T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BUZDOLAPLARINDA ÜRÜNLERDEKİ NEM KONTROLÜNÜN SAĞLANMASINA ETKİ EDEN PARAMETRELERİN DENEYSEL İNCELENMESİ

Necati Bora GÜREL

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Programı

Danışman

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

Ocak, 2024

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BUZDOLAPLARINDA ÜRÜNLERDEKİ NEM KONTROLÜNÜN SAĞLANMASINA ETKİ EDEN PARAMETRELERİN DENEYSEL İNCELENMESİ

Necati Bora GÜREL tarafından hazırlanan tez çalışması 21.02.2024 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Proses Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Ebru MANÇUHAN, Üye
Marmara Üniversitesi _____

Doç. Dr. Cenk ONAN, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Danışmanım Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Buzdolaplarında ürünlerdeki nem kontrolünün sağlanmasına etki eden parametrelerin deneysel incelenmesi başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Necati Bora GÜREL

İmza

Biricik eşime

ve

aileme

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın her aşamasında bana desteğini esirgemeyen, değerli bilgilerinden ve engin tecrübelerinden yararlandığım, her konuda sabırla ve olumlu bir yaklaşım sunarak beni teşvik eden ve her aşamada yardımlarını esirgemeyerek bu çalışmanın oluşmasında büyük ölçüde katkı sağlayan çok değerli hocam Sayın Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca canım anne ve babama, ve sevgili eşime, hayatın her alanında olduğu gibi eğitimimde ve bu tasarım çalışmasında da bana sağladıkları karşılıksız destek ve motivasyon için, ayrıca benim ailem oldukları için teşekkür ederim.

Necati Bora GÜREL

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ vi
KISALTMA LİSTESİ ix
ŞEKİL LİSTESİ x
TABLO LİSTESİ xiii
ÖZET xiv
ABSTRACT xvi
1 GİRİŞ 1
1.1 Literatür özeti 1
1.2 Tezin amacı 19
1.3 Hipotez 20
2 KÜTLE TRANSFERİ 21
2.1 Kütle transferi 21
2.2 Isı ve kütle transferi arasındaki benzeşim 21
2.3 Kütle yayınımı ve Fick kanunu 22
2.4 Kütle taşınımı 25
2.5 Sürtünme, ısı transferi ve kütle transferi katsayıları arasındaki benzeşim 28
3 BUZDOLAPLARINDA KÜTLE TRANSFERİ 32
3.1 Deneylerde kullanılan buzdolabı ve nem kaybı fiziği 32
4 DENEYSEL ÇALIŞMALAR 34
4.1 Deneysel çalışmada kullanılan ekipmanlar 34
4.2 Deney metodu 38
4.3 Deney bulguları 39
4.4 İstatistiksel analiz ve deney sonuçlarının karşılaştırılması 45
5 TEORİK MODELLEME ÇALIŞMASI 48
5.1 Teorik Modelleme yaklaşımı 48
5.2 Teorik model doğrulama 52
5.3 Teorik model sonuçları 52
6 SONUÇ VE ÖNERİLER 60
6.1 Sonuçlar 60
6.2 Öneriler 63
KAYNAKÇA 64
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR 65

SİMGE LİSTESİ

$j_{yayınım,A}$	A bileşeninin yayınımla kütle akısı
$\dot{m}_{yayınım,A}$	A bileşeninin yayınımla kütle transferi
D_{AB}	AB karışımında A bileşeninin B bileşeni içindeki yayınım katsayısı
K	Akışkanın ısıl iletkenliği
RH	Bağıl nem
P	Basınç
VPD	Buhar basınç farkı
Δ	Delta
R^2	Determinasyon katsayısı
V	Dış akışta serbest akım hızı, iç akışta yığın ortalama akışkan hızı
μ	Dinamik viskozite
τ_s	Duvar sürtünmesi
R	Gaz sabiti
Gr	Grashof sayısı
β	Hacimsel genleşme katsayısı
a_w	Hava içindeki nem aktivitesi
$h_{\text{taşınım}}$	Isı taşınım katsayısı
$\dot{Q}$	Isı transferi
k	Isıl iletim katsayısı
α	Isıl yayınım katsıyısı
w_i	i bileşeninin kütle kesri
m_i	i bileşeninin kütlesi
$\dot{Q}_{iletim}$	İletim ile ısı transferi
L_c	Karakteristik uzunluk
CO_2	Karbondioksit
C_A	Karışımdaki A bileşeninin derişim
ϑ	Kinematik viskozite
Cfu	Koloni oluşum birimi
Pa	Kuru hava kısmi basıncı
w	Kütle kesri
$h_{\text{kütle}}$	Kütle transfer katsayısı
K_i	Kütle transferi korelasyon katsayısı

Le	Lewis sayısı
C	Madde derişimi
a	Model sabiti
TRm	Nem kaybı oranı
m_i	Nem kütlesi
MLn	Normalize kütle kaybı
Θ	Normalize sıcaklık
Nu	Nusselt sayısı
c_p	Özgül ısı
Pr	Prandtl sayısı
h	Saat
Sc	Schmidt sayısı
$w_{A,\infty}$	Serbest akıştaki A bileşen kütle kesri
$\rho_{A,\infty}$	Serbest akıştaki A bileşen yoğunluğu
C_∞	Serbest akıştaki derişim
T_∞	Serbest akıştaki sıcaklık
Sh	Sherwood sayısı
T	Sıcaklık
$w_{A,s}$	Sınır tabaka üzerindeki A bileşen kütle kesri
$\rho_{A,s}$	Sınır tabaka üzerindeki A bileşen yoğunluğu
C_s	Sınır tabaka üzerindeki derişim
T_s	Sınır tabaka üzerindeki sıcaklık
u	Sınır tabakası üzerindeki hız
St	Stanton sayısı
Ps	Su buharı kısmi basıncı
$D_{H_2O-Hava}$	Su-hava karışımında suyun hava içindeki yayınım katsayısı
f	Sürtünme katsayısı
$\dot{Q}_{taşınım}$	Taşınım ile ısı transferi
Fr	Tazelik
m_t	Toplam kütle
A	Transfer yönüne dik doğrultudaki alan
CP	Tüketim olasılığı
a_{wi}	Ürünün içindeki nem aktivitesi
$k_{yayınım}$	Yayınım katsayısı

MLs	Yiyecek simulantından olan kütle kaybı
MLp	Yiyecekten olan kütle kaybı
ρ	Yoğunluk

KISALTMA LİSTESİ

BE	Belçika
RPM	Dakikadaki devir sayısı
FR	Fransa
g	Gram
UK	İngiltere
IR	İrlanda
SW	İsveç
IT	İtalya
K	Kelvin
m	Metre
P	Portekiz
s	Saniye
°C	Selsius derece
GR	Yunanistan

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Deney düzeneği: a) Genel görünüm ve b) Soğutma komponentleri 1
Şekil 1.2 Tam faktöriyel tasarım deney sonuçları 3
Şekil 1.3 Non-woven tepsisi yiyecek simulantı 4
Şekil 1.4 Marul ile non-woven yiyecek simulantı arasindaki korelasyon 4
Şekil 1.5 Yiyecek ve test simulantı kıyaslaması 5
Şekil 1.6 Nem kaybı ve buhar basınç farkı kıyaslaması 6
Şekil 1.7 Farklı saklama koşullarında nem kaybı deney sonuçları 6
Şekil 1.8 Zaman içinde çilekte gerçekleşen nem kaybı ve diğer parametreler 7
Şekil 1.9 Nem kaybı hesaplama tahminleri ve deney sonuçları kıyaslaması 7
Şekil 1.10 Deney seti kurulumu 8
Şekil 1.11 Sıcaklık ve bağıl nem değerleri 8
Şekil 1.12 Nem kaybı ve bağıl nem kıyaslaması 9
Şekil 1.13 Saklama koşullarına göre metabolik bakteri oluşumları 9
Şekil 1.14 Saklama koşullarına taze salatalığın tüketime reddedilme olasılıkları. 10
Şekil 1.15 Saklama koşullarına taze salatalığın atık hale gelme olasılıkları 11
Şekil 1.16 Farklı saklama nem koşullarında marul ve mantardan olan nem kayıpları 12
Şekil 1.17 Mantar ve marulun zaman içindeki görünüm değişikliği 13
Şekil 1.18 Soğuk hava deposu üstten görünüş ve hız ölçümleri 14
Şekil 1.19 Hot-wire hız ölçüm ekipmanı 14
Şekil 1.20 Soğuk hava deposu – yandan görünüş 15
Şekil 1.21 Soguk hava deposu – yandan görünüş ve hız ölçümleri 15
Şekil 1.22 Ürün ve hava sıcaklıkları 16
Şekil 1.23 Buzdolabı sıcaklık ve hava hızı gradiyenleri 17
Şekil 1.24 Bazı besinlerin farklı sıcaklıklardaki raf ömürleri 19
Şekil 3.1 Deneylerde kullanılan soğutma sisteminin hava akış şeması yandan görünümü 32
Şekil 3.2 Deneylerde kullanılan buzdolabı hava akış şeması yandan görünüm 33
Şekil 3.3 Deneylerde kullanılan soğutma sistem şeması 33

Şekil 4.1 Deney düzeneği 34
Şekil 4.2 Nem kaybı ölçümlerinde kullanılan Non-woven tepsisi 35
Şekil 4.3 Deneylerde alınan ölçüm noktaları 35
Şekil 4.4 Deneylerde kullanılan hassas tartı 35
Şekil 4.5 Deneylerde sıcaklık ölçümleri için kullanılan termo eleman 36
Şekil 4.6 Deneylerde nem ölçümleri için kullanılan nem probu 36
Şekil 4.7 Deneylerde verileri kaydetmek için kullanılan veri toplayıcı 37
Şekil 4.8 Deneylerde hız ölçümleri için kullanılan ekipman 37
Şekil 4.9 Nem kaybı ve bağıl nem deney sonuçları 39
Şekil 4.10 Non-woven lifleri üzerinden akış ve taşınım karakteristikleri – yandan görünüş 40
Şekil 4.11 Non-woven lifleri üzerinden akış ve taşınım karakteristikleri – üstten görünüş 40
Şekil 4.12 Kompresör çalışma oranı (%) 41
Şekil 4.13 Ortalama hava ve lif yüzey sıcaklığı kıyaslaması – Kompresör çalışması – Zorlanmış taşınım bölgesi (°C) 41
Şekil 4.14 Ortalama hava ve lif yüzey sıcaklığı kıyaslaması – Kompresör çalışma zamanı – Doğal taşınım bölgesi (°C) 42
Şekil 4.15 Ortalama hava ve lif yüzey sıcaklığı kıyaslaması – Kompresör durma zamanı – Zorlanmış taşınım bölgesi (°C) 42
Şekil 4.16 Ortalama hava ve yüzey sıcaklığı kıyaslaması – Kompresör durma zamanı – Doğal taşınım bölgesi (°C) 42
Şekil 4.17 Zamana bağlı kabin içi hava hızı - deney 1 44
Şekil 4.18 Zamana bağlı kabin içi hava hızı - deney 2 44
Şekil 4.19 Zamana bağlı kabin içi hava hızı - deney 3 45
Şekil 4.20 Zamana bağlı kabin içi hava hızı - deney 4 45
Şekil 4.21 Veri dağılım grafikleri 46
Şekil 4.22 Nem kaybı üzerindeki standartlaştırılmış etkilerin paretosu 46
Şekil 4.23 Nem kaybı ana etkiler grafiği 47
Şekil 4.24 Nem kaybı ikili etkiler grafiği 47
Şekil 5.1 Teorik model hesaplama arayüzü 48
Şekil 5.2 Sistem çalışma koşulları 52
Şekil 5.3 Teorik ve deneysel nem kaybı karşılaştırılması 52
Şekil 5.4 Serbest akıştaki hava ile ıslak yüzeydeki doygun hava arasındaki kısmi buhar yoğunluğu farkı (g/m^3) - Zorlanmış taşınım ile kütle transferi (g/gün) kıyaslaması (Kompresör çalışması) 54

Şekil 5.5 Kompresör çalışması sırasında kütle taşınım katsayısı (10^-4 m/s) 54

Şekil 5.6 Kompresör çalışması sırasında birim zamandaki nem kaybı (g/gün) 55

Şekil 5.7 Kompresör durma sırasında kütle taşınım katsayısı (10^-4 m/s) 56

Şekil 5.8 Kompresör durma sırasında birim zamandaki nem kaybı (g/gün) 56

Şekil 5.9 Serbest akıştaki hava ile ıslak yüzeydeki doygun hava arasındaki kısmi buhar yoğunluğu farkı (g/m^3) - Zorlanmış taşınım ile kütle transferi (g/gün) kıyaslaması (Kompresör durma zamanları) 57

Şekil 5.10 Serbest akıştaki hava ile ıslak yüzeydeki doygun hava arasındaki toplam yoğunluk farkı (g/m^3) - Doğal taşınım ile kütle transferi (g/gün) kıyaslaması (Kompresör çalışma zamanları) 58

Şekil 5.11 Serbest akıştaki hava ile ıslak yüzeydeki doygun hava arasındaki toplam yoğunluk farkı (g/m^3) - Doğal taşınım ile kütle transferi (g/gün) kıyaslaması (Kompresör durma zamanları) 58

Şekil 5.12 Günlük nem kaybı (g/gün) 59

TABLO LİSTESİ

Tablo 1.1 Tam faktöriyel analiz deney seti koşulları 2
Tablo 1.2 Genel regresyon denkleminin katsayıları 3
Tablo 1.3 Saklama koşullarına göre sarı ve kahverengi renk indeksleri 10
Tablo 1.4 Ölçüm noktalarındaki taşınım katsayıları soğuma süreleri ve kütle kayıpları 16
Tablo 1.5 Avrupada buzdolabı kullanım sıcaklığı ortalamaları 18
Tablo 1.6 Bazı besinlerin raf ömrü ve optimum saklama koşulları 18
Tablo 4.1 Ölçüm ekipmanlarının hassasiyetleri 37
Tablo 4.2 Tam faktöriyel deney tasarımı 38
Tablo 4.3 Regresyon çıktıları 43
Tablo 4.4 Hava hızı karakteristikleri 44

ÖZET

BUZDOLAPLARINDA ÜRÜNLERDEKİ NEM KONTROLÜNE ETKİ EDEN PARAMETRELERİN DENEYSEL İNCELENMESİ

Necati Bora GÜREL

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

Bir asırdan uzun süredir insanoğlu yiyecekleri daha uzun süre taze tutmak için buzdolaplarını kullanmaktadır. Buzdolapları temel olarak yiyeceklerin saklandığı ortamın sıcaklığını düşük seviyelerde tutarak, yiyeceklerdeki organizma oluşumunu yavaşlatmaktadır. Bu da yiyeceklerin, dışarda saklanmasına göre çok daha uzun süre saklanmasına olanak tanımaktadır.

