Kapasite Hesabı

Soğutma piyasasında hava soğutmalı kanatlı borulu yoğuşturucu imal eden firmaların seçim kataloglarından elde edilen toplam ısı geçiş katsayıları, olması gereken değerden daha fazla çıkmaktadır. Bu nedenle bu kataloglardan seçimi yapılan yoğuşturucular gerekli kapasiteyi vermemekte ve yoğuşturucunun çalışma basıncı, normal çalışma basıncının üzerine çıkmaktadır. Bu durum, kompresörün daha fazla güç çekmesine ve aynı soğutma kapasitesi için daha fazla enerji tüketimine yol açmaktadır. Soğutma sanayinde bu gibi yanlış uygulamalara yol açmamak için hava soğutmalı kanatlı borulu yoğuşturucuların toplam ısı geçiş katsayıları, gerçeğe çok yakın olarak belirlenmeli ve buna göre seçim katalogları hazırlanmalıdır [32].



Şekil 3.5 Hava soğutmalı kanatlı borulu ısı değıştiricilerinde santimetredeki kanat sayısına göre Re sayısına bağılı olarak $St.Pr^{2/3}$ ün değışimi [32].

Hava soğutmalı kanatlı borulu yoğuşturucunun toplam ısı geçiş katsayısının hesaplanmasında kullanılan temel ifadeler kullanılacaktır. Hava soğutmalı kanatlı borulu yoğuşturucuların kapasite hesabında en çok lazım olan değer toplam ısı geçiş katsayısıdır. Örnek olarak aşağıda gösterilen hava soğutmalı kanatlı borulu yoğuşturucu tipi ve boyutları kullanılarak hesaplar yapılacaktır.

Hava soğutmalı kanatlı borulu yoğuşturucuların hava tarafındaki taşınım katsayıları santimetredeki kanat sayısına göre Reynolds sayısı (Re)'na bağlı olarak $St. Pr.^{2/3}$ 'ün değişimi verilmiş olan Şekil 3.5'den faydalanılarak bulunur.

Hava soğutmalı kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde santimetredeki kanat sayısına göre Re sayısına bağlı olarak $St. Pr.^{2/3}$ 'ün değişimi yardımıyla Reynolds sayısı aşağıdaki ifadeyle bulunur.

$$Re = \frac{M.D_h}{\mu} = \frac{\rho.V.D_h}{\mu} \quad (3.32)$$

Burada;

ρ : Hava yoğunluğu (kg/m^3)

V : Hava hızı (m/s)

μ : Dinamik viskozite (Ns/m^2)

D_h : Hidrolik çap (m)

$$D_h = \frac{4L A_c}{A}$$

Burada;

D_h : Hidrolik çap (m),

L : Boru boyu (m),

A_c : Havanın geçtiği dik kesit alanı (m^2)

A : Toplam hava tarafı yüzey alanı (m^2)

$$A = A_{kanat} + A_{boru}$$

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \text{ ve } St = \frac{h_d}{\rho \cdot C_p \cdot V}$$

Yoğuşma esnasında yatay boru içindeki taşınım katsayısı

$$h_i = 0.72 \left[\frac{k^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot h_{sb}}{d \cdot \mu \cdot (T_y - T_o)} \right]^{1/4} \quad (3.33)$$

şeklinde hesaplanabilir. Burada;

T_y : Yoğuşma sıcaklığı ($^{\circ}C$),

T_{ϕ} : Çevre sıcaklığı ($^{\circ}C$)

$$T_o = \frac{T_y + T_{\phi}}{2} \text{ olup film sıcaklığı } T_f = T_o + \frac{1}{4}(T_y - T_o) \text{ şeklinde hesaplanır.}$$

Hava soğutmalı kanatlı borulu yoğuşturucuların toplam ısı geçiş katsayısı, boruların iç yüzey alanı A_i , toplam hava tarafı yüzey alanı A , yüzey verimi η , dış yüzey taşınım katsayısı h_d , iç yüzey taşınım katsayısı h_i ve kirlilik faktörü R_f olmak üzere;

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\eta \cdot h_d} + \frac{A}{h_i \cdot A_i} + R_f \quad (3.34)$$

bağıntısından bulunur.

Yüzey verimi:

Kanat alanı A_f , kanatçık verimi η_f olmak üzere,

$$\eta = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (3.35)$$

olarak hesaplanabilir.

Kanatçık verimi:

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL_1)}{mL_1} \quad (3.36)$$

Burada m kanat parametresi ve L_1 kanat yüksekliğidir [36].

4 MATERYAL VE YÖNTEM

4.1 HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD)

Mühendislik sistemlerinin tasarımı ve analizinde iki temel yaklaşım bulunmakta, bunlar hesaplama ve deney yapmaktır. Deney, testi yapılacak modelin inşasını gerektirirken, hesaplama ise diferansiyel denklemlerin sayısal olarak çözülmesini gerektirir. Biz bu akış denklemlerinin bir bilgisayar yazılımı kullanarak çözüm yoluna gitmeye çalışmaktayız. Deneysel analizler ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizleri birbirini tamamladıkları için günümüz mühendisleri her ikisini birlikte kullanmaktadır. Kaldırma, direnç, basınç düşüşü veya güç gibi genel özellikleri deneysel yollarla elde edebilirken kayma gerilmeleri, hız, sıcaklık, basınç dağılımları, akışa ait akım çizgileri gibi ayrıntıları elde etmek için ise özellikle deneysel veriler kullanılır.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde akışın karmaşıklığının yanında üç boyutlu olması ve hava burgacı (türbülans) faktöründen dolayı denklemlerin, ilgili sınır koşulları sayısal tabanlı çözülmesi mümkün olmamaktadır. Bu nedenle denklemlerin çözülmesi için çeşitli analitik metotlar kullanılmaktadır. Sonlu farklar, sonlu hacimler ve sonlu elemanlar gibi yöntemler bulunmaktadır. Bu yöntemlerin hepsi akışkanlar mekaniği için kullanılmaktadır ancak yapılan araştırmalarda sonlu elemanlar yöntemi ile hassas çözümler elde edilebileceği görüldüğünden bu çalışmada sonlu elemanlar yöntemiyle çalışan yazılım programı olan ANSYS 11. 0 kullanılmıştır.

Teknolojideki gelişmeler özellikle bilişim teknolojisinde kullanılan yüksek kapasiteli bilgisayar programlarının kullanılması yaşamdaki analiz ve deneylerin içerisindeki akışkan akımını gerçeği gibi yapmaya imkan sağlamaktadır. Bir çok alanda hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılmaktadır. Isı transferi, yanma, türbülans ve gaz partiküllerinin teması karışmış akım fenomeni ve gaz partikülleri ile

enerji üreten sistemler ilgilidir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin bu sistemlerde kullanılmasıyla, ısı transfer oranı, yanma oranı, akım ve partikülün iletilme oranı belirlenerek bu bilgiler daha sonra sistemin değişimi ve işletme maliyetlerinin düşürülmesi için etkin ve etkili olmaktadır.

Deniz altılarının projelendirilmesi için geometrinin ölçekli şekli ve tankların su içindeyken yapılması gereken bazı testler için hidrodinamik çok önemlidir. Bu gibi HAD' ın (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) kullanıldığı alanlara örnek verilebilir. Her proste olduğu gibi bu çalışmada tasarlanan modelin performansının henüz tasarım aşamasındayken bilinmesi büyük önem taşımaktadır. Verimi düşüren etkenler tasarım aşamasında müdahale edilerek en uygun performansa ve verime sahip elde edilebilir. Yapılan model tasarımların istenilen uygun performansı verip vermediği deneysel çalışmalarla belirlenerek tercih edilen modele ulaşılan kadar tasarımda değişikliğe gidilir. Her işlemde örnek model yapma zorunluluğu nedeniyle, zaman kaybı ve yüksek maliyet gerektirecektir. Ayrıca ürün belirlenen performansı sağlayamıyorsa performans kaybına neyin sebep olduğunu anlamak klasik deneylerde her zaman çok kolay olmayabilir. Bunun önüne geçebilmek için HAD kullanılması, ürün performansının belirlenmesinin yanında bazı avantajları da getirir. Öncelikle modelin sınanması için prototip yapma zorunluluğunun ortadan kalkmasıdır. Tasarım tamamen bilgisayar ortamında yapılır ve test edilir, dolayısı ile örnek modelin imali için ek bir yatırıma gerek kalmaz. Aynı zamanda yapılan HAD analizleri sonucunda akış alanı tümüyle belirlendiğinden performansı kötü yönde etkileyen unsurlar rahatlıkla saptanıp yapılacak iyileştirmelere kolaylıkla karar verilebilir. Böylece ciddi zaman kayıpları yaşanmadan son ürüne erişilebilir. Hatta akış alanındaki tüm detaylar incelenerek ürün performansının daha da artırılması sağlanabilir. Kısacası, hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin kullanılması herhangi bir ortam içerisinde meydana gelen her türlü prosesin daha iyi anlaşılabilmesine olanak sağlayan çok güçlü bir yöntemdir.

4.2 Sonlu Elemanlar Yöntemi

Matematiksel modellerin oluşturulması için diferansiyel denklemlerin kullanılması ve elde edilen cebirsel denklemlerin bilgisayar programlarında çözümlenmesi açısından en geçerli nümerik tekniklerden biri sonlu elemanlar yöntemidir. Bu yöntemin prensibi, bir elemana ait sistemin özelliklerini barındıran denklem oluşturulur tüm sistemi temsil etmesi için denklemler birleştirilerek lineer denklem takımları elde edilmektedir. Karmaşık problemleri ve her çeşit sınır koşullarını, lineer ve lineer olmayan problemlerin zamana bağlı çözümleri vb. uygulamalara kadar analiz etme gücünü veren sonlu elemanlar yöntemi uygulama ve teori boyutunda son yarım yüzyıldır hızla bilimsel alana yayılmıştır. Katı mekaniği, akışkanlar mekaniği, ısı transferi ve titreşim gibi sistemlerin bilgisayar yardımıyla çözümünde kullanılmış ve ilk gerilme analizi problemlerinde uygulanmıştır.

Sonlu elemanlar yönteminde yapı, davranışı daha önceden tanımlanmış olan küçük elemanlara bölünür. Dolayısıyla sonsuz çözüm aralığında olan sistemler sonlu sayıda bilinmeyenli probleme dönüşmektedir. İncelenen bölgenin daha küçük boyutlu alt bölgelere ayrıştırılarak, bu küçük bölgelerde deneme fonksiyonları (şekil fonksiyonları) kullanımı, ilk defa yapı mekaniği çalışmalarında görülmüştür. Sonlu elemanlar metodu ile yapılan analizlerde sonlu eleman ağının elde edilmesi ilk yapılan işlem olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu ağ, analiz için gerekli olan düğüm koordinatlarını ve her bir elemanı çevreleyen düğüm numaralarını içerir [38]. Elemanlar düğüm noktası adı verilen noktalarda birleştirilerek nümerik bir denklem takımı elde edilir. Bu denklem takımlarının çözümünde, hesaplanması istenen değerlerin o elemanın düğüm noktalarındaki değerler kullanılarak interpolasyon ile bulunması prensibi vardır. Bir elemana ait denklem takımlarının elde edilmesinde, bazı matematiksel yaklaşık hesaplama teknikleri geliştirilmiştir. Bunlardan varyasyonel metot ve ağırlıklı kalanlar yöntemine değinilecektir.

4.2.1 Varyasyonel Yöntem

Birçok diferansiyel denklemde istenilen çözüm, V gerçel uzayında belirtilmiş bir F fonksiyonunu minimize etme özelliğine sahiptir. Çözümü sağlayan fonksiyon, o fonksiyonu durağan yapmaktadır. Dolayısıyla sınır değer probleminin çözümü, V uzayında F fonksiyonu bilmekle aynı anlama gelmektedir. Bu yüzden problem, o sınır değer problemin varyasyonel formülasyonu olarak adlandırılır [39]. Bu metodun avantajları iki ve üç boyutlu sistemlere uygulanabilmesinin yanında dezavantajı belirli problemlerde varyasyonel fonksiyonun bulunmasıdır ki zamana bağlı problemlerin varyasyonel formu yoktur [40].

Varyasyonel yöntemde, diferansiyel denklemin fonksiyonunu oluşturmada zaman zaman sıkıntılar yaşanmaktadır. Ritz tarafından geliştirilen yöntemle sınır değer problemine yaklaşık sonuçlar bulabilmek için ayrıklaştırma çoğunlukla gerekmektedir. Ritz yöntemiyle bu ihtiyacı V uzayına ait N boyutlu bir V_N alt uzayı seçerek yerine getirmektedir. V_N alt uzayında $u_{yak}(\vec{r})$ fonksiyonu, birbirinden lineer bağımsız N adet şekil fonksiyonları takımı ile belirtilir, Dolayısıyla,

$$u_{yak}(\vec{r}) = \sum_{i=1}^N c_i S_i(\vec{r}) \quad (4.1)$$

olacaktır. Denklemdaki c_i ' ler bilinmeyen Ritz katsayılarıdır. $u_{yak}(\vec{r})$, $u(\vec{r})$ fonksiyonuna getirilen yaklaşımı gösterirken $S_i(\vec{r})$ ' ler ise şekil fonksiyonlarını göstermektedir. Bu metodun tanımlanabilmesi için aşağıda belirtilmiş olan tanımlara ihtiyaç duyulmakta olup skaler çarpım için;

$$(g, f) = \int_V g(\vec{r})f(\vec{r})dV \quad (4.2)$$

Öklit L_2 normu için

$$\|u(\vec{r})\| = (u(\vec{r}), u(\vec{r}))^{1/2} \quad (4.3)$$

ve bilinear form olan A için,

$$A(u, u) = \int_V \{ D(\vec{r}) [\vec{\nabla} u(\vec{r})]^2 + B(\vec{r}) u^2(\vec{r}) \} dV \quad (4.4)$$

tanımlarını kullanacağız. Biliyoruz ki $u(\vec{r})$ aşağıda belirtilen fonksiyoneli minimize etmektedir.

$$F [u (\vec{r})] = A (u, u) - (q, u) \quad (4.5)$$

Burada (4.1) yaklaşımı ve (4.4) bilineer olma durumu, (4.5)' de yerine konulduğunda

$$F[u(\vec{r})] = A \left(\sum_{i=1}^N c_i S_i(\vec{r}), \sum_{j=1}^N c_j S_j(\vec{r}) \right) - (q_{yak}, \sum_{i=1}^N c_i S_i(\vec{r})), \quad (4.6)$$

$$= \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N c_i c_j A(S_i S_j) - \sum_{j=1}^N c_j (q_{yak}, S_j), \quad (4.7)$$

ya da matris notasyonu kullanılması ile

$$F[u(\vec{r})] = C^T K C - C^T f \quad (4.8)$$

Burada,

$$C^T = [c_1 \ c_2 \ c_3 \ \dots \ c_N],$$

$$F = \begin{bmatrix} q_{yak}, & S_1 \\ q_{yak}, & S_2 \\ \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot \\ q_{yak}, & S_N \end{bmatrix},$$

$$K = \begin{bmatrix} A(S_1, S_1) & A(S_2, S_1) & A(S_N, S_1) \\ A(S_1, S_2) & A(S_2, S_2) & A(S_N, S_2) \\ \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot \\ A(S_1, S_N) & A(S_2, S_N) & A(S_N, S_N) \end{bmatrix}, \quad (4.9)$$

S_i şekil fonksiyonların belirlenmesiyle, (4.1) denklem takımındaki c_i katsayıları kolayca hesaplanır ve skaler çarpım işlemlerinden sonra, fonksiyonel, katsayıların indirgenmiş fonksiyonu haline gelir. Bilinmeyen katsayılar ise $F[u(\vec{r})]$ 'nin c_i 'lere göre,

$$\frac{dF}{dc_i} = 0, \quad i = 1, 2, \dots, N, \quad (4.10)$$

türevlerinin alınması ile belirlenir. Sonuç olarak,

$$KC - f = 0 \quad (4.11)$$

matris notasyonu ile gösterilen, cebirsel denklem takımı elde edilmiş olur.

Bu işlem dizileri sonucu oluşturulan matris, K , dağınık yapıda simetrik bir matristir. Çözülmek istenen bölge pratikte sonlu elemanlar adını alan alt bölgelere ayrılırlar. Her bir eleman için denklem (4.11) ayrı ayrı uygulanır ve oluşturulan eleman matrisleri bütün sistemi temsil eden matrise bir kural dahilinde uygulanır[41].

4.2.2 Ağırlıklı Kalanlar Yöntemi

Bu yöntem, lineer kendine ek problemlerin çözümünün yanında kendine ek olmayan problemlerde de çözüm sağlayabilmektedir. L lineer bir diferansiyel operatöre değinirsek, bu yöntemin kullanılabilmesi için yaklaşık çözüm öngörüsü yapılır,

$$Lu(\vec{r}) = q(\vec{r}) \quad (4.12)$$

$$u_{yak}(\vec{r}) = \sum_{i=1}^N c_i S_i(\vec{r}) \quad (4.13)$$

Burada amaç önerilen S_i 'lerin birbirinden lineer bağımsız olmasıdır. Şekil fonksiyonların değişken bağımlılığında bir veya daha fazla değişkenin fonksiyonu olabilirler. c_i katsayıları ise, bilinmeyen katsayılar ya da daha fazla bağımsız

değişkenin fonksiyonları olabilirler. Burada bir yakınsamadan bahsedildiğinden eşitliğin sağlanması beklenmeyecek ve R kalanı olarak isimlendirilen bir hata ortaya çıkacaktır.

$$R = q_{yak}(\vec{r}) - L \sum_{i=1}^N c_i S_i(\vec{r}) \quad (4.14)$$

Bu ifadede q_{yak} , kaynak terimine de benzer yaklaşımın uygulandığını belirtir. Şekil fonksiyonlarının sayısı arttıkça kalan yok olmayacak ama küçülecektir. Hatayı yani kalanı yok etmek için kalanın, ele alınan bölgenin üzerinden ağırlaştırılmış integralini sıfıra eşitlemek gerekecektir. Burada c_i , belirsiz parametre olmayıp fonksiyonsa,

$$\int_V W(\vec{r}) R(\vec{r}) dV = 0 \quad (4.15)$$

c_i fonksiyonların bağlı olduğu değişkenler üzerinden diferansiyel denkleme indirgenir. Böylece 4.14 denkleminin 4.15 denklemine uygulanmasıyla 4.16 elde edilir.

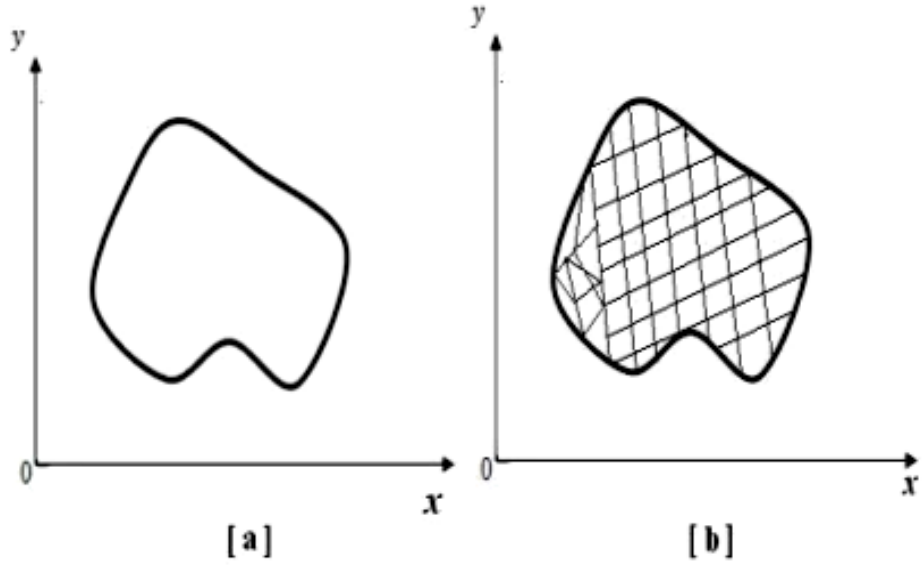
$$(W, Lu_{yak}) = (W, q_{yak}) \quad (4.16)$$

Ritz ve ağırlaştırılmış kalıntılar yöntemi, diferansiyel denkleme deneme fonksiyonlarının olmasından doğan hataları çözüm bölgesi içinde en aza indirmek için kullanılmaktadır. Varyasyonel yöntem olan Ritz yönteminde seçilen deneme fonksiyonları sadece gerekli sınır şartları sağlamak durumundayken ağırlaştırılmış kalıntılar yöntemi, doğal sınır şartı denilen boşluk sınır şartını da sağlamak zorundadır. Ağırlaştırılmış kalıntılar yöntemindeki bu sorun kendine ek problemlere uygulanmasında Gauss teoremi ile çözülebilir [40].

4.3 Sonlu Elemanlar Yönteminin Genel Tanımı

İki boyutlu bir bölge sonlu elemanlar yönteminin uygulanması için Şekil 4.1 (a) ile Şekil 4.1 (b)'de görüldüğü gibi alt bölgelere ayrılır. Bu alt bölgelere elemanlar adı verilmektedir.

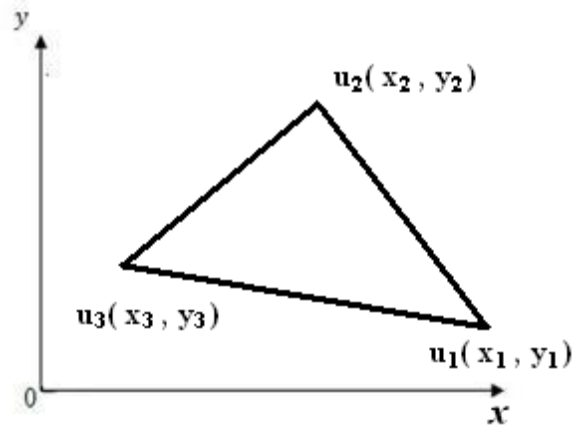
Bölge küçük elemanlara ayrılarak her eleman için çözümü aranan fonksiyona uygun bir yaklaşım belirlenir. Yaklaşım fonksiyonunun biçimi seçilen elemanın şekline ve ele alınan probleme bağlıdır. Probleme göre elemanlar arası sınırlarda sürekliliğin kaçınıcı dereceden türeve kadar olması gerekliliği ortaya çıkar. Bu gerekliliğe uygun eleman "sağlayan eleman" adını alırken pratikte süreklilik şartını sağlamayan elemanlarda kullanılmaktadır.



Şekil 4.1 (a) Hesaplamanın yapılacağı bölge (b) Sonlu alt bölgelerle gösterimi



Şekil 4.2 Sayısal ağda kullanılan tetrahedra, prizma, piramit elemanlar.



Şekil 4.3 Üçgen sonlu eleman bölgesi.

Üçgen bir sonlu eleman Şekil 4.3’ de gösterilmektedir. İncelenecek olan bölgenin bir alt bölgenin belirlenmesi istenen fonksiyonuna $u(x, y)$ dersek şekildeki eleman bölge içerisinde yapılan yaklaşım,

$$u^{(e)}(x, y) = c_1 + c_2x + c_3y \quad (4.17)$$

Fonksiyonun eleman üzerinde belirli düğüm noktalarda değerinin belirlenmesini sağlayacak hale getirildiğinde,

$$u^{(e)}(x, y) = \sum_{i=1}^m u_i^{(e)} S_i^{(e)}(x, y) \quad (4.17)$$

4.17 denkleminde $u_i^{(e)}$, ler fonksiyonun üçgen köşelerinde belirlenecek katsayılar, şekil fonksiyonları $S_i^{(e)}(x, y)$ ' lerdir. Kullanılan elemanda belirlenen düğüm nokta sayısı denklem 4.17' de kullanılan m ile ifade edilir ve Şekil 4. 2' deki elemanın düğüm sayısı 3' tür. Sistemi bir bütün olarak ele alındığında eleman ve elemanlara uygun yaklaşım fonksiyonları tanımlanarak sistem içerisinde tanımlı fonksiyon $u(x, y)$ ' ye yaklaşım $u^{(e)}(x, y)$ fonksiyonlarının tüm elemanlar için toplamı olarak denklem 4.18 ifade edilir. Kısacası sistemi tanımlayan matris denklemleri oluşturulur.

$$u(x, y) \approx \sum_{e=1}^E u^{(e)}(x, y) \quad (4.18)$$

Sonlu elemanlar kullanılan şekil fonksiyonları ile tanımlanmaktadır. Elemanın düğüm noktaları sayısı, yaklaşımda kullanılacak şekil fonksiyonlarındaki terimlerin sayısı ile belirlenir. Düğüm noktaları “iç” ve “dış” düğüm noktaları olarak ayrılırken dış noktalar elemanı komşu elemanlara bağlarken, iç düğüm noktaları komşu elemanlarca ortak kullanılmayıp elemanın kendi tanımlandığı sınırlar dahilinde kullanılır. Düğüm noktalarında hesap edilecek bilinmeyen fonksiyon sayısı olarak adlandırılan serbestlik derecesi terimi eleman başına bir olmaktadır. Düğüm noktalarında fonksiyonun kendisi ile birinci ve ikinci türevleri de hesaplanırsa elemanın düğüm başına serbestlik derecesi üç olur. Burada düğüm noktalarının yerleştirilmesi esnasında dikkat edilmesi gerekenlerin başında, sınır yüzeylerde malzeme özelliği ani değiştiğinden matematiksel olarak sınır yüzeyler tekil noktalar oluşturduğu için sistem içerisinde değişik malzemelerden oluşan kısımlar varsa, bu kısımların sınırlarına yakın yerlerde düğümlerin daha sık aralıklarla yerleştirilmesi gerekmektedir. Aynı zamanda sayısal değerinin bulunması istenen fonksiyonun bulunduğu yerlere düğümlerin yerleştirilmesi gerekmektedir. Sistemin çözümlenmesinde ne kadar sık düğüm noktası atanırsa sonuçların kesinliğine o kadar yaklaşmış olmakla beraber bilinmeyen sayısının artması da daha çok bilgisayar hafızasına gereksinim doğuracaktır.

5 AKIŞKANLARIN ÖZELLİKLERİ

Akışkan hareketleri incelendiği zaman termodinamiğin ve akışkanlar mekaniğinin prensiplerini birlikte değerlendirmek gerekir. Akışkan hareketleri bir, iki veya üç boyutlu olmaktadır. Zamana bağlı olmayan akışlar, sürekli akış olarak tanımlanmaktadır. Akışkan özellikleri, bir boyutlu sürekli akışta yalnız bir yer koordinatı şeklinde yani hız, sıcaklık, basınç gibi ifade edilmektedir. Dolayısıyla bir boyutlu akışın zamana bağlı olmamasından ötürü hız, $V(x)$ şeklinde gösterilebilir. Yer koordinatına bağlı olarak kesit değiştikçe özelliklerin değerleri değişmekle beraber hız, sıcaklık gibi tüm özelliklerin her kesitteki dağılımları düzgündür. Akış yönünün değişmesi halinde bir boyutlu özellikleri tanımlayan koordinatın da değişmesi gerekir. Gerçek akışta kesit boyunca hız değişir. Kesit dairesel ve akış eksene göre simetrik ise, tüm özellikler aksenal ve radyal iki koordinatla tanımlanır ve akış iki boyutludur. Akışın simetrik olmamasından dolayı özellikleri tanımlamak için üç koordinat gerekeceğinden akış üç boyutludur [41].

İki boyutlu bir akışın, tek boyutlu olarak modellendiği akışta, hızın her kesitte düzgün olarak dağıldığı kabul edilir. Herhangi bir kesitteki hız,

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho A} \quad (5.1)$$

denkleminle bulunur. Bu bağıntı ile hesaplanan hıza ortalama hız denilmektedir. Bir boyutlu akıştaki kinetik enerji, ortalama hızı aynı olan iki boyutlu akıştaki kinetik enerjiye eşit değildir. Bu farkın ihmal edilebildiği durumlar olsa da diğer enerji değişimlerinin bu farka göre küçük olduğu hallerde sonuçlar hatalı çıkabilmektedir [42].

5.1 Akışkanın Termodinamik Özellikleri

Akışkanın termodinamik özellikleri V hız alanı ile iç içedir. Hız vektörünün ilişkili olduğu en çok kullanılan özelliklerden basınç (p), yoğunluk (ρ), sıcaklık (T) yanında iç enerji (e), entalpi (h), entropi (s), özgül ısılar (C_p ve C_v) bulunmaktadır. Bu özelliklere ek olarak sürtünme ve ısı iletim etkilerinin tanımlandığı iletim (transport) özelliklerinden dinamik viskozite (μ), ısıl iletkenlik (k) parametrelerinden yararlanılmaktadır.

5.1.1 Basınç

Duran bir akışkanın bir noktasındaki basma gerilmesidir. Akışkanlar mekaniğinde hızdan sonra gelen en dinamik değişken olma özelliği bulunmaktadır. Düşük hızlı akışlarda, basıncın mutlak değeri genellikle ihmal edilir. Bir çok durumda akışlara ait basınç değerleri 1 atm (101300 Pa) olarak kabul edilmektedir. Bu durumun tersi olan yüksek hızlı (sıkıştırılabilir) gaz akışları, basıncın mutlak değerine karşı duyarlıdır.

5.1.2 Sıcaklık

Akışkanın iç enerji seviyesinin ölçüsü olarak sıcaklık, T , alınmaktadır. Yüksek hızlı gaz akışkanlarında hissedilir şekilde sıcaklık değişmektedir. Sıcaklık farklarının fazla olması durumunda ısı geçişi önem arz etmektedir.

5.1.3 Yoğunluk

Birim hacimdeki kütle miktarı olarak tanımlanan ve ρ simgesiyle gösterilen akışkanın yoğunluğu gazlarda, basınç seviyesiyle neredeyse orantılı olarak arttığı için yoğunlukla değişkendir. Sıvılarda ise yoğunluk değişken bir değer değildir öyle ki yoğunluğu yüzde 1 arttırmak için basıncın yaklaşık olarak 220 kat arttırmak

gereklidir. Bu yüzden sıvı akışkanların çoğu sıkıştırılmaz kabul edilir. Eğer göz önüne alınan birim hacim çok büyükse, parçacık kümelenmelerindeki molekül yoğunluğu değişimleri dikkate değer miktarda olabilir. Bir δA birim hacmi içindeki δm kütlesi ile hesaplanan yoğunluğun, birim hacim değeri ile değişimi gösterilmektedir. Akışkanın yoğunluğu,

$$\rho = \lim_{\delta m \rightarrow \delta A} \frac{\delta m}{\delta A} \quad (5.2)$$

5.1.4 Toplam Entalpi

Hareket halindeki akışkanlara birinci yasa uygulandığında $h + V^2/2$ grubu elde edilir. Bu grup toplam entalpi olarak adlandırılır ve h_t ile gösterilir.

$$h_t \equiv h + \frac{V^2}{2}$$

Çizelge 5.1 Toplam entalpi ile enerji dengesi ifadeleri.

Akış Türü	Enerji Dengesi	Basitleştirilmiş Enerji Dengesi
Türbindeki sürekli, adyabatik bir boyutlu akış	$w = h_1 - h_2 + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2}$	$w = h_{t1} - h_{t2}$
Isı değiştirgecindeki sürekli, adyabatik akış	$q = h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2}$	$q = h_{t2} - h_{t1}$
Lüledeki sürekli, adyabatik, bir boyutlu akış	$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2}$	$h_{t1} = h_{t2}$

Toplam entalpi statik kısım h ve dinamik kısım $V^2/2$ den oluşmaktadır. Diğer toplam özellikler de statik ve dinamik olmak üzere iki kısımdan oluşur.

Toplam entalpi tanımında akış türü veya hal değişimi ile ilgili herhangi bir kabul veya kısıtlama yapılmamıştır. Toplam entalpi ile enerji dengesi ifadeleri basitleşmektedir. Çizelge 5.1’ de bazı örnekler verilmiştir.

Bilindiği üzere h_s diyagramları h_s diyagramlarından daha kullanışlıdır. h_s diyagramlarında düşey uzunluklar, kinetik enerji değişimi ihmal ediliyorsa, türbin işini verir, h_t s diyagramında düşey uzunluklar kinetik enerji değişimini de kapsayarak türbin işini verir.

Toplam entalpi'ye durma entalpisi de denir çünkü hareket halindeki akışkanın bir noktasındaki toplam entalpisi, adyabatik olarak durdurulduğu halindeki entalpisine eşittir. Durma noktası, akış içinde hızın sıfır olduğu nokta olarak tanımlanırken akışkanı durdurma işlemi ise tersinir olmayabilir. Akışın herhangi bir noktası 1 ile hızın sıfır olduğu nokta arasında enerji dengesi:

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_{durma\ noktası} = h_t$$

Bu eşitlik, iş alışverişi olmayan tersinir ve tersinmez adyabatik hal değişimleri için geçerlidir.

5.2 Gazların Hal Denklemleri

Termodinamik özellikler her maddeye göre değişmektedir. Yaygın olarak karşılaşılan akışkanlar arasında bulunan gazların karışımından meydana gelen hava, 160 K ile 2200 K sıcaklık değerleri arasında karışım oranları değişmediğinden saf bir madde olarak kabul edilmektedir. Kritik noktaya göre yüksek sıcaklık ve düşük basıncadaki tüm gazlar ideal gaz kanunu ile hareket etmektedir.

$$P = \rho RT \quad (5.3)$$

$$R = C_p - C_v = \text{Gaz Sabiti} \quad (5.4)$$

Her gazın kendi R sabiti vardır ve değeri evrensel gaz sabiti Λ 'nın moleküler ağırlığa bölünmesiyle elde edilir.

$$R_{gaz} = \frac{\Lambda}{M_{gaz}} \quad (5.5)$$

Bu bağıntıda $\Lambda=8314 \text{ m}^2/(\text{s}^2.\text{K})$ değerine eşittir. Havanın $M=28.97$ için $R_{\text{hava}}=287 \text{ m}^2/(\text{s}^2. \text{K})$ değeri kullanılmaktadır. Standart atmosfer basıncı 101314 Pa ve standart sıcaklık $288 \text{ }^\circ \text{C}$ dir. Bu durumda normal koşullarda havanın yoğunluğu,

$$\rho_{\text{hava}} = \frac{101314}{(287)(288)} = 1.22 \text{ kg/m}^3 \quad (5.6)$$

olur. Bir ideal gazın, iç moleküler enerjisi yalnız sıcaklıkla değişir. Bu yüzden özgül ısı da sadece sıcaklıkla değişir.

$$c_v = \left(\frac{\partial \hat{u}}{\partial T} \right)_\rho = \frac{\partial \hat{u}}{\partial T} = c_v(T) \quad (5.7)$$

ya da

$$\partial \hat{u} = c_v(T) \partial T \quad (5.8)$$

İdeal gazın h ve c_p değerleri de yalnız sıcaklıkla değişir:

$$h = \hat{u} + \frac{p}{\rho} = \hat{u} + RT = h(T) \quad (5.9)$$

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p = \frac{\partial h}{\partial T} = c_p(T) \quad (5.10)$$

$$\partial h = c_p(T) \partial T \quad (5.11)$$

Sıkıştırılabilir akış analizinde ideal gazın özgül ısılarının oranı önemli bir boyutsuz parametredir:

$$k = \frac{c_p}{c_v} = k(T) \geq 1 \quad (5.12)$$

Hava akışlarının incelenmesinde, ilk yaklaşım olarak, c_p , c_v ve k çoğunlukla sabit olarak kabul edilir:

$$k_{\text{hava}} = 1.4$$

$$c_v = \frac{R}{k-1} = 718 \text{ m}^2/(\text{s}^2\text{K}) \quad (5.13)$$

$$c_p = \frac{kR}{k-1} = 1005 \text{ m}^2/(\text{s}^2\text{K}) \quad (5.14)$$

Tüm gazlar için c_p ve c_v değerleri sıcaklık ile zamanla artarken k ise zamanla azalmaktadır [36].

5.3 Enerji ve Özgül Isılar

Isıl, mekanik, kinetik, potansiyel, elektriksel, manyetik, kimyasal ve nükleer gibi çok çeşitli formlarda enerji bulunabilir. Bir sistemin toplam enerjisi “E” ile tanımlanmaktadır. Bir sistemin mikroskobik ve makroskobik olarak adlandırılan iki tip enerji formu bulunmaktadır. Mikroskobik moleküler yapısıyla ilgili enerji formları ve moleküler aktivitenin derecesine mikroskobik enerji, olarak nitelenir U (veya birim kütle için u) ile gösterilir. Makroskobik enerji ise hareket, yerçekimi ve yüzey gerilimi gibi dış etkilerle ilişkilidir. Sistemin bir referans koordinat sistemine göre hareketinin sonucu olarak sahip olduğu enerjiye kinetik enerji adı verilir. Birim kütle başına kinetik enerji $ke = V^2/2$ olarak ifade edilir yalnız burada sistemin tüm kısımları aynı hızla hareket etme durumu söz konusu iken olur. Sistemin hızını gösteren V, sabit referans koordinat sistemine göre şekil alır. Bir çekim alanında, bulunduğu yüksekliğin bir sonucu olarak sistemin sahip olduğu enerjiye potansiyel enerji denir ve birim kütle başına $pe = gz$ olarak ifade edilir. Bu ifade g yerçekimi ivmesini ve z sistemin ağırlık merkezinin isteğe bağlı olarak seçilen sabit bir referans koordinat sistemine göre yüksekliğini göstermektedir. Akışın söz konusu olduğu sistemlerin analizinde u ve Pv özelliklerinden yararlanılır. Bu özelliklerin toplamını entalpi olarak adlandırılır “h” simgesiyle gösterilir;

$$h = u + Pv = u + \frac{P}{\rho} \quad (5.15)$$

Burada P/ρ , akışkanı hareket ettirmek ve akışı sürdürmek için birim kütle başına gerekli enerji olan akış enerjisi ya da akış işidir. Akış enerjisini akış sistemlerinin enerji analizinde akışkanın enerjisinin bir kısmı olarak düşünmek ve akışın mikroskopik enerjisini entalpi h ile temsil etmek kolaylık sağlar. Entalpinin birim kütle başına bir büyüklük olduğuna, dolayısıyla özgül bir özellik olduğuna dikkat ediniz.