Buzdolaplarında soğutma, buhar sıkıştırmalı soğutma tekniğiyle soğutulmuş evaporatörün, izole edilmiş kabine konumlandırılıp, içerideki sıcak kütlelerden (hava, yiyeceklerden ve kabin duvarları) ısı çekmesi ile sağlanmaktadır. Ancak bu proses sırasında, sadece ısı değil, aynı zamanda bir yan etki olarak, yiyeceklerden hava ve evaporatöre doğru bir kütle transferide gerçekleşmektedir. Bu da yiyeceklerin nem kaybederek, büzüşmesine ve organizma oluşması yavaşlasa dahi tazeliğini yitirmesine sebep olmaktadır.

Yiyeceklerdeki nem kaybı etkisi, "no-frost" tekniği kullanılan buzdolaplarında maksimumdur. Çünkü "no-frost" sistemi, fan ile zorlandırılmış havanın, düzenli olarak evaporatörün üzerinden geçirilip, içindeki nemin evaporatör üzerine transfer ettirilip, kuru ve soğuk havanın tekrar kabine gönderilmesi üzerine kurulmuştur. Bu sayede de, sistemdeki nemi kontrollü olarak dışarı atıp, kontrolsüz buzlanmanın önüne geçilmesi hedeflenmiştir. Ancak bu hedef, yiyeceklerin taze tutulma hedefi ile çelişmektedir.

No-frost sistemlerin bu olumsuz yan etkisinin önüne geçilmek için, tazelik çekmeceleri geliştirilmiştir. Özel olarak tasarlanmış bu çekmecelerde, yiyecekler kapsüle edilmektedir. Bu sayede soğutmayı sağlayan kuru soğuk hava, yiyeceklere temas etmeden ortamı soğutmaktadır. Bu da yiyeceklerin nem kaybı hızını ciddi ölçüde azaltmaktadır. Bu iyileşme sadece Buzdolaplarının küçük bir bölmesindeki çekmecelere uygulanabilmektedir. Fakat buzdolabının geriye kalan büyük bir hacminde, nem kaybı yüksel hızlarda gerçekleşmektedir.

Yapılan çalışmalarda görülmüştür ki, farklı parametrelerde nem kaybı seviyeleri değişmektedir. Bu yüksek lisans tez çalışmasında, "no-frost" sisteme sahip buzdolaplarının soğutma ünitesinde, tazelik çekmeceleri dışında kalan alanlarındaki nem kaybına etki eden parametreler incelenmiştir. Deneysel çalışmalarla, etkin parametreler ortaya konmuş ve etkileri değerlendirilmiştir. Geliştirilen teorik model, deneysel çalışma sonuçları ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Yiyeceklerin tazeliği, nem kaybı, kütle transferi, buzdolabı.

ABSTRACT

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE PARAMETERS AFFECTING THE HUMIDITY CONTROL OF THE PRODUCTS IN REFRIGERATORS

Necati Bora GÜREL

Department of Mechanical Engineering

Master of Science Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

For more than a century, people have been using refrigerators to keep food fresh for longer. Refrigerators basically slow down the growth of organisms in food by keeping the temperature of the environment in which the food is stored at low levels. This allows food to be stored for much longer than when stored outside.

In refrigerators, cooling is achieved by positioning the evaporator, cooled by vapor-condensing refrigeration, in an insulated compartment and drawing heat from the hot masses inside (air, food and the walls of the compartment). However, during this process, not only heat, but also mass transfer from the food to the air and evaporator takes place as a side effect. This causes the food to lose moisture, shrink and lose its freshness, even if the organism formation slows down.

The effect of moisture loss in food is maximized in refrigerators using the "no-frost" technique. This is because the "no-frost" system is based on the fact that the air

forced by the fan is regularly passed over the evaporator, the moisture in it is transferred to the evaporator and the dry and cold air is sent back to the compartment. In this simple way, it is aimed to prevent uncontrolled icing by expelling the moisture in the system in a controlled manner. However, this goal is in conflict with the goal of keeping food fresh.

To avoid this negative side effect of no-frost systems, freshness drawers have been developed. In these specially designed drawers, the food is encapsulated. In this way, the dry cold air that provides cooling cools the environment without coming into contact with the food. This significantly reduces the rate of moisture loss from the food. This improvement can only be applied to the drawers in a small compartment of a refrigerator. However, in the remaining large volume of the refrigerator, moisture loss occurs at high rates.

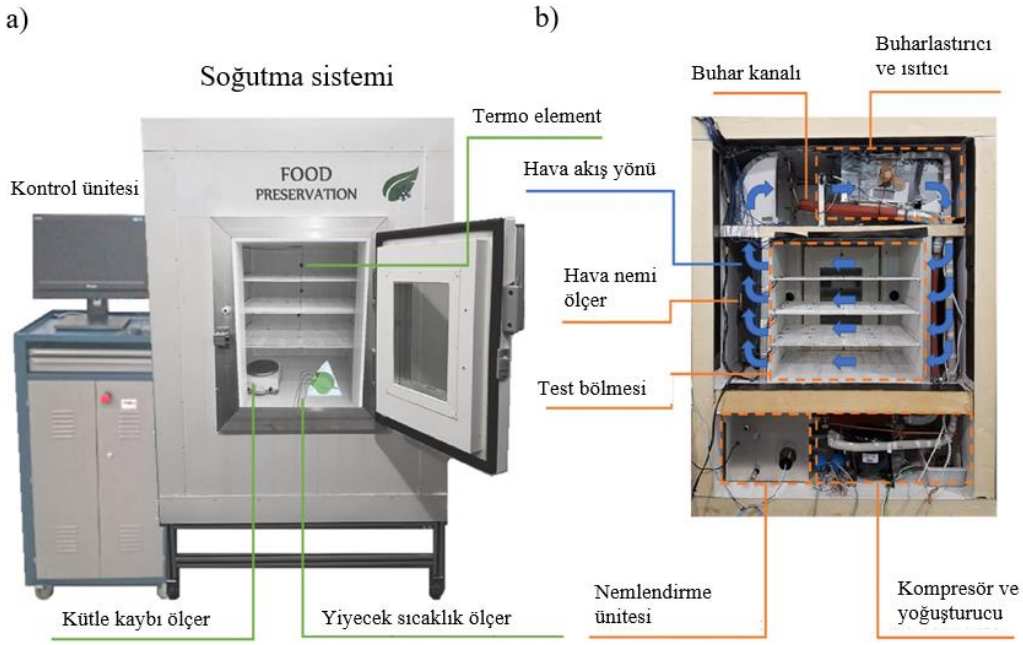
Studies have shown that the moisture loss levels change at different thermodynamic parameters. In this master's thesis, the thermodynamic parameters affecting the moisture loss in the refrigeration unit of refrigerators with "no-frost" system in areas other than the freshness drawers are investigated. The effective parameters have been determined and their effects have been evaluated by experimental studies. The developed theoric model was validated by comparing with the experimental results.

Keywords: Food freshness, moisture loss, mass transfer, refrigerator.

1
GİRİŞ

1.1 Literatür özeti

Tuany Gabriela Hoffmann ve arkadaşları, 2021 yılındaki [1] çalışmalarında, ortalama hava sıcaklığı, bağıl nem, hava sıcaklık dalgalanması, hava hızı, termal salınım (kompresör çalışma oranı) parametrelerinin, yiyecek nem kaybı üzerinde etkilerini, bu çalışma için hazırlanmış bir test düzeneğinde kontrollü olarak test etmiş ve sonuçları DOE ANOVA metodu ile incelemişlerdir. Şekil 1.1' de bu testler için hazırlanmış test düzeneği gösterilmiştir. Bu düzenek sayesinde, ilgili parametreler birbirinden bağımsız bir şekilde kontrol edilip, sonuçlar üzerindeki tekil etkiler gözlemlenmiştir.



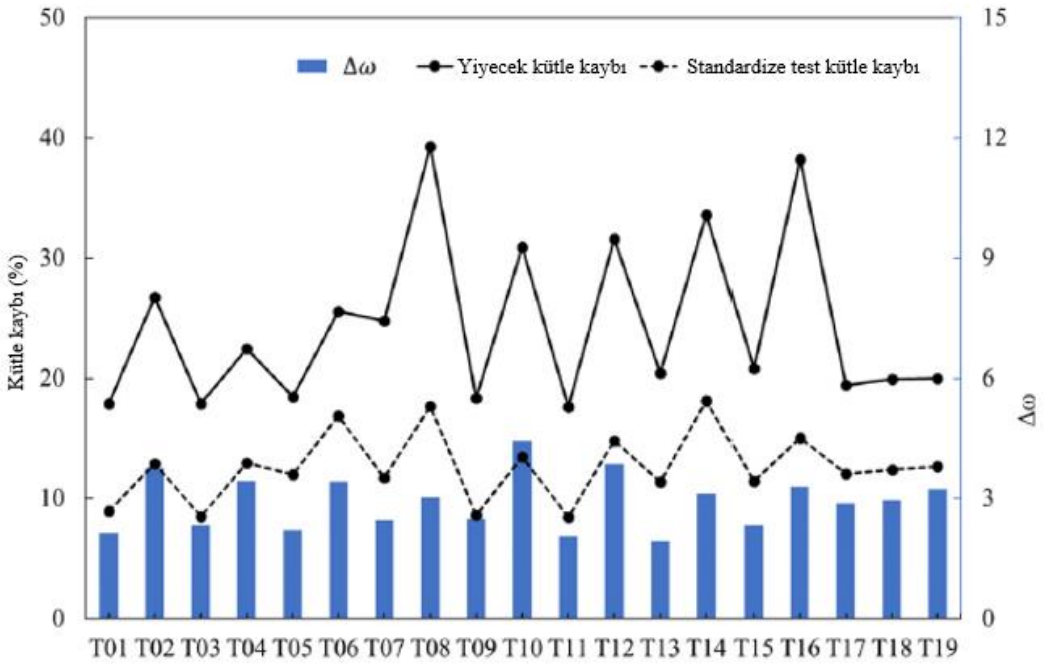
Şekil 1.1 Deney düzeneği: a) Genel görünüm ve b) Soğutma komponentleri

5 parametrenin üç seviyesi için, Tablo 1.1' de gösterilen, tam faktöriyel deney seti hazırlanmış ve sonuçlar incelenmiştir.

Tablo 1.1 Tam faktöriyel analiz deney seti koşulları

Test	Ortalama hava sıcaklığı (°C)	Bağıl nem (%)	Hava sıcaklığı dalgalanması (°C)	Hava hızı (m/s)	Termal oskilasyon (s/s)
T01	3.0	63.9	±0.5	0.2	3600/3600
T02	7.0	48.4	±0.5	0.2	3600/3600
T03	3.0	63.9	±2.0	0.2	3600/3600
T04	7.0	48.4	±2.0	0.2	3600/3600
T05	3.0	63.9	±0.5	0.4	3600/3600
T06	7.0	48.4	±0.5	0.4	3600/3600
T07	3.0	63.9	±2.0	0.4	3600/3600
T08	7.0	48.4	±2.0	0.4	3600/3600
T09	3.0	63.9	±0.5	0.2	3600/7200
T10	7.0	48.4	±0.5	0.2	3600/7200
T11	3.0	63.9	±2.0	0.2	3600/7200
T12	7.0	48.4	±2.0	0.2	3600/7200
T13	3.0	63.9	±0.5	0.4	3600/7200
T14	7.0	48.4	±0.5	0.4	3600/7200
T15	3.0	63.9	±2.0	0.4	3600/7200
T16	7.0	48.4	±2.0	0.4	3600/7200
T17	5.0	55.5	±1.2	0.3	3600/5400
T18	5.0	55.5	±1.2	0.3	3600/5400
T19	5.0	55.5	±1.2	0.3	3600/5400

Çalışma sonunda, yiyeceğin sıcaklığı ve soğuma hızı, hava hızı ile orantılı olduğu ve sıcaklık artışının, kütle kaybını arttırdığı tespit edilmiştir. Şekil 1.2' deki sonuçlara bakılarak, en etkin parametrelerin sıcaklık, nem olduğu ve sonrasında sıcaklık dalgalanması ve hava hızı olarak devam ettiği gözlemlenmiştir.



Şekil 1.2 Tam faktöriyel tasarım deney sonuçları

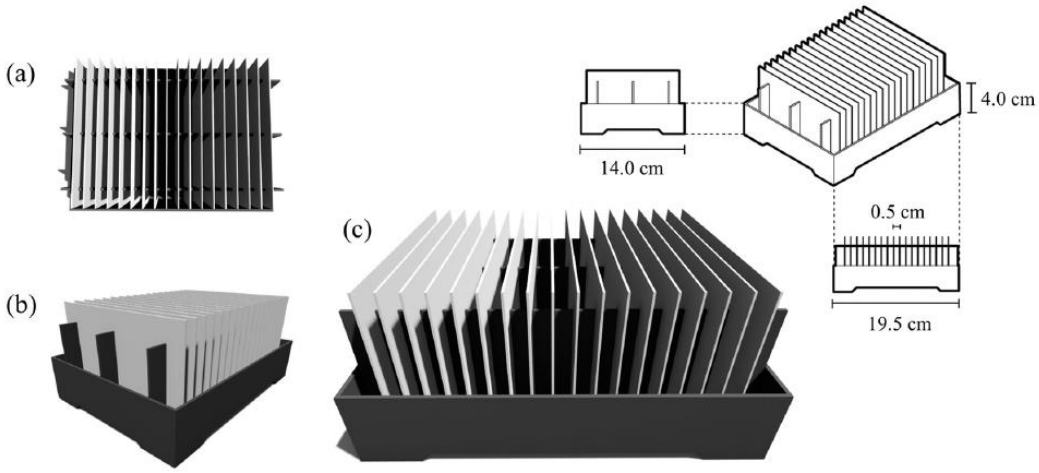
Çalışmada aynı zamanda deneysel bulgular doğrultusunda Tablo 1.2' de gösterildiği gibi, kütle kaybı için sıcaklık, sıcaklık dalgalanması, hava hızı ve termal salınım parametrelerini içeren bir regresyon formülü oluşturmuştur. Bu denklem, parametrelerin farklı değerlerindeki kütle kayıpları istatistiki olarak tahmin edilebilme şansı vermektedir.

Tablo 1.2 Genel regresyon denkleminin katsayıları

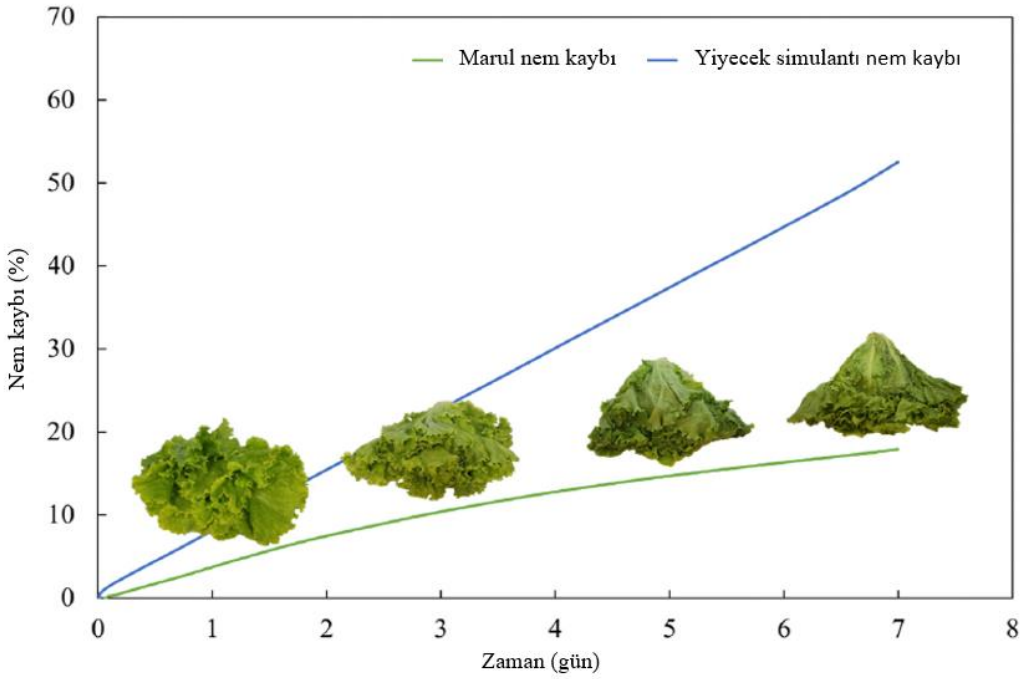
γ	ML_s	ML_p	Fr	CP
a	1.276	2.878	−0.279	−3.690
b	*	*	−1.093	−14.310
c	16.060	23.700	*	*
d	*	*	*	*
e	1.445	3.460	6.105	68.270
R^2	0.94	0.73	0.60	0.55

* Önem derecesi düsük ($p > 0.05$) katsayıları temsil eder.

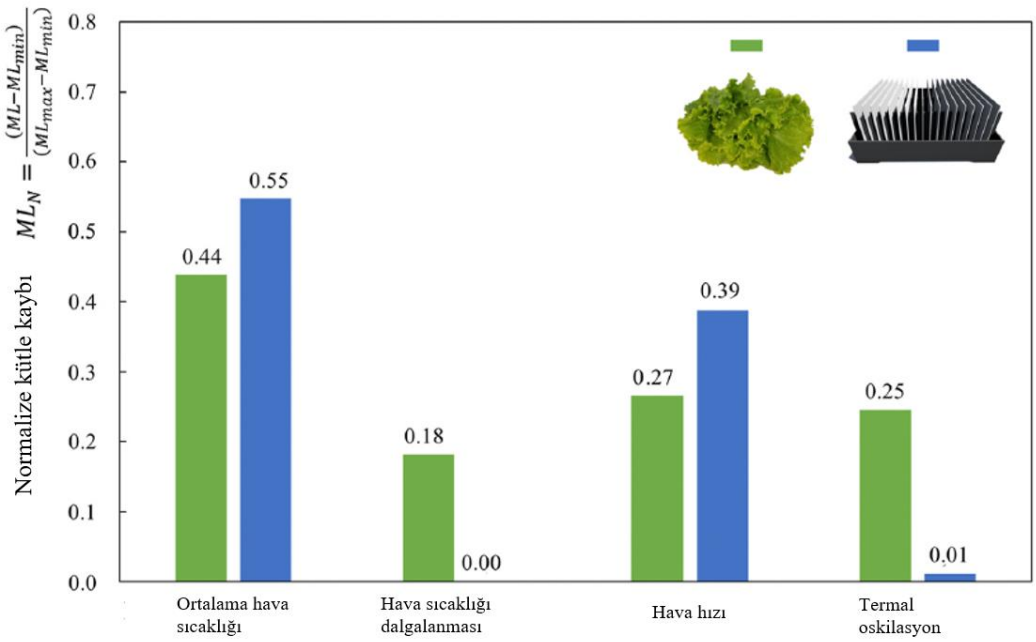
Etkileri hem marul, hem de Şekil 1.3' te gösterilen, standart nem kaybı simulantı (non woven tepsisi) üzerinde değerlendirilmiş ve kıyaslamıştır. Çalışmada ayrıca, gerçek yiyecek ve standart nem kaybı simulantı arasındaki korelasyon ortaya konulmuştur. Şekil 1.4 ve Şekil 1.5' de bu kıyaslama çıktıları gösterilmiştir.



Şekil 1.3 Non-woven tepsisi yiyecek simulantı



Şekil 1.4 Marul ile non-woven yiyecek simulantı arasindaki korelasyon



Şekil 1.5 Yiyecek ve test simulantı kıyaslaması

Graziele G. Bovi ve arkadaşları, 2018 yılındaki [2] çalışmalarında, çilek üzerinde, farklı saklama nem ve sıcaklık koşullarında nem kayıplarını test etmiş ve deney sonuçları ile valide ettikleri ampirik formülü ortaya koymuşlardır. Her bir deneydeki nem kaybını Denklem 1.1' e göre hesaplamışlardır.

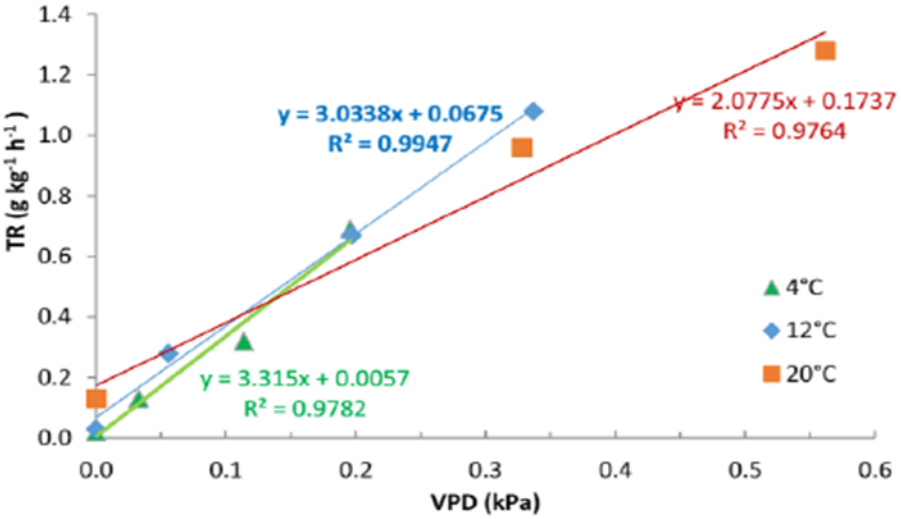
$$TR_m = \frac{m_i - m_t}{t \times \left(\frac{m_i}{1000}\right)} \tag{1.1}$$

Denklem 1.1, Denklem 1.2 ve Denklem 1.3 kullanılarak çilek yüzeyindeki doymuş buhar basıncı ile üzerinden geçen havanın içindeki buhar basıncı hesaplanmıştır. Şekil 1.6' da bu hesaplama ve ölçümler kullanılarak, deneyler sırasındaki basınç farklarına göre nem kayıpları gösterilmiştir. Bu grafikten, nem kaybı ile buhar basınç farkları arasında lineer bir bağlantı olduğu görülmektedir.

$$VPD = P_s - P_a \tag{1.2}$$

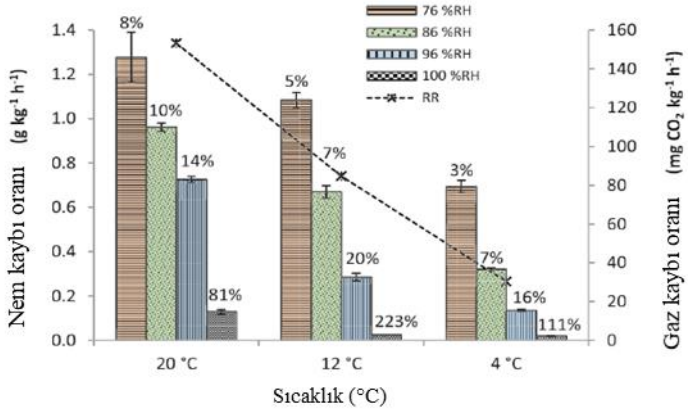
$$P_s = -\left[exp\left(52.57633 - \frac{6790.4985}{T + 273.16} - 5.02808 \times lnT + 273.16\right)\right] \tag{1.3}$$

$$P_a = P_s \times RH \tag{1.4}$$



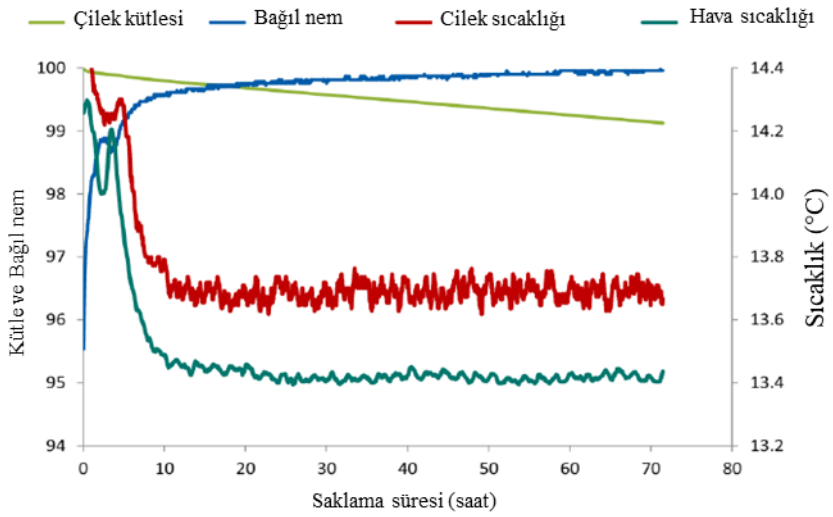
Şekil 1.6 Nem kaybı ve buhar basınç farkı kıyaslaması

Şekil 1.7‘ de deney sonuçları gösterilmiştir. Burada görülmektedirki düşük sıcaklık ve yüksem nem koşullarında daha düşük nem kaybı ölçülmüştür.