Manyetik, elektrik ve yüzey gerilimi gibi etkilerin olmadığı sisteme basit sıkıştırılabilir sistem denir. Basit sıkıştırılabilir bir sistemin toplam enerjisi iç enerji, kinetik enerji ve potansiyel enerjinin bileşiminden meydana gelir. Bir kontrol hacminin yüzeylerinden giren veya çıkan akışkan, akış enerjisine de, P/ρ , sahiptir. Böylelikle akışkanın birim kütle başına toplam enerjisi

$$e_{\text{akan}} = P/\rho + e = h + ke + pe = h + \frac{V^2}{2} + gz \quad (\text{kJ/kg}) \quad (5.16)$$

Burada $h = P/\rho + u$ olarak entalpiyi, V hızı ve z dıştaki bir referans noktasına göre sistemin yüksekliğini göstermektedir. Özgül ısılar cinsinden bir ideal gazın iç enerjisinde ve entalpisinde meydana gelen diferansiyel ve sonlu değişimler,

$$du = c_v dT \quad \text{ve} \quad dh = c_p dT \quad (5.17)$$

olarak ifade edilebilir. Burada c_v ve c_p ideal gazın sabit-hacim ve sabit-basınç özgül ısılarıdır. Özgül ısı değerlerini ortalama sıcaklıkta kullanmak suretiyle, iç enerji ve entalpiddeki sonlu değişimler yaklaşık olarak

$$\Delta u = c_{v, \text{ort}} \Delta T \quad \text{ve} \quad \Delta h = c_{p, \text{ort}} \Delta T \quad (5.18)$$

şeklinde ifade edilir [37].

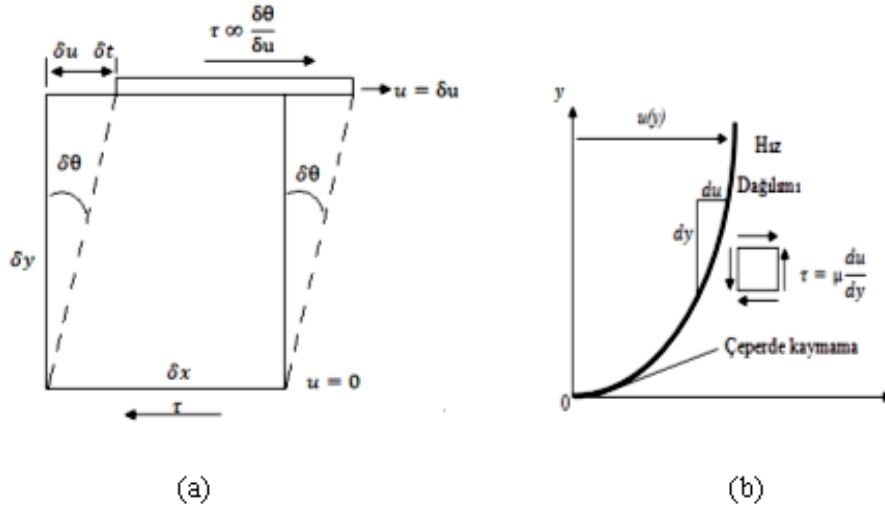
5.4 Viskozite

Kayma gerilmesi uygulanan bir akışkan, μ viskozite katsayısı olarak tanımlanan özelliği ile ters orantılı bir şekil değiştirme hızında hareket etmeye başlar. Kayma gerilmesi olan τ etkisinde olan bir düzlem, üst yüzey alt yüzeyden δu kadar daha hızlı hareket eder. $\delta\theta$ diye tanımlanan şekil değiştirme açısı da devamlı olarak artar. Hava, su ve yağ gibi akışkanlar için uygulanan şekil değiştirme hızı ile uygulanan gerilme arasındaki ilişki doğru orantılıdır:

$$\tau \propto \frac{\delta\theta}{\delta u} \quad (5.19)$$

$$\tan\delta\theta = \frac{\delta u \delta t}{\delta y} \quad (5.20)$$

bağıntısı elde edilir. Sonsuz küçük değişimler gözetilerek limit alındığında, bu denklem hız gradyeni ile şekil değiştirme hızı arasındaki ilişkiyi ifade eder.



Şekil 5.1 Kayma gerilmesi akışkanın devamlı olarak şekil değiştirmesine yol açar.

(a) $\frac{d\theta}{dt}$ hızı ile şekil değiştiren akışkan elemanı.

(b) Katı çepere bitişik sınır tabaka içindeki Newton tipi hız dağılımı.

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{du}{dy} \quad (5.21)$$

Uygulanan kayma gerilmesinin, doğrusal karakterdeki yaygın akışlar için, hız gradyeni ile orantılı olduğu görülür. Orantı sabiti, μ , viskozite katsayısıdır:

$$\tau = \mu \frac{d\theta}{dt} = \mu \frac{du}{dy} \quad (5.22)$$

Viskozite katsayısı denklemi boyutsal olarak uyumludur. Bu yüzden μ , gerilme zaman boyutuna sahiptir. Bu denkleme uyan doğrusal karakterdeki akışlara Newton tip akışkanlar denilmektedir. Newton tipi akışkanların viskozitesi sıcaklık ve basınçla değişen gerçek bir termodinamik özelliktir. Verilen bir basınç ve

sıcaklık (p , T) değerinde, yaygın olarak kullanılan akışkanların viskozite değerleri geniş bir aralığa sahiptir. Genellikle akışkanın viskozitesi basınçla çok az artar.

Çizelge 5.2 Sekiz akışkanın 1 atm. basınç ve 20°C sıcaklıktaki viskozite ve kinematik viskozite değerleri [37].

Akışkan	μ kg/(m. s)	Oran μ/μ (H ₂)	ρ kg/m ³	ν m ² /s	Oran ν/ν (Hg)
Hidrojen	8.8 E-6	1.0	0.084	1.05 E-4	920
Hava	1.8 E-5	2.1	1.20	1.51 E-5	130
Petrol	2.9 E-4	33	680	4.22 E-7	3.7
Su	1.0 E-3	114	998	1.01 E-6	8.7
Etil Alkol	1.2 E-3	135	789	1.52 E-6	13
Civa	1.5 E-3	170	13580	1.16 E-7	1.0
SAE 30 Yağ	0.29	33000	891	3.25 E-4	2850
Gliserin	15	170000	1264	1.18 E-3	10300

Bunun yanında sıcaklığın viskozite üzerinde kuvvetli etkisi vardır. Sıvıların viskoziteleri sıcaklıkla azalır, buna karşın gazlarınki artar.

Gazların kinetik teorisine göre, gazların viskozitesi sıcaklıklarının kareköküyle ters orantılıdır. Yani, $\mu_{\text{gaz}} \propto \sqrt{T}$ 'dir. Gazların viskozitesi sıcaklığın bir fonksiyonu olarak Sutherland bağıntısı (ABD Standart Atmosferi'nden) ile gazlar için:

$$\mu = \frac{aT^{1/2}}{1 + b/T} \quad (5.23)$$

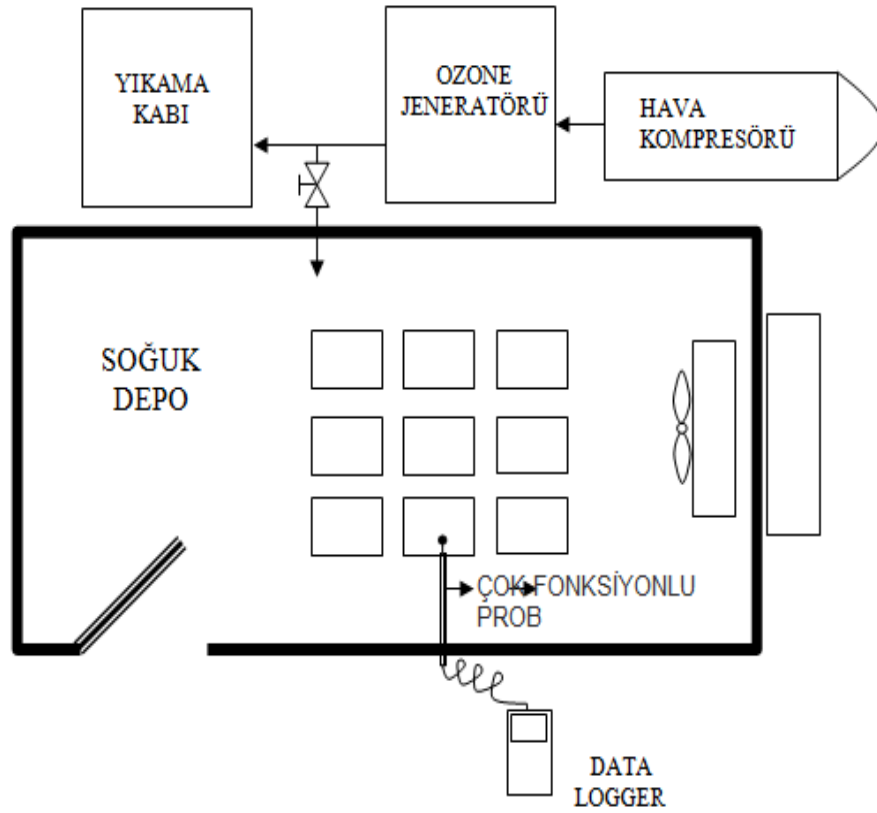
şeklinde ifade edilir. Burada T mutlak sıcaklığı, a ve b ise deneysel olarak belirlenmiş sabitleri göstermektedir. İki farklı sıcaklıktaki viskozite ölçümünün, bu iki sabiti belirlemek için yeterli olduğunu belirtelim. Hava için atmosferik koşullarda bu sabitlerin değerleri; $a = 1.458 \times 10^{-6}$ kg/(m. s. K^{1/2}) ve $b = 110.4$ K olarak alınır. Yüksek basınçlarda yoğunluktaki artıştan ötürü viskozite artar.

Çizelge 5.3 Bazı akışkanların 1 atm ve 20 °C'deki (aksi ifade edilmedikçe) dinamik viskozite değerleri [37].

Akışkan	Dinamik Viskozite μ , kg/m. s
Gliserin	
-20 °C	134.0
0 °C	10.5
20 °C	1.52
40 °C	0.31
Motor yağı:	
SAE 10W	0.10
SAE 10W30	0.17
SAE 30	0.29
SAE 50	0.86
Cıva	0.0015
Etil alkol	0.0012
Su:	
0 °C	0.0018
20 °C	0.0010
100 °C (sıvı)	0.00028
100 °C (buhar)	0.000012
Kan, 37 °C	0.00040
Benzin	0.00029
Amonyak	0.00015
Hava	0.000018
Hidrojen, 0 °C	0.000008

6 BULGULAR

6.1 Bir Soğuk Hava Deposunda Hız ve Sıcaklık Parametrelerinin Teorik, Deneysel ve Bilgisayar Destekli Analizinin İncelenmesi.



Şekil 6.1 Soğuk hava deposunun şematik çizimi.

Mühendislik Fakültesi, İklimlendirme ve Soğutma Laboratuvarında bulunan 2105 mm boy, 1120 mm en, 2185 mm yükseklik ebatlarında olup ve Çizelge 6.1’ deki özelliklere sahip poliüretan panelli soğuk hava deposunda deneysel ölçümler anlık olarak Çizelge 6.2’ de özellikleri belirtilen datalogger kullanılmıştır

Çizelge 6.1 Laboratuvar ölçümlerinde kullanılan soğuk hava deposu özellikleri.

Yalıtım kalınlığı	: 80 mm
Poliüretan yoğunluğu	: 40-42 kg/m ³
Soğutma	: SMT36 paket tip soğutma ünitesi
Muhafaza Sıcaklığı	: 0-4 °C
Soğutma Kapasitesi	: 2250 W
Kompresör tipi	: Hermetik AC220 V/50 Hz
Elektrik gücü	: 1.5 kW/h
Çalışma aralığı	: -5 °C Eva./+40 °C Kond.

Çizelge 6.2 Laboratuvar ölçümlerinde kullanılan datalogger özellikleri.

Model	: TESTO 350/454
Hafıza	: 250000 okuma
Saklama Sıcaklığı	: -20-+50 °C
Çalışma Sıcaklığı	: -5-+45 °C
Batarya Tipi	: 4 AA Batarya
Batarya Ömrü	: 8 h
Ağırlık	: 850 g
Boyut	: 252x115x58 mm
Prob	: 3 fonksiyonlu prob, 10 m/s, 100%RH, 70 °C
Sıcaklık Ölçüm Aralığı	: -20-+70 °C
Nem Ölçüm Aralığı	: 0-100%RH
Hava Hızı Ölçüm Aralığı	: 0-10 m/s
Yazılım	: RS232, comsoft yazılım

Soğuk hava kabini içinde akışkanımız olan havanın öncelikle bilgisayar destekli tasarımı yapılmıştır. Bölüm 4' te belirtildiği üzere akışkan hacminin sonlu elemanlar yöntemiyle matematiksel modeli oluşturularak hesaplamalar yapılmıştır.

6.2 Bir Soğuk Hava Deposunda Mevsim Sebzelerinin Raf Ömrünü Uzatma Deneyinin İncelenmesi

Aynı deney düzeneğinde beraber yürüyen çalışmada mevsim sebzelerinin raf ömürlerinin uzatılması için deneyler yapıp sebzelerdeki mikrobiyal yükler incelendi.

Gıdaların raf ömrünün uzatılması için mikrobiyal yükü azaltmak için genellikle klorin ve klorin dioksit kullanılmaktadır. İnsan sağlığı yönünden klorin kalıntı bıraktığı için güvenilir değildir. Bu yüzden kalıntı bırakmayan radyasyon, oksijen, ozon gibi çeşitli yöntemler gıda sektöründe kullanılmaktadır. Deneyde bu yöntemlerden işlem süresinin kısa olması, zehirli kalıntı bırakmamasından dolayı ozon kullanıldı.

Ozon, *Yersinia enterocolitica*, *Salmonella typhimurium*, *Staphylococcus aureus*, *L. monocytogenes* ve *E. coli* O157:H7 gibi patojenleri inhibe etmektedir. Ozon üretiminde, ozon jeneratörü kullanılmaktadır. Bu jeneratörle ozon üretilerek taze yeşil yapraklı sebzelerin yıkanma suları dezenfekte edilmesi amaçlandı. Bu amaçla taze sebzelerin yıkama suları ve sebzelerin kesitlerinde *E.coli*, *Fekal koliform*, *Salmonella spp.*, *Staphylacoccus spp*, gibi patojenler, toplam mezofilik bakteri ve toplam aerofilik mikroorganizmaların varlığı tespit edilerek ozon uygulamasının taze sebzelerin korunmasındaki etkilerine bakıldı.

Mevsim sebzelerinden yeşil yapraklı ıspanak, marul sebzeleri materyal olarak kullanıldı. Bu amaçla her bir sebze grubundan yıkanmamış bir kontrol grubu, klorin içeren çeşme suyu ($20\pm 2^{\circ}\text{C}$) ile yıkanan karşılaştırma grupları, ozonla 2,4,6,8,10 dk sürelerle dezenfekte edilmiş su ($20\pm 2^{\circ}\text{C}$) ile yıkanan uygulama grupları yapıldı. Böylelikle her bir sebze için üçer tekerrürlü toplam 21 örnekten oluşan deneme deseni düzenlendi.

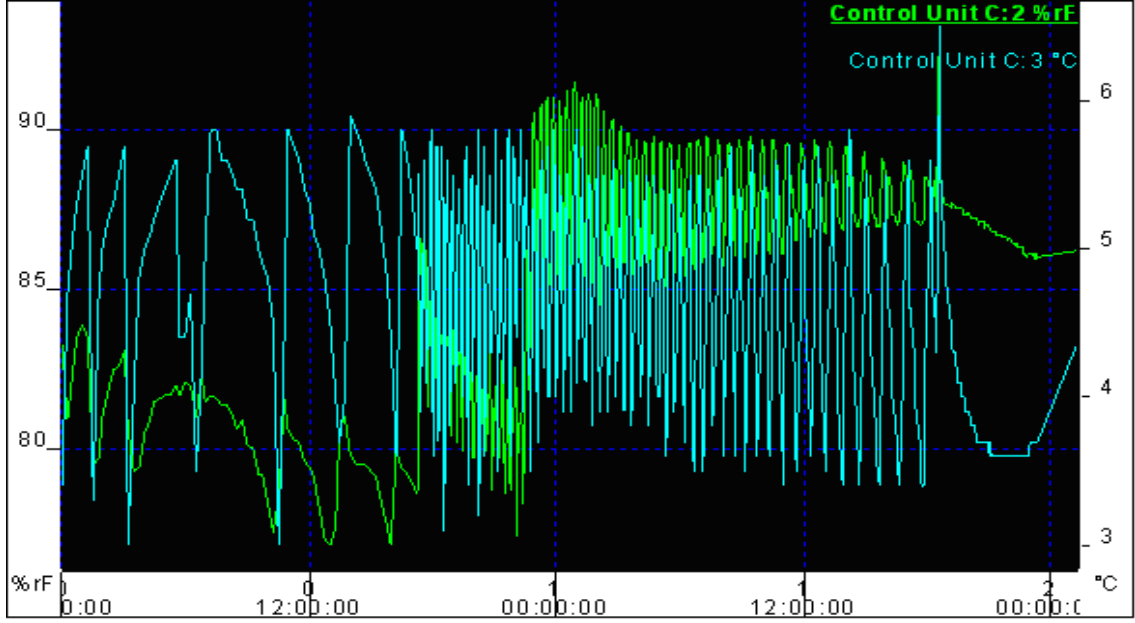
Yıkama işlemleri $20\pm 2^{\circ}\text{C}$ sıcaklıktaki klorin içeren çeşme suyu ve 2,4,6,8,10 dk süre ile ozonlanmış $20\pm 2^{\circ}\text{C}$ 'deki su kullanılarak paslanmaz çelik kaplar içerisinde gerçekleştirildi. Bu işlem ile verilen ozon depo içini ozonlama işlemi uygulanmamıştır. Şekil 6.1' de görülen kontrol vanası kapalı konumdadır. Yıkama

işleminin ardından örnekler +2°C'lik soğuk hava deposunda 14 gün depolanmıştır. Depolama süresince parametre ölçümleri, yanı sıra 0, 2, 7, 14 üncü günlerde alınan örneklerde mikrobiyolojik ve duyuşsal analizler yapıldı.

Çizelge 6.3 Ozon jeneratörünün özellikleri.

MODEL SERİ NO	CFG 20
VOLTAJ GİRİŞİ	AC 220V/50Hz
GÜÇ	15 W
OZON ÇIKIŞ	1 g/saat
OZON YOĞUNLUĞU	%20 (hava ağırlık oranı)
ÇALIŞMA ORTAMI	4-35 °C, <85%(nem)
ÖLÇÜLER	250x150x350 mm
SOĞUTMA	Hava soğutmalı
BESLEME	Max Extra Hava kompresörü

Deney materyalleri ıspanak ve marulun yıkanmasında kullanılan çeşme suyu pH aralığı 7.3 - 7.33, 2,4,6,8,10 dk ozonlanmış deiyonize sulara ait pH aralığı ise 7.35, 7.42, 7.57, 7.55, 7.47 olarak belirlendi. Sebzelerin depoya konulduğu esnadaki depoya ait sıcaklık ve nem değişimi grafiğı Şekil 6.2'de yer almaktadır.



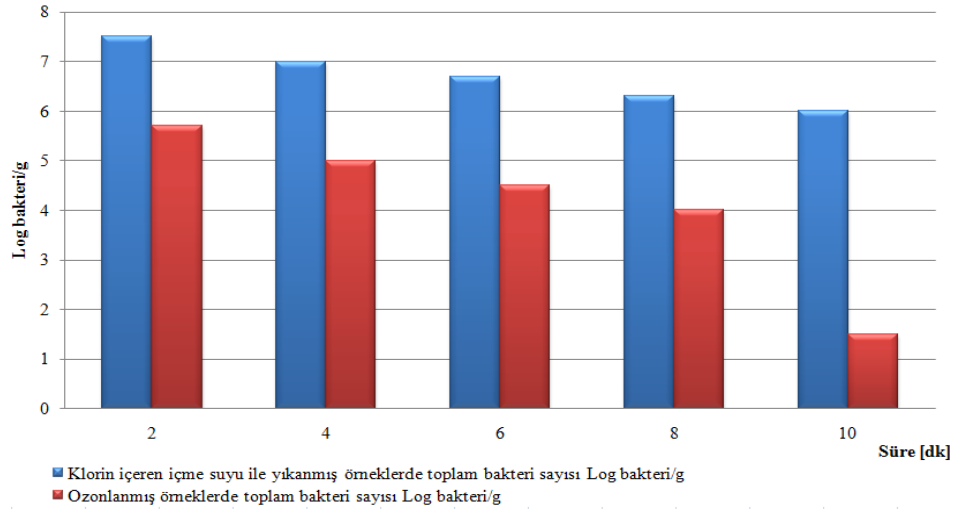
Şekil 6.2 Şartlandırılmış depoda sıcaklık ve nem değişimi.

Marul yapraklarına ait mikrobiyolojik özellikler Çizelge 6.4' te yer almaktadır.

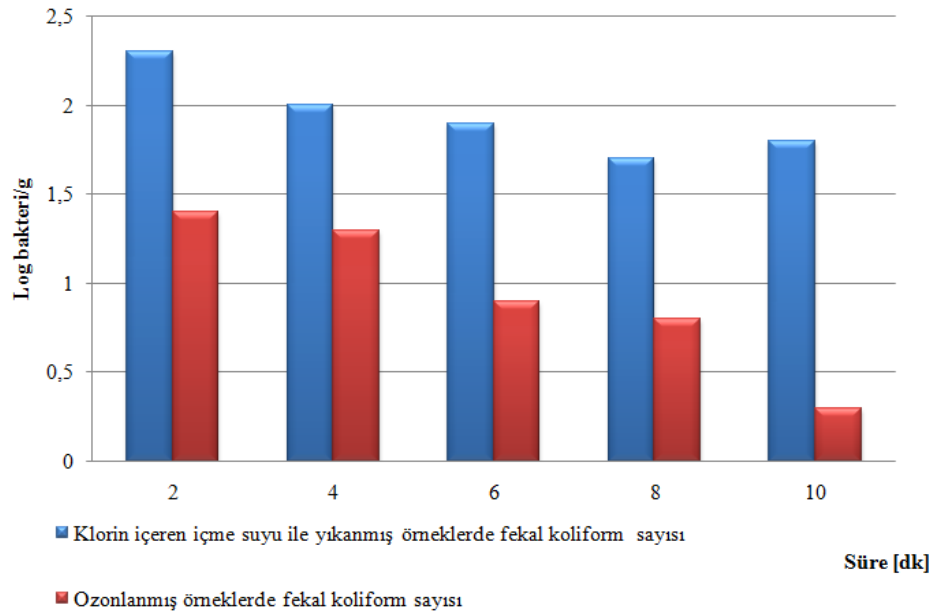
Çizelge 6.4 Farklı zamanlarda ozon uygulanmış su ile yıkanan marul yapraklarında mikrobiyolojik aktivite.

Marul yapraklarında canlı popülasyon (log ₁₀ CFU/g)						
Ozon (mg/L)	Toplam canlı bakteri	Fekal koliform	<i>E.coli</i>	<i>Staphylococcus</i> spp.	<i>Vibrio</i>	<i>Salmonella</i> spp.
0	0,1.10 ⁸	1,1.10 ³	0,18.10 ³	5,3.10 ²	-	-
(kontrol)	4,7.10 ⁵	2,1.10 ²	0,8.10 ²	6,5.10 ²	-	-
6,4	15,8.10 ⁵	2,1.10 ²	0,6.10 ²	0,6.10 ²	-	-
12,8	1,31.10 ⁵	0,092.10 ²	0,3.10 ²	0,5.10 ²	-	-
19,2	3,9.10 ⁴	0,072.10 ²	0,2.10 ²	0,4.10 ²	-	-
25,6	0,9.10 ⁴	2,1.10 ⁰	0,1.10 ²	0,3.10 ²	-	-
32						

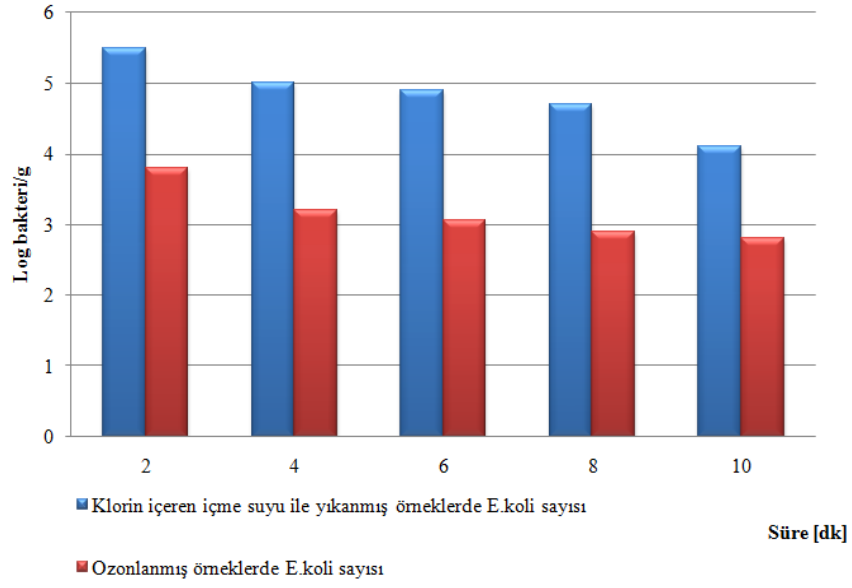
Ozon içeren yıkama suyu ile yıkanan marul yapraklarında E.coli sayılarında 0.13-1 \log_{10} CFU/g azalma belirlenirken, diğer mikroorganizmaların sayılarında toplam 3 \log_{10} CFU/g azalma kaydedilmiştir.



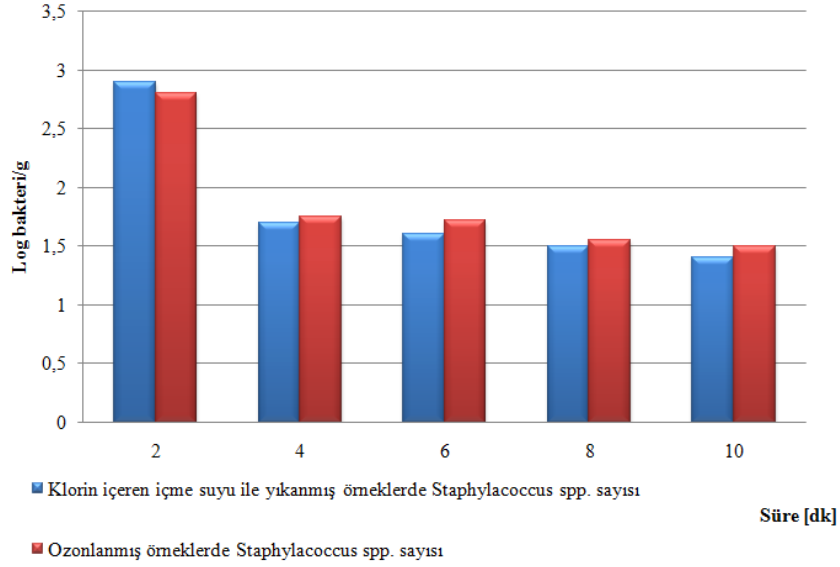
Şekil 6.3 Ozonlanmış örneklerde toplam bakteri sayısı ve klorin içeren çeşme suyu ile yıkanmış örneklerde toplam bakteri sayısı.



Şekil 6.4 Ozonlanmış örneklerde fekal koliform sayısı ve klorin içeren çeşme suyu ile yıkanmış örneklerde fekal koliform sayısı.



Şekil 6.5 Ozonlanmış örneklerde E.coli sayısı klorin içeren çeşme suyu ile yıkanmış örneklerde E.coli yükü.



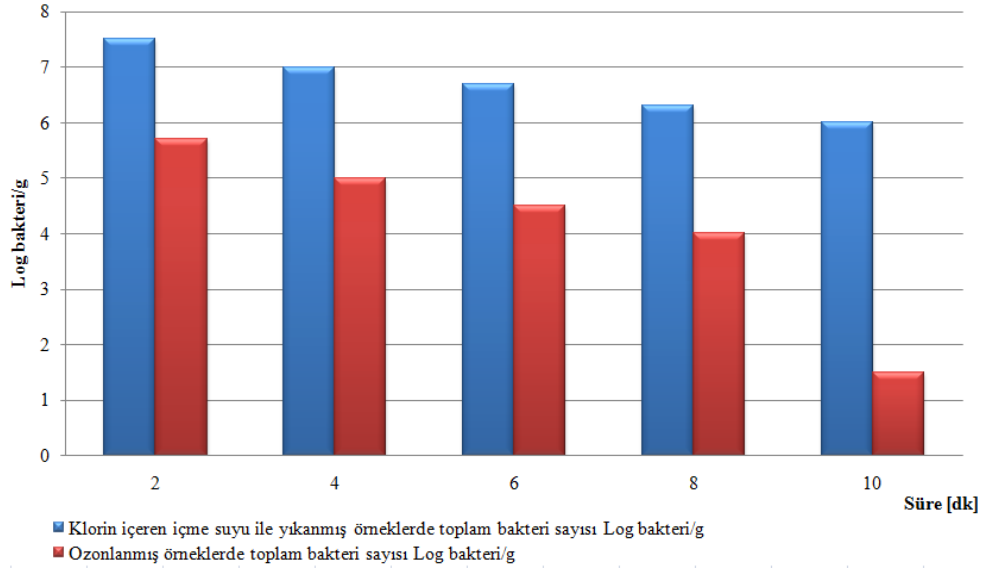
Şekil 6.6 Ozonlanmış örneklerde Staphylococcus spp. sayısı ve klorin içeren çeşme suyu ile yıkanmış örneklerde Staphylococcus spp.sayısı.

Ispanak yapraklarının mikrobiyolojik analiz sonuçları Çizelge 6.5' te özetlenmiştir.

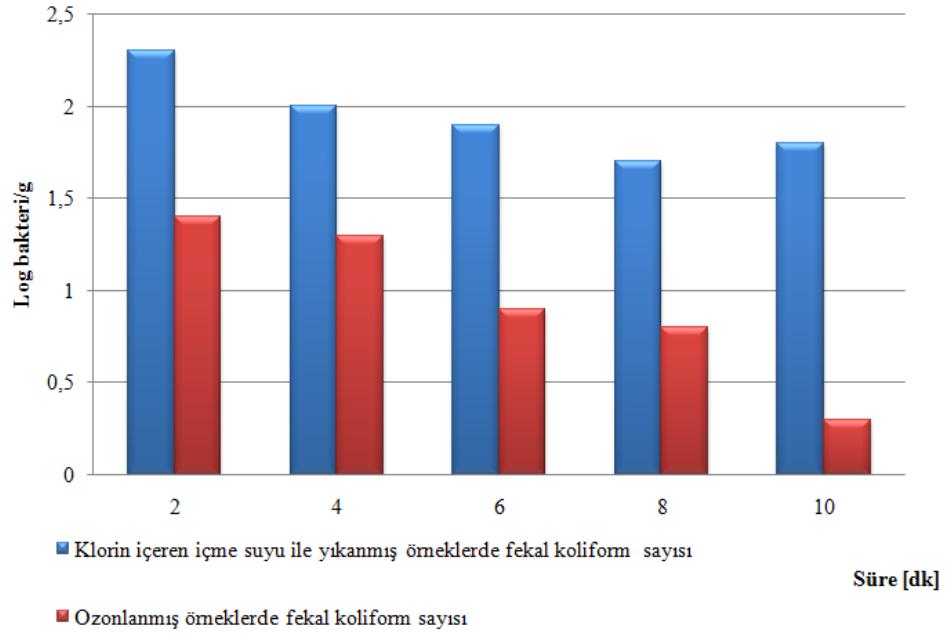
Çizelge 6.5 Farklı zamanlarda ozon uygulanmış su ile yıkanan ıspanak örneklerinde mikrobiyolojik aktivite.

Ispanak yapraklarında canlı populasyon (log ₁₀ CFU/g)						
Ozon (mg/L)	Toplam canlı bakteri	Fekal koliform	<i>E.coli</i>	<i>Staphylaccoccus</i> spp.	<i>Vibrio</i>	<i>Salmonella</i> spp.
0	0,9.10 ⁸	1,1.10 ⁵	0,18.10 ⁴	6,7.10 ²	-	-
(kontrol)	5,1.10 ⁵	2,3.10 ²	0,8.10 ²	5,4.10 ²	-	-
6,4	5,6.10 ⁴	2,3.10 ²	0,6.10 ²	-	-	-
12,8	1,31.10 ⁴	0,09.10 ²	0,3.10 ²	-	-	-
19,2	4,6.10 ³	0,07.10 ²	0,2.10 ¹	-	-	-
25,6	1,1.10 ³	2,1.10 ⁰	0,1.10 ¹	-	-	-
32						

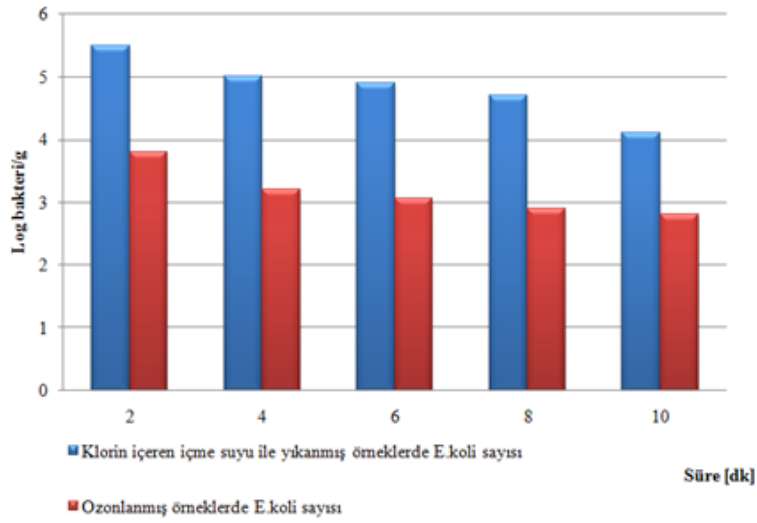
Ispanak yapraklarının başlangıçtaki toplam canlı yükünde 2,4,6,8,10 dk ile gerçekleştirilen ozonlama işlemi ile toplam 3 log₁₀ CFU/g'lik azalma belirlenmiştir. Bu azalmanın özellikle fekal koliform ve *E.coli* içeriğinde olduğu tespit edilmiştir.



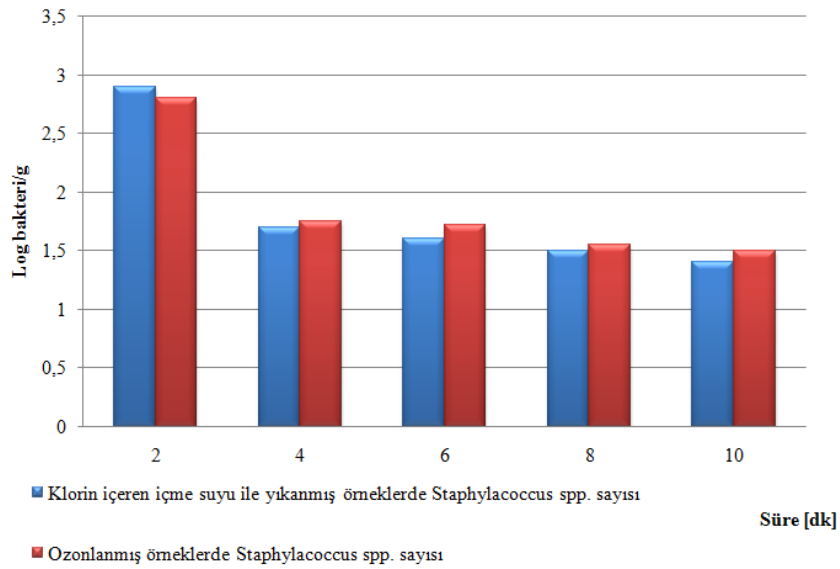
Şekil 6.7. Ozonlanmış ıspanak örneklerinde toplam bakteri sayısı ve klorin içeren çeşme suyu ile yıkanmış ıspanak örneklerinde toplam bakteri sayısı.