Şekil 1.7 Farklı saklama koşullarında nem kaybı deney sonuçları

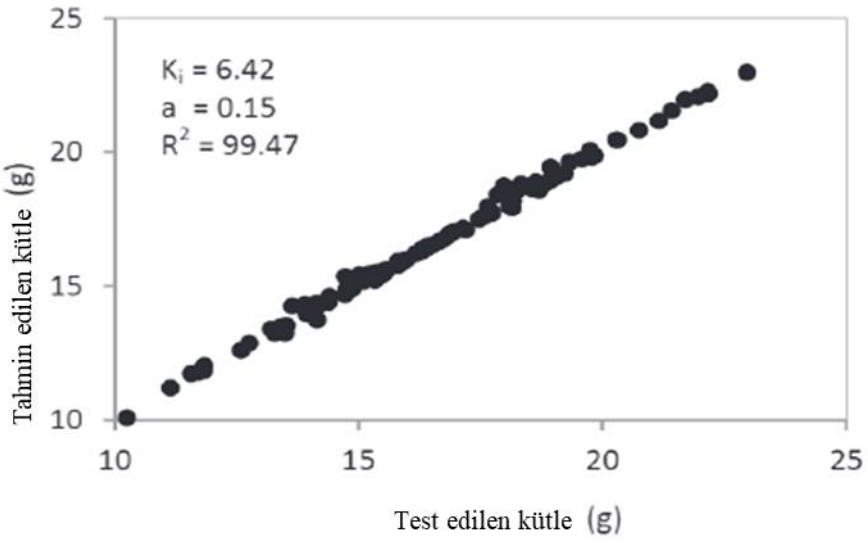
Şekil 1.8’ de çileğin zaman içindeki kütle kaybı gösterilmiştir. Bu grafikte çileğin kütlesinin lineer bir şekilde azaldığı görülmektedir. İlk saatlerde sistem stabil duruma geçene kadar ki sürede, çilek kütle kaybına önemli bir fark görülmemektedir.



Şekil 1.8 Zaman içinde çilekte gerçekleşen nem kaybı ve diğer parametreler

Çalışmanın analitik kısmında, literatürden faydalanılmış ve Denklem 1.5 kullanılmıştır. Deney sonuçları ile uyumluluk gösteren katsayılar bulunmuş ve Şekil 1.9' da gösterilmiştir.

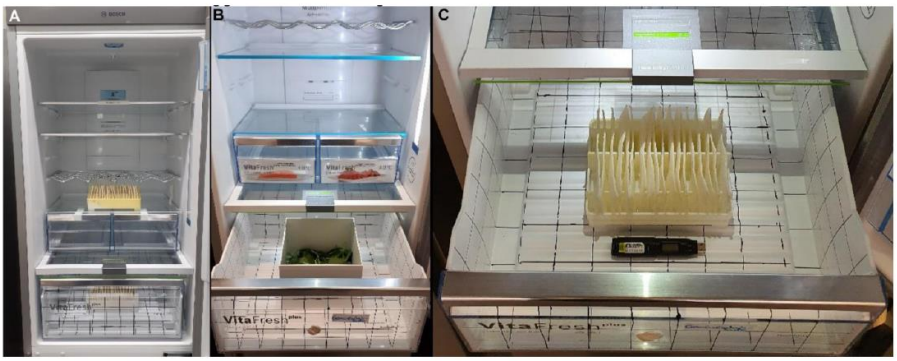
$$TR = K_i \times (a_{wi} - a_w) \times (1 - e^{-aT}) \tag{1.5}$$



Şekil 1.9 Nem kaybı hesaplama tahminleri ve deney sonuçları kıyaslaması

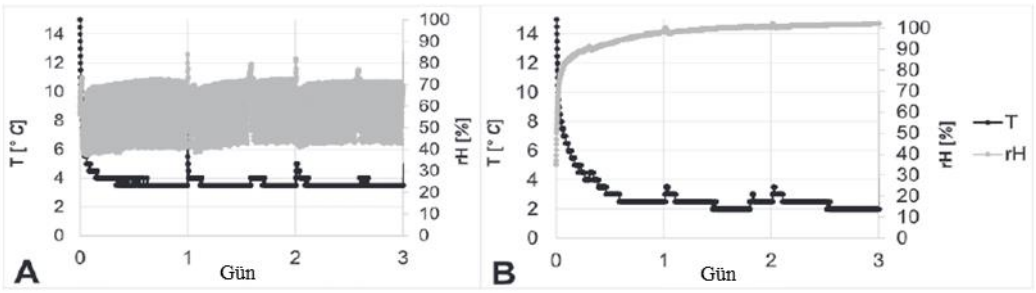
H.Wucher ve arkadaşları, 2021 yılındaki [3] çalışmalarında, Ispanak ve yiyeceği simüle eden simulant kullanarak, soğutucu kabini ve tazelik çekmecesinde gerçekleşen nem kayıplarını incelemişlerdir. Şekil 1.10' da, uygulanan deney seti kurulumu gösterilmiştir. Bunu incelerken, hiç ellenmemiş olma durumu ve

saklamadan önce yıkanmış olma durumunda nem kaybına etkileri değerlendirilmiştir.



Şekil 1.10 Deney seti kurulumu

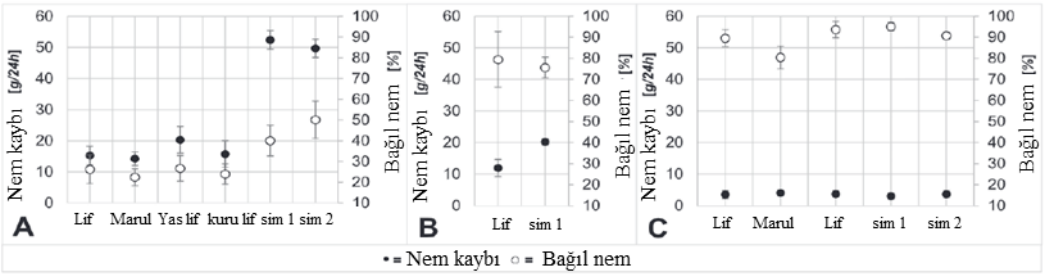
Şekil 1.11' de soğutucu bölmesinde ve tazelik çekmecesi yüksek nem konumunda sıcaklık ve nem değerleri kıyaslaması gösterilmiştir. Burada A, soğutucu kabini sonuçlarını, B ise tazelik çekmecesinin yüksek nem ayarının sonuçlarını göstermektedir. Görüldüğü gibi tazelik çekmecelerin de, yiyeceklerin taze kalma süresi için daha iyi olan düşük sıcaklık ve yüksek nem koşulu, soğutucu kabine göre daha iyi sağlanmaktadır.



Şekil 1.11 Sıcaklık ve bağıl nem değerleri

Yiyecek simulantı ve gerçek yiyecek arasındaki fark, soğutucu kabininde en fazla, çekmece testlerinde ise daha az olduğu gözlemlenmiştir. Yani ortam nemi artıp, nem kaybı azaldıkça, simulant, gerçek yiyeceğe yakınsamaktadır. Çalışma kapsamında gerçekleştirilen deneysel çalışmalar, soğutucu kabininde nem kaybı, tazelik çekmecesine göre çekmece düşük nemli modda 2 kat, çekmece yüksek nemli modda 5-6 kat daha fazla olduğunu göstermiştir. Gerçek yiyecekte Bu farkların daha az olduğu gözlemlenmiştir. Yiyeceklerin yıkandıktan sonra saklanması, aynı koşullarda bir miktar daha fazla nem kaybı göstermiştir. Şekil

1.12’ de bu sonuçlar gösterilmiştir. Burada A soğutucu kabini, B tazelik çekmecesi düşük nem, C ise tazelik çekmecesi yüksek nem ayarı sonuçlarını göstermektedir.



Şekil 1.12 Nem kaybı ve bağıl nem kıyaslaması

L. Manzocco M. ve arkadaşları, 2017 yılındaki [4] çalışmalarında, Paketlenmiş lahana salatasının 4°C, 8°C ve 12°C’ de bekletilerek, zaman içerisindeki sertlik, mikrobiyolojik oluşum, renk değişimi ve tüketime reddedilme olasılığı değerlendirmişlerdir.

Şekil 1.13’ te, saklama sıcaklığı ve sürelerine göre bakteri oluşumları gösterilmiştir. 4°C’ de saklanan salatalıkta 10 gün içerisinde mesofilig bakteri oluşumu belli bir seviyeye gelip, sonrasında yavaşladığı gözlemlenmiştir. 8°C ve 12°C’ de saklandığında bu oluşumun çok daha hızlı olduğu gözlemlenmiştir. Sonuçlar, 8°C ve 12°C’ de bakteri oluşum hızının 4°C’ ye göre 1.5 - 2 kat daha hızlı olduğunu göstermiştir.

Sıcaklık (°C)	Zaman (gün)	Toplam metabolik bakteri (cfu g^{-1})	Psödomonas (cfu g^{-1})	Enterobakteri (cfu g^{-1})	Toplam koliform (cfu g^{-1})	Faekal koliform (cfu g^{-1})
	0	1.1×10^4	1.2×10^4	1.3×10^2	1.0×10^1	< 5
4	4	2.8×10^6	3.1×10^6	7.2×10^2	1.0×10^2	< 5
	7	7.1×10^6	6.9×10^6	5.1×10^2	< 5	< 5
	10	3.2×10^7	2.8×10^7	1.6×10^4	7.6×10^2	< 5
	14	7.8×10^7	5.6×10^7	3.1×10^4	3.4×10^3	< 5
8	2	5.0×10^5	7.2×10^4	6.4×10^3	6.0×10^3	< 5
	5	1.6×10^7	1.9×10^7	2.6×10^4	5.0×10^2	< 5
	8	2.0×10^7	1.3×10^7	7.5×10^4	2.0×10^3	< 5
	13	1.0×10^8	3.0×10^8	7.0×10^4	5.0×10^3	< 5
12	1	3.4×10^5	3.0×10^5	4.2×10^2	< 5	< 5
	2	4×10^6	3.0×10^6	3.4×10^4	7.2×10^3	< 5
	5	1.5×10^7	1.4×10^7	1.5×10^4	6.0×10^3	< 5
	7	6.8×10^7	5.5×10^7	6.7×10^5	3.7×10^5	< 5

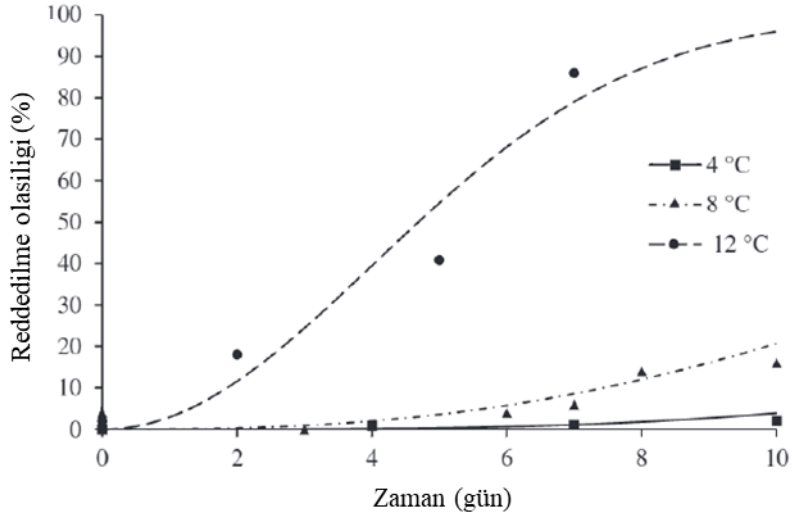
Şekil 1.13 Saklama koşullarına göre metabolik bakteri oluşumları

Tablo 1.3’ te saklama sıcaklığı ve sürelerine göre renk yeşil ve kahve renk indeksleri gösterilmiştir. Sonuçlar, soğuk derecelerde saklanan sebzelerin yeşilliğini kaybetme hızı, sıcak derecelere göre çok daha yavaş olduğunu göstermektedir.

Tablo 1.3 Saklama koşullarına göre sarı ve kahverengi renk indeksleri

Sıcaklık (°C)	Zaman (gün)	Yeşil indeksi /(%)	Kahverengi indeksi /(%)
4	0	47 ± 6^{a}	0.1 ± 0.1^{b}
	4	$38 \pm 4^{a,b}$	0.3 ± 0.1^{b}
	7	$36 \pm 2^{a,b}$	0.4 ± 0.2^{b}
	10	$33 \pm 7^{a,b}$	0.4 ± 0.5^{b}
	14	30 ± 3^{b}	0.3 ± 0.3^{b}
8	0	45 ± 10^{a}	0.1 ± 0.1^{b}
	2	$38 \pm 10^{a,b}$	0.1 ± 0.1^{b}
	5	$36 \pm 4^{a,b}$	0.5 ± 0.2^{b}
	6	30 ± 7^{b}	0.3 ± 0.1^{b}
	7	30 ± 4^{b}	$0.6 \pm 0.5^{a,b}$
	9	25 ± 2^{b}	0.3 ± 0.3^{b}
	13	28 ± 9^{b}	1.2 ± 0.3^{a}
12	0	47 ± 7^{a}	0.1 ± 0.0^{c}
	1	$33 \pm 2^{a,b}$	0.0 ± 0.0^{c}
	2	$28 \pm 1^{b,c}$	$0.2 \pm 0.2^{b,c}$
	5	$20 \pm 4^{b,c}$	0.9 ± 0.3^{b}
	7	14 ± 0^{c}	4.3 ± 0.3^{a}

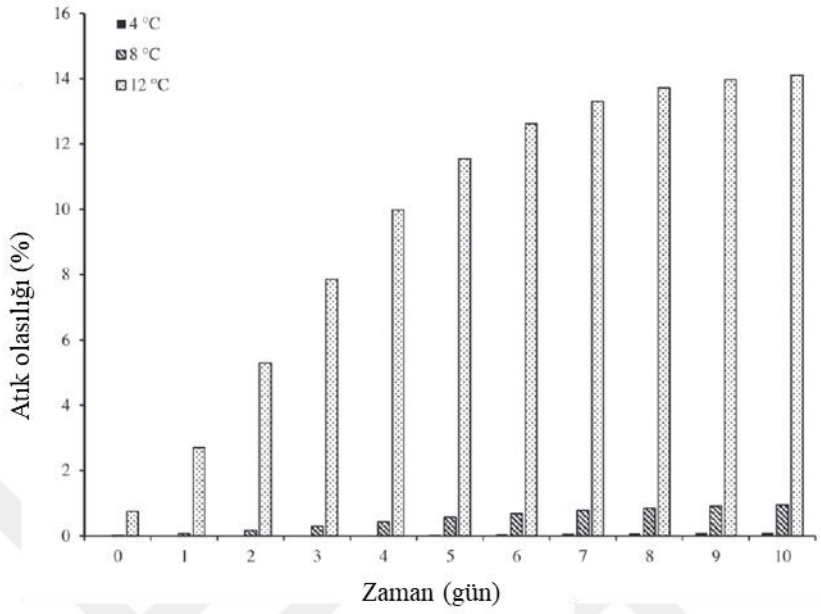
Şekil 1.14' te saklama sıcaklığı ve sürelerine göre sebzelerin tüketime reddedilme olasılıkları gösterilmiştir. Reddedilme olasılığı 4°C ve 8°C' de makul seviyelerdeyken, 12°C' de dramatik bir şekilde arttığını gözlemlenmiştir.



Şekil 1.14 Saklama koşullarına taze salatalığın tüketime reddedilme olasılıkları

Şekil 1.15' te sebzelerin saklama sıcaklıklarına göre atık hale gelme olasılıkları gösterilmiştir. Sonuçlar, 12°C' de saklanan sebzelerin, 4°C veya 8°C' de saklanan sebzelere göre çok daha büyük ihtimalle çöpe gittiğini göstermektedir.

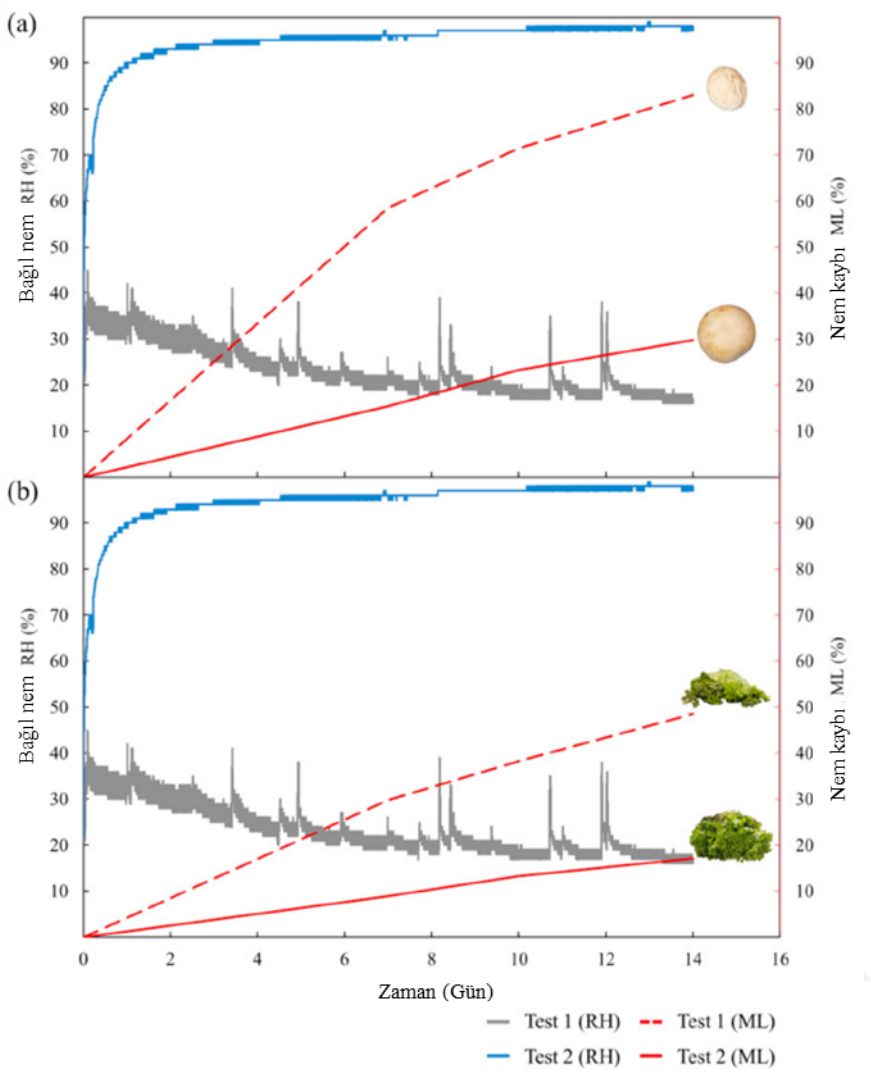
Araştırmacılar bu doğrultuda yiyeceklerin, önerilen saklama sıcaklığında saklandığında, atık hale gelen yiyeceklerin miktarını önemli ölçüde azaltacağı çıkarımını yapmışlardır.



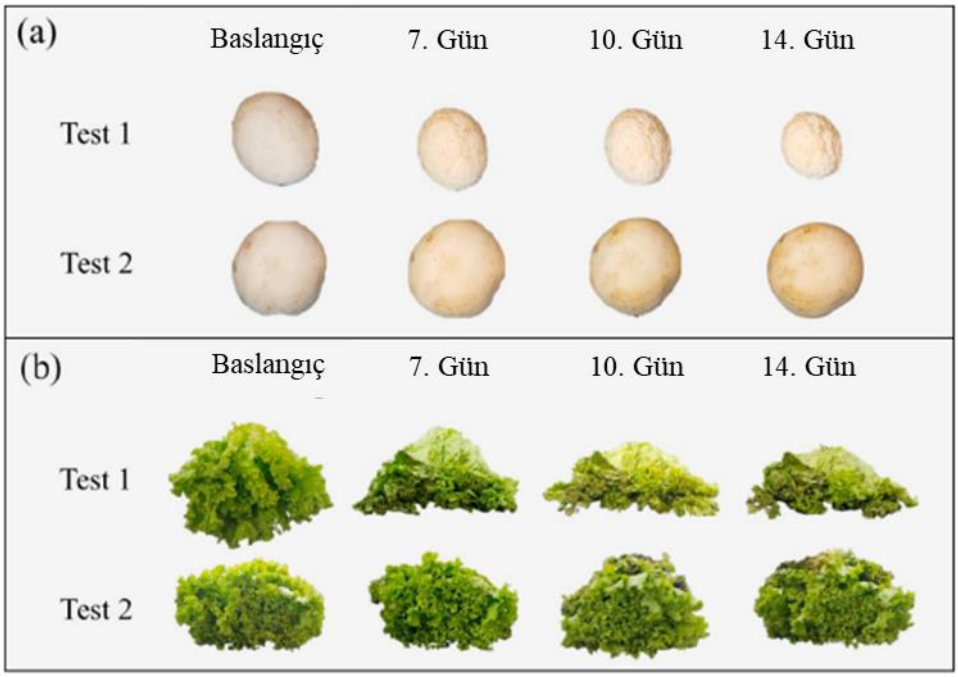
Şekil 1.15 Saklama koşullarına taze salatalığın atık hale gelme olasılıkları

Tuany Gabriela Hoffmann ve arkadaşları, 2023 yılındaki [5] çalışmalarında, Marul ve mantarın ev tipi buzdolaplarının sızdırmaz tazelik çekmecelerinin açık (düşük nemli) ve kapalı (yüksek nemli) koşullarında gerçekleşen nem kaybı ve tazelik parametrelerinin (renk değişimi, görüntü, koku, doku), 7, 10 ve 14 gündeki değişimlerini incelemişlerdir.

Şekil 1.16' da mantar ve marulun 14 günde tazelik çekmecesi açık (düşük nemli) ve kapalı (yüksek nemli) durumda ne kadar kütle kaybettiğini ve çekmece içi bağıl neminin değişimini gösterilmiştir. Şekil 1.17' de ise mantar ve marulun 7, 10 ve 14 gündeki şekil ve renk değişimleri gösterilmektedir. Bu iki şekilden anlaşılmaktadırki, kapalı (yüksek nemli) ayarda, ulaşılan yüksek nemli kabin koşulu, kütle kaybını 1.9 kat iyileştirmektedir. Tazelikte aynı şekilde yüksek nemli kabinde 14 güne kadar korunduğu gözlemlenmiştir.



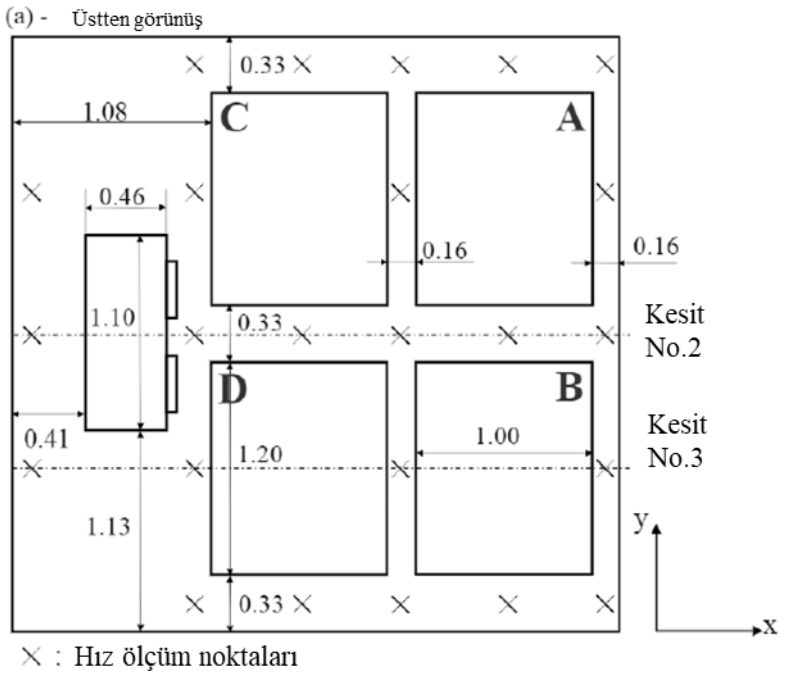
Şekil 1.16 Farklı saklama nem koşullarında marul ve mantardan olan nem kayıpları



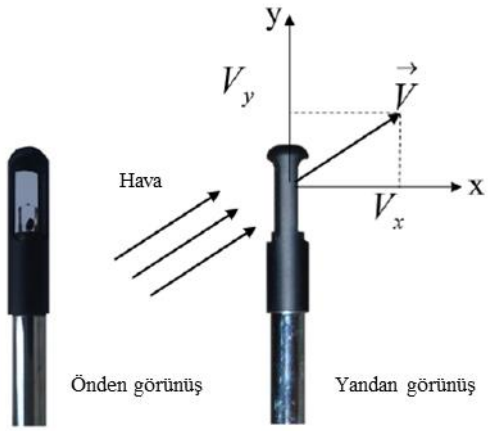
Şekil 1.17 Mantar ve marulun zaman içindeki görünüm değişikliği

Thijs Defraeye ve arkadaşları, 2013 yılındaki [6] çalışmalarında, Lifli yüzeylerde gerçekleşen tasınım ile ısı ve kütle transferini incelemek için kullanılan alternatif deneysel metotları ve daha önce yapılmış çalışmaları, kullanılan korelasyonları derlemişlerdir. Önceki çalışmalar incelendiğinde, bu çalışmada konu alınan kütle transferi koşullarına yakın koşullarda korelasyonlar bulunsa da, güvenilir seviyede bir benzeşim tespit edilememiştir. Bu çalışmada görülmektedir ki, literatürde karmaşık geometrideki lifli ürünlerde ve farklı akış tiplerindeki ısı ve kütle transferi korelasyonları, yatay yüzeyler üzerinden akış korelasyonları ile yakınlık göstermektedir. Bu anlamda bu çalışma, tez çalışmasında kullanılacak non-woven tepsisi üzerinden akış için yatay plaka korelasyonlarını kullanılması yönünde destekleyici niteliktedir.

S. Duret ve arkadaşları, 2014 yılındaki [7] çalışmalarında, soğuk odalardaki hava hızı, ısı transferi ve kütle kaybı gradiyentini deneysel olarak çalışmışlardır. Ölçümler, Şekil 1.18' de gösterilen, 3.4mX3.4mX2.5m 'lik, tek bir noktadan beslenen bir soğutma odasında elma paletleri stoklanarak alınmıştır. Hava hızı ölçümleri Şekil 1.19' da gösterilen Hot-wire anemometre ile yapılmıştır.