Şekil 6.8 Ozonlanmış ıspanak örneklerinde fekal koliform sayısı ve klorin içeren çeşme suyu ile yıkanmış ıspanak örneklerinde fekal koliform sayısı.



Şekil 6.9 Ozonlanmış ıspanak örneklerinde E.coli sayısı ve klorin içeren çeşme suyu ile yıkanmış ıspanak örneklerinde E.coli sayısı.



Şekil 6.10 Ozonlanmış ıspanak örneklerinde Staphylococcus spp sayısı ve klorin içeren çeşme suyu ile yıkanmış ıspanak örneklerinde Staphylococcus spp sayısı.

14 günlük depolama sürecinde sebzelerin duyuşal özelliklerinde meydana gelen değişimin incelenmesi amacıyla yapılan değerlendirmelerde tazelik, kırılğanlık, renk, hasarlı görünüm özellikleri belirlenmiştir. Deęerlendirme sonuçları Çizelge 6.6' da yer almaktadır.

Çizelge 6.6 Araştırmada materyal olarak kullanılan sebzelerin 14 günlük depolama süresi sonunda duyuşsal özellikleri.

Sebze	Marul	Ispanak
Tazelik	5±93	4±09
Kırılğanlık	3±09	4±03
Renk	8±11	8±34
Hasarlı Görünüm	5±04	5±24
Toplam kabul edilebilirlik	5±56	5±11

6.3 Hava Soğutmalı Yoğuşturucu Kapasite Hesabı

Yoğuşturucunun toplam ısı geçiş katsayısı, mevcut kabin özelliklerine uygun olarak hesaplanmıştır. Fanın çalışması esnasında akışın rejime girmesinden sonra yoğuşturucuya giren ve çıkan hava arasındaki sıcaklık farkı bulunmuş ve modelin bilgisayar destekli analizinin yapılacağı ANSYS v11.0 CFX programına tanımlanmıştır. Buradan çıkan sonuca göre akışkanın yoğuşturucu giriş sıcaklığı ile çıkış sıcaklığı arasındaki fark 1,68 °C olarak yazılım programına tanımlandı.

6.4 Soğuk Hava Deposunun Bilgisayar Destekli Tasarımı (CAD)

Soğuk hava deposunun fiziksel geometrisi “Solidworks” bilgisayar destekli tasarım programı yardımıyla Şekil 6.11’ de gösterilen kabin, Şekil 6.12’ de katı modeli oluşturulmuştur. Kabinin dışında dolaşan hava akışı olmadığı kabul edilmiş ve ona göre tasarımı yapılmıştır.

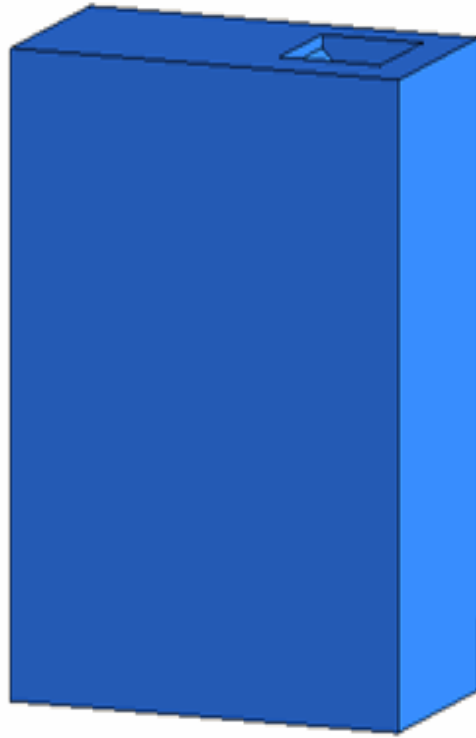


(a)

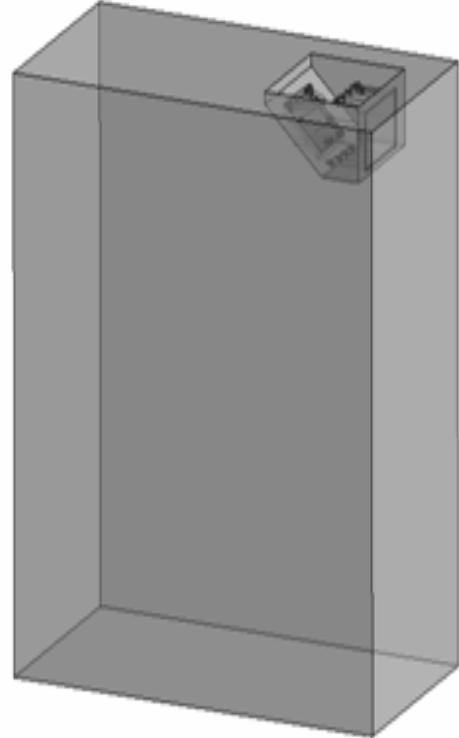


(b)

Şekil 6.11 (a) Kabin dış görünüşü.(b) Kabin içi görünüşü.



(a)

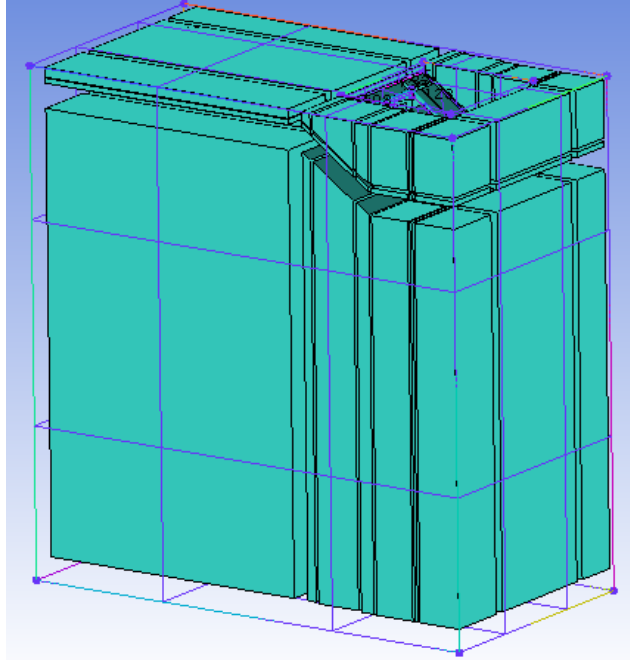


(b)

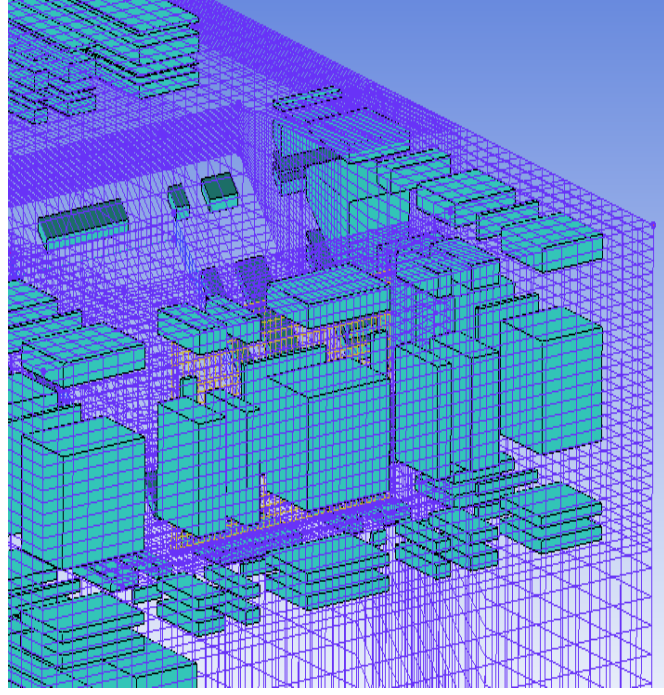
Şekil 6.12 (a) ve (b) Soğuk hava deposunun bilgisayar destekli katı hali modeli.

6.5 Akışkan Hacminin Sonlu Elemanlara Ayrılması

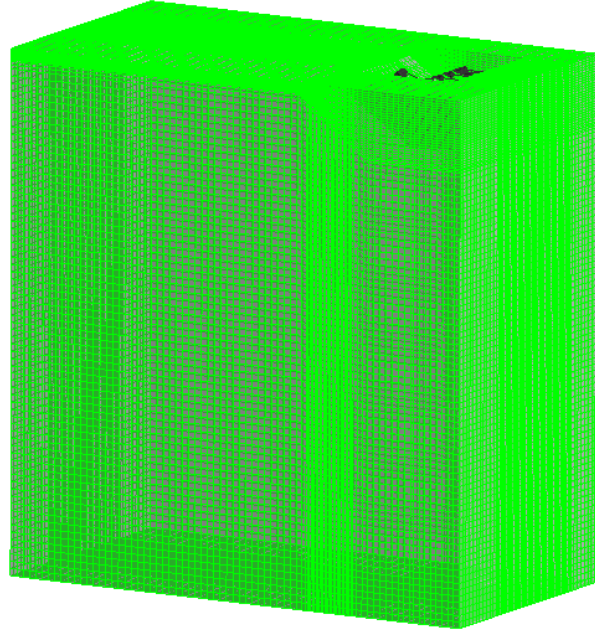
Modelimizin sayısal ağında tetrahedra ve prizma elemanlara fazla yer vermemek adına kabinimizin tasarımında fazla detaya inilmeyip Şekil 6.14’ de görüldüğü üzere yüksek yoğunlukta prizma elemanlar kullanılmaya çalışıldı. Yüzeyde yüksek derecede bozulmaya uğramış tetrahedra elemanların oluşmasından kaçınmak için Şekil 6.18’ de de görüldüğü üzere yüksek kaliteli yüzey ağ yapısı sağlandı. Böylelikle bilgisayar destekli analiz esnasında duvara yakın bölgelerde sınır tabaka etkileri, yüzeye dik gelen hız eğrilerinde yükselmeye neden olması engellenerek sonuçlarımızın deney sonuçlarına yakınsaması sağlandı. Üstünde durulması gereken inceltmiş bir ağ daha iyi bir sayısal doğruluk sağlarken, çözümün fiziksel doğruluğu her zaman modelin fiziksel doğruluğu ile sınırlı kalacağı için modelde de gereksiz detayların belirtilmesinden kaçınılmalıdır. Burada olabilecek diğer sorun ise bu tarz hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerinde bilgisayarımızın kapasitesinin yetersiz kalması yüzünden analizin çözümü gerçekleştirilmemekte ya da çözüm ıraksamaktadır.



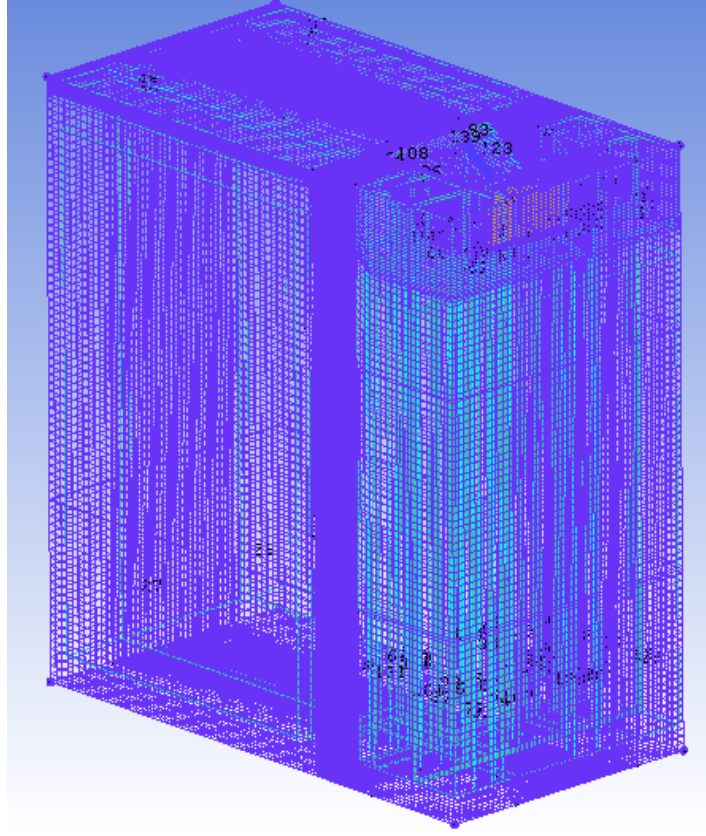
Şekil 6.13 Modelin elemanlara ayrılmadan önceki bloklanmış halinin izometrik görünüşü.



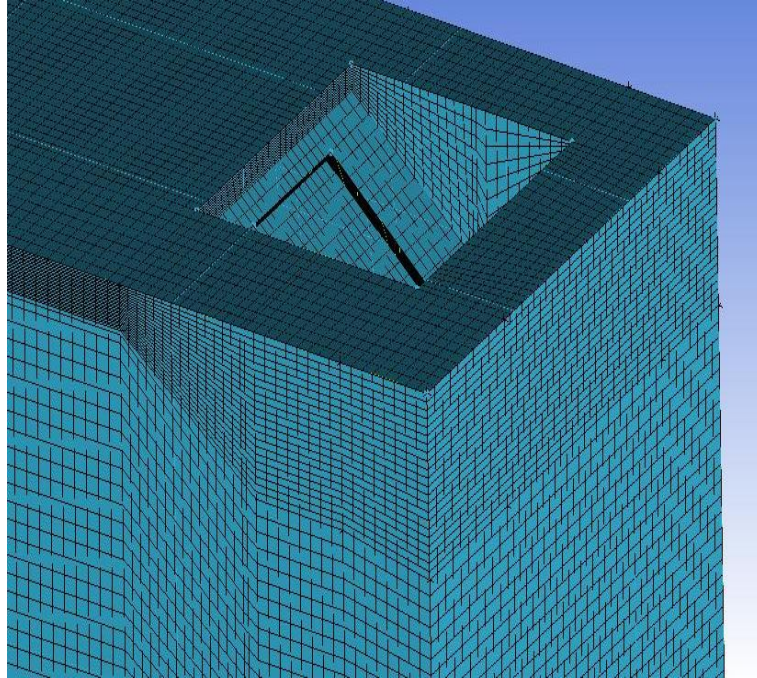
Şekil 6.14 Kabinin bloklarının sonlu elemanlara ayrılmış halinin yüzeysel ağ atılmış hali.



Şekil 6.15 Kabinin sonlu elemanlara ayrılmış hali.

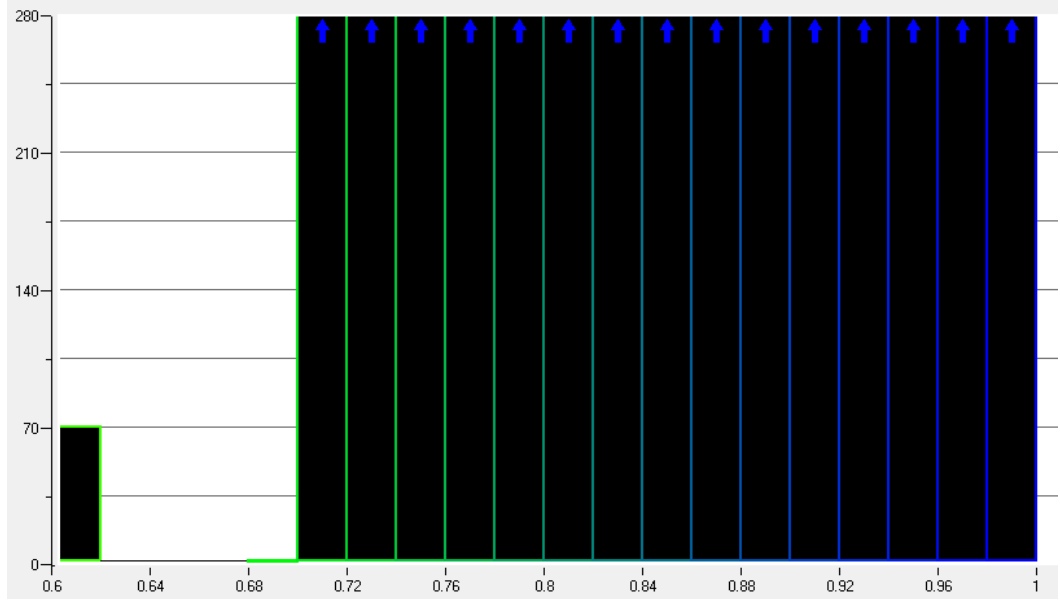


Şekil 6.16 Modelin tel kafes görünüşü.



Şekil 6.17 Modelin hacimsel olarak sonlu elemanlara ayrılmış hali.

Eleman Adeti



Eleman Kalitesi Oranı

Şekil 6.18 Kullanılan programın sayısal ağ yapısının yüksek kaliteli olduğunu gösteren grafiği.

Sayısal ağımızın yüksek kaliteli olması için eleman kalite oranınının 0.1' den büyük olması istenir. Bu oranın 1' e yaklaşması kullanılan elemanların kalitesinin yüksek olduğunu göstermektedir. Modelin iyileştirilmesi için önce bloklar halinde, sonrada yüzeysel ve hacimsel olarak sonlu elemanlar ağı ile bölündü.

Çizelge 6.7 Modelin sonlu elemanlar istatistiğinin dağılımı.

Modelin Sonlu Elemanlar İstatistiği	
Nokta Sayısı	600462
Eleman Sayısı	575507

6.6 Sınır Şartlarının Tanımlanması

Giriş (Inlet): Akışkanın girdiği yüzey

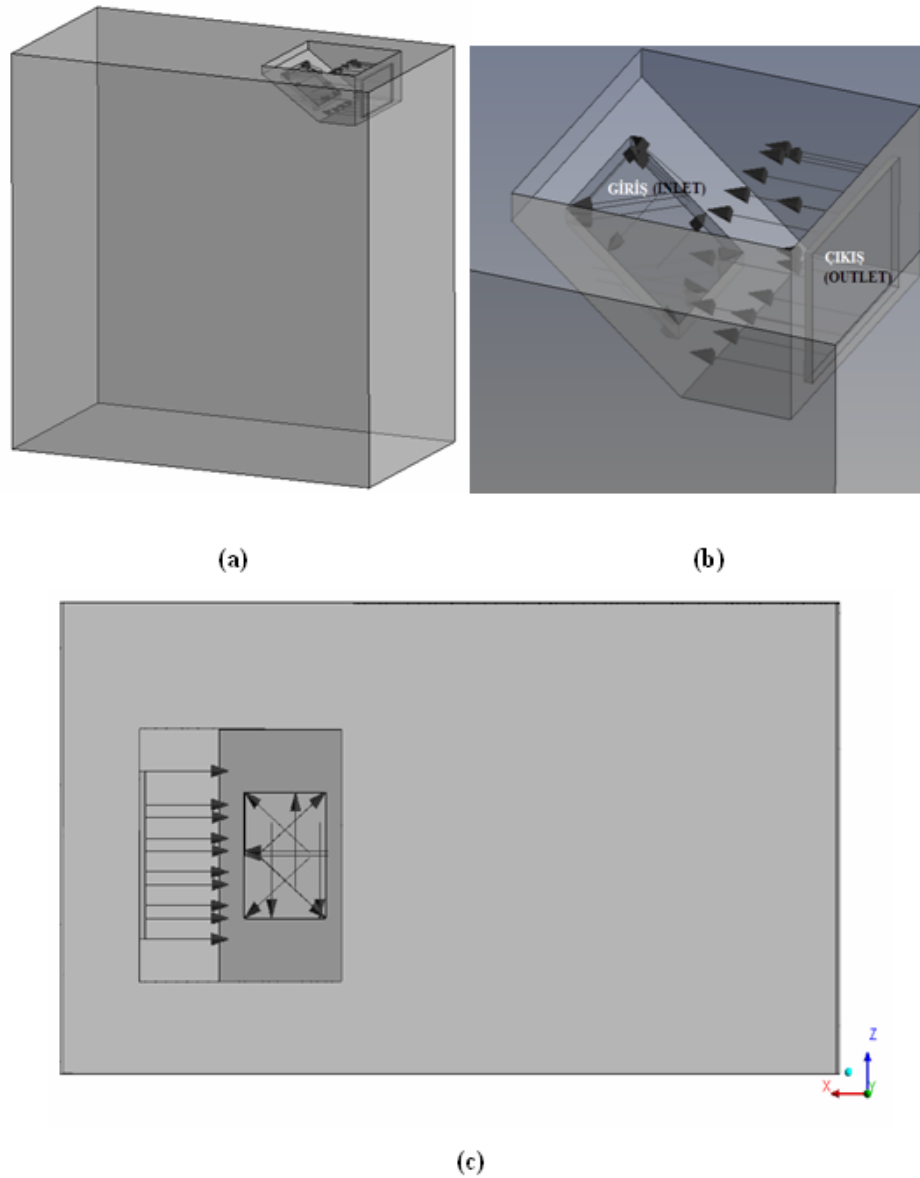
Çıkış (Outlet): Akışkanın çıktığı yüzey

Duvarlar (Walls): Akışkanın akışına karşı katı sızdırmaz elemanlardır.

Akışkanın geçemeyeceği sınır olarak da adlandırılabilir. “Free-slip” ve “noslip” olarak iki özellik verilebilir.

Free-Slip: Duvara paralel hız bileşeni bilgisayar tarafından hesaplanır. Duvara göre hızın normali ve kayma gerilmesi sıfırdır. Duvar yakınında akışkanın hızı, sürtünme etkileri ile yavaşlamaz.

Noslip: Akışkanın duvar sınırında hız değeri sıfırdır [43].



Şekil 6.19 (a) Modelin izometrik görünüşü (b) Modeldeki giriş, çıkış yüzeyleri.
(c) Modelin üstten görünüşü.

Model sınır şartlarının belirleneceği ve hız, basınç gibi fiziksel değerlerin girileceği giriş, çıkış daha önce yüzeylerle ilişkilendirilerek Şekil 6.19’da gösterildiği gibi tanımlandı.

Çizelge 6.8 Sisteme tanımlanan fiziksel şartlanma çizelgesi.

İsim	Konum	Tip	Materyal	Model
Fluid	FLUID	Akışkan	Hava	Isı Aktarım Modeli: Termal Enerji Türbülans Model: k epsilon

Çizelge 6.9 Sisteme tanımlanan sınır şartlarının çizelgesi.

Model	İsim	Konum	Tip	Tanımlamalar
Fluid	Inlet	Inlet	Giriş (Inlet)	Akış Yönü: Sınırlar şartına doğru normal (Normal to boundary condition) Akış Rejimi: Subsonic Isı Transferi: Statik Sıcaklık (Static temperature) Statik Sıcaklık: Inlet Temp Kütle Akış Oranı: massFlow Kütle ve Momentum: Mass Flow Rate Türbülans: Orta yoğunluk ve Eddy viskozite oranı (Medium intensity and eddy viscosity ratio)
Fluid	Opening	Outlet	Çıkış (Outlet)	Akış Rejimi: Subsonic Kütle Akış Oranı: massFlow Kütle ve Momentum: Mass Flow Rate
Fluid	Fluid Default	Kabin	Duvar (Wall)	Isı Transfer Katsayısı: 0.022 [W m ⁻² K ⁻¹] Isı Transferi: Isı Transfer Katsayısı Dış Ortam Sıcaklığı: 292.15 [K] Duvar Yüzeyinde Akış: Yok (No slip) Duvarda Pürüz: Düz duvar (Smooth wall)

6.7 Bilgisayar Destekli Analiz Çözümlerinin Elde Edilmesi

Analizin başlatılması esnasında çözümlene yapılırken eş zamanlı olarak, momentum ve kütle, türbülans miktarları, ısı transfer miktarı, kullanıcı grafikleri izlenebilir. Ortalama 20 iterasyon sonucunda momentum ve kütle kuvvetleri dengeye gelerek iterasyon boyunca sabitlenir. Çözümün yakınsaması, hata eğrilerinin

ekrandan izlenmesi ile takip edilir. Bu eğriler Şekil 6.21’de de görüldüğü üzere yakınsama kriterinde tanımlanan değerlere eriştiğinde hesaplamalar durduruldu.

6.8 Bilgisayar Destekli Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Bilgisayar programına tanımlanan sınır şartlarında yapılan değişikliklerin, ne tür etkiler yaratacağı hakkında hızlı bir biçimde bilgi sahibi olunabilirken laboratuvar şartlarında ise daha uzun bir süreç bizi beklemektedir. Süreklilik denklemi, momentum korunumu ve $k-\epsilon$ türbülans modelinin kullanılmasıyla kabin içinde ve sistem sınırlarında havanın sıcaklık, hız ve basınç dağılımları ayrıntılı bir biçimde elde edilir.

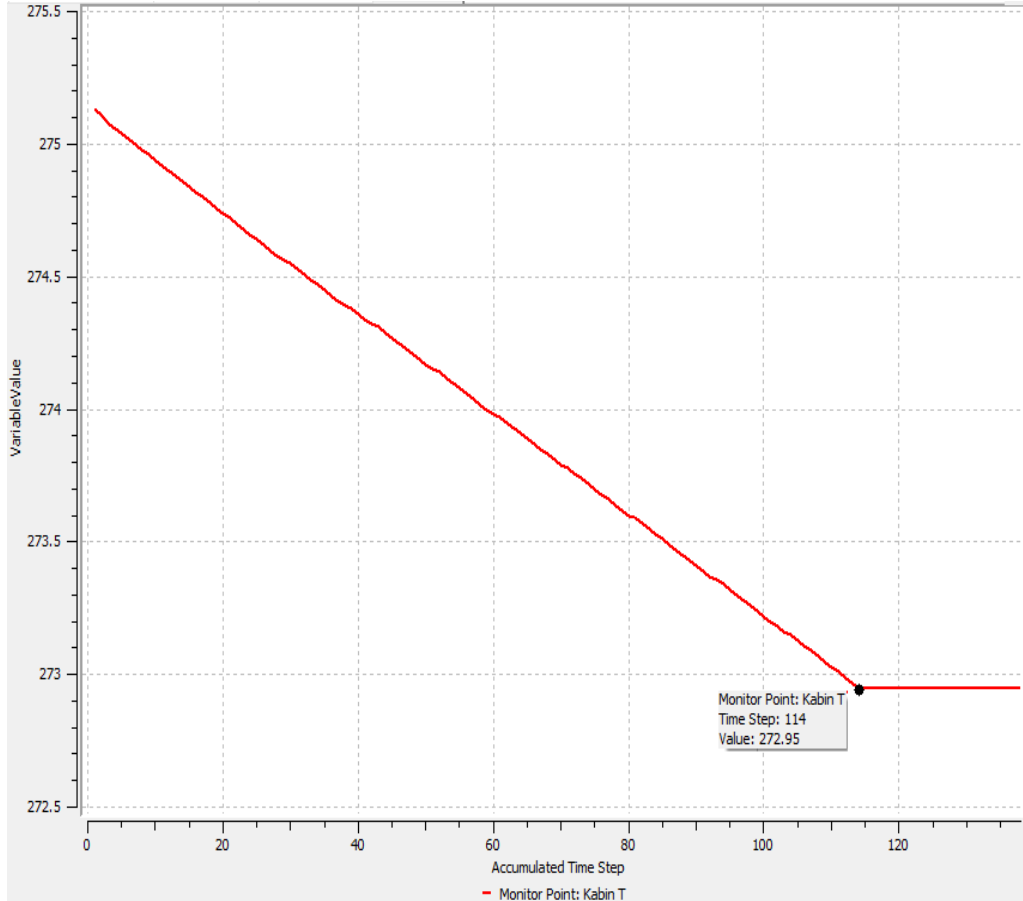
Laboratuvarda yapılan deneyde fanımızın çalışma hızı $2 [m s^{-1}]$ iken kabin içi sıcaklık set aralığı $272.95 K$ ile $275.15 K$ olarak seçildi. Prob yardımıyla hava hızı ve sıcaklık değerleri datalogger kullanılarak anlık ölçümler kayıt altına alınarak sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılan bilgisayar programı ölçümlerinin karşılaştırılması amaçlandı.

Bilgisayar destekli analiz için kullanılan ANSYS v11.0 CFX programında farklı fan hızlarında dört ayrı analizler yapıldı. Sıcaklık, hız, basınç dağılımı verileri ile soğuk hava depomuzda yapılan deney sonuçlarımız arasında yakınsama olup olmadığına bakıldı. Dolayısıyla deney sonucumuzun hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile uyumlu veriler elde etmesi ile yapılmak istenen değişiklikler öncelikle bilgisayar ortamında yapılarak zaman ve maliyette önemli kazanımlar elde edilecektir.

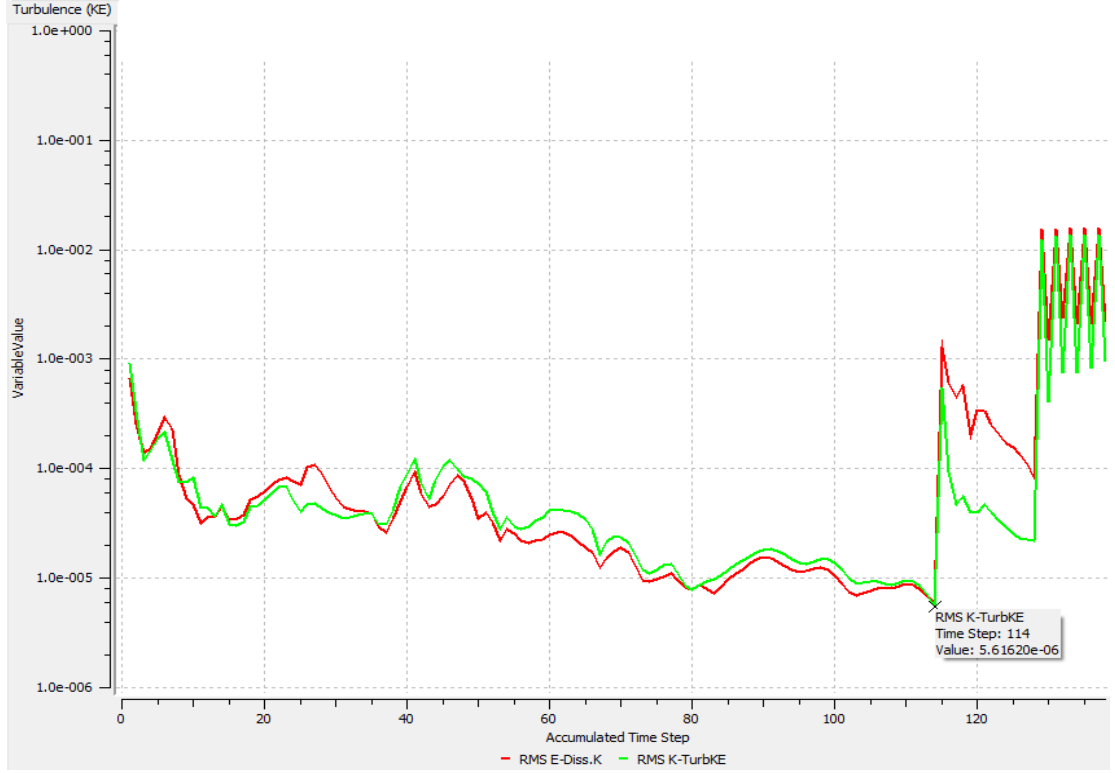
6.9 Fan Hızı $2 [m s^{-1}]$ ile Çalışırken Laboratuvar ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yazılımı Analiz Sonuçları

Çözümleme yapılırken eş zamanlı olarak, vektörel sıcaklık dağılımları, vektörel hız dağılımları, kabin içi akış dağılımı, momentum ve kütle, türbülans miktarları, basınç dağılımları, statik entalpi dağılım şekilleri izlenebilir. Çözümün yakınsaması,

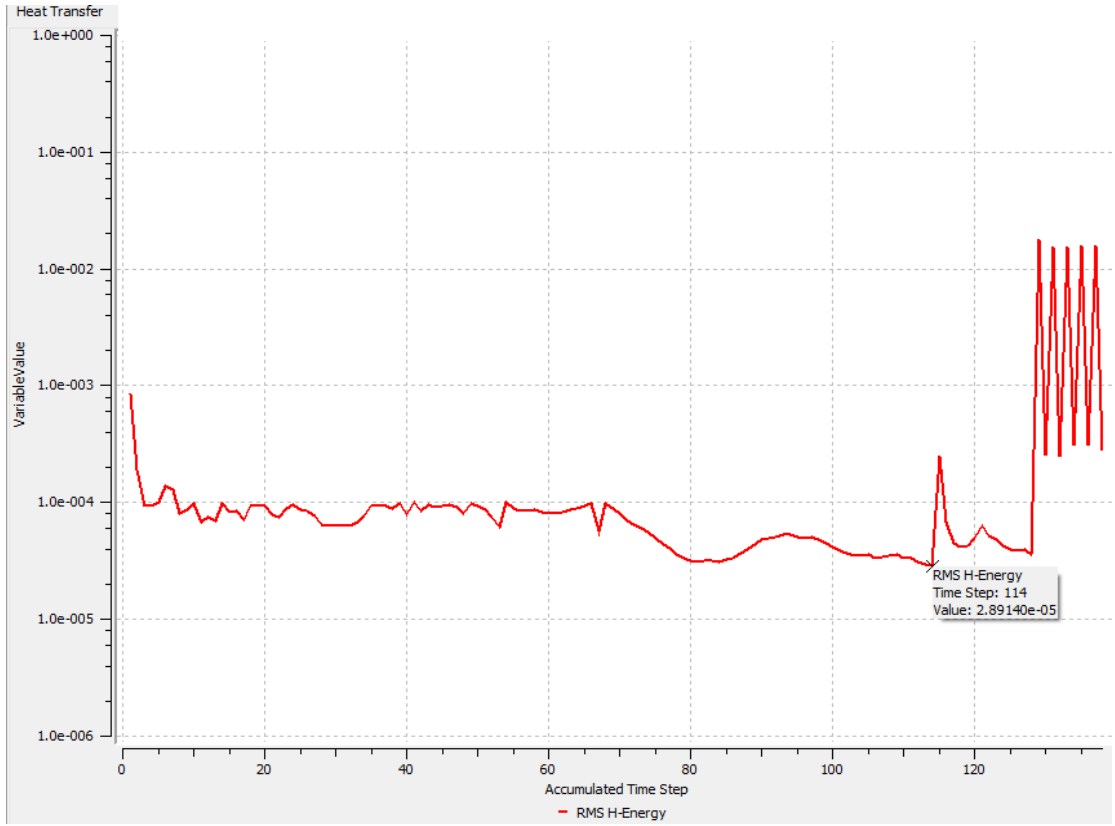
hata eğrilerinin ekrandan izlenmesi ile takip edilir. Bu eğriler 10^{-4} veya 10^{-5} değerlerine eriştiğinde hesaplamaların yakınsama kriterinde olduğu anlaşılır. İterasyonlar sonucu bu fan hızı ile 114 saniyede 275.15 [K]' den 272.95 [K]' e inildiği görülmüştür. 114 üncü saniye sonucu alınan sonuçlar aşağıdaki şekillerle gösterilmektedir.