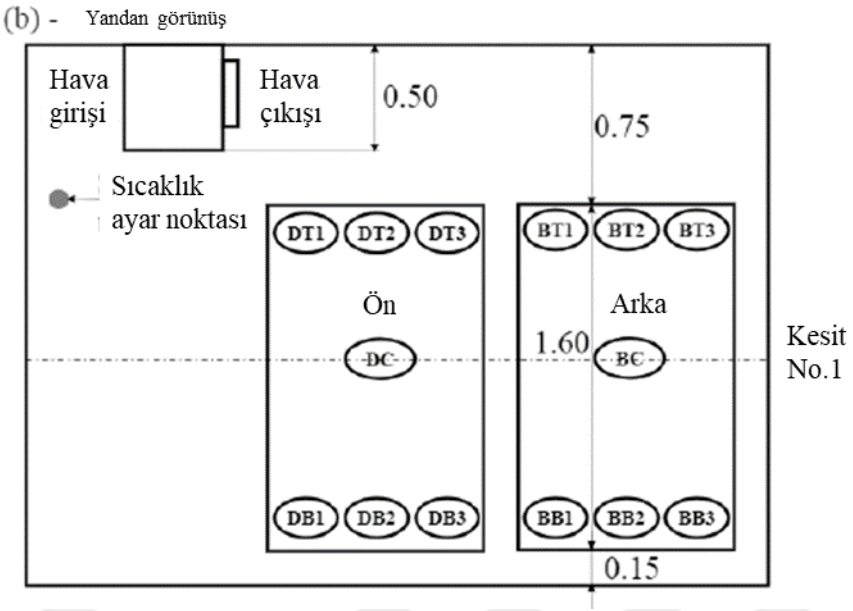


Şekil 1.18 Soğuk hava deposu üstten görünüş ve hız ölçümleri

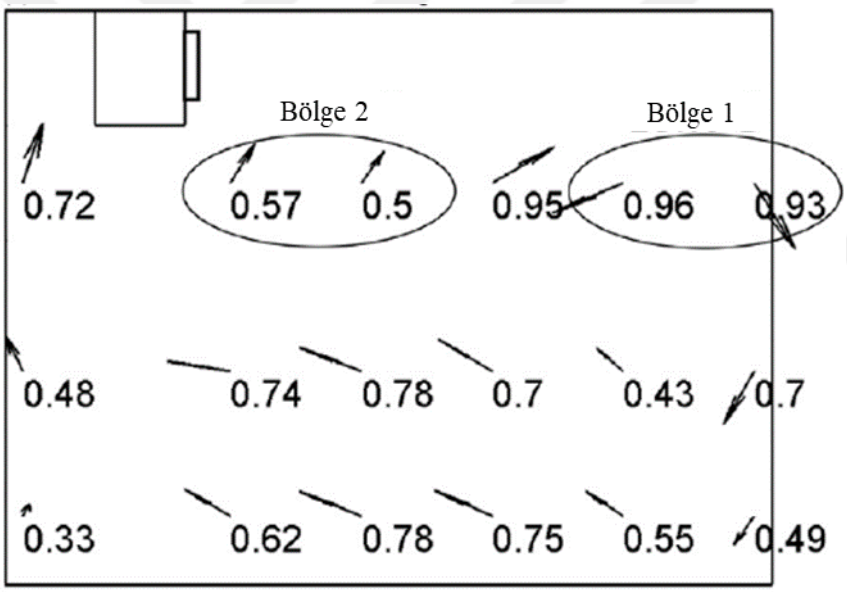


Şekil 1.19 Hot-wire hız ölçüm ekipmanı

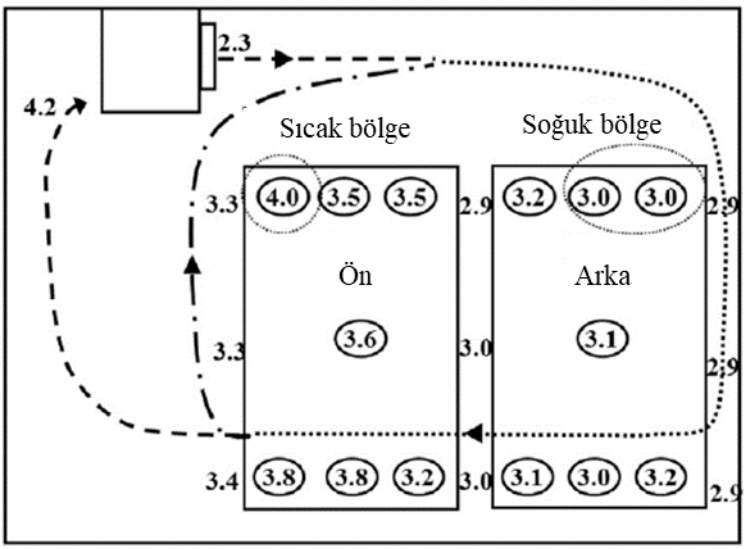
Soğuk odanın farklı bölgelerinde farklı soğuma eğrileri gözlemlenmiş ve 10 ile 15 W/m^2K ısı transferi katsayısı ölçülmüştür. Ancak 87 günün sonunda her bölgede birbirine çok yakın kütle kayıpları gözlemlenmiştir. Çalışmada, çok uzun süre saklanan meyve ve sebzelerde, nem kaybı, koşullar farklı olsa dahi birbirine yakınsamakta olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 1.20' de ölçüm pozisyonları, Şekil 1.21' de farklı noktalardaki ortalama hız değerleri, Şekil 1.22' de ortalama sıcaklık değerleri ve Tablo 1.4' te ise konvektif ısı transfer katsayıları ve % nem kayıpları gösterilmiştir.



Şekil 1.20 Soğuk hava deposu – yandan görünüş



Şekil 1.21 Soguk hava deposu – yandan görünüş ve hız ölçümleri



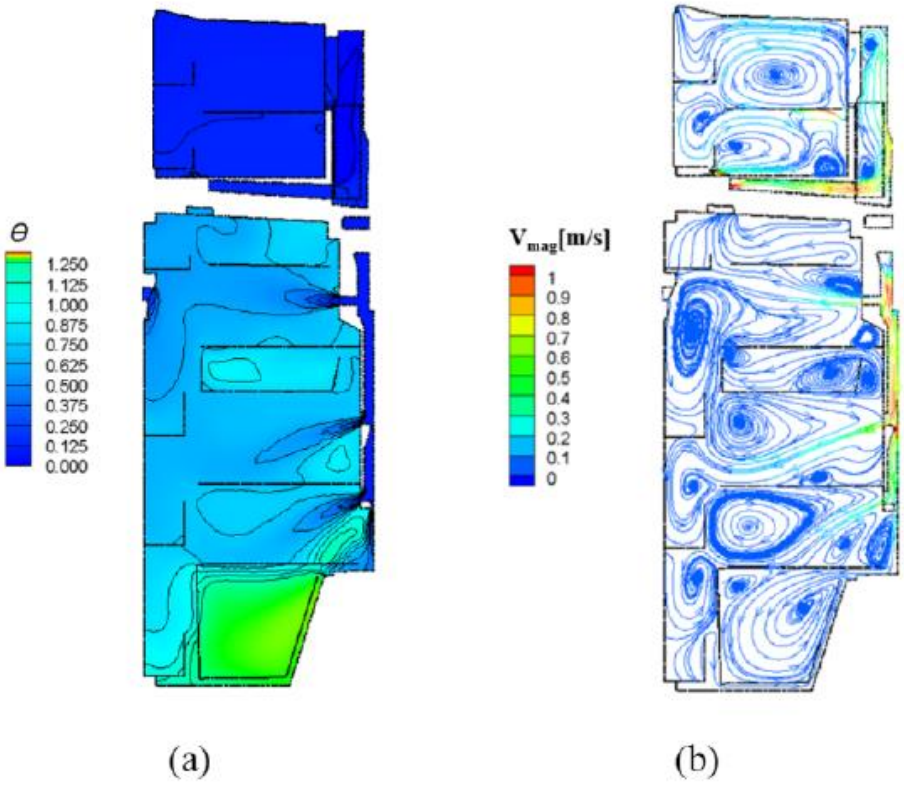
Şekil 1.22 Ürün ve hava sıcaklıkları

Tablo 1.4 Ölçüm noktalarındaki taşınım katsayıları soğuma süreleri ve kütle kayıpları

Pozisyon	Taşınımla ısı transferi katsayısı ($W\ m^{-2}\ K^{-1}$)	Yarı soğutma süresi (saat)	87 gün sonraki % kütle kaybı
BT1	12.6	2.2	1.4
BT2	14.6	1.4	1.5
BT3	15	1.1	1.6
BM	9.5	4.9	1.6
BB1	10.4	3.8	
BB2	13.8	4.1	
BB3	13.1	1.3	
DT1	9.9	2.2	1.7
DT2	12.9	1.6	1.6
DT3	11.9	1.1	1.7
DM	9.2	7.7	1.8
DB1	10.4	3.7	
DB2	10.6	6.1	
DB3	11	3.2	

Jae Hyuk Wie ve arkadaşları, 2021 yılındaki [8] çalışmalarında, üstten donduruculu bir buz dolabı modelinde, hava akışını ve sıcaklık dağılımını simüle edilmiş ve sonrasında test ile valide edilmiştir. Şekil 1.18' de simülasyonda elde edilen hız ve sıcaklık gradiyentleri gösterilmiştir. Buradan anlaşılıyorki soğutucu bölmesinde hava hızları 0 ile 0.4 m/s arasında gözlemlenmektedir. Bu sistemden sisteme değişiklik gösterebilir. Ancak, hava kanalından sonra, soğutucu bölmesine basılan

hava ani genişlemeden dolayı hızını dramatik ölçüde kaybettiği sonucuna ulaşılmaktadır.



Şekil 1.23 Buzdolabı sıcaklık ve hava hızı gradiyenleri

Anna Roccato ve arkadaşları, 2017 yılındaki [9] çalışmalarında, yiyeceklerin ömür testi ve risk değerlendirmesi için genel bir kural oluşturmak adına, Avrupa' daki buzdolabı ve yiyecek saklama koşullarını anlamaya yönelik, daha önceki çalışmalardaki dataları kullanarak bir istatistik oluşturmuşlardır.

Toplanan datalarda sıcaklığın normal dağılıma, tüketim süresinin ise exponansiyel dağılma uyduğu gözlemlenmiştir. Buzdolabı içindeki farklı pozisyonlarda ve farklı ülklerdeki koşullara göre normal sıcaklık dağılımı çıkarılmış, en yüksek olasıklı sıcaklık 6-7°C civarı olduğu görülmüştür. Çalışmada, farklı yiyecek tiplerinin, farklı ülkelerdeki tüketilme süreleriyle ilgili çalışmalardaki istatistiklerde Tablo 1.5' te derlenmiştir.

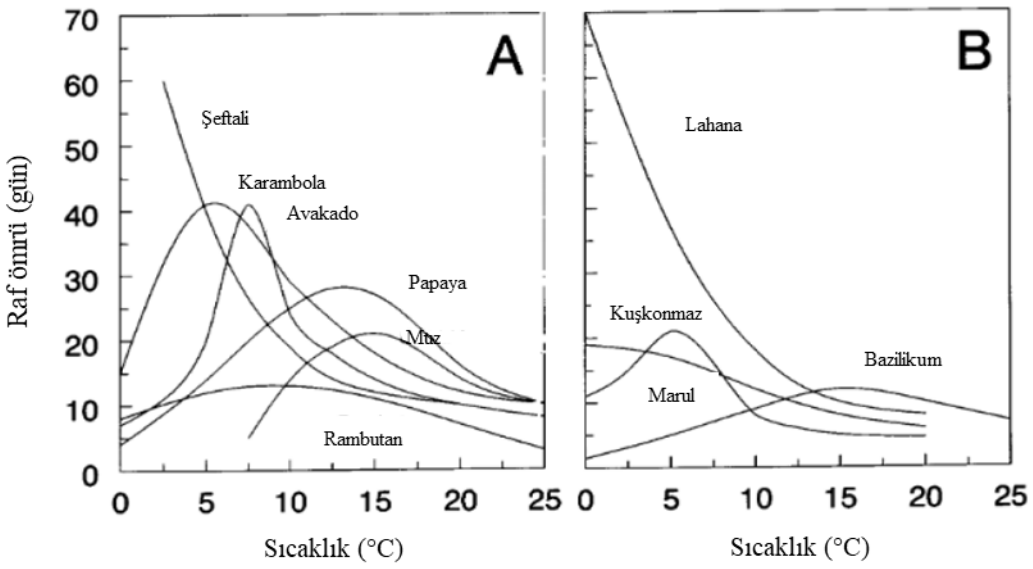
Tablo 1.5 Avrupada buzdolabı kullanım sıcaklığı ortalamaları

	Ülke	Ortalama	Standart sapma
Güney ülkeleri	GR	6.4	2.5
	GR	6.3	2.7
	P	6.3	2.6
	IT	7.2	2.0
	SP	6.6	2.6
	SP	7.9	2.6
Kuzey ülkeleri	IR	5.9	2.5
	UK	6.5	2.9
	FR	6.6	2.3
	FR	5.9	2.9
	SW	5.9	3.1
	BE	7.0	3.0

Robert E. Paull, 1999 yılındaki [10] çalışmasında, Sebze ve meyvelerin hasat öncesi ve sonrası koşullarının, sıcaklık nem gibi saklama koşullarının taze kalma sürelerine olan etkileri incelenmişlerdir. Pek çok farklı kaynaktan derlenen çalışmada, tazelik konusun pek çok farklı bakış açısından değerlendirilmektedir. Tablo 1.6 ve Şekil 1.24' te farklı yiyecek tiplerinin raf ömürleri, optimum saklama sıcaklıkları ve bağıl nemlerini göstermektedir. Burada görüldüğü gibi, sebzeler sıfıra mümkün olduğu kadar yakın sıcaklıklarda ve %95 ve üzeri bağıl nemlerde, haftalarca taze kalabilmektedir. Bu durum meyvelerde bağıl nem için oldukça benzerken, sıcaklıkta meyve türüne göre değişiklik gösterdiği görülmektedir.

Tablo 1.6 Bazı besinlerin raf ömrü ve optimum saklama koşulları

Besin	Raf ömrü (gün)	Opt. sakalam sıcaklığı (°C)	Bağıl nem (%)
Sebzeler			
Kuşkonmaz	14–21(14–28 (S))	0–2 (1–2°)	95–100 (90–95)
Lahana	60–90 (30–60)	0°	95–100 (90–95)
Havuç	28–180	0°	(95–100) 90–95
Kasava	30–60 (14–21) (140–170 (S))	0–5 (12.5°)	85–90 (nv)
Mısır	4–6 (5–8)	0°	90–95 (95–98)
Salatalık	10–14	(10–13°) 10°	95 (nv)
Zencefil	180 (90–180)	12.5°	65 (85–90)
Yeşil sogan	21–28 (7–10)	0°	95–100 (nv)
Biber	14–21	7–13° (7.5–10°)	90–95 (95)
Su kestanesi	(0–60 (100–128)	0–2° (5–7.5°)	98–100 (nv)
Meyveler			
Elma	30–365 (90–240)	−1–4° (−0.5)	90–95
Muz	7–28	13–14	90–95 (85–90)
Kiraz	14–21	−1–0°	90–95
Karambola	21–28 (nv)	9–10 (nv)	85–90 (nv)
Kokonat	30–60 (25–56)	0–1.5° (0°)	80–85 (90–95)
Durtian	42–56	nv 4°	nv
Limon	42–56	9–10° (11°)	85–90 (95)
Lici	21–35	2°	90–95
Mano	14–21 (14–25)	13 (5–12.5°)	85–90
Papaya	7–21	7 (7.5–12)	85–90
Şeftali	14–28 (30–32 (S))	−0.5	90–95
Ananas	14–28 (14–36)	7–13 (10)	85–90
Böğürtlen	2–7	0°	90–95
Kavun	14–21	10–15°	90



Şekil 1.24 Bazı besinlerin farklı sıcaklıklardaki raf ömürleri

Literatürde, soğutulan bölmelerde saklanan besinlerin tazeliğinin korunmasına etki eden parametreler çalışılmıştır. Farklı kaynaklardan yüksek nem ve düşük sıcaklığın, ürünlerin taze kalma süresinde olumlu rolü olduğu çıkarımı yapılmıştır. Ayrıca literatürdeki bazı çalışmalarda, seçilen termal parametrelerin, besinlerin nem kaybı üzerinde etkileri tekil olarak incelendiği görülmektedir. Ancak gerçek hayatta kullanılan buzdolaplarında, termal parametreler tekil olarak değiştirilememekte ve birbirine bağlı halde değişiklik göstermektedir. Bu nedenle, bu parametrelerin buzdolaplarında nem kaybına etkileri, diğer parametrelerin değişimiyle birleştiği için farklılık gösterebilmektedir. Bu çalışmada, gerçek şartlarda çalışan bir buzdolabında, sistem parametrelerinin nem kaybına etkisi deneysel olarak çalışılmıştır. Teorik kütle transferi modeli önerilip, deney sonuçlarıyla valide edilmiştir.

1.2 Tezin amacı

Bu tez çalışmasında, no-frost sisteme sahip buzdolaplarının, soğutucu bölmesinde saklanan yiyeceklerdeki nem kaybına etki eden parametreler, deneysel ve teorik olarak incelenmiştir.

Deneysel çalışmaların kolaylıkla tekrarlanabilmesi için, yiyeceği simüle eden, IEC-63169 standardına uygun Non-woven tepsisi kullanılmıştır. Bu tepsi, standart geometrisi, kontrol edilebilir başlangıç koşulları ve lineer nem transfer kabiliyetleri

nedeniyle, deneysel ve modelleme çalışmalarına oldukça elverişlidir. Ayrıca lifli yapısı sayesinde, yiyeceklerin nem kaybını simüle edebilecek özelliklerdedir. Standart bir ekipman olması sebebiyle, literatürde farklı yiyecek tipleriyle olan korelasyonunu bulmakta mümkündür.

Non-woven liflerinden havaya olan kütle transferi teorik olarak modellenmiştir. Geliştirilen teorik model, deneysel çalışmalarla karşılaştırılarak doğrulanmıştır.

1.3 Hipotez

Yiyeceklerin, buzdolapları soğutucu bölmesindeki nem kaybı üzerindeki etkin sistem parametreleri, kompresörün durma anında fanın çalıştırılması, kabin içi sıcaklığıdır. Bu iki parametre, Non-woven lif yüzeyindeki doymuş buhar ile serberst akıştaki hava içindeki su buharı arasındaki sıcaklık farklarını ve dolayısıyla buhar derişiklik farklarını ve lif yüzeyindeki doymuş buhar basıncını düşürmesi nedeniyle kütle transferini azaltmaktadır. Ayrıca literatürdeki pek çok çalışmanın önerdiği yüksek nem koşulu, liflerin üzerinden akan hava içerisindeki buhar basıncını yükselttiği için, kütle transferini yavaşlattığı anlaşılmıştır. Etkin parametrelerin farklı seviyelerdeki optimum kombinasyonu ile, soğutma kabininde saklanan yiyeceklerin nem kaybında, %40' a kadar iyileşme sağlamak mümkündür.

2
KÜTLE TRANSFERİ

2.1 Kütle transferi

Derişim bir maddenin, birim hacim başına düşen miktarı olarak tanımlanabilir. Kütle transferide benzer şekilde, bir maddenin yüksek derişimli bölgeden, düşük derişimli bölgeye doğru hareketidir. Bu hareketle madde, derişim denge haline gelene kadar süzülür ve bu madde hareketi bir yayınım işlemidir. Maddenin transfer hızı, x transfer yönünde derişim gradyanı ve ile doğru orantılıdır;

$$\dot{Q} = -k_{yayınım} A \frac{dC}{dx} \tag{2.1}$$

2.2 Isı ve kütle transferi arasındaki benzeşim

Isı transferi ve kütle transferinde kullanılan bağıntılar arasında benzerlik vardır. Bu sebeple ısı ve kütle transferi arasında basit paralellikler kurularak kütle transferi denklemleri elde edilebilir.

Sıcaklık

Isı transferinin gerçekleşmesi için tetikleyici güç sıcaklık farkıdır. Benzer şekilde, kütle transferi için de derişim farkıdır. Sıcaklık, ısı derişiminin bir göstergesi olup, bu nedenle yüksek sıcaklık bölgeleri genellikle yüksek ısıl derişime sahip bölgeler olarak düşünülebilir. Bu durumda, maddenin içindeki ısı miktarının artması, ısıl derişimin yükseldiği anlamına gelir. Bu nedenle, ısı ve kütle, derişimi daha yüksek olan bölgelerden daha düşük olan bölgelere transfer edilir. Bölgeler arasında sıcaklık farkları bulunmuyorsa, ısı transferi meydana gelmez. Benzer şekilde, farklı bölgelerde, bileşen derişimleri arasında fark bulunmuyorsa, kütle transferi gerçekleşmez.

İletim

Isı transferi, iletim, taşınım ve ışınım mekanizmaları ile gerçekleşirken, kütle transferi, sadece iletim (yayınım) ve taşınım yoluyla gerçekleşir. Bir x doğrultusu boyunca ısı iletiminin hızı, o doğrultu boyunca olan sıcaklık gradyanı dT/dx ile doğru orantılıdır ve Fourier ısı iletim kanunu ile, aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$\dot{Q}_{iletim} = -kA\frac{dT}{dx} \tag{2.2}$$

Benzer şekilde durgun bir ortamda x doğrultusunda bir A kimyasal bileşeninin kütle yayınım hızı m yayınım, O doğrultudaki derişim gradyanı dC/dx ile doğru orantılıdır ve Fick yayınım kanunu ile, aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$\dot{m}_{yayınım} = -D_{AB}A\frac{dC_A}{dx} \tag{2.3}$$

Taşınım

Taşınım ile ısı transferi, yığın akışkan hareketinin ulunmadığı durumlarda iletim ile ısı transferine indirgenir. Benzer olarak kütle taşınımı, hareketli bir akışkan ile bir yüzey arasında gerçekleşen bir kütle transfer mekanizmasıdır. Bu süreç, hem kütle yayınımını hem de yığın akışkan hareketini içerir. Akış hareketi, yüzeye yakın yerde bulunan, yüksek derişime sahip akışkanın uzaklaşıp, yerine uzakta bulunan düşük derişime sahip akışkanın gelmesi ile kütle transferini artırır. Kütle taşınımı mekanizmasında, ısıl sınır tabakaya benzer olarak bir derişim sınır tabakası ve Nusselt ile Prandtl sayıları gibi boyutsuz sayılar tanımlanır. Dış akışlarda ısı taşınım hızı, Newton soğutma kanununa uygun olarak,

$$Q_{\text{taşınım}} = h_{\text{taşınım}}\, A_{\text{s}}\, (T_{\text{s}} - T_{\infty}) \tag{2.4}$$

şeklinde tanımlanır. Benzer olarak, kütle taşınım hızı, aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\dot{m}_{\text{taşınım}} = h_{\text{kütle}}\, A_{\text{s}}\, (C_{\text{s}} - C_{\infty}) \tag{2.5}$$

2.3 Kütle yayınımı ve Fick kanunu

1855'te önerilen Fick yayınım kanunu, bir gaz karışımında bir bölgedeki bir bileşenin yayınım hızı ile, o bileşenin o bölgedeki derişim gradyanının doğru orantılı olduğunu ifade eder.

Derişim, kütle esaslı olarak, birim hacim başına kütle olarak özgül kütle cinsinden belirtilmektedir. Karışımın içindeki bir bölgede küçük bir V hacmi ele alınarak o noktadaki bir bileşen (i indisi ile) veya karışım (indissiz) özgül kütleleri,

i bileşeni kısmi özgül kütlesi,

$$\rho_i = m_i/V \ \text{(kg/m3)} \tag{2.6}$$

Karışım toplam özgül kütlesi,

$$\rho = m/V = \sum m_i/V \ = \sum \rho_i \tag{2.7}$$

olarak verilmektedir.

Bu nedenle bir bölgede bir karışımın özgül kütlesi, o bölgedeki bileşenlerin özgül kütlelerinin toplamına eşit olacaktır. Kütle derişimi, kütle kesri w cinsinden,

i bileşeni kütle kesri:

$$w_i = \frac{m_i}{m} = \frac{m_i/V}{m/V} = \frac{\rho_i}{\rho} \tag{2.8}$$

olarak boyutsuz bir şekilde yazılabilir. Dikkat edilirse bir bileşenin kütle kesri 1 'dir. 0 ile 1 arasında değişmektedir ve kütle korunumu gereği, bir karışım bileşenlerinin kütle kesirlerinin toplamı 1 'e eşit olmalıdır. Bu $\sum w_i = 1$ şeklinde de ifade edilebilir. Buradan anlaşılmaktadırki derişim gradyanları sıfır olmadığı sürece, karışımda bulunan bir bileşenin özgül kütlesi ve kütle kesri çoğunlukla konuma bağlı bir şekilde değişmektedir.

Fick Yayınım Kanunu: Kütle akısı = Orantı sabiti X Derişim gradyanı

Fick kanununun en uygun formülasyon ile $j_{yayınım,A}$: Kütle transferi yönüne dik birim alan başına ve birim zamanda, yayınımla kütle transferi;

Kütle esaslı:

$$j_{yayınım,A} = \frac{\dot{m}_{yayınım,A}}{A} = \ -\rho D_{AB} \frac{d(\rho_A/\rho)}{dx} = -\rho D_{AB} \frac{dw_A}{dx} \quad (kg/s \cdot m^2) \tag{2.9}$$

Kütle esaslı (ρ sabit):

$$j_{yayınım,A} = -D_{AB} \frac{d\rho_A}{dx} \quad (kg/s \cdot m^2) \tag{2.10}$$

olarak ifade edilir.

Fourier kanununda orantı sabiti, ısıl iletkenlik olarak adlandırılan bir aktarma özelliğini temsil eder. Benzer şekilde Fick kanununda orantı sabiti, D_{AB} ikili yayınım katsayısı ya da kütle yayınım katsayısı olarak adlandırılan farklı bir aktarma özelliğini temsil eder. Kütle yayınım katsayısı birimi, ısıl yayınım katsayısının ya da momentum yayınım katsayısı birimleri m2/s 'dir.

Yayınım katsayıları, kütle yayınımının kompleks yapısı nedeniyle çoğunlukla deneysel metotlarla belirlenir. Gazların kinetik teorisine göre, normal basınçlar altında, seyreltik gazların için yayınım katsayısı, karışım yapısından bağımsız olmakta ve

$$D_{AB} \propto \frac{T^{3/2}}{P} \tag{2.11}$$

veya

$$\frac{D_{AB,1}}{D_{AB,2}} = \frac{P_1}{P_2}\left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{3/2} \tag{2.12}$$

şeklinde, sıcaklıkla artma ve basınçla azalma eğilimi göstermektedir. Bu denklem, gazların belirli sıcaklık ve basınç koşulları için yayınım katsayısını bilindiği durumda, farklı basınç ve sıcaklık koşullarındaki yayınım katsayılarının tespit edilmesinde yararlıdır.