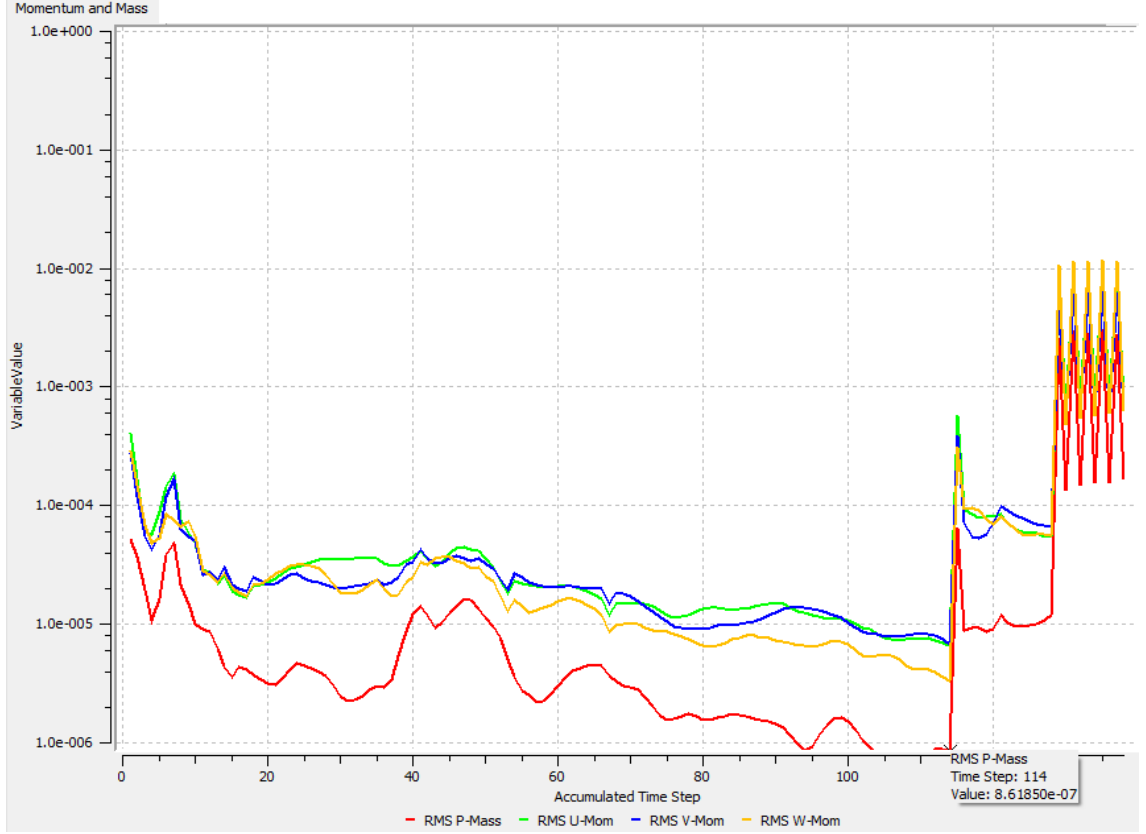
Şekil 6.20 Sıcaklık-Zaman Grafiği



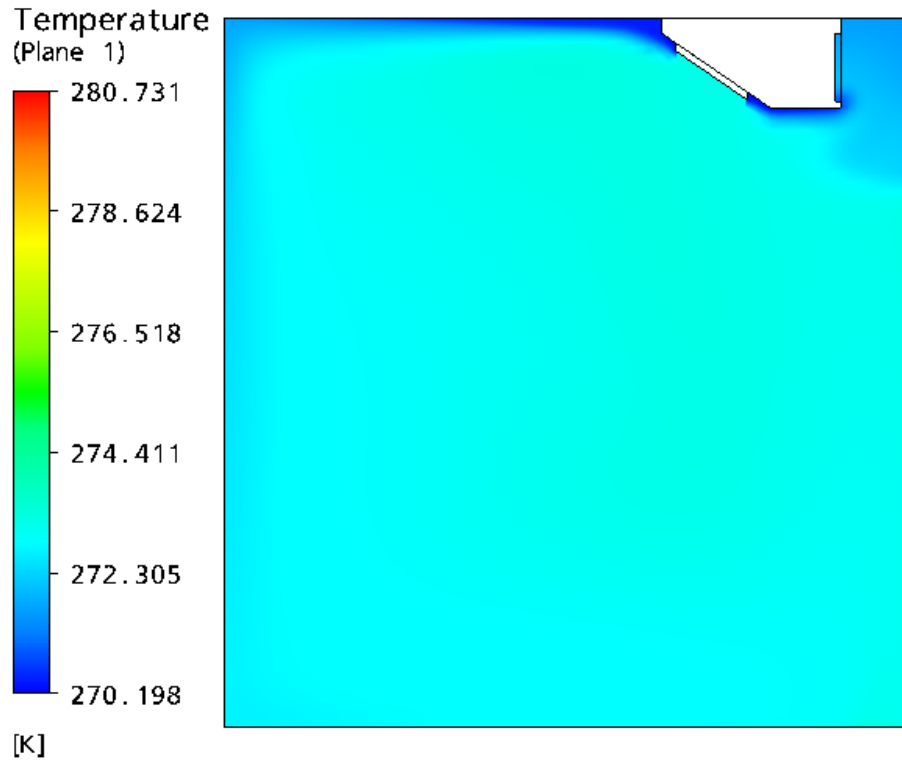
Şekil 6.21 Türbülans-Zaman Grafiği



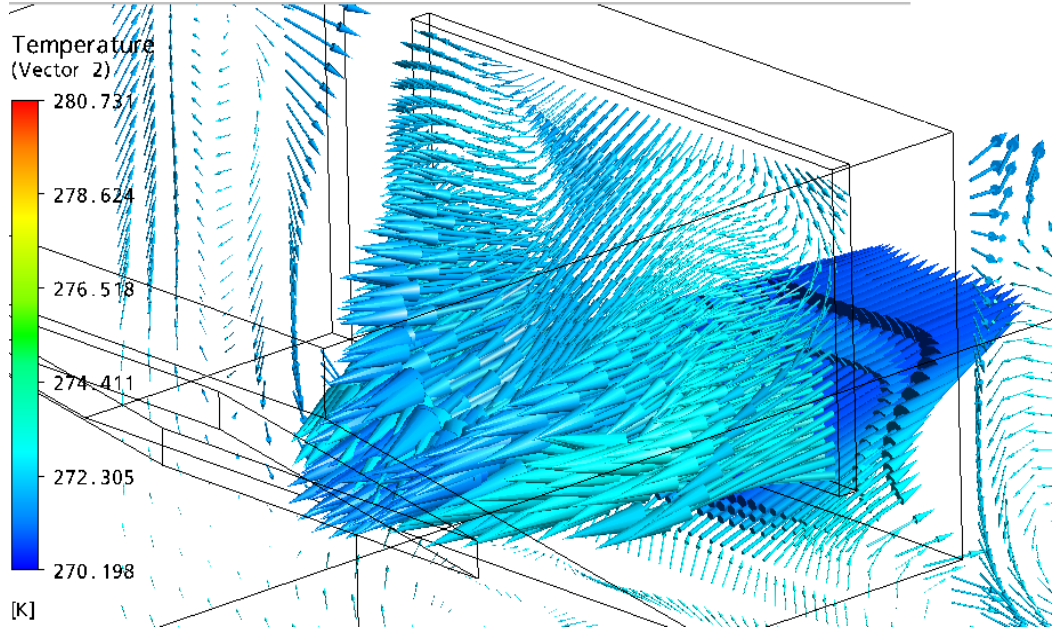
Şekil 6.22 Isı Transfer-Zaman Grafiği



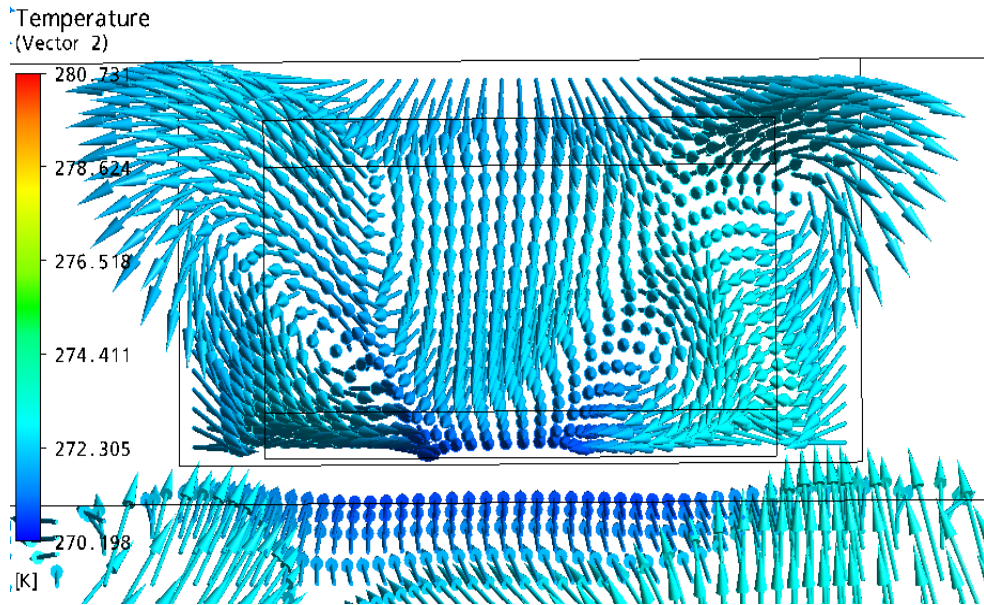
Şekil 6.23 Momentum-Zaman ve Kütle-Zaman Grafiği



Şekil 6.24 Kabin içi eş sıcaklık dağılımı (114 üncü saniye).

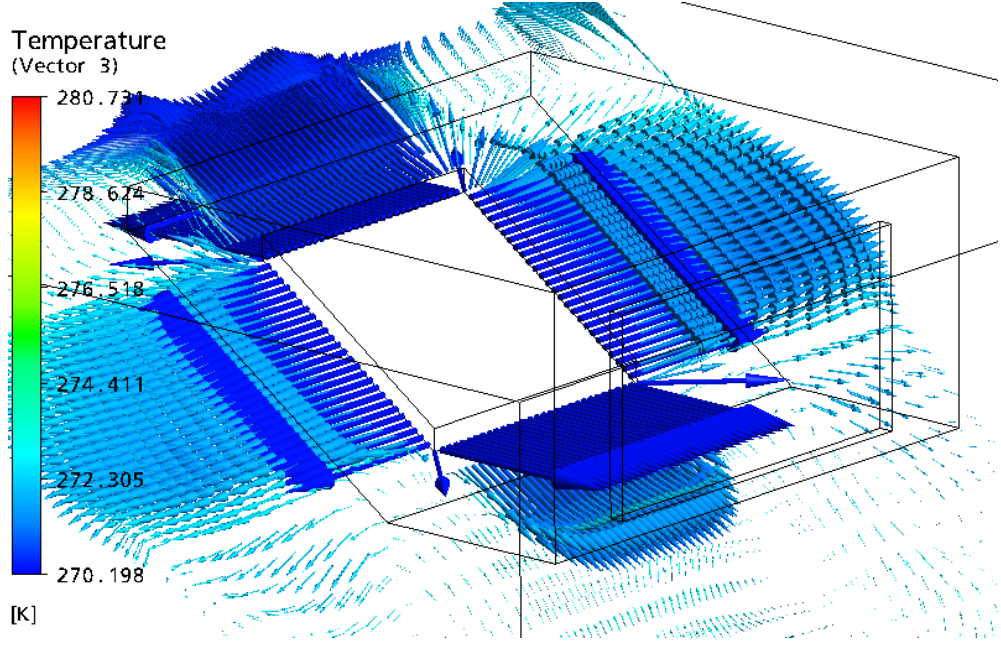


(a)

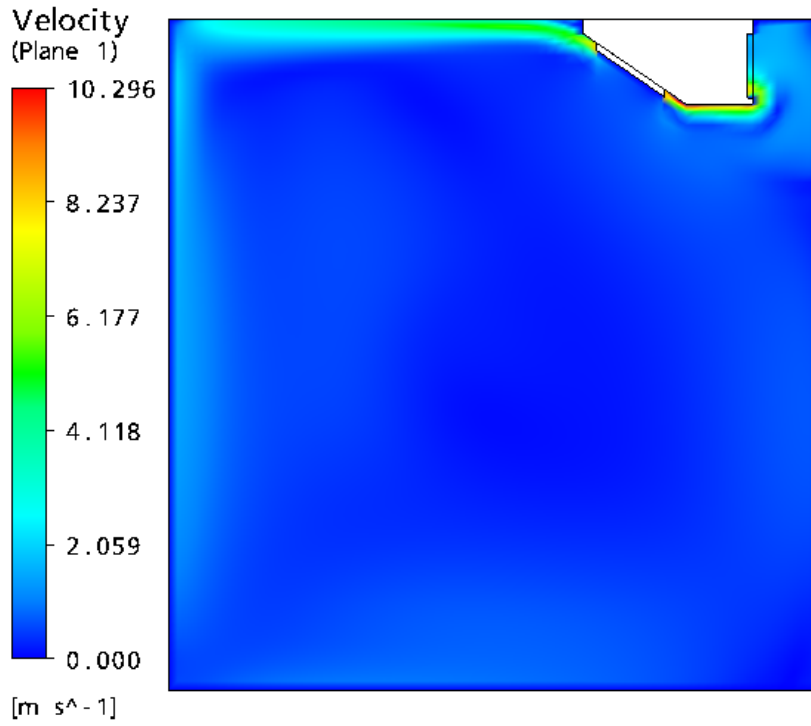


(b)

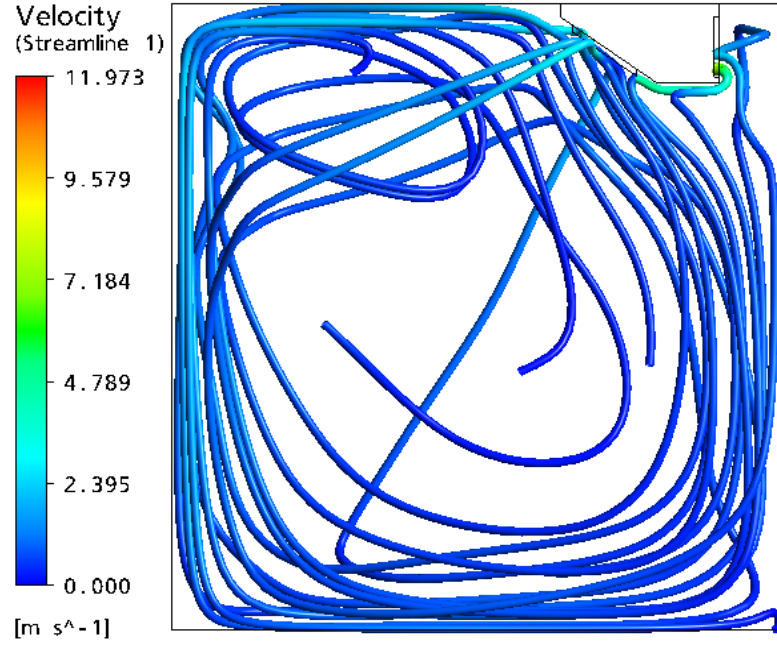
Şekil 6.25 (a) ve (b) Akışkanın evaporatöre giriş esnasında vektörel sıcaklık dağılımı eğrileri (114 üncü saniye).



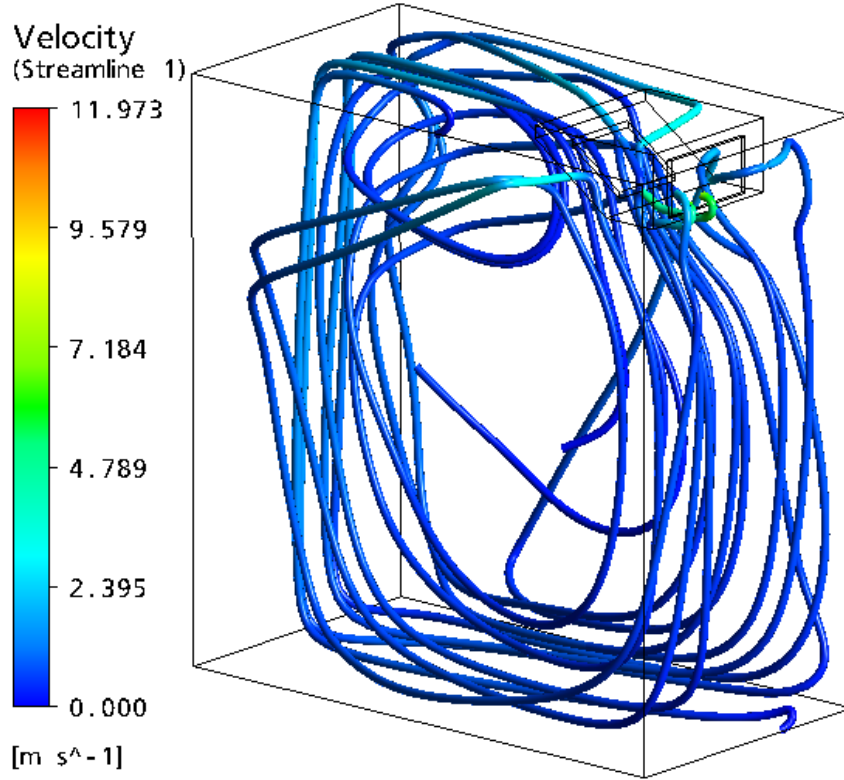
Şekil 6.26 Akışkanın evaporatörden çıkış esnasında vektörel sıcaklık dağılımı eğrilerinin izometrik görünümü (114 üncü saniye).



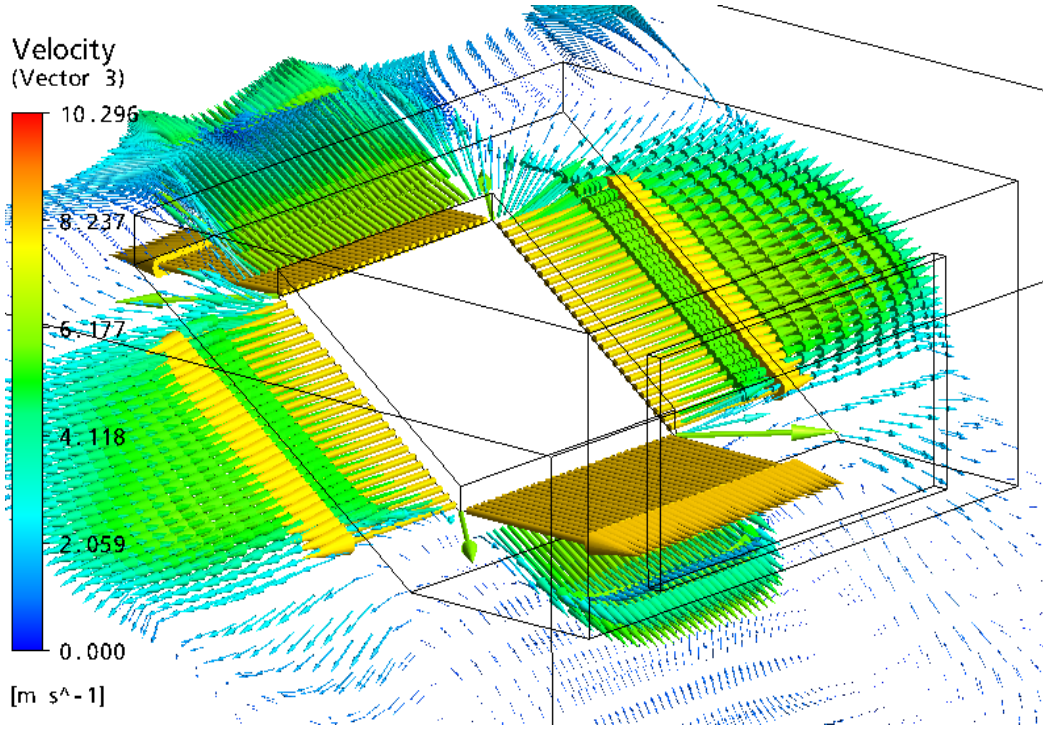
Şekil 6.27 Kabin içi eş hız dağılımı (114 üncü saniye).



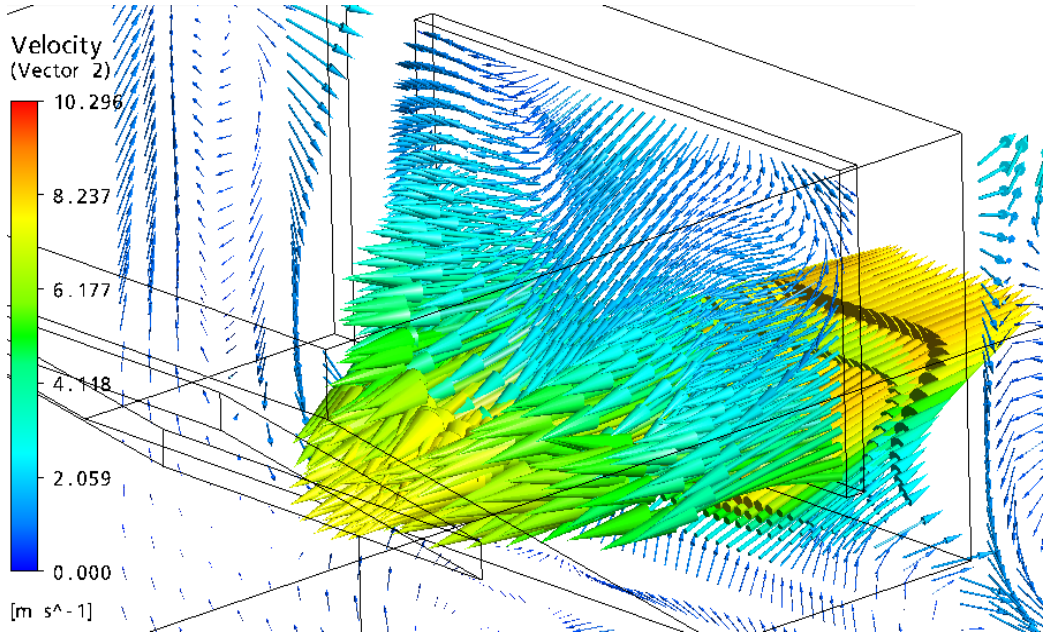
Şekil 6.28 Kabin içi eş hız dağılımı eğrileri yan görünüşü (114 üncü saniye).



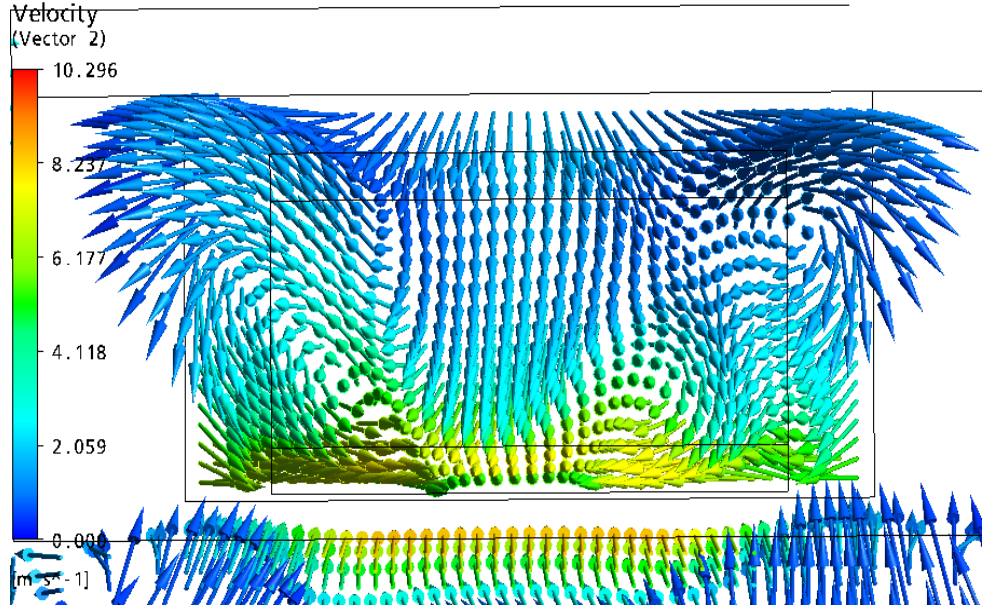
Şekil 6.29 Kabin içi eş hız dağılımı eğrileri izometrik görünüşü (114 üncü saniye).



Şekil 6.30 Akışkanın fandan çıkış esnasında eş hız dağılımı eğrilerinin izometrik görünüşü (114 üncü saniye).

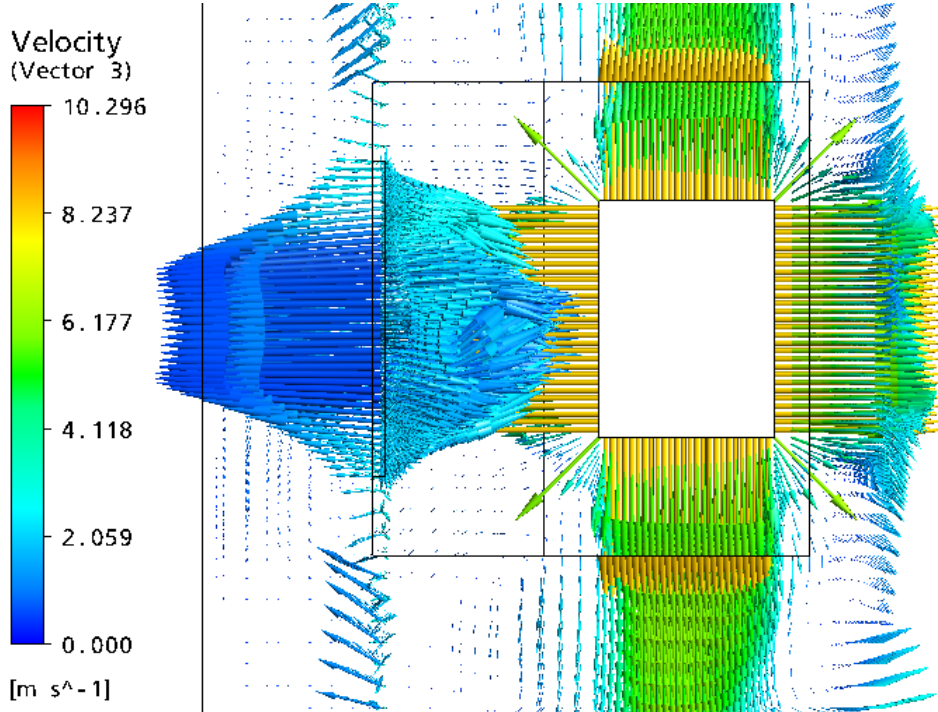


(a)

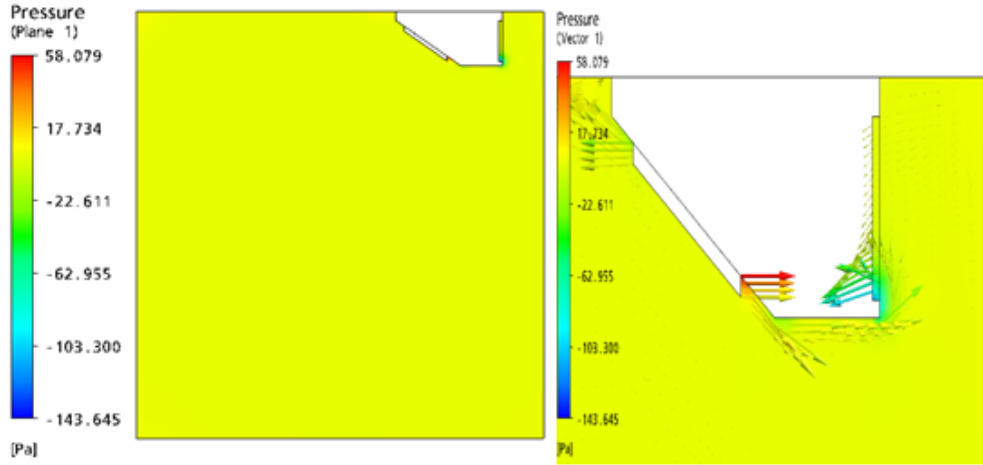


(b)

Şekil 6.31 Akışkanın çıkış kısmından vektörel hız dağılımı eğrilerinin kesit görüşleri (114 üncü saniye).



Şekil 6.32 Evaporatör giriş-çıkış hattı vektörel hız dağılımı eğrileri üstten görüşü (114 üncü saniye).



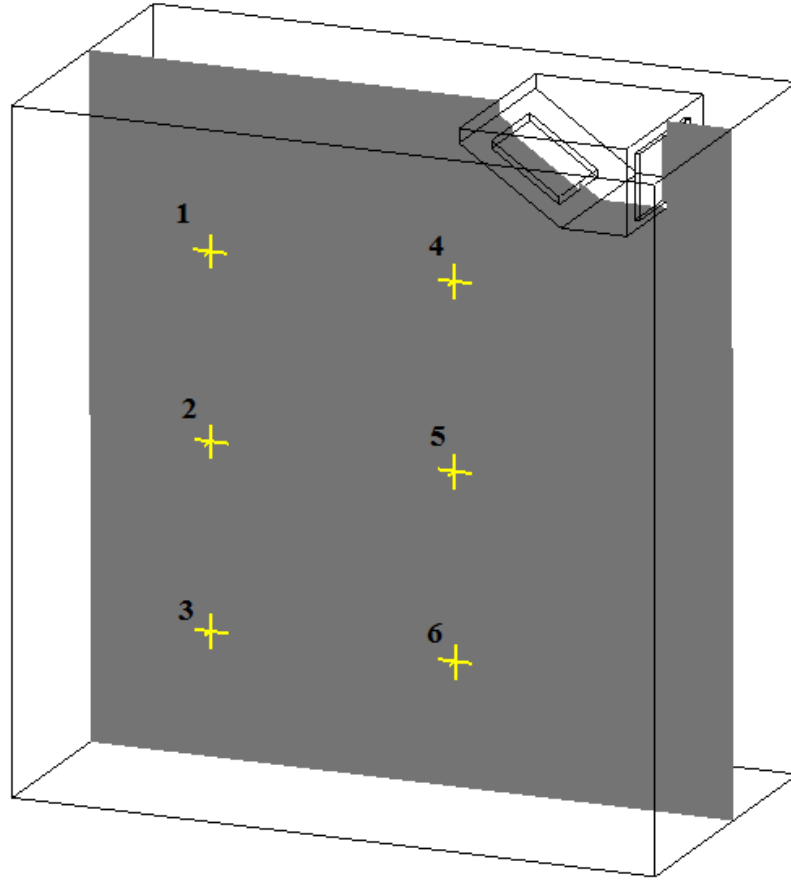
(a)

(b)

Şekil 6.33 (a) ve (b) Kabin içi eş basınç dağılımının yan görünüşleri (114 üncü saniye).

Çizelge 6.10 Analizin 272,95 K sıcaklıktaki sıcaklık, hız ve basınç değerleri.

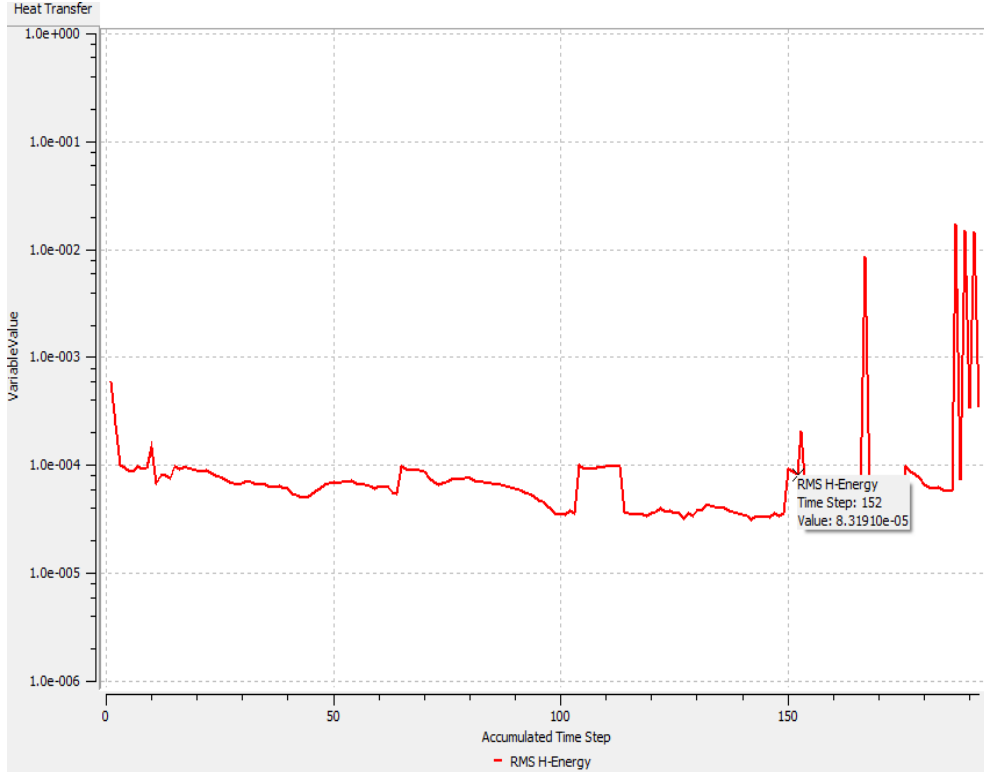
Konum	Sıcaklık [K]	Hız [m s ⁻¹]	Basınç [Pa]
Nokta 1	2.730e+02	4.948e-01	-7.282e-01
Nokta 2	2.729e+02	5.418e-01	-7.166e-01
Nokta 3	2.729e+02	4.244e-01	-5.559e-01
Nokta 4	2.733e+02	2.437e-01	-7.168e-01
Nokta 5	2.732e+02	1.390e-01	-6.952e-01
Nokta 6	2.730e+02	4.708e-01	-6.686e-01



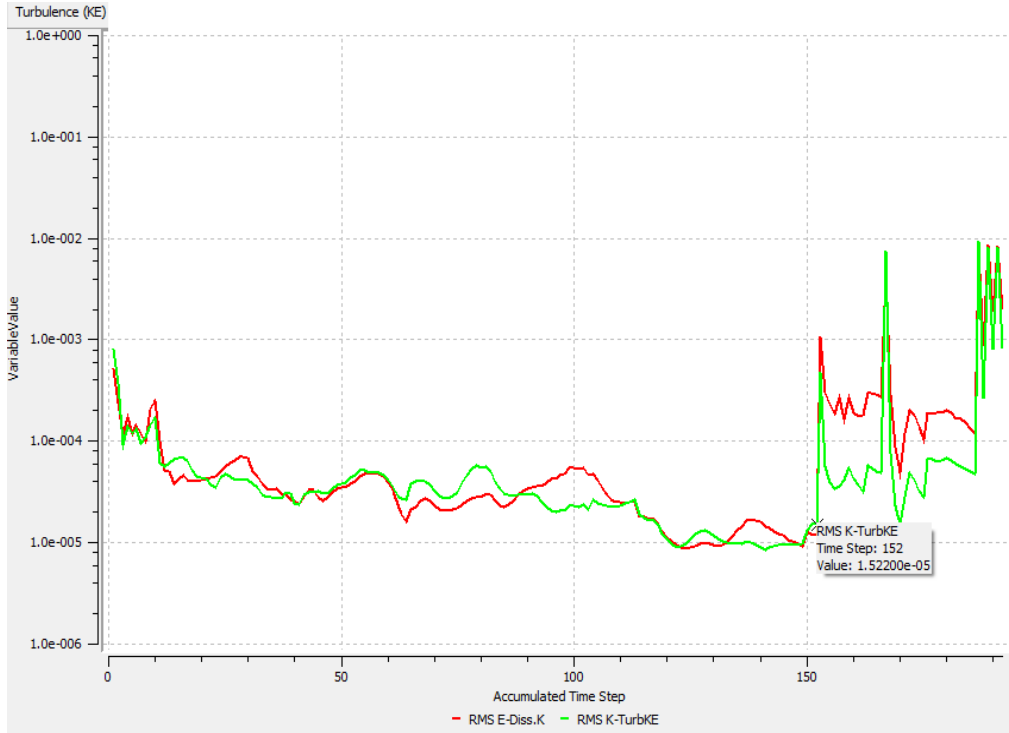
Şekil 6.34 272,95 K sıcaklıkta alınan prob konumlarının gösterimi.

6.10 Fan Hızı 1.5 [m s⁻¹] ile Çalışırken Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yazılımı Analiz Sonuçları

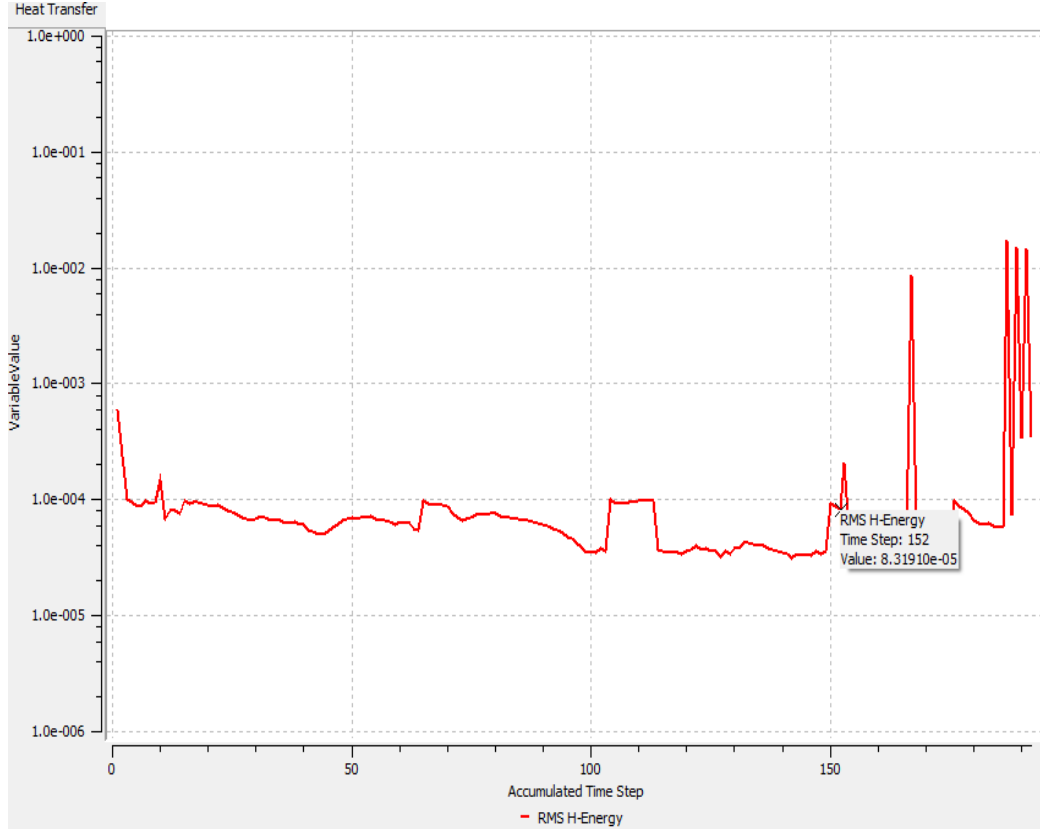
İterasyonlar sonucu bu fan hızı ile 152 saniyede 275.15 [K]' den 272.95 [K]' e inildiği görülmüştür. 152 inci saniye sonucu alınan sonuçlar aşağıdaki şekillerle gösterilmektedir.



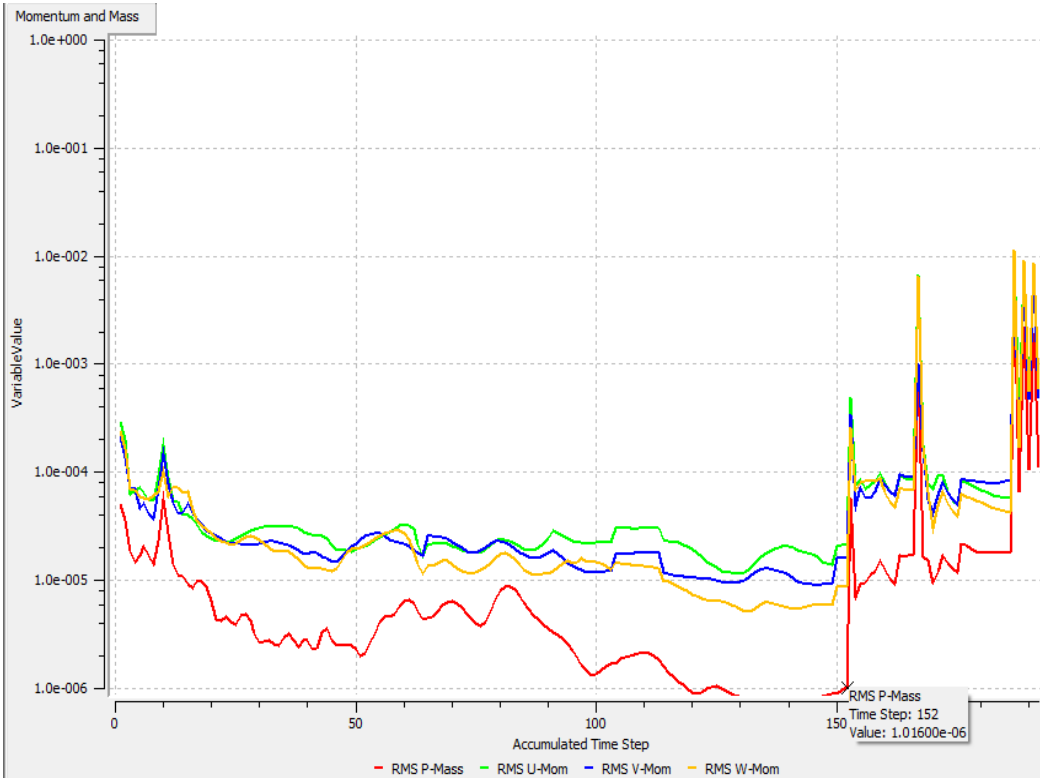
Şekil 6.35 Sıcaklık-Zaman Grafiği



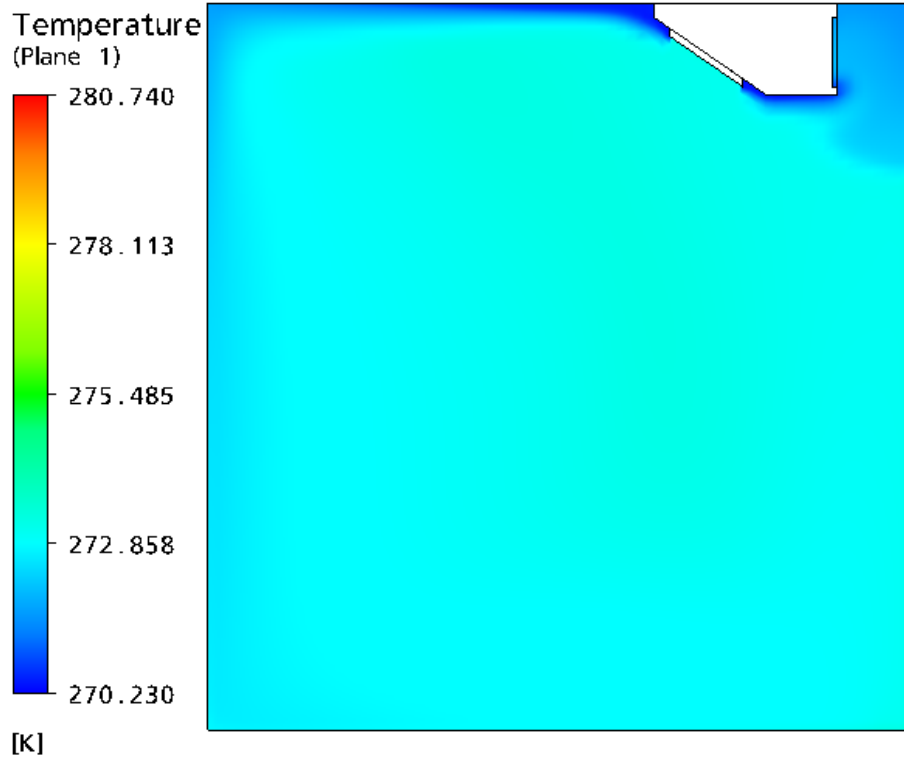
Şekil 6.36 Türbülans-Zaman Grafiği



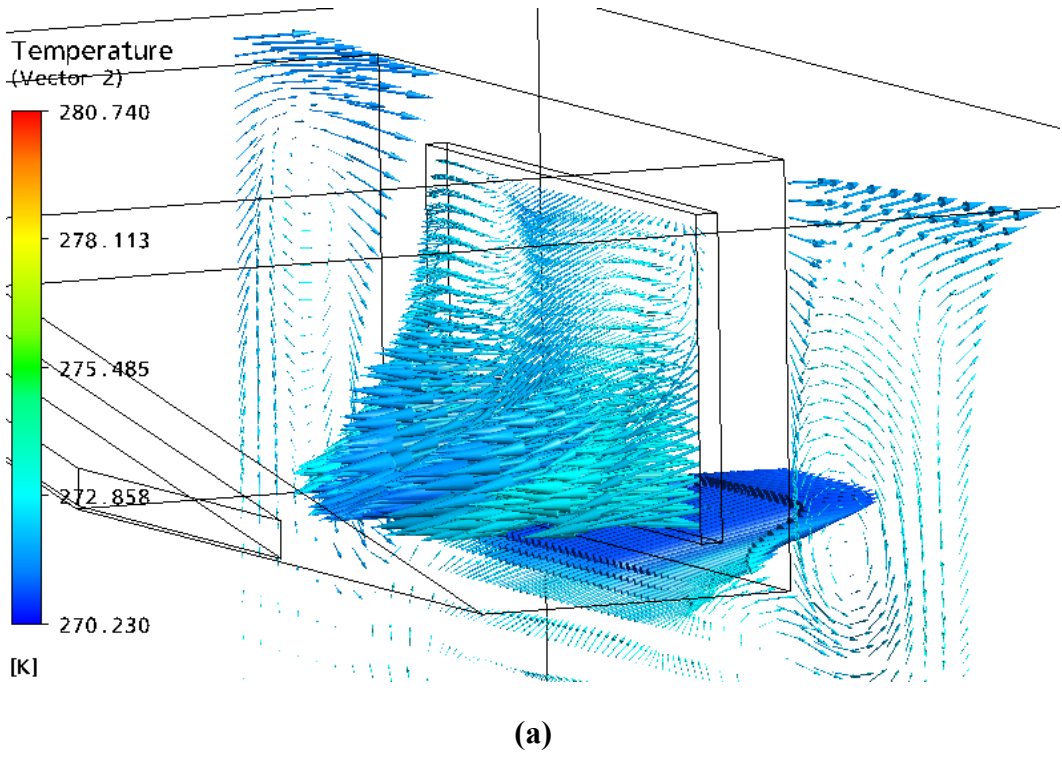
Şekil 6.37 Isı Transfer-Zaman Grafiği

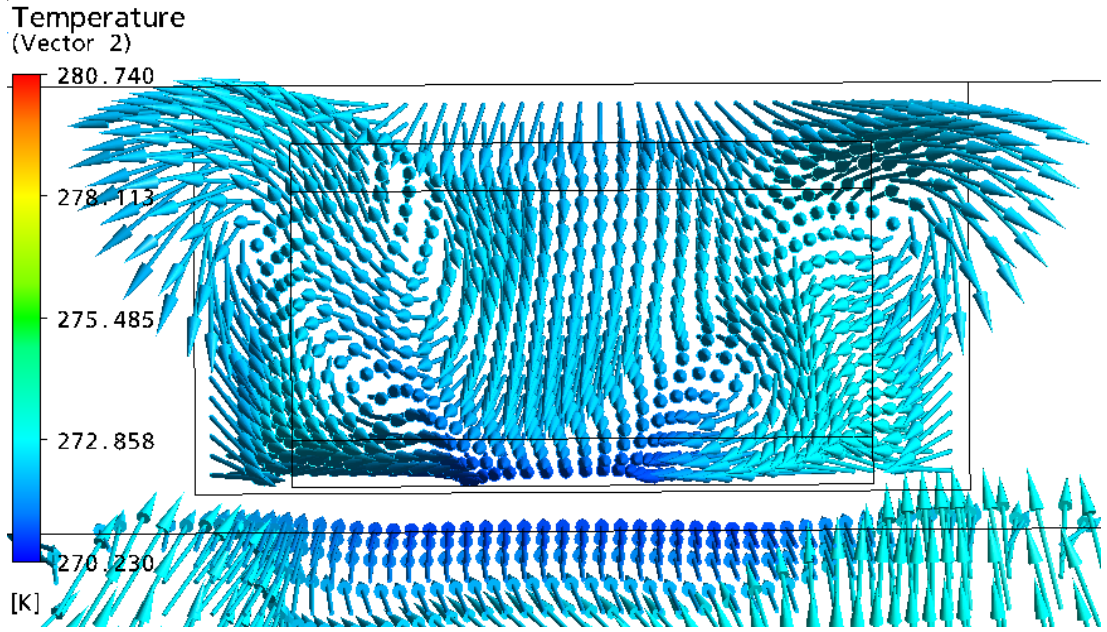


Şekil 6.38 Momentum-Zaman ve Kütle-Zaman Grafiği



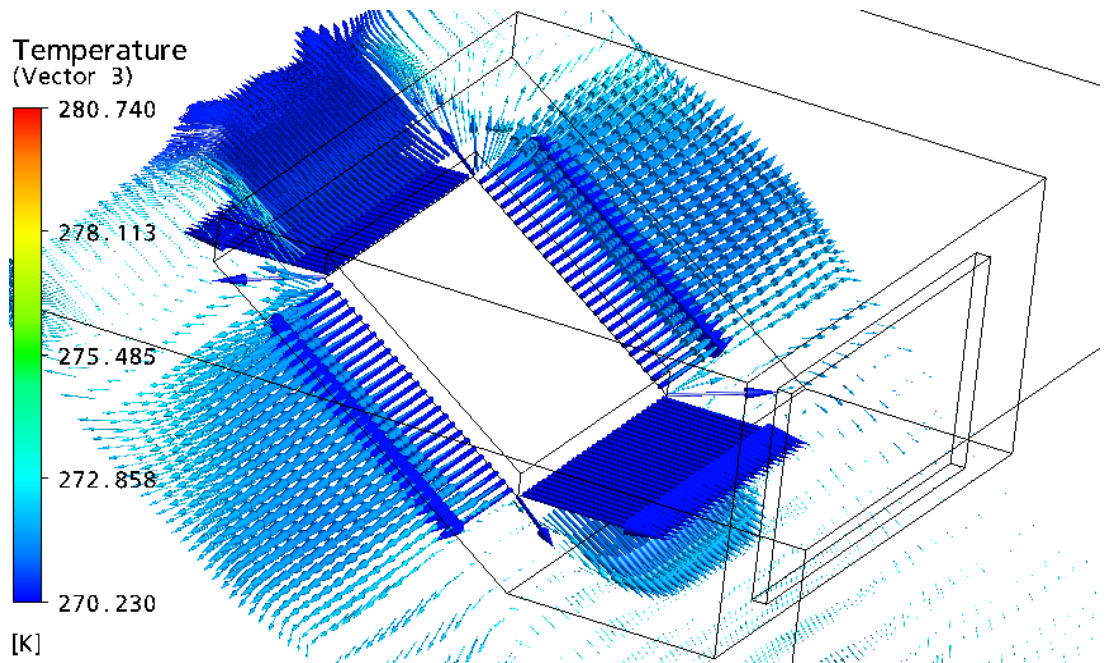
Şekil 6.39 Kabin içi eş sıcaklık dağılımı (152 inci saniye).



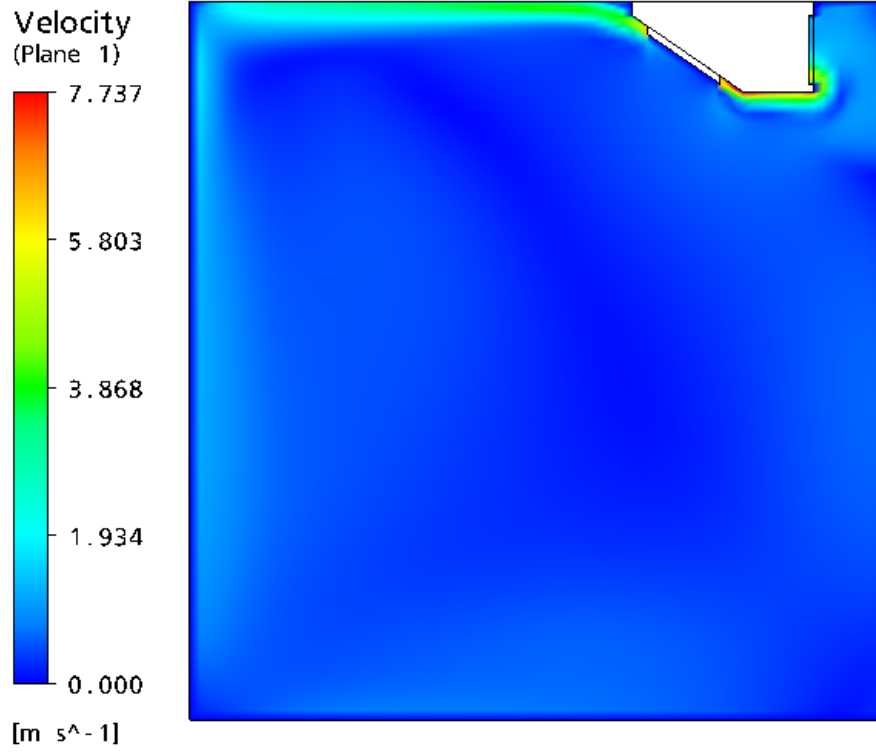


(b)

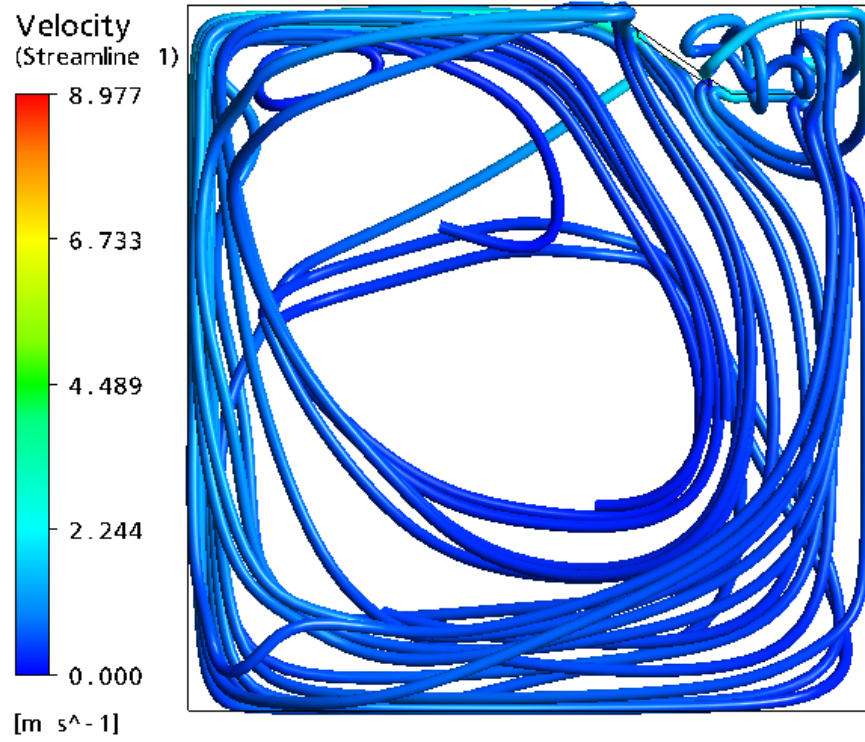
Şekil 6.40 (a) ve (b) Akışkanın evaporatöre giriş esnasında vektörel sıcaklık dağılımı eğrileri (152 inci saniye).



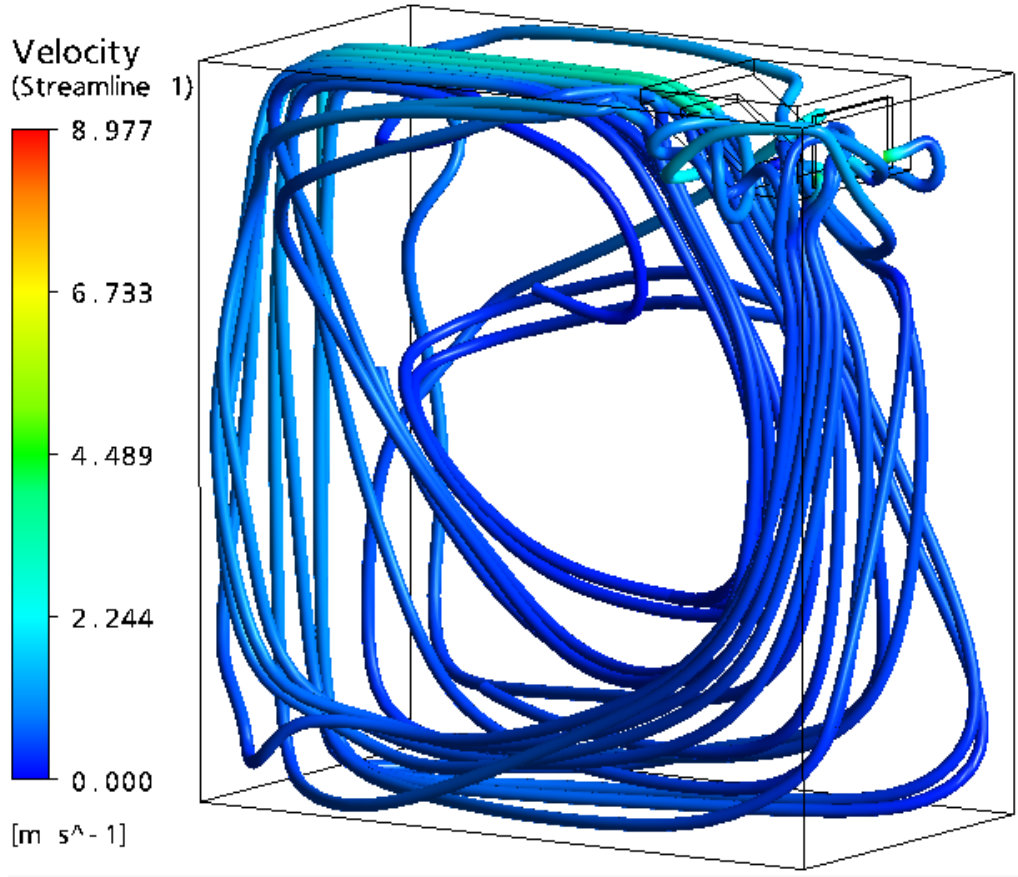
Şekil 6.41 Akışkanın evaporatörden çıkış esnasında vektörel sıcaklık dağılımı eğrilerinin izometrik görünümü (152 inci saniye).



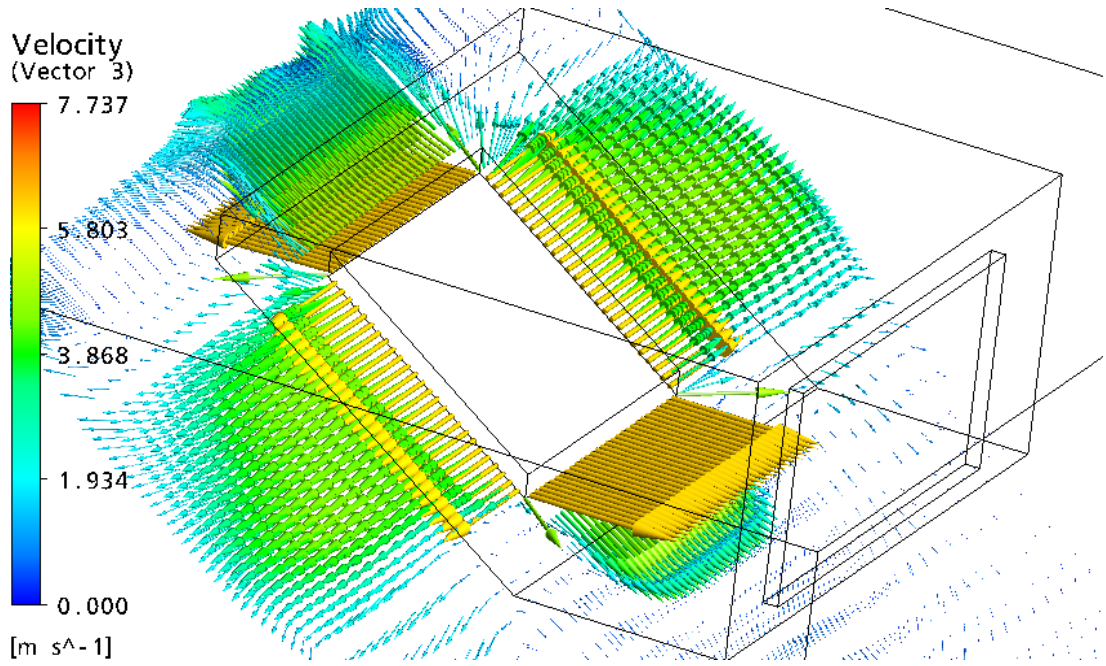
Şekil 6.42 Kabin içi eş hız dağılımı (152 inci saniye).



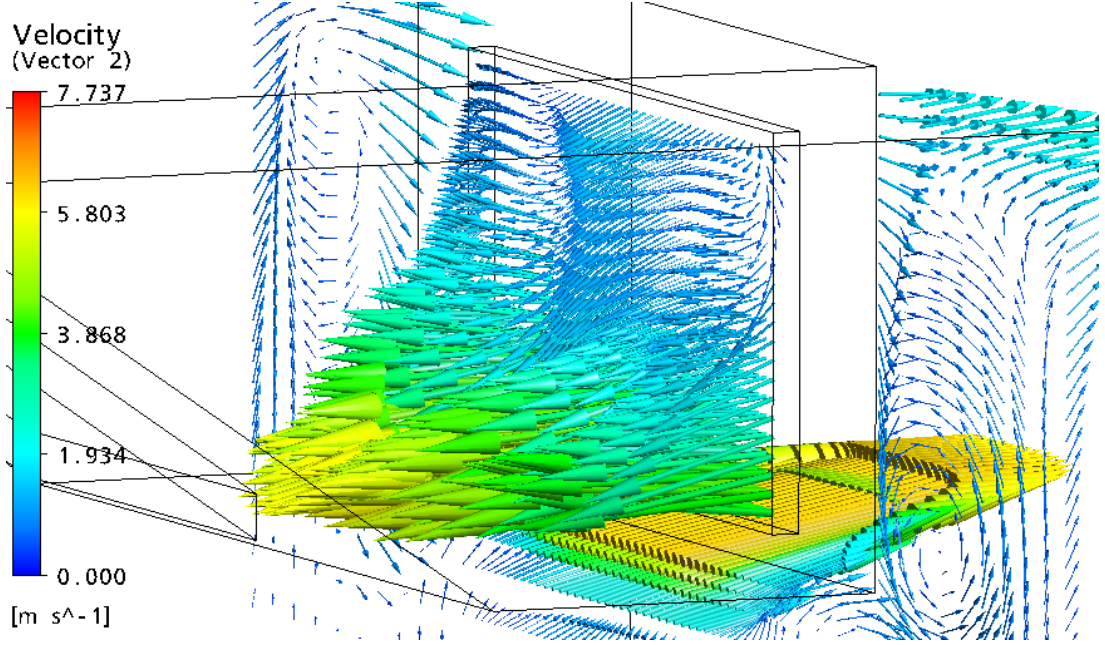
Şekil 6.43 Kabin içi eş hız dağılımı eğrileri yan görünüşü (152 inci saniye).



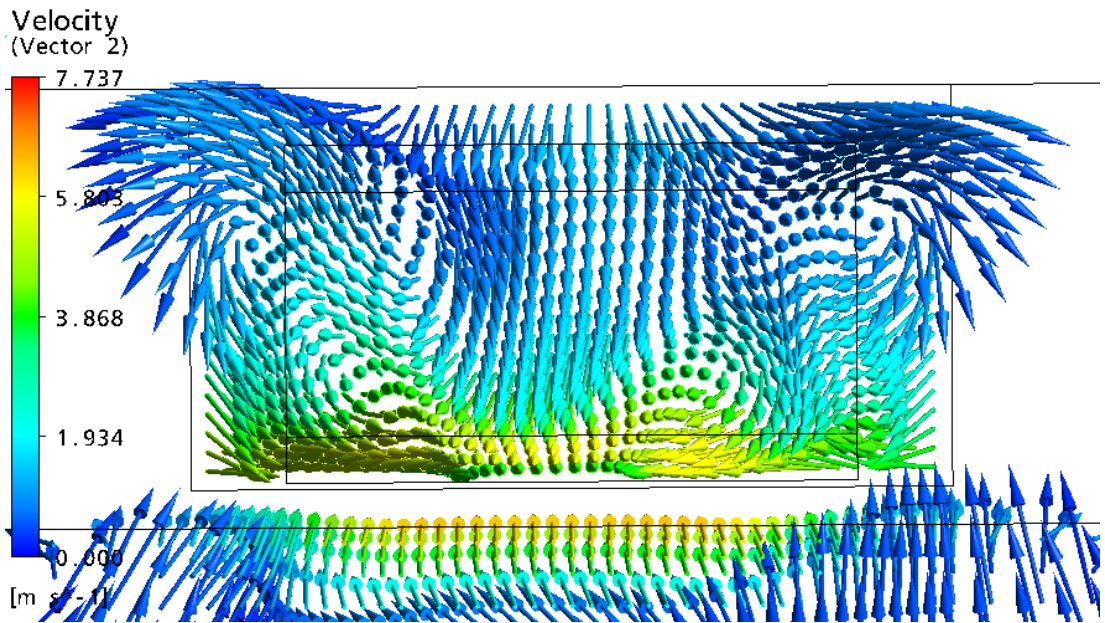
Şekil 6.44 Kabin içi eş hız dağılımı eğrileri izometrik görünüşü (152 inci saniye).



Şekil 6.45 Akışkanın fandan çıkış esnasında eş hız dağılımı eğrilerinin izometrik görünüşü (152 inci saniye).

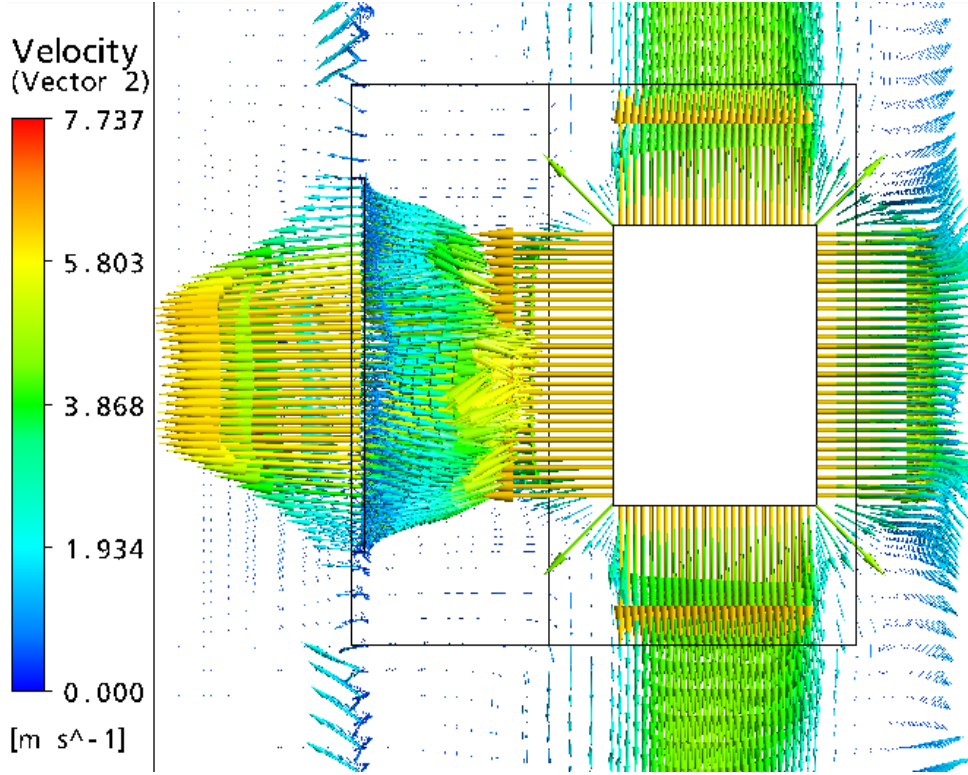


(a)

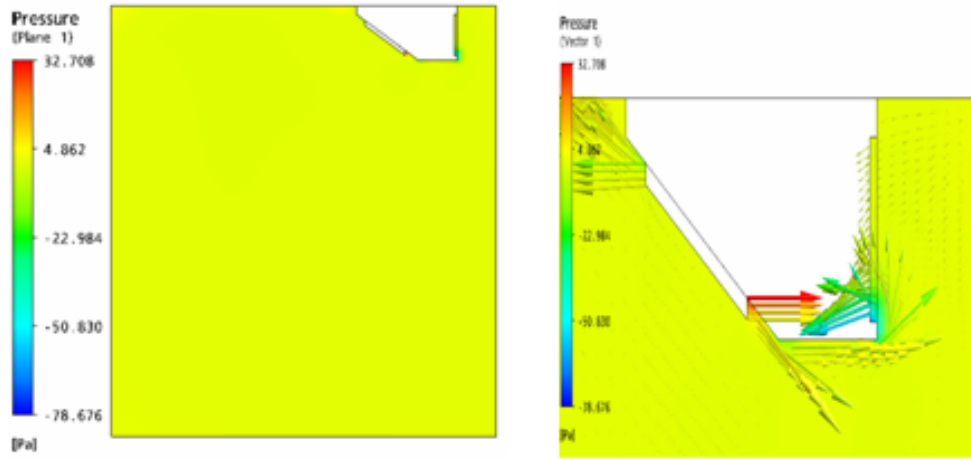


(b)

Şekil 6.46 Akışkanın çıkış kısmından vektörel hız dağılımı eğrilerinin kesit görünümleri (152 inci saniye).



Şekil 6.47 Evaporatör giriş-çıkış hattı vektörel hız dağılımı eğrileri üstten görünüşü (152 inci saniye).



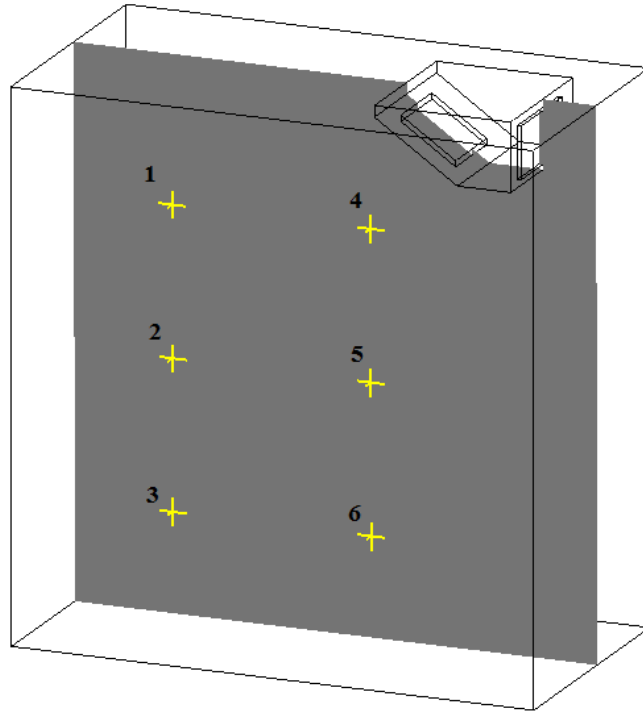
(a)

(b)

Şekil 6.48 (a) ve (b) Kabin içi eş basınç dağılımının yan görünüşleri (152 inci saniye).

Çizelge 6.11 Fan 1.5 ms^{-1} ile çalışırken analizin $272,95 \text{ K}$ ' de problemlerin sıcaklık, hız ve basınç değerleri.

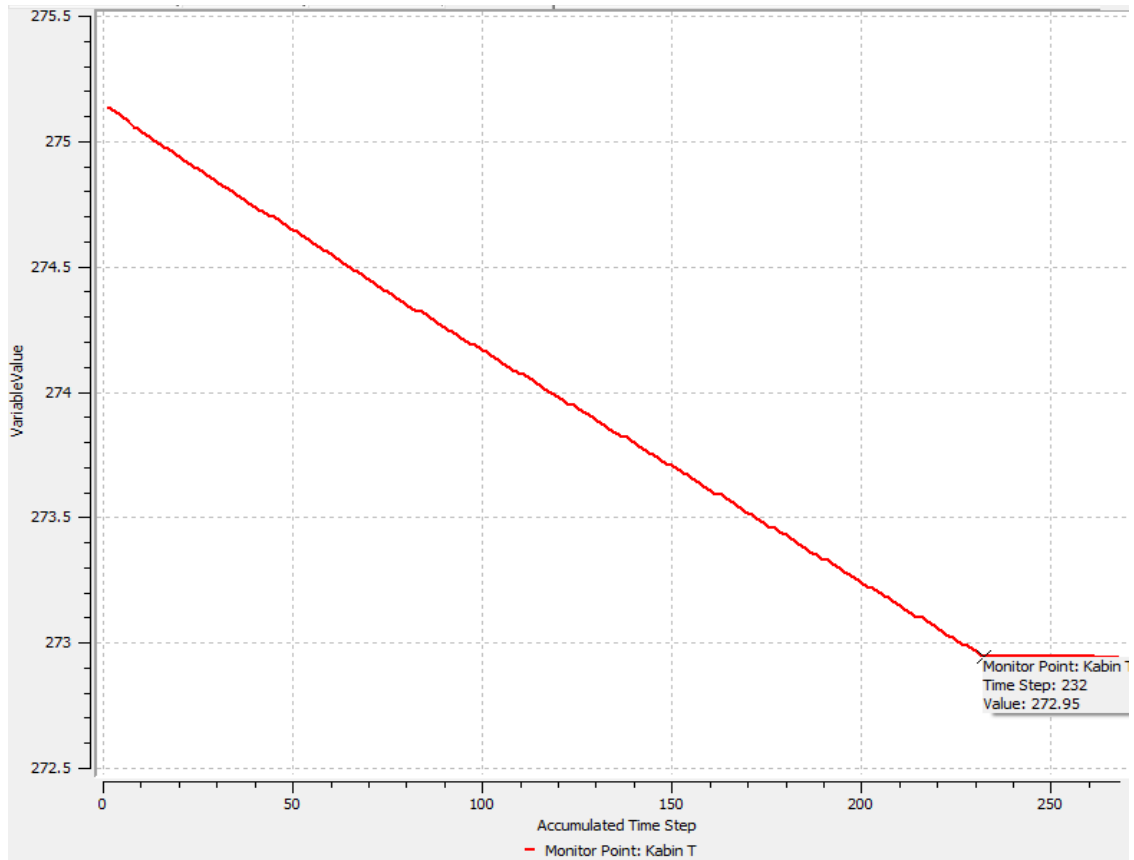
Konum	Sıcaklık [K]	Hız [m s^{-1}]	Basınç [Pa]
Prob 1	2.730e+02	4.318e-01	-4.523e-01
Prob 2	2.729e+02	5.013e-01	-4.360e-01
Prob 3	2.729e+02	4.223e-01	-3.528e-01
Prob 4	2.733e+02	2.180e-01	-4.703e-01
Prob 5	2.732e+02	1.250e-01	-4.429e-01
Prob 6	2.730e+02	4.072e-01	-4.166e-01



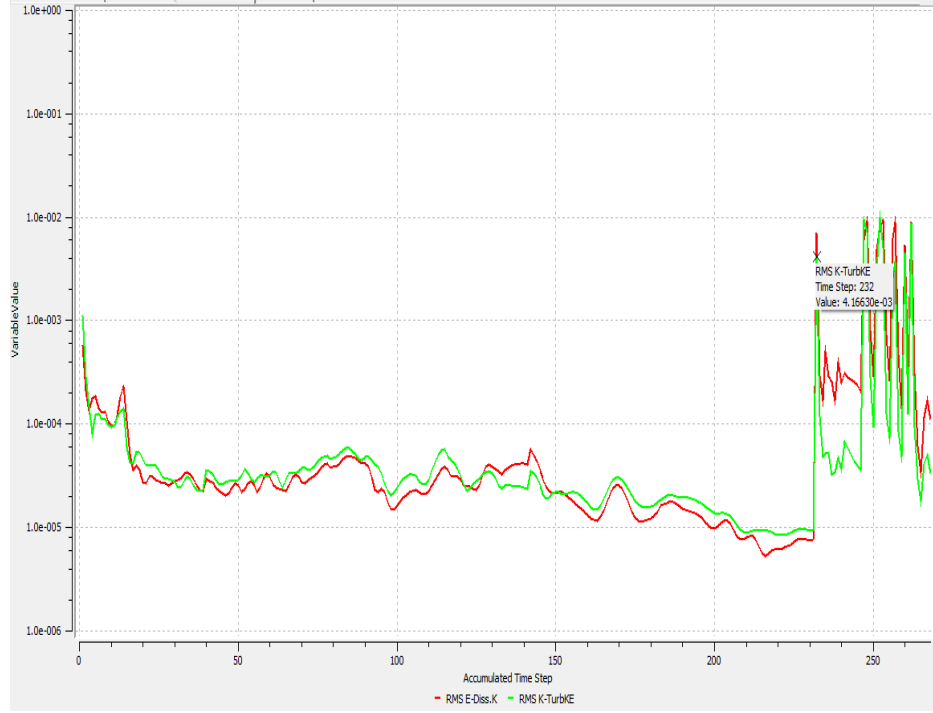
Şekil 6.49 $272,95 \text{ K}$ sıcaklıkta alınan prob konumlarının gösterimi.

6.11 Fan Hızı 1 [m s⁻¹] ile Çalışırken Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yazılımı Analiz Sonuçları

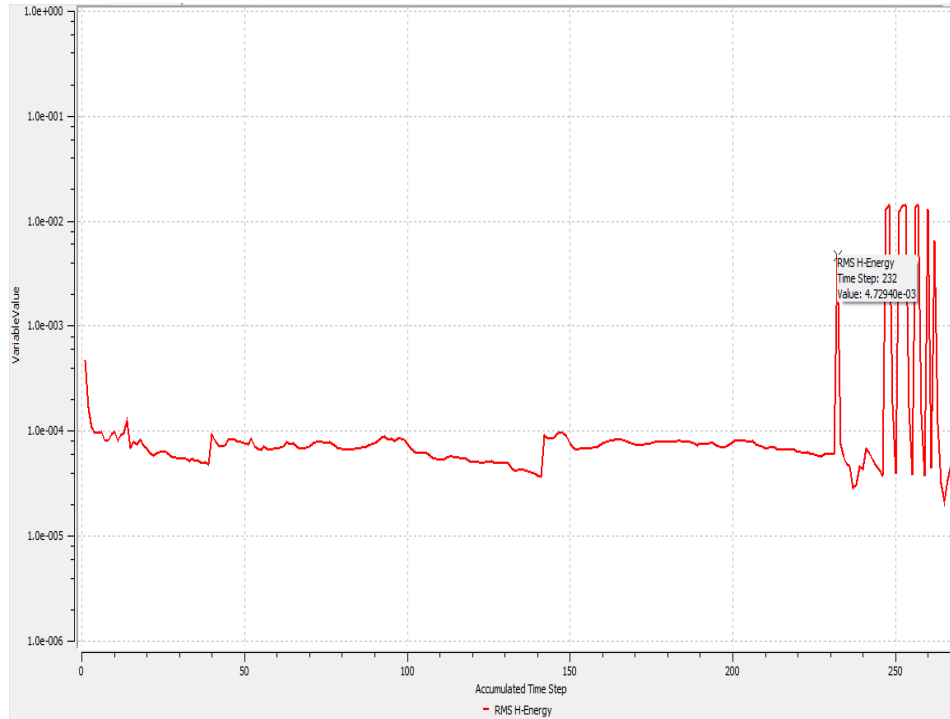
İterasyonlar sonucu bu fan hızı ile 232 saniyede 275.15 [K]' den 272.95 [K]' e inildiği görülmüştür. 232 inci saniye sonucu alınan sonuçlar aşağıdaki şekillerle gösterilmektedir.



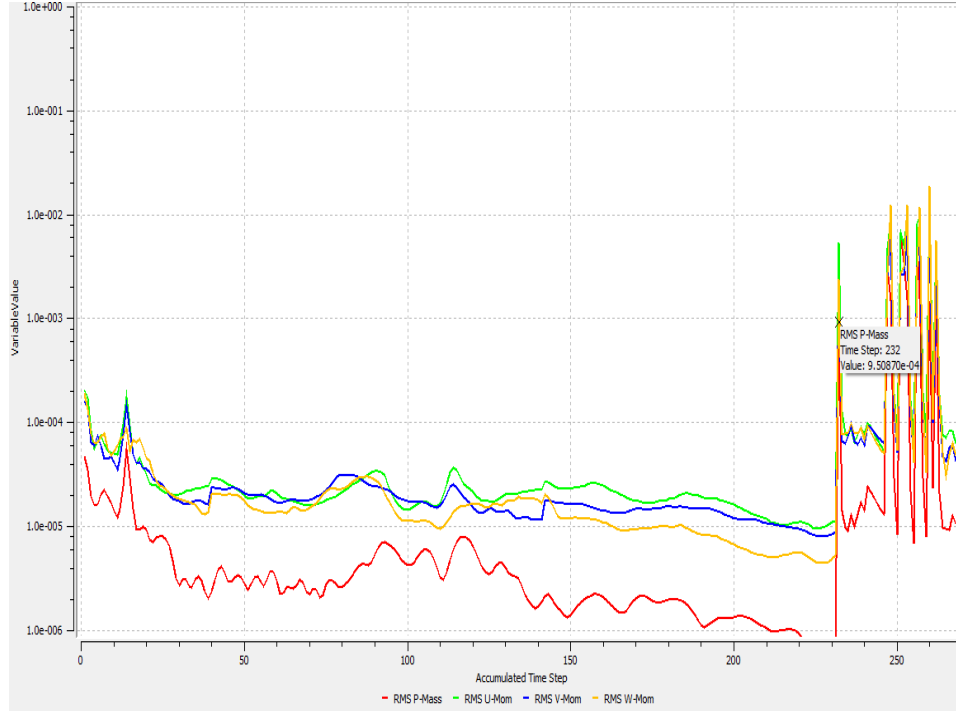
Şekil 6.50 Sıcaklık-Zaman Grafiği



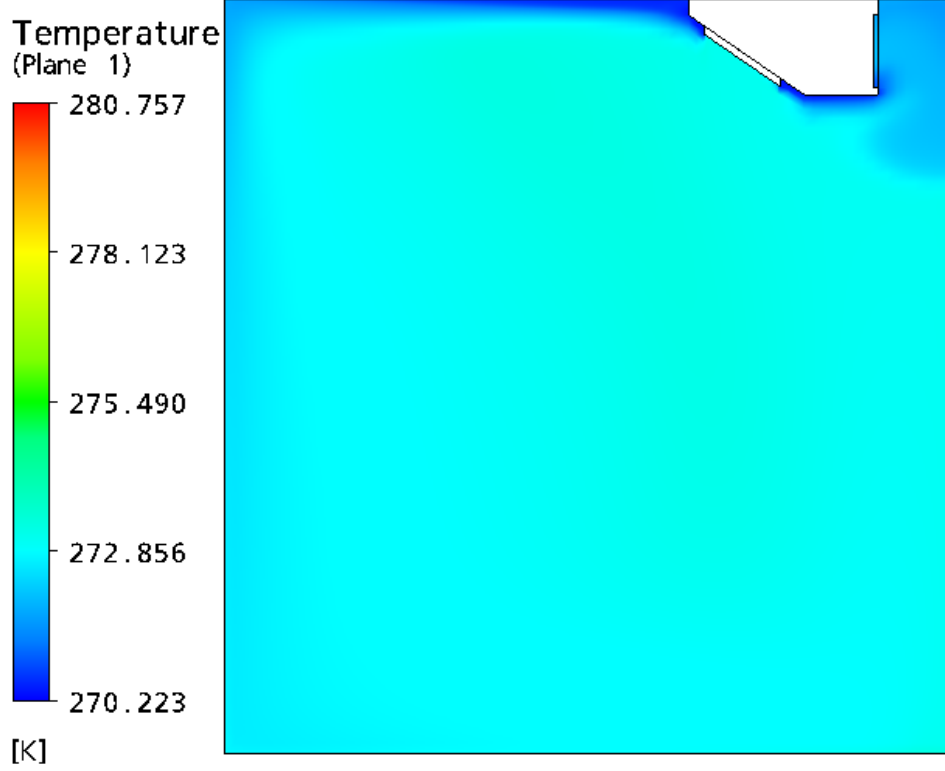
Şekil 6.51 Türbülans-Zaman Grafiği



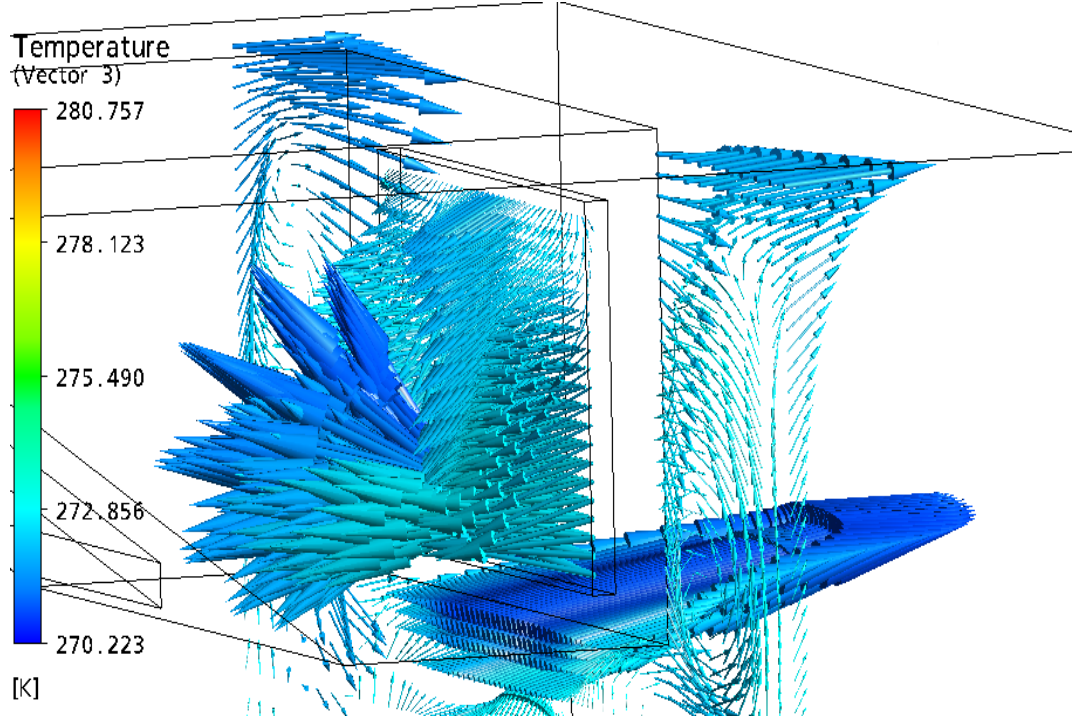
Şekil 6.52 Isı Transfer-Zaman Grafiği



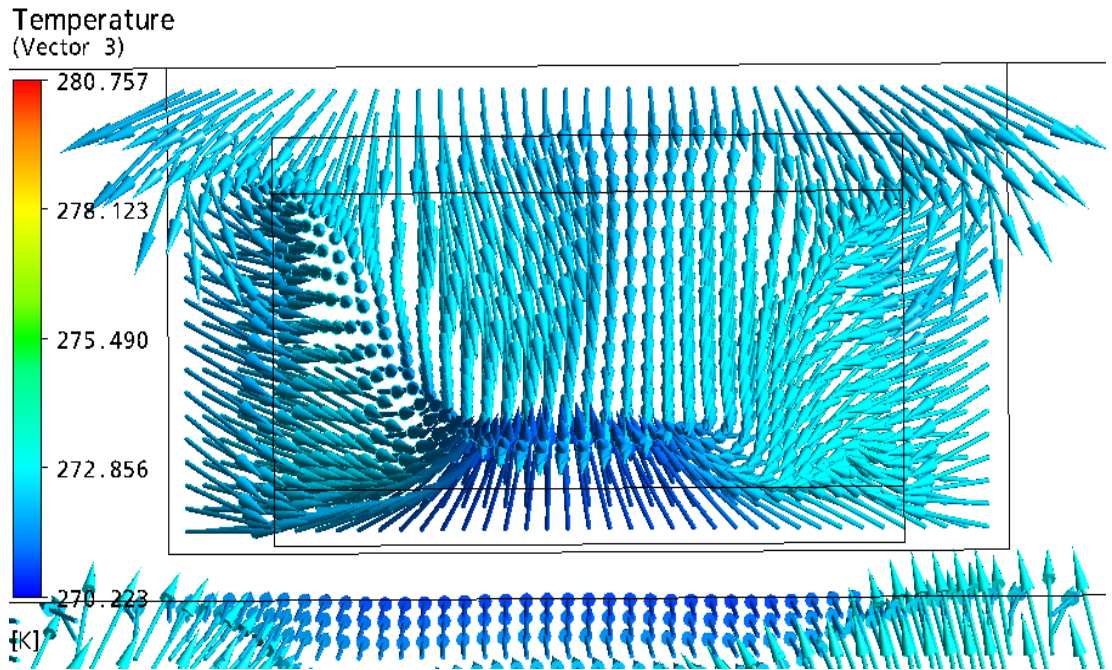
Şekil 6.53 Kütle-Zaman Grafiği



Şekil 6.54 Kabin içi eş sıcaklık dağılımı (232 inci saniye).

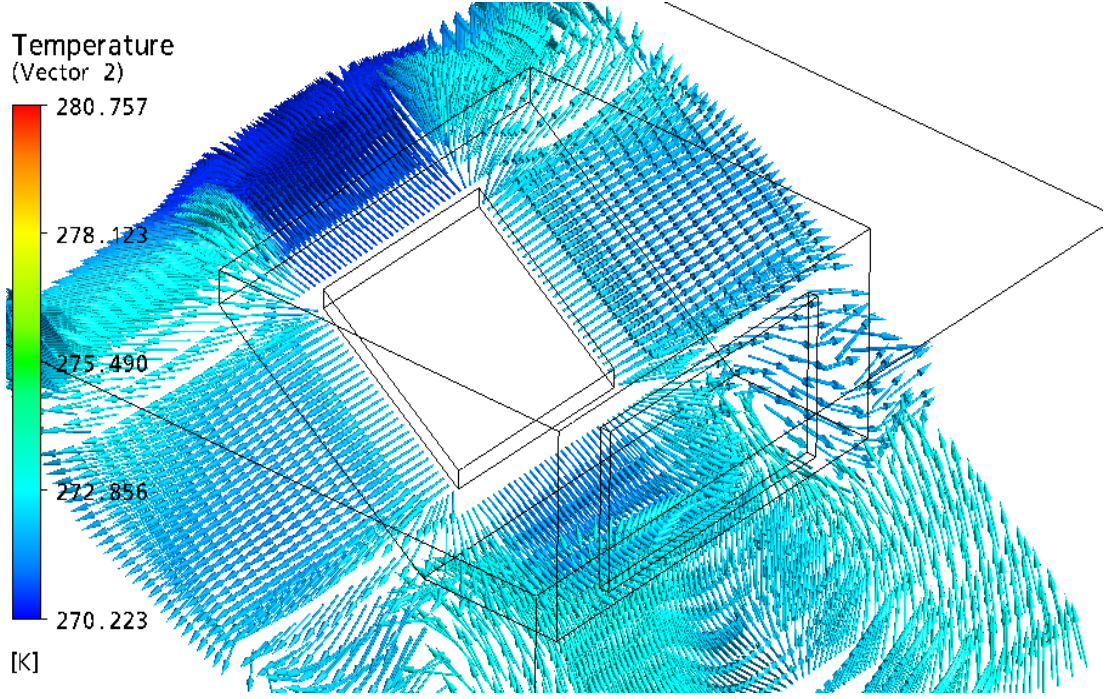


(a)

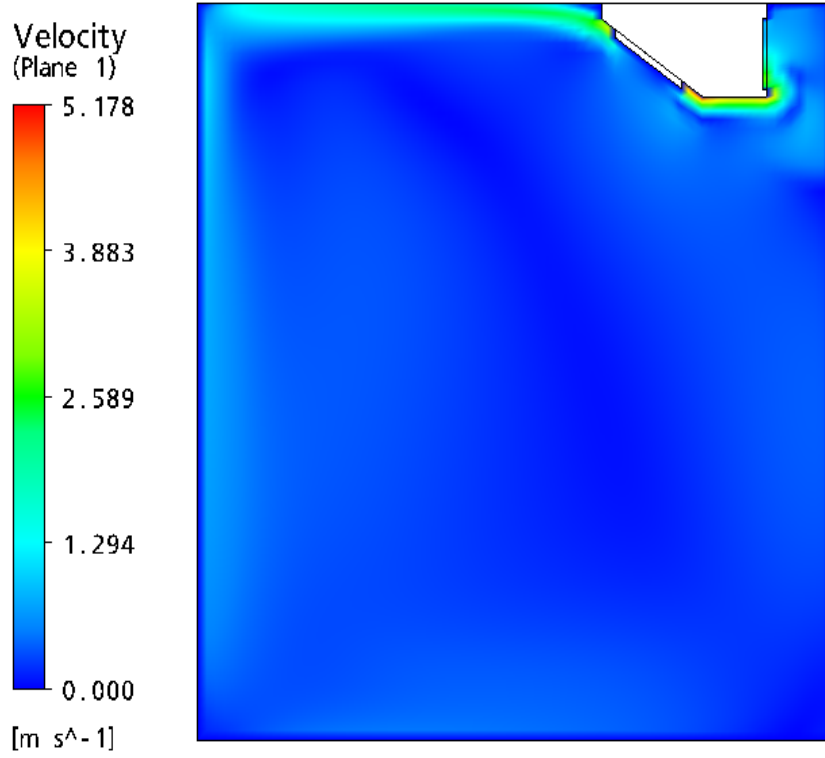


(b)

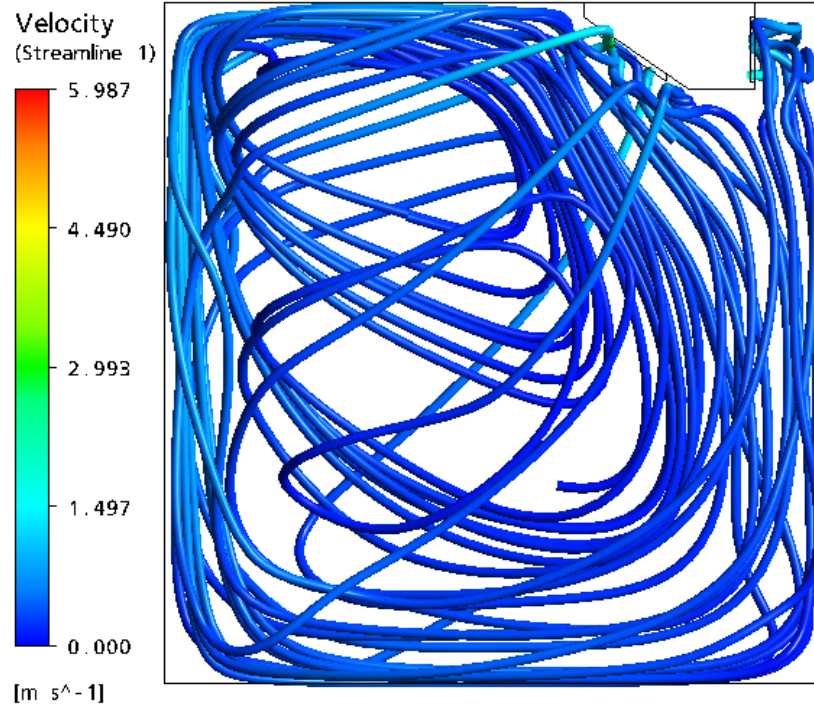
Şekil 6.55(a) ve (b) Akışkanın evaporatöre giriş esnasında vektörel sıcaklık dağılımı eğrileri (232 inci saniye).



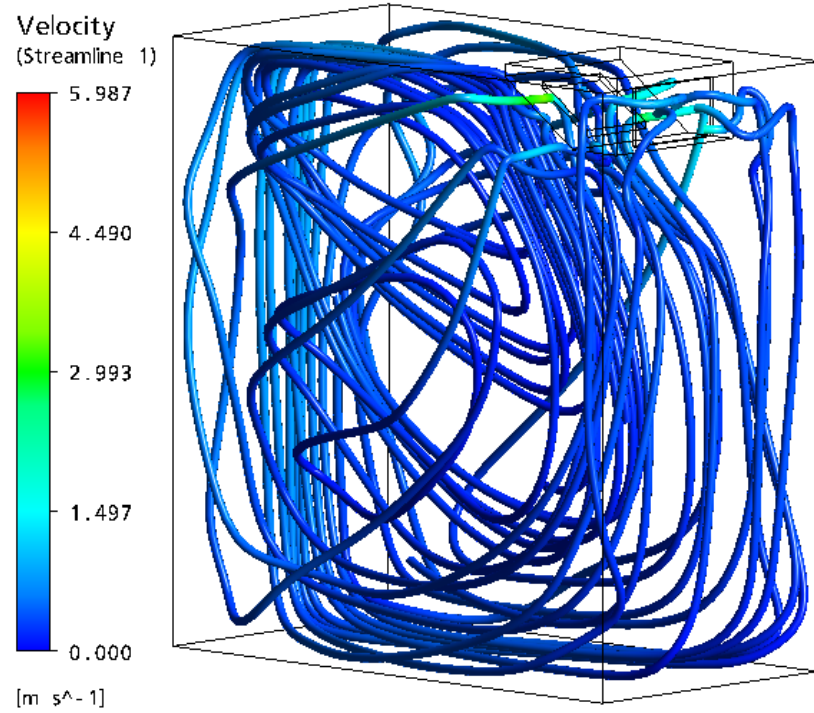
Şekil 6.56 Akışkanın evaporatörden çıkış esnasında vektörel sıcaklık dağılımı eğrilerinin izometrik görünümü(232 inci saniye).



Şekil 6.57 Kabin içi eş hız dağılımı (232 inci saniye).

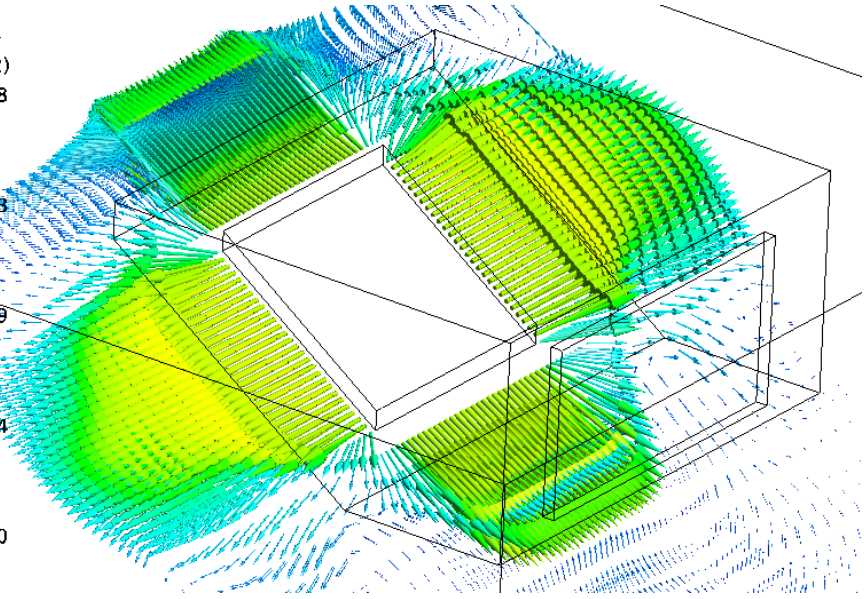


Şekil 6.58 Kabin içi eş hız dağılımı eğrileri yan görünüşü (232 inci saniye).



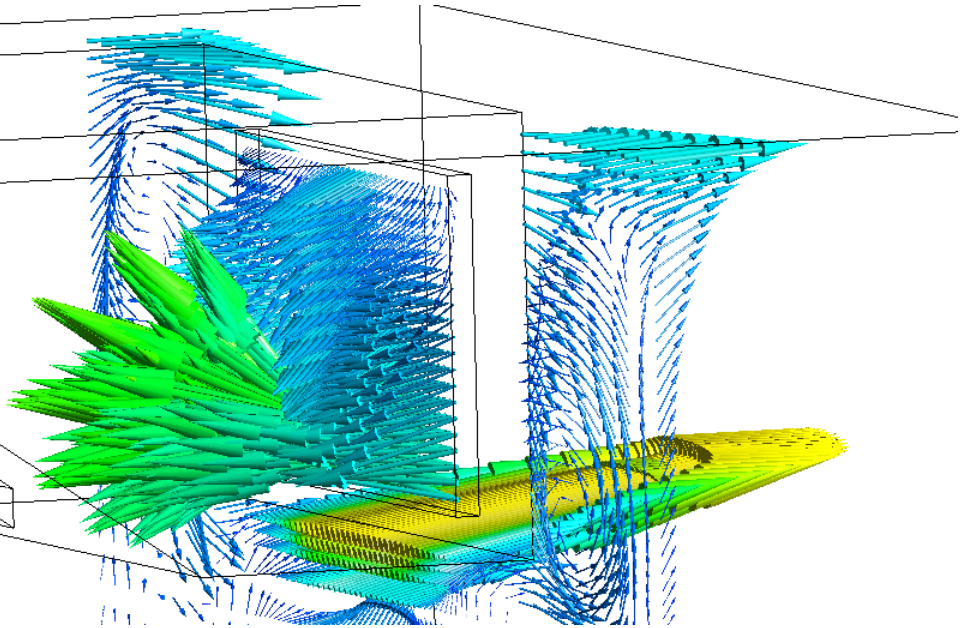
Şekil 6.59 Kabin içi eş hız dağılımı eğrileri izometrik görünüşü (232 inci saniye).

Velocity
(Vector 2)
5.178
3.883
2.589
1.294
0.000
[m s⁻¹]

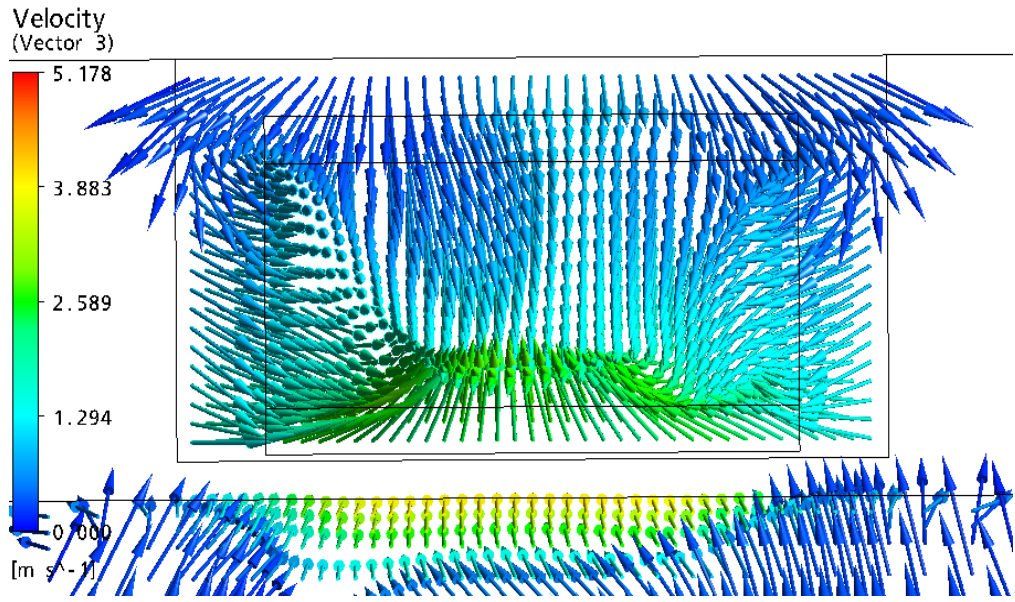


Şekil 6.60 Akışkanın fandan çıkış esnasında eş hız dağılımı eğrilerinin izometrik görünüşü (232 inci saniye).

Velocity
(Vector 3)
5.178
3.883
2.589
1.294
0.000
[m s⁻¹]

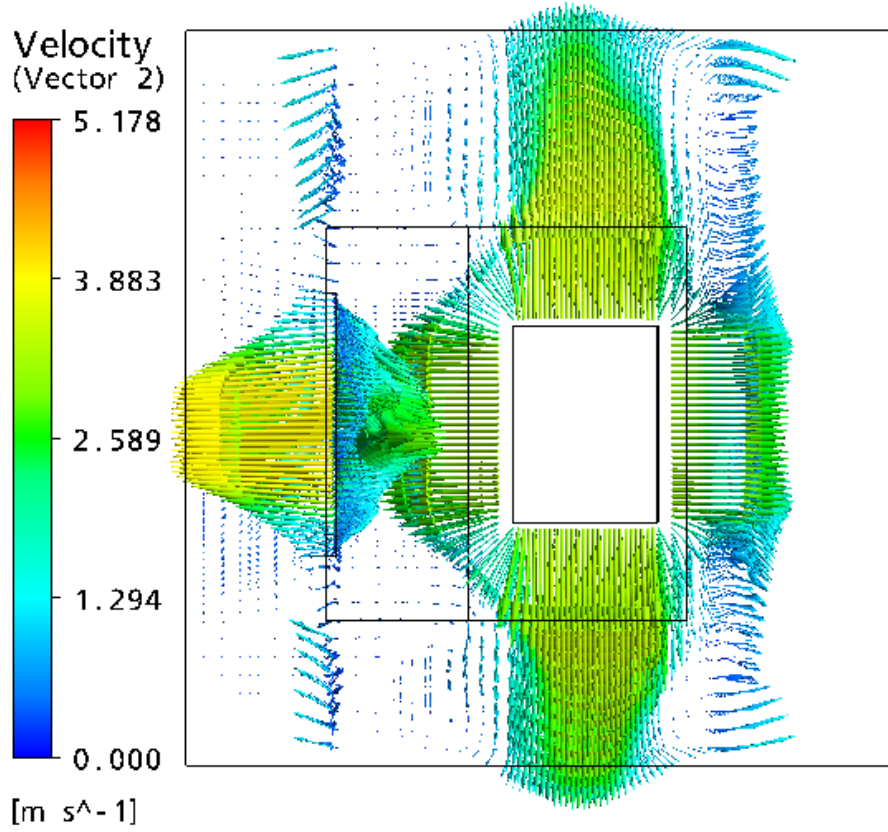


(a)

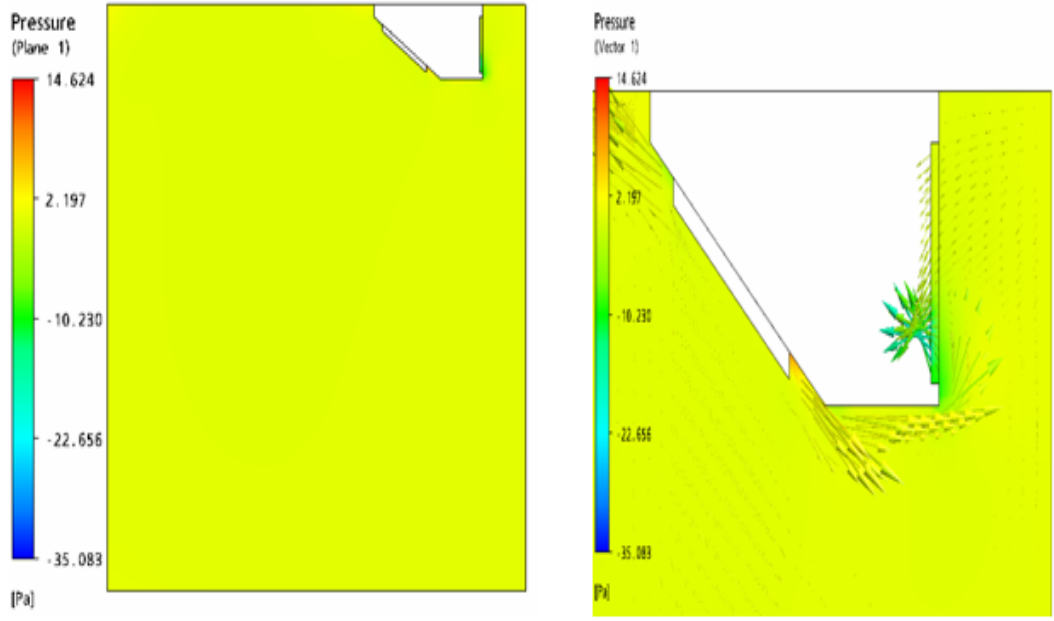


(b)

Şekil 6.61 Akışkanın çıkış kısmından vektörel hız dağılımı eğrilerinin kesit görüntüleri (232 inci saniye).



Şekil 6.62 Evaporatör giriş-çıkış hattı vektörel hız dağılımı eğrileri üstten görünüşü (232 inci saniye).



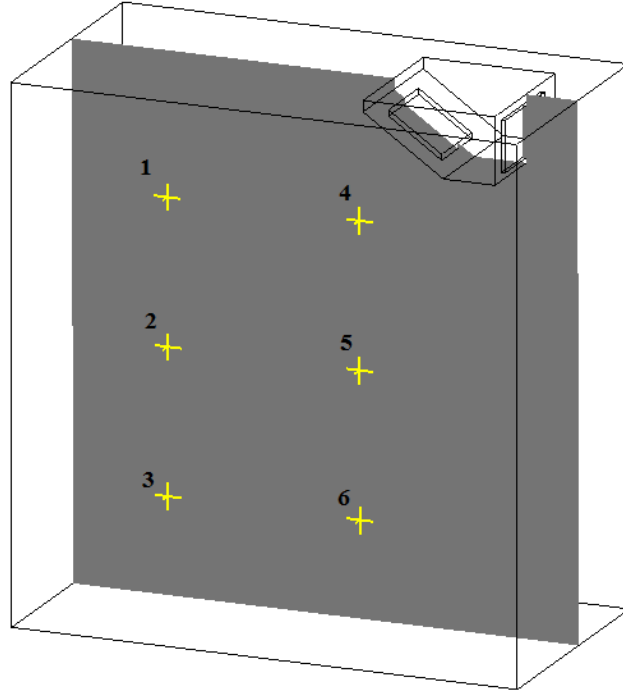
(a)

(b)

Şekil 6.63 (a) ve (b) Kabin içi eş basınç dağılımının yan görünüşleri (232 inci saniye).

Çizelge 6.12 Analizin 272,95 K sıcaklık ve 232 inci saniyede problemin sıcaklık, hız ve basınç değerleri.

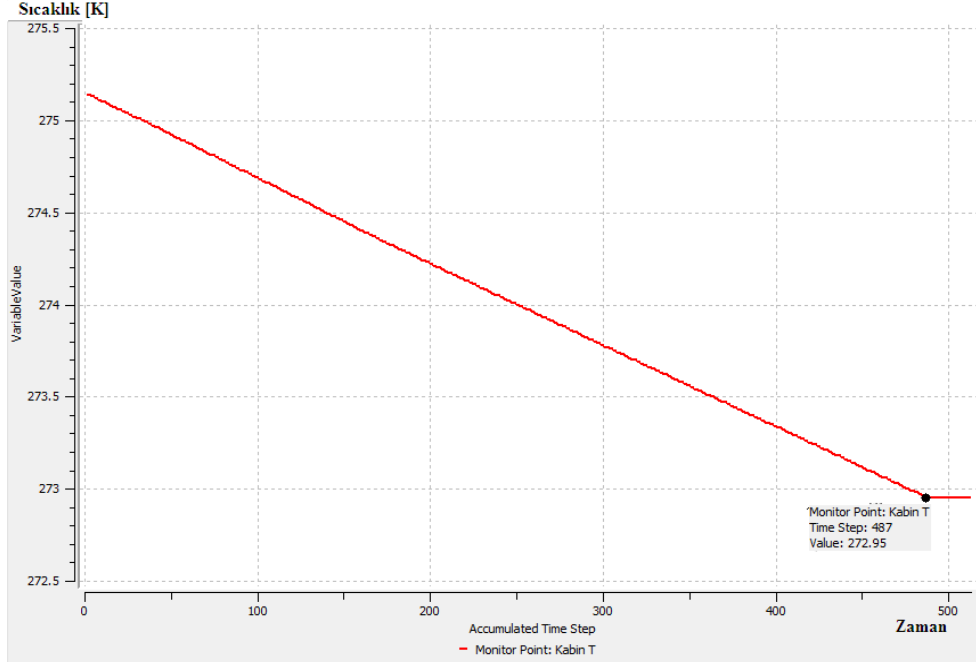
Konum	Sıcaklık [K]	Hız [m s ⁻¹]	Basınç [Pa]
Nokta 1	2.730e+02	2.879e-01	-2.163e-01
Nokta 2	2.729e+02	3.515e-01	-1.982e-01
Nokta 3	2.728e+02	2.963e-01	-1.549e-01
Nokta 4	2.733e+02	1.415e-01	-2.088e-01
Nokta 5	2.732e+02	9.755e-02	-1.883e-01
Nokta 6	2.730e+02	2.133e-01	-1.774e-01



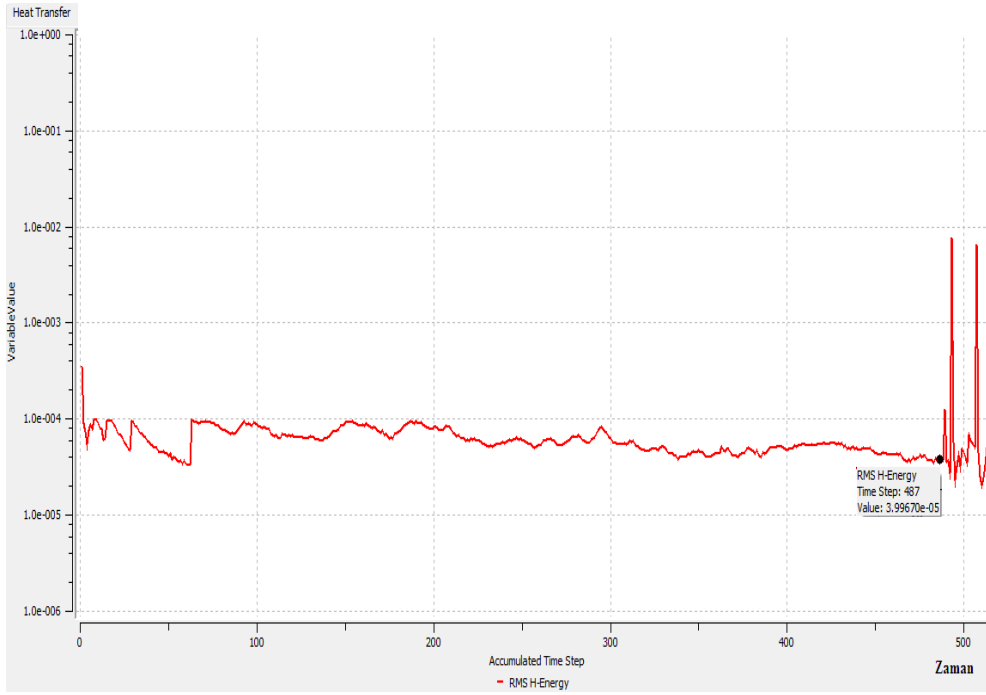
Şekil 6.64 272,95 K sıcaklıkta alınan prob konumlarının gösterimi.

6.12 Fan Hızı 0.5 [m s⁻¹] ile Çalışırken Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yazılımı Analiz Sonuçları

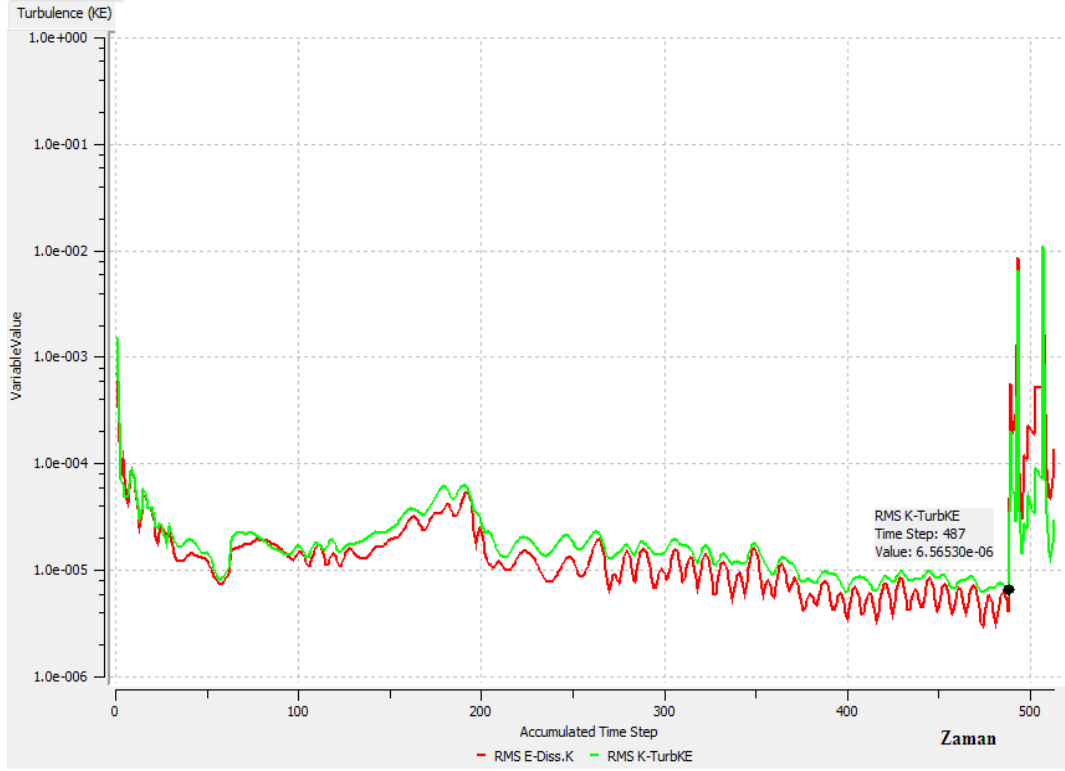
İterasyonlar sonucu bu fan hızı ile 487 saniyede 275.15 [K]' den 272.95 [K]' e inildiği görülmüştür. 487 inci saniye sonucu alınan sonuçlar aşağıdaki şekillerle gösterilmektedir.



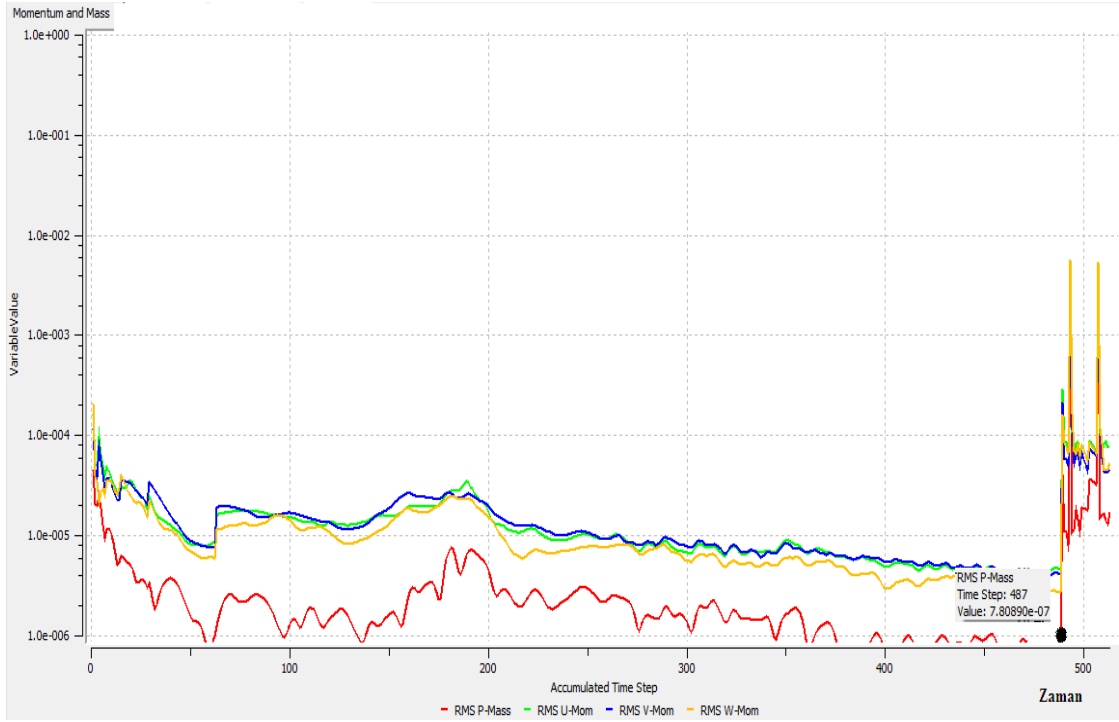
Şekil 6.65 Sıcaklık-Zaman Grafiği



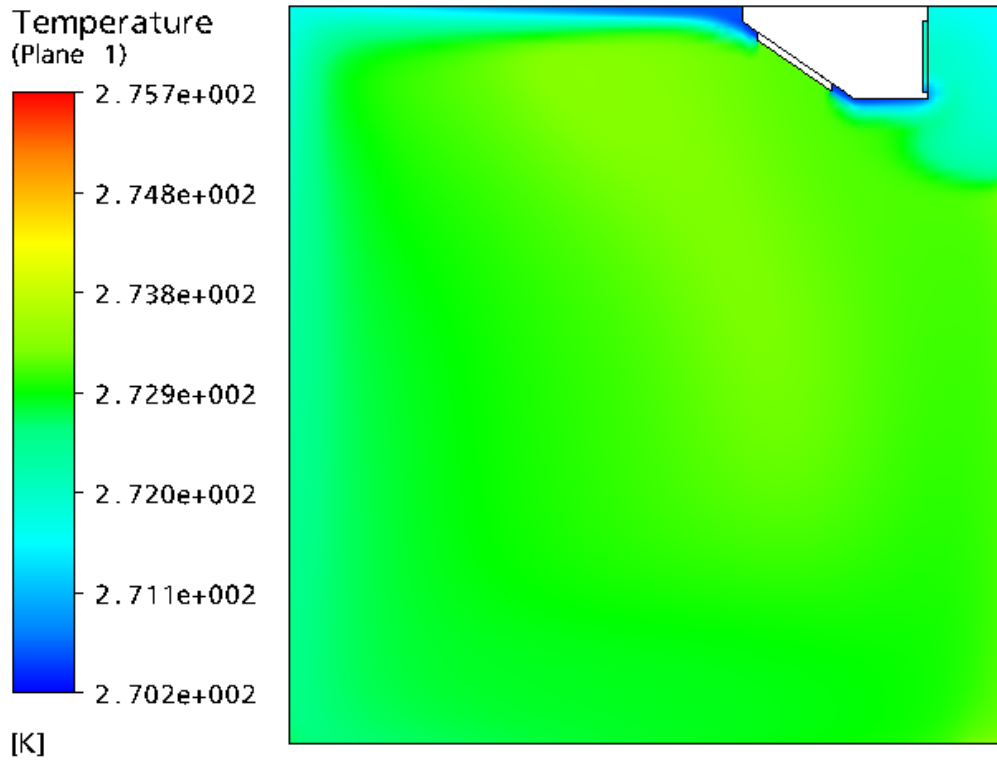
Şekil 6.66 Isı Transfer-Zaman Grafiği



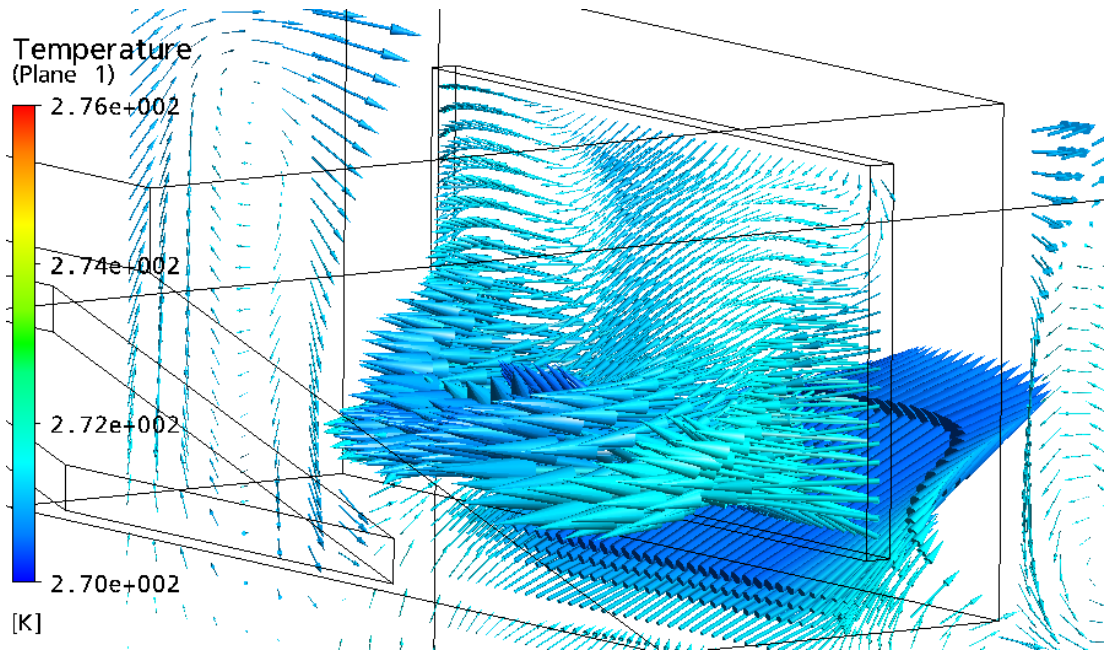
Şekil 6.67 Türbülans-Zaman Grafiği



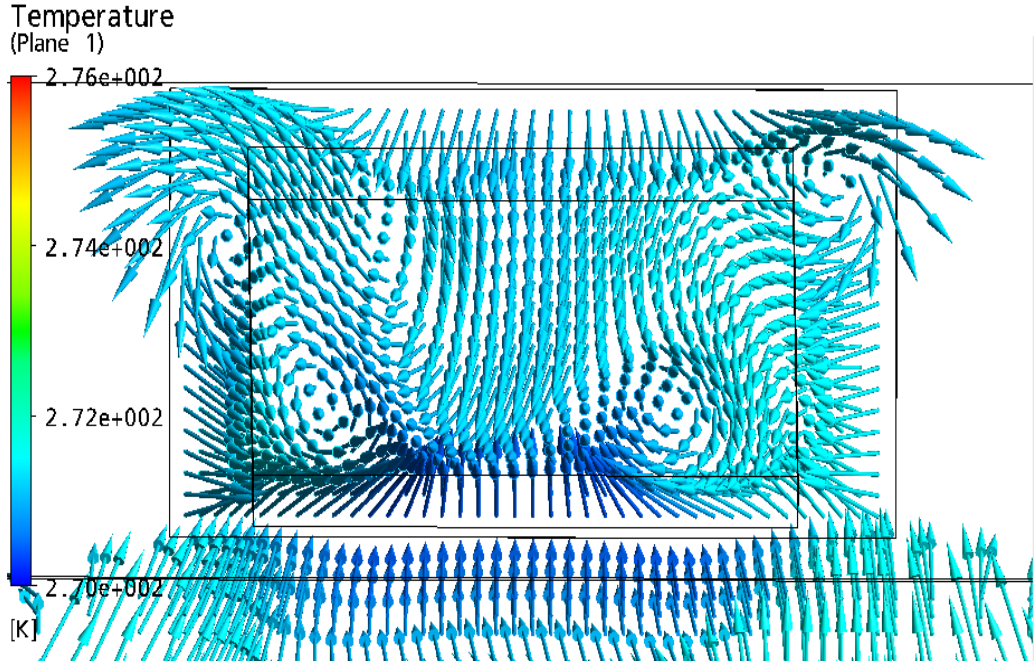
Şekil 6.68 Momentum-Zaman ve Kütle-Zaman Grafiği



Şekil 6.69 Kabin içi eş sıcaklık dağılımı (487 inci saniye).

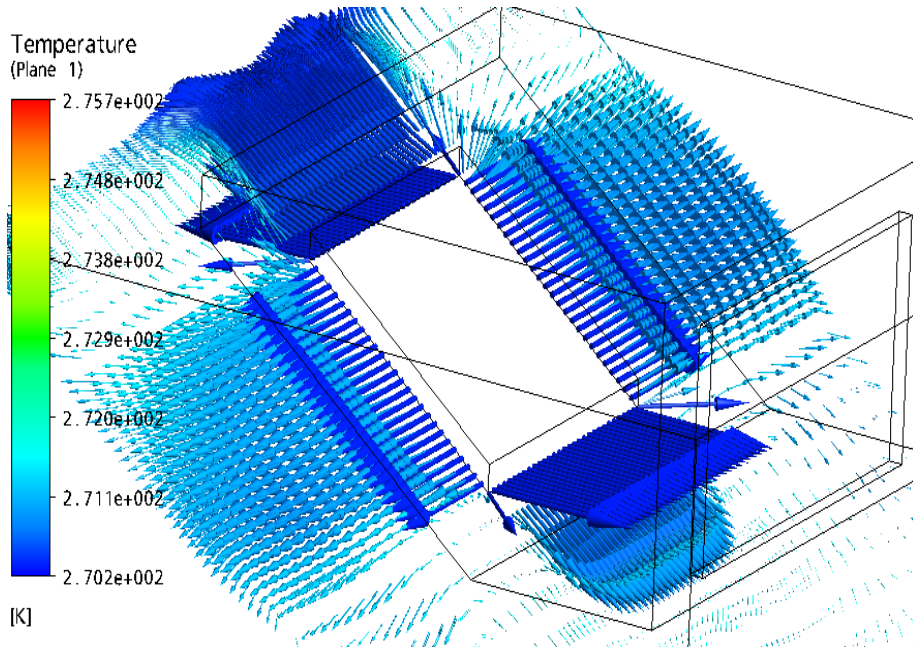


(a)

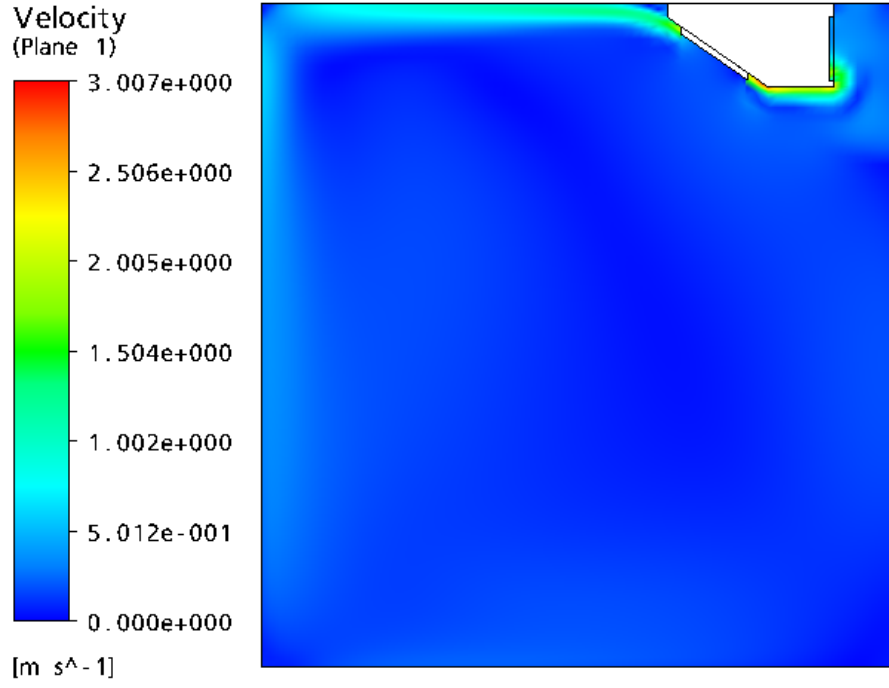


(b)

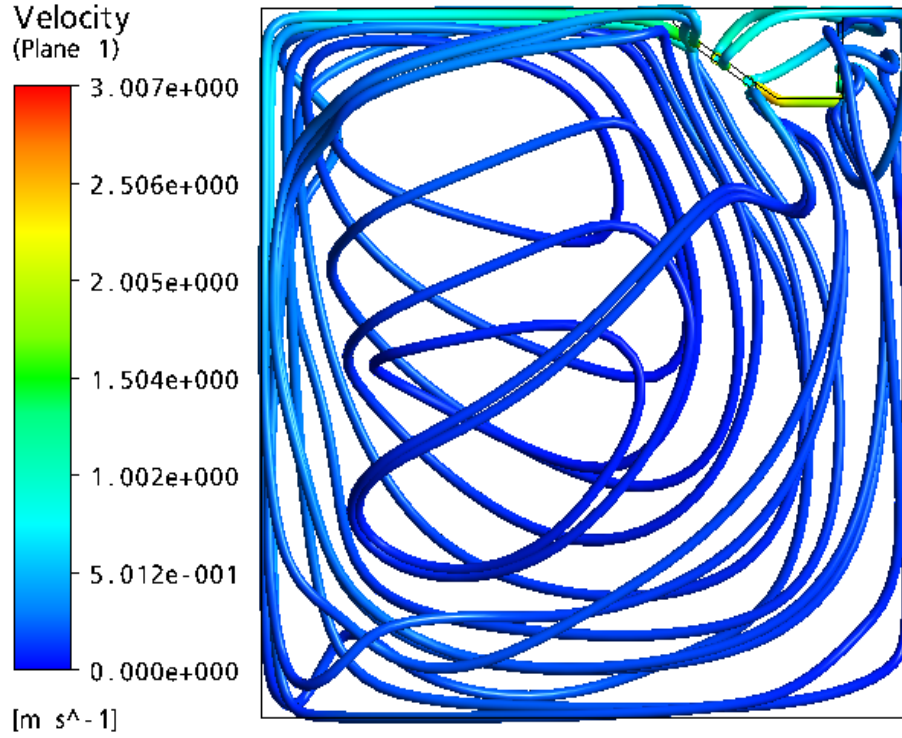
Şekil 6.70 (a) ve (b) Akışkanın evaporatöre giriş esnasında vektörel sıcaklık dağılımı eğrileri (487 inci saniye).



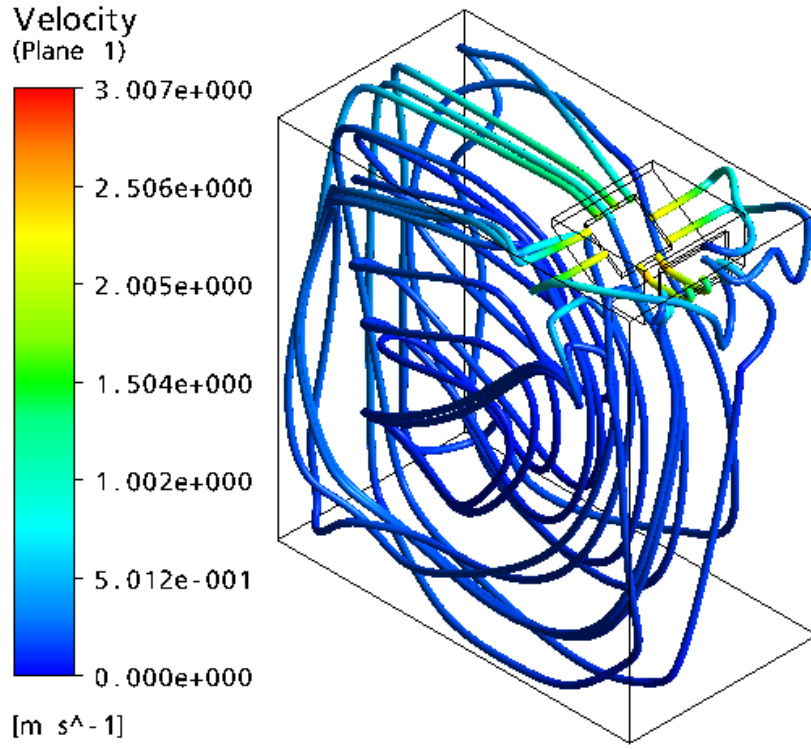
Şekil 6.71 Akışkanın evaporatörden çıkış esnasında vektörel sıcaklık dağılımı eğrilerinin izometrik görünümü (487 inci saniye).



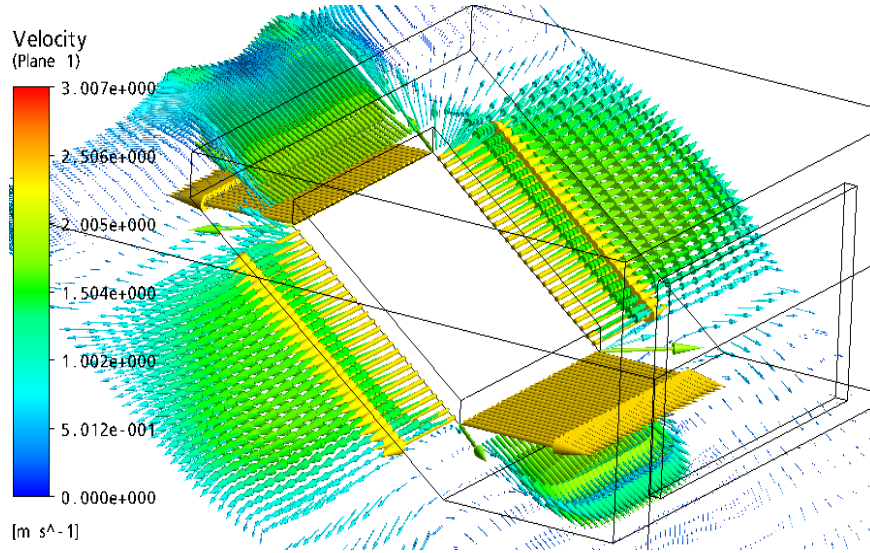
Şekil 6.72 Kabin içi eş hız dağılımı (487 inci saniye).



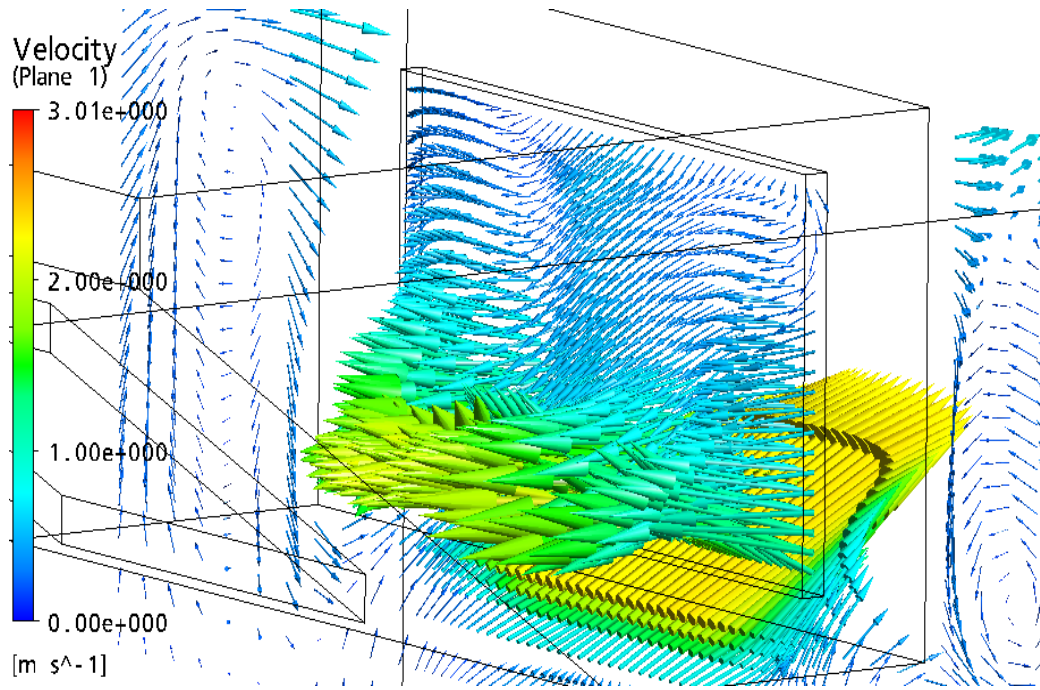
Şekil 6.73 Kabin içi eş hız dağılımı eğrileri yan görünüşü (487 inci saniye).



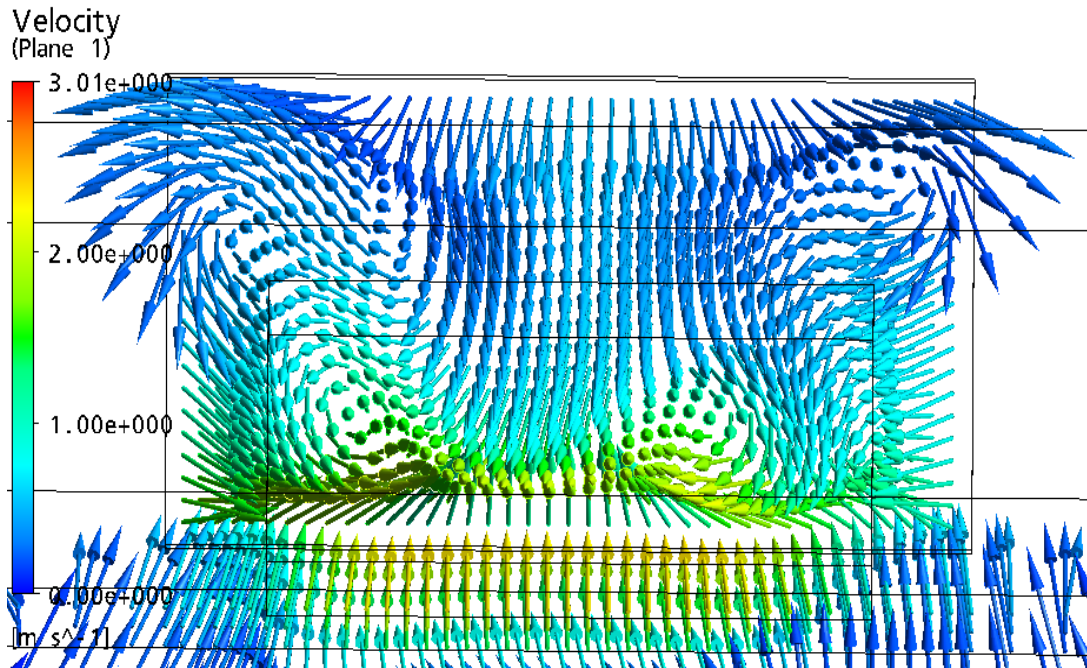
Şekil 6.74 Kabin içi eş hız dağılımı eğrileri izometrik görünüşü (487 inci saniye).



Şekil 6.75 Akışkanın fandan çıkış esnasında eş hız dağılımı eğrilerinin izometrik görünüşü (487 inci saniye).

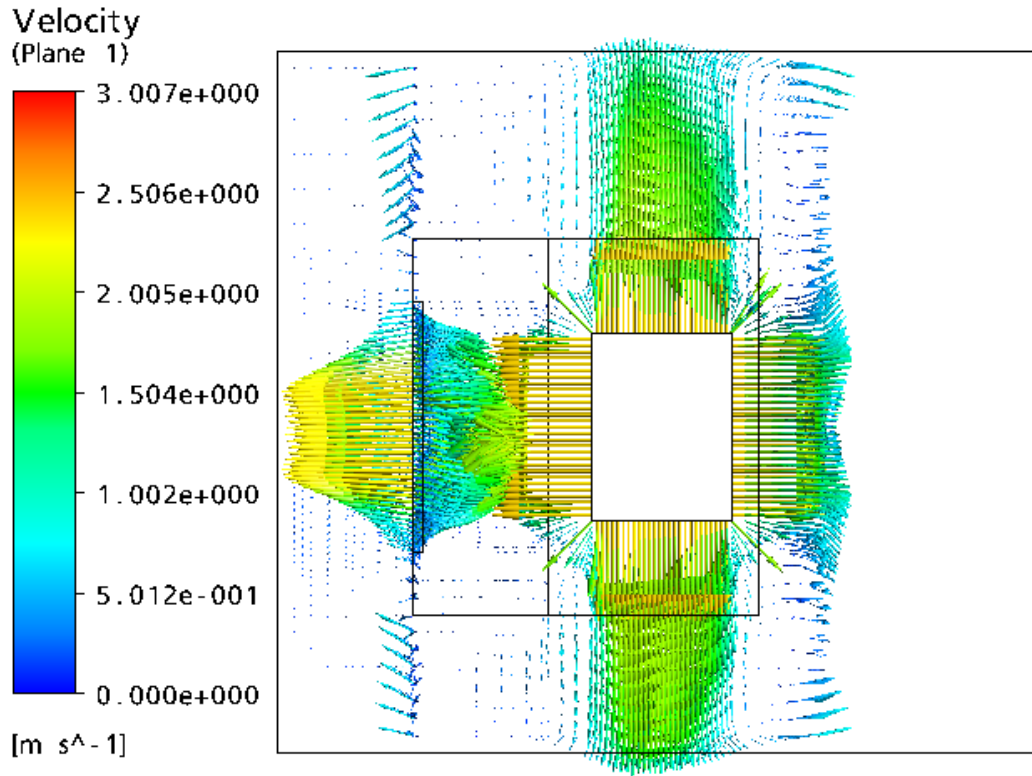


(a)

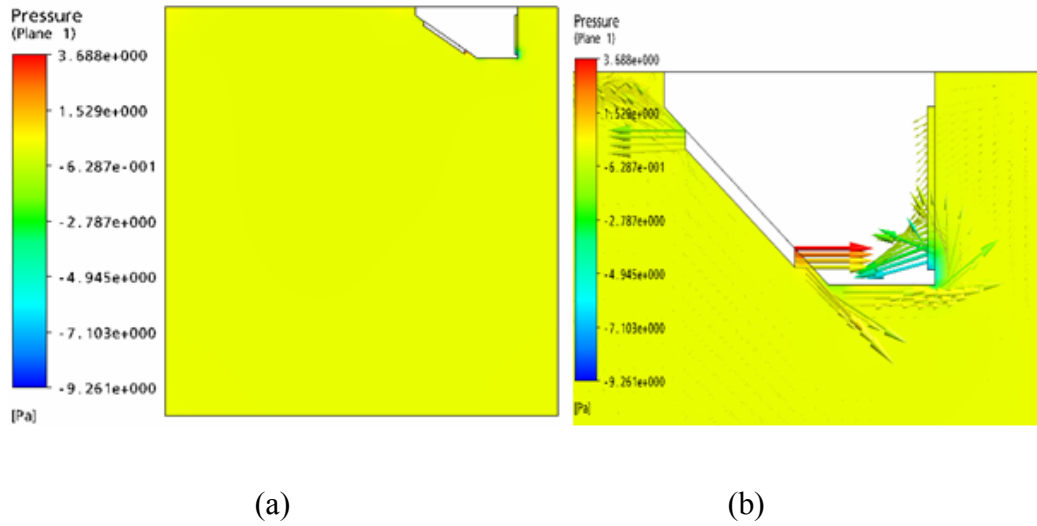


(b)

Şekil 6.76 Akışkanın çıkış kısmından vektörel hız dağılımı eğrilerinin kesit görünüşleri (487 inci saniye).



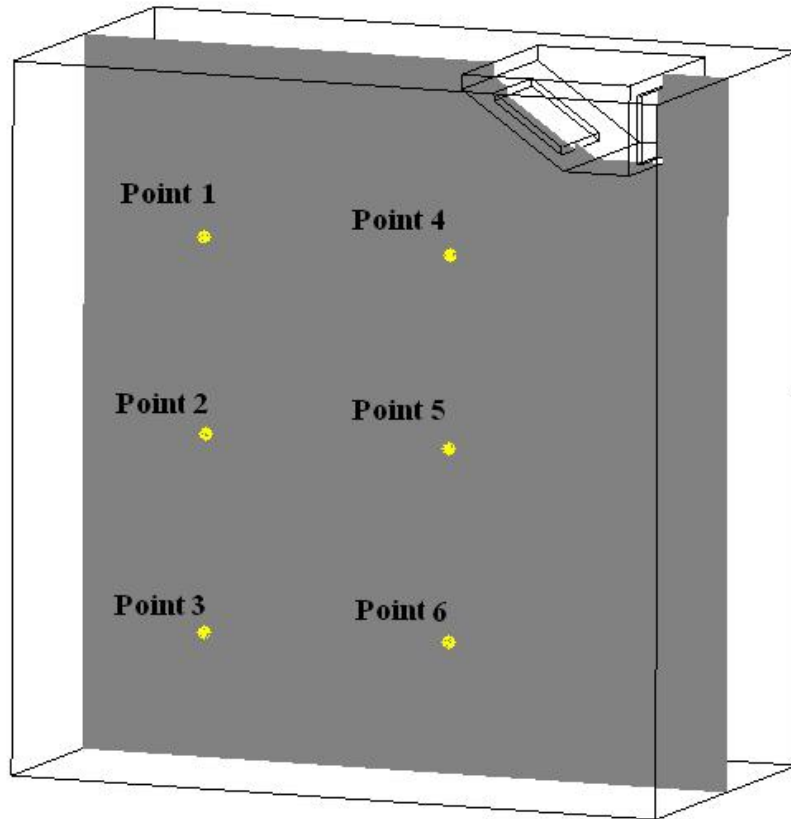
Şekil 6.77 Evaporatör giriş-çıkış hattı vektörel hız dağılımı eğrileri üstten görünüşü (487 inci saniye).



Şekil 6.78 (a) ve (b) Kabin içi eş basınç dağılımının yan görünüşleri (487 inci saniye).

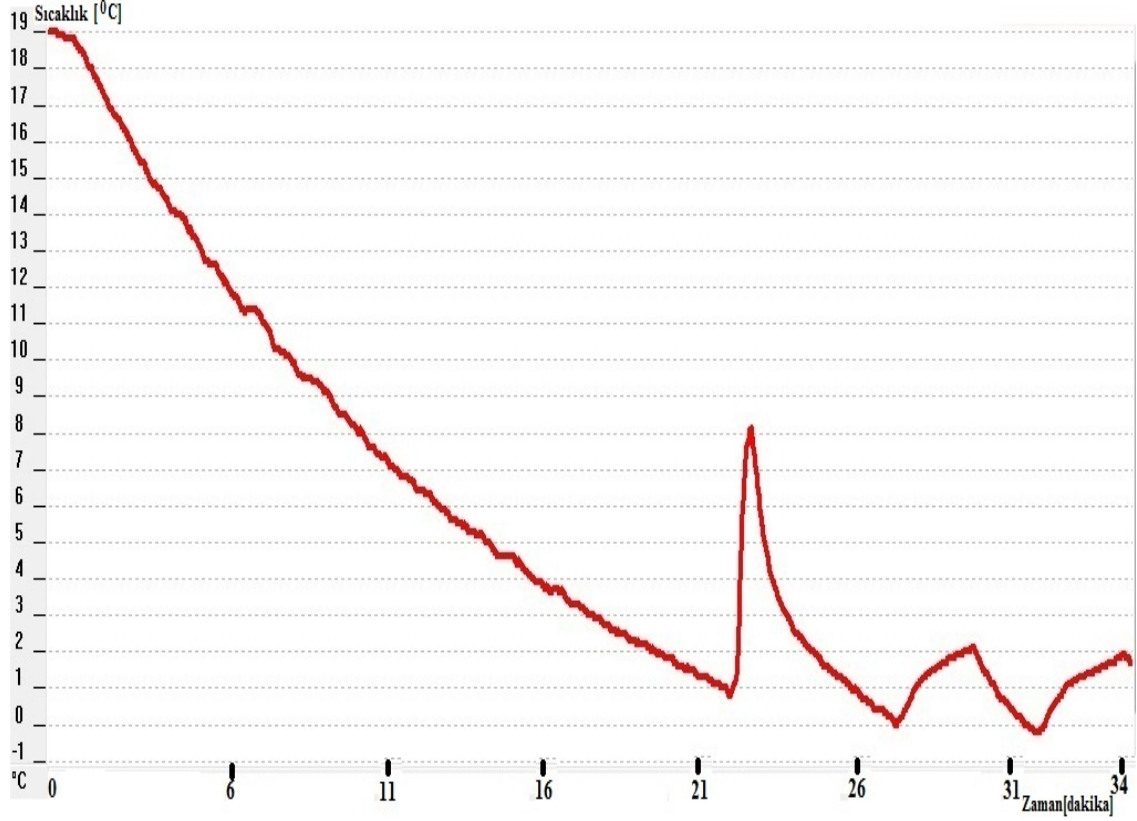
Çizelge 6.13 Analizin 272,95 K sıcaklıktaki sıcaklık, hız ve basınç değerleri.

Konum	Sıcaklık [K]	Hız [m s ⁻¹]	Basınç [Pa]
Nokta 1	2.730e+02	1.454e-01	-4.744e-02
Nokta 2	2.729e+02	1.771e-01	-4.449e-02
Nokta 3	2.729e+02	1.477e-01	-3.495e-02
Nokta 4	2.733e+02	6.390e-02	-4.925e-02
Nokta 5	2.732e+02	5.193e-02	-4.590e-02
Nokta 6	2.730e+02	1.233e-01	-4.268e-02



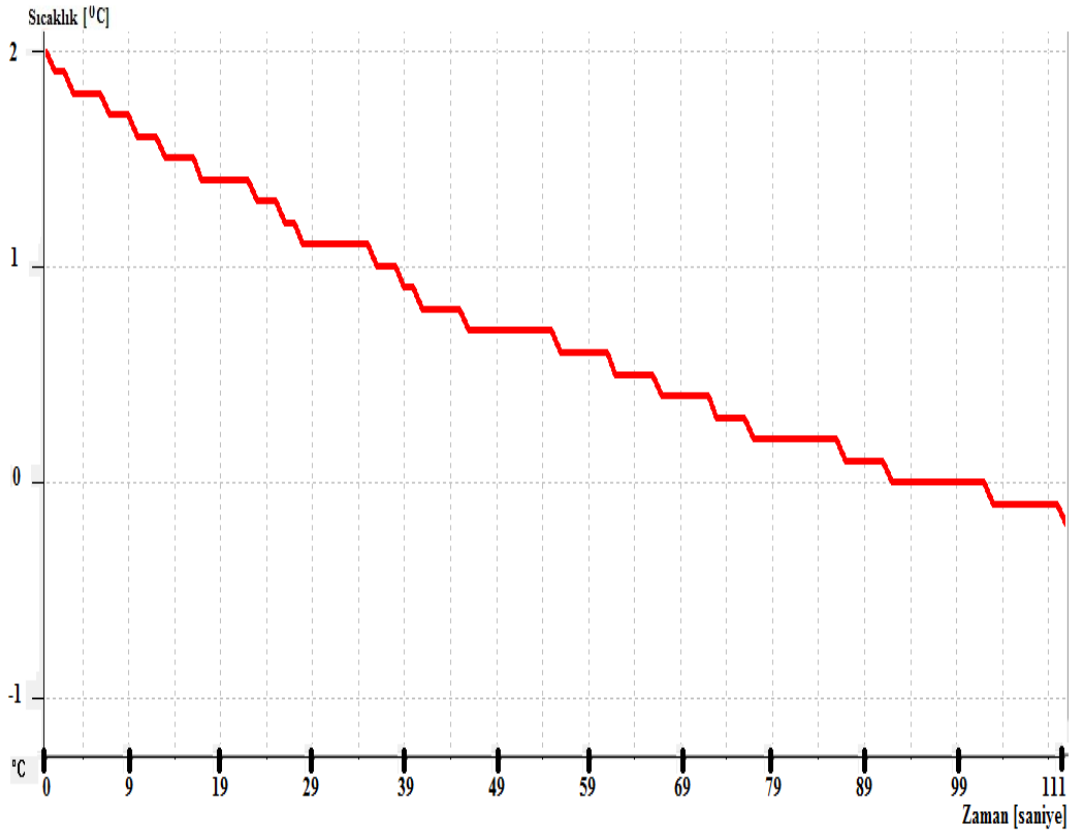
Şekil 6.79 272,95 K sıcaklıkta alınan prob konumlarının gösterimi.

6.13 Laboratuvar Sonuçlarının Elde Edilmesi



Şekil 6.80 Soğuk hava deposunun ilk başlangıç anından 272,95 K' e düştüğü sıcaklık-zaman eğrisi.

İklimlendirme ve soğutma laboratuvarında bulunan Çizelge 6.1' deki özelliklere sahip poliüretan panelli soğuk hava deposunda deneysel ölçümler anlık olarak Çizelge 6.2' de özellikleri belirtilen datalogger kullanılarak ve anlık ölçüm sonuçları alındı. Dış ortam sıcaklığı 19 °C iken, set aralığı 275,15 K ile 272,95 K olarak belirlenerek fan 2 [$m s^{-1}$] hız ile devreye sokuldu, sistemin rejime girmesi esnasında alınan ölçümler Şekil 6.56 ve Şekil 6.57' de görülmektedir.



Şekil 6.81 Fan çalışma hızı $V = 2 \text{ [m s}^{-1}\text{]}$ iken set aralığı sıcaklık –zaman grafiği.

Çizelge 6.14 Fan çalışma hızı $V = 2 \text{ [m s}^{-1}\text{]}$ iken set aralığı sıcaklık –zaman çizelgesi.

Zaman [s]	0	9	19	29	39	49	59	69	79	89	99	111
Sıcaklık [K]	275,15	274,84	274,55	274,25	274,05	273,85	273,75	273,55	273,35	273,25	273,15	272,95

Laboratuar ölçüm değerlerinde görülmektedir ki rejime giren sistem istenen 275,15 K ile 272,95 K olan set aralığına 111 saniyede girmektedir. Çizelge 6.14’ de 111 saniyede geçen sıcaklık-zaman dağılımı gösterilmektedir.

7 TARTIŞMA ve SONUÇ

Soğuk hava depolarında nem kontrolü kadar sıcaklık ve hava dolaşım hızı kontrolü de büyük önem arz etmektedir. Bunun sağlanabilmesi için bir çok parametrenin birlikte değerlendirilmesi ve en uygun şartların sağlanması amaçlanmalıdır. Bu çalışmada, fan çalışma hızı, fanın bulunduğu konum, ürün depolama şekli, batarya yüzey alanları, cihazın çalışma süreleri, kabin içi basınç dağılımı ve deponun izolasyonu ayrı ayrı değerlendirilmiştir.

Soğutucu üniteye aşırı hava hareketi depo içindeki üründe nem kaybına neden olur. Tam tersi ise yani dolaşım havasının çok yavaş olması, havadaki nemin soğutucu üniteye karlanması olayına sebep olur. Ürünleri depoya yerleştirirken amaçlarımızdan biri, havanın depoda serbestçe dolaşımına uygun istiflemek olmalıdır. Ürün cinsine göre istifleme yüksekliği ve tekniği de ayrıca belirlenmelidir. Böylelikle soğuk oda havasının yeterince ve kolayca karışmasıyla sıcaklığın ve nemin istenen değerler arasında tutulmasında da fayda sağlanacaktır. Nem miktarını ise havanın debisi, batarya yüzey alanları, fanların sayısı, kesit alanları da direkt etkilemektedir. Evaporatörde ideal kızgınlık seviyesini kontrol etmek için ise evaporatör fanında frekans kontrollü fan hız devresi kullanılmaktadır. Kızgınlık arttığında fan hızının artırılması gerekecektir. Kızgınlık azaldığında ise fan hızının düşürülmesi gerekmektedir. Frekans kontrollü devrelerde evaporatör çıkışına konulan hissedici elemanlarla fanın dakikadaki devir sayısı ayarlanarak kızgınlığı ideal sınırlarda tutmak amaçlanır.

Soğuk oda cihazlarında toplam çalışma süreleri muhafaza edilecek ürünün cinsine bağlı olarak oda sıcaklığı, evaporatör yüzey sıcaklığı ve günlük defrost süresine göre 16-18 saat olur. Soğuk muhafazada 16 saat çalışıp 8 saat dururken, donmuş muhafazada ise 18 saat çalışıp 6 saat durur. Aynı zamanda da bu süreye bağlı olarak da nem oranı değişim gösterecektir.

Çizelge 7.1 Laboratuvar ve yazılım programı sonuçlarının sıcaklık-zaman çizelgesi.

ZAMAN [s]	HAD SICAKLIK [K]	DENEY SICAKLIK [K]
0	275,15	275,15
9	274,96	274,84
19	274,76	274,55
29	274,56	274,25
39	274,38	274,05
49	274,19	273,85
59	274	273,75
69	273,81	273,55
79	273,62	273,35
89	273,43	273,25
99	273,24	273,15
111	273,01	272,95

Bu çalışmada kullanılan yöntemle her ürüne uygun hava dolaşım hızı ve sıcaklık set aralık değerleri seçilebilmektedir. Böylelikle kabin içinde zamana bağlı olarak doğru sınır şartlarının tanımlanmasıyla hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) simülasyonu yapılabilmektedir. Depolanan ürüne bağlı olarak istifleme, fan yeri, fanın konumu, fan hızı, kabin içi sıcaklık dağılımı, hava dolaşım hızı, kabin içi basınç dağılımı vb. bir çok parametre rahatlıkla saniye saniye izlenebilmektedir.

Laboratuarda alınan anlık ölçümlerimizde kabin içi ortalama sıcaklık 275, 15 [K]' den 272,95 [K]' e 111 saniyede inilmiştir. Sonlu elemanlar yöntemi yardımıyla HAD yazılım sonuçlarımızda ise bu set aralığına 114 saniyede inildiği görülmüştür. Bu alınan iki değer in yaklaşması analizimiz için tanımlanan sınır şartlarımızın doğru olduğunu ve gerçek koşullarla örtüşüğünü göstermektedir.

Çizelge 7.2 HAD yazılımında fan çalışma hızı 2 [m s⁻¹] iken zamana bağlı kabin içi sıcaklık değerleri.

Sıcaklık [K]	275,15	274,86	274,47	274,1	273,72	273,34	272,95
Zaman [s]	0	14	34	54	74	94	114

Çizelge 7.3 HAD yazılımında fan çalışma hızı 1,5 [m s⁻¹] iken zamana bağlı kabin içi sıcaklık değerleri.

Sıcaklık [K]	275,15	274,93	274,63	274,33	274,05	273,77	273,49
Zaman [s]	0	14	34	54	74	94	114

Çizelge 7.4 HAD yazılımında fan çalışma hızı 1 [m s⁻¹] iken zamana bağlı kabin içi sıcaklık değerleri.

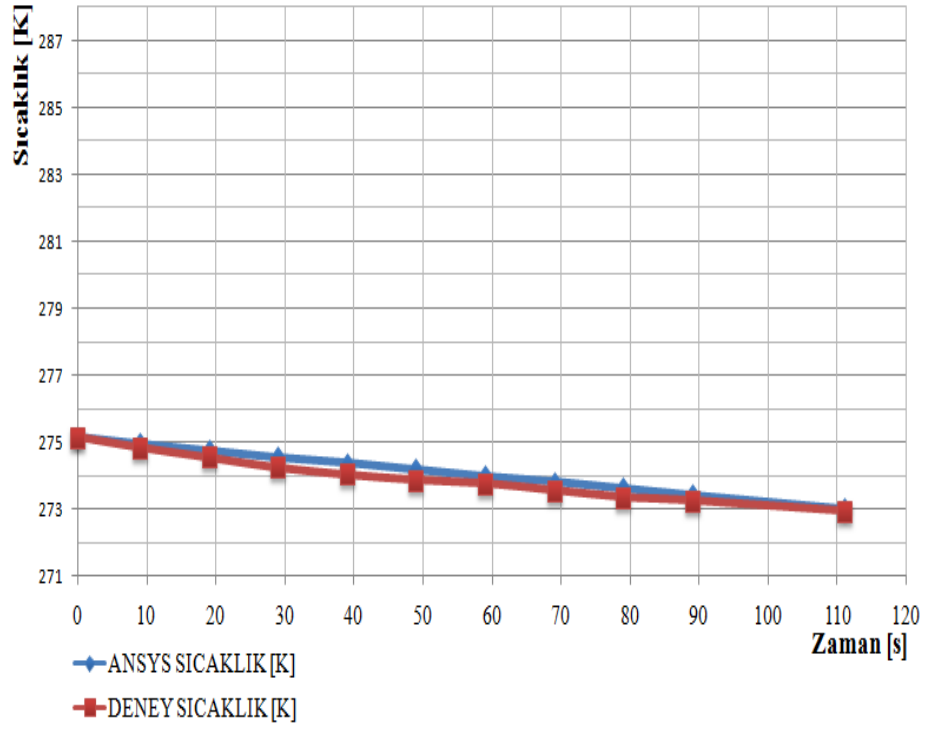
Sıcaklık [K]	275,15	275	274,8	274,61	274,41	274,22	274,04
Zaman [s]	0	14	34	54	74	94	114

Çizelge 7.5 HAD yazılımında fan çalışma hızı 0,5 [m s⁻¹] iken zamana bağlı kabin içi sıcaklık değerleri.

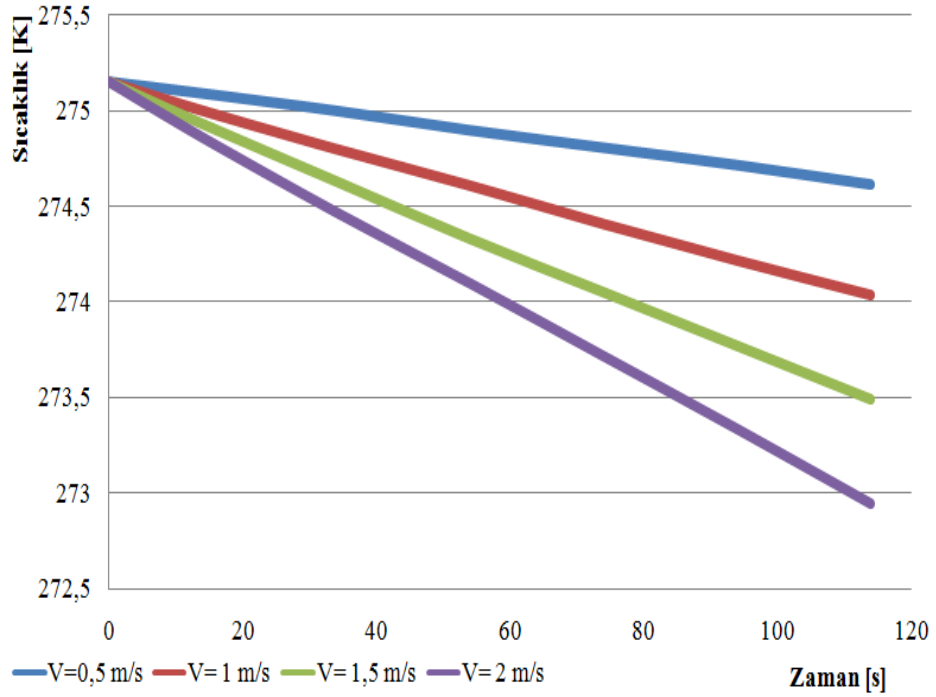
Sıcaklık [K]	275,15	275,09	275	274,9	274,81	274,72	274,62
Zaman [s]	0	14	34	54	74	94	114

Deney sonuçları ile HAD yazılım programı arasındaki bulgular göstermektedir ki kabin içi sıcaklık dağılımları arasında yakınsama görülmektedir. Beklenen değer olarak deney sonuçları seçilmiş, gerçekleşen değer olarak simülasyon sonuçları seçilmiştir. Bu ikisi arasındaki yakınsamayı daha net görebilmek için Çizelge 7.1’deki değerlerle Şekil 7.1’deki grafik ortaya çıkmaktadır. Beklenen değer ile gerçekleşen değer arasındaki sapmayı da hesaplayacak olursak, en iraksak olunan nokta olan 39 uncu saniyede sadece %1’lik bir sapma görüldü. Şekil 7.1’deki deney eğrisinde görülmektedir ki fan çalışmaya başladıktan 20 saniye sonra eğride görülen doğrusal düşüş kırılma göstermektedir.

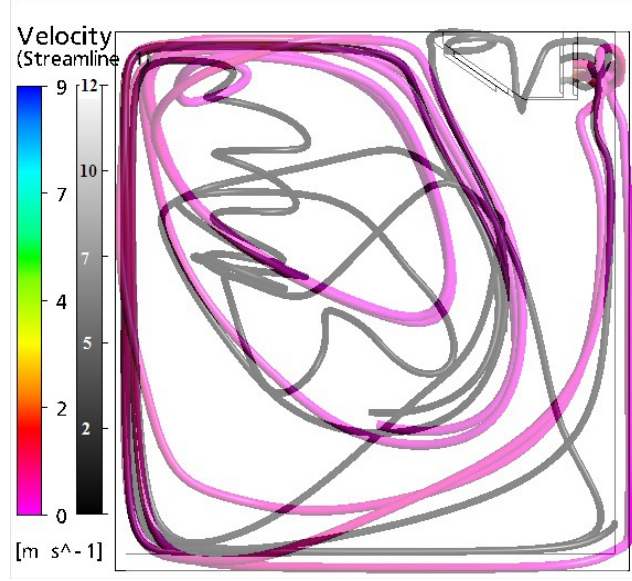
Bunun nedeni ise sistem ilk başlangıç anı ile 20 nci saniyede gösterilen performans arasında farktır. Çünkü başlangıçta kabin içi sıcaklığı yüksek olduğu için sistemden ısı çekişi fazla ve hızlı olacak, zamanla kabin içi sıcaklığı da düşecek dolayısıyla ısı çekişi de düşecektir. Bu durum sonucu eğri eğiminde azalma görüleceğinden Şekil 7.1' de görüldüğü gibi deney sıcaklık-zaman grafiğinin 20 nci saniyesinden itibaren yukarı doğru kırılma görülecektir.



Şekil 7.1 Laboratuvar ve yazılım programı sonuçlarının sıcaklık-zaman karşılaştırılma diyagramı.

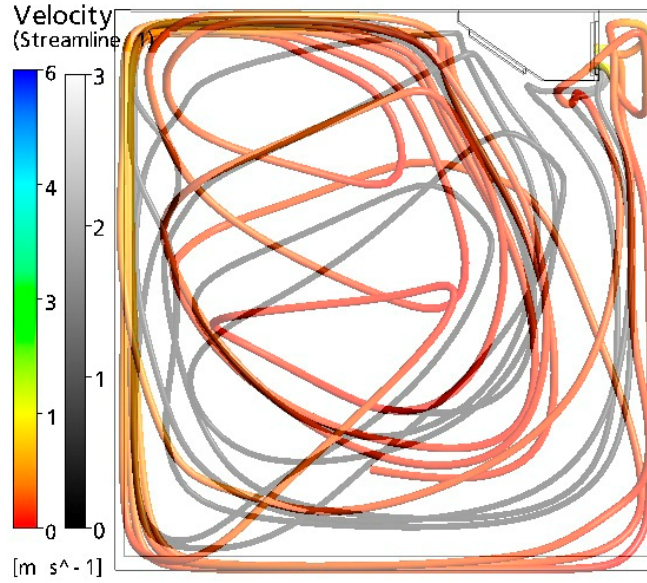


Şekil 7.2 HAD yazılımının farklı fan hızlarında 114 saniyede zamana bağlı kabin içi sıcaklık düşüş grafiği.



Şekil 7.3 HAD yazılımında fan hızı 2 m s^{-1} ile 1.5 m s^{-1} kabin içi hava akış eğrileri.

(Gri akış çizgileri: Fan hızı 2 m s^{-1} olan akış dağılım eğrisini göstermektedir.
Pembe akış çizgileri: Fan hızı 1.5 m s^{-1} olan akış dağılım eğrisini göstermektedir.)



Şekil 7.4 HAD yazılımında fan hızı 1 m s^{-1} ile 0.5 m s^{-1} kabin içi hava akış eğrileri.

(Turuncu akış çizgileri: Fan hızı 1 m s^{-1} olan akış dağılım eğrisini göstermektedir.
Gri akış çizgileri: Fan hızı 0.5 m s^{-1} olan akış dağılım eğrisini göstermektedir.)

Hava hızı, simülasyon programında görüldüğü üzere 1 m/s hızda daha fazla homojen sıcaklık dağılımı gözükmemektedir. Deneysel çalışmada 2 m/s hızla çalışıldığı halde program ise 1 m/s hızda daha homojen bir sıcaklık dağılımı göstermektedir.

Yoğuşma sıcaklığı +40 °C olan ve buharlaşma sıcaklığı -8 °C çalışan bir soğuk hava deposunda Çizelge 2.1' deki soğuk muhafaza şartlarına göre elma depolandığı kabul edildiği varsayıldığında fan hızı arttıkça 114 saniyede soğutma etkisi artmaktadır. Fan hızı azaldıkça 114 üncü saniyede havanın soğutma etkisi azalmaktadır. Hava hızının büyük seçilmesi sistemi kısa sürede rejime sokmakta fakat hızın büyük seçilmesi üründe kütle kaybına ve fiziksel bozulmalara neden olduğu bilinmektedir. Ayrıca yüksek hava hızlarında sistemin devreye giriş-çıkış sayısı da artacağından mekanik sistemlerin ilk kalkınma anında aşırı moment altında kalması sistemin ömrünü azalttığı gibi, enerji tüketimini de arttırmaktadır. İdeal hava hızını sağlamak için evaporatör çıkışına konulan bir sensörle kızgınlığın stabil hale getirilmesi gerekir. Bunun sağlanabilmesi için evaporatörde frekans konvertör olmalıdır.

Bu çalışma zamana bağlı olarak yapıldığı için HAD yazılım programı ile kabin için herhangi bir yerindeki sıcaklık, basınç ve hava hızını algılayıcı (prob) kullanarak istenilen bir zamanda anlık ölçümler alınabilmektedir.

7.1 Genel Sonuçlar

1. Bu çalışmada laboratuvar şartlarında yaptığımız deneyde set aralığı 275,15 [K] ile 272,95 [K] seçilmiştir. Fan çalışma hızı 2 [m s⁻¹] iken anlık ölçümler alınmış 275,15 [K]' den 272,95 [K]' e 111 saniyede düşüldüğü görülmüştür. Deney için katlanılan zamanı kısaltabilmek adına, iki farklı program olan sonlu elemanlar yöntemi kullanan sayısal ağ yazılım programı ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı ile bilgisayar destekli analiz yapılmıştır. Analizden alınan sonuçlarda da 272,95 [K]' e 114 saniyede inildiği görülmüştür.

2. Çalışmada ulaşılan iki farklı sonucun yakın olmasından dolayı, analiz sayesinde modelde yapılan değişiklikler ve tasarımların ne tür etkiler yaratacağı hakkında hızlı bir biçimde bilgi sahibi olunabilmekte, deney için katlanılan zaman ve maliyet düşmektedir.
3. Deney için seçilen fan hızının 2 [m/s] hız yerine 1 m/s hızda olması bu çalışmada kullanılan boş kabin içinde daha fazla homojen sıcaklık dağılımı sağlayacağı görüldü.
4. Fan hızı 2 [m/s] için yapılan deney ve bilgisayar destekli analiz sonuçlarına göre, beklenen değer olan deney ölçümleri ile gerçekleşen değer olan analiz ölçümleri yakınsamıştır. Sapma değerinin ne kadar olduğunun tespiti için en ıraksak olunan nokta olan 39 uncu saniyede sadece %1 hesaplanmıştır. Bu durum HAD analizimizin gerçek sonuçlar verdiğini göstermektedir.
5. Aynı laboratuvar şartlarında paralel yürütülen diğer çalışmada ise, 8 ppm ozonlanmış su ile yıkama işlemi ıspanak ve marulda etkin sanitasyon işlemi için yeterlidir.
6. 2, 4, 6, 8 ve 10 dk süre ile gerçekleştirilen ozonlama işlemlerinde 8 dk dan daha az süre ile ozonlamanın beklenen etkiyi ortaya çıkarmadığı belirlenmiştir.
7. Sebzelerin etkin dezenfeksiyonunu sağlamak için 10 dk ve daha uzun süre ile ozonlama işlemi önerilmektedir.
8. Ozonlanmış su ile yıkama işlemi taze sebzeler üzerindeki toplam bakteri yükü yanı sıra E.coli ve fekal koliform yüklerinde kaydedilir azalmaya sebep olmuştur.
9. Sebzelerde ozon kullanımı kararmaya sebep olmuştur.
10. Yeterli depo şartlanması halinde, nem, sıcaklık ve hava dolanım hızı gibi sebzelerin taze olarak korunmasında ozonlu su ile yıkama işlemi etkin sanitasyon yöntemidir.
11. Ozon jeneratörlerinin suların dezenfeksiyonunda kolaylıkla kullanılması, daha ucuz ve etkin bir yöntem olması, uzun süre etkinliğini sürdürmesine rağmen insan sağlığına zararlı hiçbir kalıntı ortaya çıkmaması gibi nedenlerle daha iyi bir alternatif olacaktır. Kullanım kolaylığı, fazla maliyet getirmemesi gibi sebeplerle ticari üretimlerde rahatlıkla kullanım alanı bulabilecek bu uygulama, işletmelere yol gösterecektir.

7.2 İleride Yapılabilecek Çalışmalar

Soğuk hava deposunda muhafaza edilecek gıda ürünü depolama süresince olgunlaşmaya devam edeceğinden ortam havasında CO₂ zenginliği oluşacaktır. Karbondioksit zenginliği istenmeyen bir durum olduğundan önlem olarak dışarıdan taze hava alınması gerekecektir. Yalnız havalandırma sisteminin devreye giriş saatinin gün battıktan sonra olması soğutma yükünü de fazla arttırmayacaktır. Deney çalışmalarında bu konuda ele alınıp sistemin yazılım programında tekrar modellenip ve sınır şartlarının buna uyarlanmasıyla kabin içi hız, sıcaklık ve nem dağılımları araştırılabilir.

Bu çalışmada kabin içinde herhangi bir ürün (ilaç, gıda, ambalaj, tohum vs.) olmadan çalışılmıştır. Bu modelimizin içi dolu iken, fan yerinde ve ekseninde yapılacak değişikliklerle farklı hızlardaki hava akımının üründe nasıl etkiler bıraktığı incelenebilir.

Depolama süresini etkileyen önemli parametrelerden biri olan bakteri ve koliform grubunun başlangıçta giderilip olgunlaşmayı yavaşlatmak için atmosferik kontrollü depoların (oksijen ve karbondioksit oranının düşürülüp, azot miktarının arttırılması) uygulamaya alınması uygun olacaktır.

KAYNAKÇA

[1] Özbek, S., Genel Meyvecilik, Çukurova Üniversitesi, Ziraat Fakültesi, Yayın No: 111, Adana, (1987), 386s,

[2] Gerçekçioğlu, R.; Bilgener, Ş. ; Soylu, A. , Genel Meyvecilik, Nobel Basımevi, (2008), 454s.

[3] Acar, J., Gökmen, V., Us, F. , Meyve ve Sebze İşleme Teknolojisi, Hacettepe Yayınları, (2006), 138s,

[4] Rhodes, M. J. , “The Climacteric and Ripening of Fruits, In the Biochemistry of Fruits and Their Products”, Academic Press, London and New York, (1970), p, 521-533.

[5] Savaş, S. , Yalçın, E. , Bayboz, B. , “Soğuk Depoculukta Alışılabilen Yöntemler, Uygulanmayan Doğrular ve Kalite”, VI, Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi.

[6] Cundith, C. , Kerth, C. R. , Jones, W. R. , Mc Caskey, T. A. , Kuhlert, D. L. , “Air-cleaning system effectiveness for control of airborne microbes in a meat-processing plant”, J. Food Sciences, (2002), p, 1170-1174.

[7] Ljungquist, B, ve Reinmüller, B. , “Interaction between air movements and the dispersion of contaminants clean zones with unidirectional air flow”, J. Parent Sci. Tech. , (1993), p, 47, p, 60-69.

[8] Lee, S. C. , Li, W. M, ve Chan, L. Y. , “Indoor air quality at restaurants with different styles of cooking in metropolitan Hong Kong”, The Science of Total Environment, (2001), p, 279s , p, 181, p, 193.

[9]] Fiedler, K. ; Schütz, E. , Geh, S. , “Detection of microbial volatile organic compounds (MVOCs) produced by moulds on various materials”, Int. J. Hyg. Environ. Health, , (2001), p, 111-121.

[10] Lin, W. -H ve Li, C. -S. , “Associations of fungal aerosols, air pollutants, and meteorological factors”, Aerosol Science and Technology, , (2000), p, 359-368.

[11] Karaoğlu, Ş. A. , “Kuru Çayda Bakteriyolojik ve Mikolojik Kontaminasyonun Araştırılması Raporu”, Karadeniz Teknik Üniversitesi Rize Fen Edebiyat Fakültesi Biyoloji Bölümü, (2002)

[12] Çöl, A., “Gıda İşletmelerinde Ortam Havasının Mikrobiyal Yüğü”, “JIVS” 2007; 2: (2007), 24, 47.

[13] Adhikari, A. ; Reponen, T. ; Lee, S. -A. . Grinshpun, S. A. , “Assessment of human exposure to airborne fungi in agricultural confinements: Personal inhalable sampling versus stationary sampling”, Ann. Agric. Environ. Med. , 11: 2004; (2004), p, 269-277.

[14] Güngüneş, H. M. , “Hava Perdeli Bir Ticari Soğutma Kabinin Sayısal Analizi”, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği ABD, Ankara (2007).

[15] Al-Otaibi, A. D. , Dincer, I. , Kalyon, M. , “Thermoeconomic Optimization of Vapor-Compression Refrigeration Systems”, Int, Comm, Heat Mass Transfer, 31(1), (2004) 95, 107.

[16] Chen, J. , “Thermodynamic and Thermoeconomic Analysis of an Irreversible Combined Carnot Heat Engine System”, International Journal of Energy Research, (2001), p, 413, p, 426.

[17] D'Accadia, M. D. , Rossi, F. , “Thermoeconomic Optimization of a Refrigeration Plant”, Int, J, Refrig. , 21(1), (1998), p, 42-54,

[18] Yumrutaş, R. , Kunduz, M. , Kanoğlu, M. , “Exergy Analysis of Vapor Compression Refrigeration Systems”, Exergy, an International Journal, 2(4), (2002), p, 266-274.

[19] D'Agaro, P. , Cortella G, and Croce G. , “Two- and three-dimensional CFD applied to vertical display cabinets simulation” , International Journal of Refrigeration, 29(2), (2006), p, 178-190.

[20] Usta, N., “Computer Analysis and Economic Optimization of Refrigeration Systems”, Master Thesis, M. E. T. U. , The Graduate School of Natural and Applied Sciences, Ankara, (1993), p, 135.

[21] Cortella, G. , “CFD-aided retail cabinets design”, Computers and Electronics in Agriculture, 34 (1-3) : 43-66, (2002).

[22] Cortella, G. , Manzan, M, and Comini, G. , “CFD simulation of refrigerated display cabinets”, International Journal of Refrigeration, 24(3): 250-260, (2001).

- [23] Navaz, H. K. , Henderson, B. S. , Faramarzi, R. , Pourmovahed A, and Taugwalder, F. , “Jet entrainment rate in air curtain of open refrigerated display cases”, *International Journal of Refrigeration*, 28 (2): 267-275, (2005).
- [24] Cui, J. , Wang S. , “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, (2004).
- [25] Wang, F. , Maidment, G. G. , Missenden, J. F. , Karayiannis, T. G, and Bailey, C. , “A novel superconductive food display cabinet”, *The Institute of Refrigeration at the Institute of Martine Engineering, Science and Technology*, (2005).
- [26] Yamankaradeniz, R. , Horuz, İ. , Çoşkun, S. , *Soğutma Tekniği ve Uygulamaları*, (2002), 308, 310,
- [27] Bulduk, S. , *Gıda Teknolojisi*, Detay Yayıncılık, (2007), 82, 83, 231, 191.
- [28] Acar, J. , Gökmen, V. , Us, F. , *Meyve ve Sebze İşleme Teknolojisi*, Cilt 2, Hacettepe Üniversitesi Yayınları, (2006), 175.
- [29] Cemeroglu, B. , ACAR, J. , *Meyve Sebze İşleme Teknolojisi*, Sanem Matbaası, Ankara, (1986),
- [30] Çengel, Yunus, A. , Boles, Michael, A. , *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*, (1996), 83.
- [31] Çetinkaya, S. , *Termodinamik*, Ankara, (1999), 245, 255.
- [32] Bayboz, B. , “Soğutma Sistemlerinde, Hava Soğutucu Kanatlı Borulu Evaporatörün Soğutma Kapasitesine Etki Eden Faktörlerin İncelenmesi”, *Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Balıkesir Makine Mühendisliği Anabilim Dalı*, Balıkesir, (1991).
- [33] Öztürk, E. , *Mühendislik Termodinamiği*, Birsen Yayınevi, İstanbul, (2006).
- [34] Savaş, S. , “Soğuk ve Donmuş Depoculuk”, *Tekno-Sav Soğutma Sanayi*,
- [35] Yamankaradeniz, R. , Horuz, İ. , Kaynaklı, Ö. , Çoşkun, S. , Yamankaradeniz, N. , *Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları*, (2009).

[36] Yalçın, E., “Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Kondanserlerin Etüdü ile Yoğuşma Kapasitesine Göre Isı Transfer Yüzeyinin Hesabı”, Yüksek Lisans Tezi, Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Balıkesir, (1992).

[37] White, M. , F. , “Akışkanlar Mekaniği”, Literatür Yayıncılık, (2006), 21, 23, 28.

[38] Kılıç, M., Yiğit, A., Isı Transferi, Alfa Yayıncılık, Bursa, (2004), 173-181.

[39] Güneş, M. , “Bilgisayar destekli olarak çeşitli geometrik şekillere sahip gözenekli ortamlarda kurutma prosesinin incelenmesi”, Doktora Tezi, Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Balıkesir, (1994).

[40] Duranay, M. , “Kompozit bir plakanın farklı ortamlarda soğutulmasında sıcaklık dağılımının sayısal analizi”, Fırat Üniversitesi Fen ve Mühendis Bilimleri Dergisi, (2005).

[41] Utku, H. , “Sistem benzeşimi için sonlu elemanlar yöntemi”, Doktora Tezi, Hacettepe Üniversitesi Nükleer Bilim Enstitüsü, (2008).

[42] Karakuzu, R. , Evcimen, A. , “Pim Bağlantılı Kompozitlerde Tabaka Sayısı ve Oryantasyon Açısının Gerilmeye Etkisi”, Dokuz Eylül Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü Bitirme Projesi, (2005).

[43] Demircioğlu, T., K., “Bir araç modelinin aerodinamik analizi ve sonlu elemanlar yöntemi ile simülasyonu”, Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Balıkesir, (2007).