Uygulamadaki önemi nedeniyle, hava içinde su buharının yayınımı pek çok çalışmada ele alınmaktadır ve $D_{H_2O-Hava}$ yayınım katsayısı için farklı amprik korelasyonlar ortaya konumuştur. Marrero ve Mason (1972),

$$D_{H_2O-Hava} = 1.87 \times 10^{-10} \frac{T^{2.072}}{P} \quad (m^2/s), \quad 280\ \text{K} < \text{T} < 450\ \text{K} \tag{2.13}$$

popüler formülünü önermişlerdir. Bu denklemde, P toplam basınç (atm) ve T sıcaklıktır (K).

2.4 Kütle taşınımı

Kütle taşınımı, hem kütle yayınımına, hem de yığın akışkan hareketine sahip olması nedeniyle, bir yüzey ile üzerinden akan hareketli bir akışkan arasında gerçekleşen kütle transferi olarak tanımlanabilir. Yüzeye yakın yerde bulunan yüksek derişime sahip akışkanın uzaklaşıp, yerini uzakta bulunan düşük derişime sahip akışkanın alması vasıtasıyla gerçekleşen akışkan hareketi kütle transferini iyileştirir. Yığın hareketinin bulunmadığı limit durumlarında taşınımın iletime indirgenmesi gibi, kütle taşınımını da aynı şekilde, kütle yayınımına indirgeyebiliriz. Taşınımla ısı transferi ve taşınımla kütle kütle transferi arasındaki benzeşim, benzer şekilde zorlanmış ve doğal taşınım, laminar ve türbülanslı akış, iç ve dış akış için geçerlidir.

Isı taşınımında gerçekleştiği gibi, akış hızı, yüzey geometrisi, akış rejimi ve akışkan özellikleri ile yapısının değişimi gibi akışkan akışıyla ilgili karmaşıklıklar sebebiyle kütle taşınımı da komplekstir. Bu nedenle kütle transferini bulmak için deneysel metotlarla geliştirilen denklemlere ve korelasyonlara başvurulmaktadır.

Kütle taşınımında içinde derişim gradyanlarının olduğu akış bölgesi, derişim sınır tabakası olarak tanımlanır. Dış akışta yüzeyde belirli bir yerde bir A bileşeni için, derişim sınır tabaka kalınlığı,

$$\frac{\rho_{A,s} - \rho_A}{\rho_{A,s} - \rho_{A,\infty}} = 0.99 \tag{2.14}$$

olduğu yüzeye dikey mesafesi olarak tanımlanır.

İç akışta ise hidrodinamik ve ısıl giriş bölgelerine ek olarak derişim profilinin geliştiği bir derişim giriş bölgesi vardır. Derişim sınır tabakası, kalınlığı boru merkezine ulaşıncaya ve sınır tabakalar birleşinceye kadar akış doğrultusunda gelişmeye devam eder. Boru girişinden birleşmelerin olduğu yere kadar olan uzunluk, L_c derişim giriş uzunluğu olarak adlandırılır ve bu bölgenin ilerisinde,

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\rho_{A,s} - \rho_A}{\rho_{A,s} - \rho_{A,\infty}}\right) = 0 \tag{2.15}$$

ile tanımlanan bölge tam gelişmiş bölge olarak adlandırılır.

Bu sebeple, tam gelişmiş bölgede hem boyutsuzlaştırılmış derişim farkı profili hem de kütle transfer katsayısı sabit kalır. Bu, tam gelişmiş bölgede sürtünme ve ısı transfer katsayılarının sabit kalmalarına benzer.

Isı taşınımında hız ve ısıl sınır tabakalarda momentum ve ısı yayınımının bağıl büyüklükleri,

Prandtl sayısı:

$$Pr = \frac{\vartheta}{\alpha} = \frac{Momentum \text{ yayınımı}}{\text{Isıl yayınımı}} \tag{2.16}$$

olarak tanımlanan boyutsuz Prandtl sayısı ile ifade edilir. Kütle taşınımında bunun karşılığı boyutsuz Schmidt sayısıdır

Schmidt sayısı:

$$Sc = \frac{\vartheta}{D_{AB}} = \frac{Momentum \text{ yayınımı}}{\text{Kütle yayınımı}} \tag{2.17}$$

olarak tanımlanır; hız ve derişim sınır tabakalarında sırasıyla, moleküler momentum ile kütle yayınımının bağıl büyüklüklerini gösterir.

Isıl ve derişim sınır tabakalarında ısı ve kütle yayınımının bağıl büyüklüklerini göstermek için, bir boyutsuz sayı daha gerektiği anlaşılmaktadır. Bu sayı,

Lewis sayısı:

$$Le = \frac{Sc}{Pr} = \frac{\text{Isıl yayınımı}}{\text{Kütle yayınımı}} \tag{2.18}$$

olarak tanımlanan Lewis sayısıdır.

Dış akış için ısı taşınım hızı uygun şekilde Newton'un soğutma kanunu ile,

$$\dot{Q}_{\text{taşınım}} = h_{\text{taşınım}} A_{\text{s}} (T_{\text{s}} - T_{\infty}) \tag{2.19}$$

olarak ifade edilir.

Benzer şekilde kütle taşınım hızı, aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\dot{m}_{\text{taşınım}} = h_{\text{kütle}} A_{\text{s}} (\rho_{\text{A,s}} - \rho_{\text{A},\infty}) = h_{\text{kütle}} \rho A_{\text{s}} (w_{\text{A,s}} - w_{\text{A},\infty}) \tag{2.20}$$

Nusselt sayısı:

$$Nu = \frac{h_{\text{taşınım}}\, L_c}{k} \tag{2.21}$$

olarak tanımlanan boyutsuz Nusselt sayısı cinsinden, boyutsuzlaştırılmış biçimde ifade etmek daha uygun olur.

Kütle taşınımında bunun karşılığı boyutsuz Sherwood sayısıdır,

Sherwood sayısı:

$$Sh = \frac{h_{\text{kütle}}\, L_c}{D_{AB}} \tag{2.22}$$

olarak tanımlanır.

Nusselt ve Sherwood sayıları sırasıyla, yüzeyde ısı ve kütle taşınımının etkinliklerini belirtmektedir. Bazen ısı ve kütle transfer katsayılarını boyutsuz Stanton sayısı cinsinden,

Isı transferi Stanton sayısı:

$$St = \frac{h_{\text{taşınım}}}{\rho V c_p} = Nu \frac{1}{Re\ Pr} \tag{2.23}$$

ve

Kütle transferi Stanton sayısı:

$$St_{kütle} = \frac{h_{\text{kütle}}}{V} = Sh \frac{1}{Re\ Sc} \tag{2.24}$$

olarak yazmak daha uygundur.

Belirli bir geometride gerçekleşen zorlanmış taşınım durumunda, ortalama Nusselt sayısı Reynolds ve Prandtl sayılarına, ortalama Sherwood sayısı ise Reynolds ve Schmidt sayılarına bağlıdır. Yani,

Nusselt sayısı: Nu = f(Re, Pr)

Sherwood sayısı: Sh = f(Re, Sc)

şeklindedir; burada, ısıl ve derişim sınır şartları aynı tipte olmak kaydıyla, verilen bir geometride f 'in fonksiyonel biçimi hem Nusselt hem de Sherwood sayısı için aynıdır. Bu sebeple, Nusselt sayısı ifadesinde sadece Prandtl sayısı yerine Schmidt sayısı yerleştirilerek, Sherwood sayısı elde edilebilir. Bu, doğal olayların incelenmesinde benzeşimin ne kadar güçlü bir araç olduğunu gösterir.

Nusselt ve Sherwood sayıları arasındaki benzerlik doğal taşınım kütle transferi için de geçerlidir ve bu nedenle Sh = f(Gr, Sc) 'dir. Ancak bu durumda Grashof sayısı doğrudan,

$$Gr = \frac{g(\rho_\infty - \rho_s)L_c^3}{\rho\vartheta^2} = \frac{g(\Delta\rho/\rho)L_c^3}{\vartheta^2} \tag{2.25}$$

ifadesinden bulunmalıdır. Bu değer, sıcaklık (ve/veya derişim) farkından kaynaklanan taşınım akışlarına uygulanabilir.

2.5 Sürtünme, ısı transferi ve kütle transferi katsayıları arasındaki benzeşim

T_∞, V ve $w_{A,\infty}$ serbest akım şartlarında, L uzunluklu düz bir plaka üzerindeki Katsayıları arasındaki benzeşim akış göz önüne alınmış olsun. Kaymama şartı sebebiyle yüzeyde (y = 0) taşınımın yayınıma eşit olduğu dikkate alınarak yüzeyde sürtünme, ısı transferi ve kütle transferi şartları,

Duvar sürtünmesi:

$$\tau_s = \mu\frac{\partial u}{\partial y}|_{y=0} = \frac{f}{2}\rho V^2 \tag{2.26}$$

Isı transferi:

$$\dot{q}_s = -k\frac{\partial T}{\partial y}|_{y=0} = h_{\text{ısı}}\,(T_s - T_\infty) \tag{2.27}$$

Kütle transferi:

$$j_{A,s} = -D_{AB}\frac{\partial w_A}{\partial y}|_{y=0} = h_{\text{kütle}}\left(w_{\text{A,s}} - w_{\text{A},\infty}\right) \tag{2.28}$$

olarak yazılabilir. Bu bağıntılar, serbest akım özellikleri yerine yığınlama özellikler kullanılarak iç akışlar için yeniden yazılabilir. Bazı basit matematiksel işlemlerden sonra yukarıdaki üç bağıntı,

Duvar sürtünmesi:

$$\frac{d(u/V)}{d(y/Lc\,)}|_{y=0} = \frac{f}{2}\frac{\rho V L_c}{\mu} = \frac{f}{2}Re \tag{2.29}$$

Isı transferi:

$$\frac{d(T-T_s)/(T_\infty - T_s)}{d(y/Lc\,)}|_{y=0} = \frac{h_{\text{ısı}}\,L_c}{k} = Nu \tag{2.30}$$

Kütle transferi:

$$\frac{d(w_A - w_{A,s})/(w_{A,\infty} - w_{A,s})}{d(y/Lc\,)}|_{y=0} = \frac{h_{\text{kütle}}\,L_c}{D_{AB}} = Sh \tag{2.31}$$

şeklinde yeniden düzenlenebilir. Bu üç bağıntının sol tarafları normlaştırılmış hız, sıcaklık ve derişim profillerinin yüzeydeki eğimleri, sağ tarafları ise daha önce tartışılan boyutsuz sayılardır.

Özel Durum: Pr≈ Sc≈ 1 (Reynolds Benzeşimi)

Bu aşamada momentum, ısı ve kütle moleküler yayınım katsayılarının özdeş olduğu kuramsal durum dikkate alınsın. Yani v = α = D_{AB} ve dolayısıyla Pr = Sc = Le = 1 olsun. Bu durumda normlaştırılmış hız, sıcaklık ve derişim profilleri üst üste çakışacaktır ve böylece yüzeyde bu üç eğrinin eğimleri (Denklem 2.29, Denklem 2.30 ve Denklem 2.31' in sol tarafları) özdeş olacaktır. Bu durumda bu üç denklemin sağ tarafları birbirine eşitlenebilir ve

$$\frac{f}{2}Re = Nu = Sh \tag{2.32}$$

veya

$$\frac{f}{2}\frac{VL_c}{\vartheta} = \frac{h_{\text{ısı}}\,L_c}{k} = \frac{h_{\text{kütle}}\,L_c}{D_{AB}} \tag{2.33}$$

olarak da yazılabilir.

Pr = Sc = Sh olduğu dikkate alınarak bu eşitlik,

$$\frac{f}{2} = \frac{Nu}{RePr} = \frac{Sh}{ReSc} \tag{2.34}$$

veya

$$\frac{f}{2} = St = St_{kütle} \tag{2.35}$$

Bu bağıntı Reynolds benzeşimi olarak bilinir ve sürtünme, ısı transferi ve kütle transfer katsayılarından sadece biri bilindiği veya ölçüldüğü zaman, birbiriyle ilgisiz gibi görünen bu katsayıların bulunmasına imkân verir.

Genel Durum: Pr ≠ Sc ≠ 1 (Chilton-Colburn Benzeşimi)

Pr ve Sc sayılarının daha geniş bir aralığına genişletilmesini amaçlayan çeşitli girişimler yapılmıştır, ancak bunların en basiti ve en bilineni, 0.6 < Pr < 60 ve 0.6< Sc< 3000 aralıkları için Chilton ve Colburn tarafından 1934 'te önerilen,

$$\frac{f}{2} = StPr^{2/3} = St_{kütle}Sc^{2/3} \tag{2.36}$$

ifadesidir. Bu eşitlik Chilton-Colburn benzeşimi olarak bilinir. Isı ve kütle transferi arasındaki benzeşim, 1sı ve kütle Stanton sayılarının tanımı kullanılarak daha uygun bir biçimde,

$$\frac{St}{St_{kütle}} = \left(\frac{Sc}{Pr}\right)^{2/3} \tag{2.37}$$

Veya

$$\frac{h_{ısı}}{h_{kütle}} = \rho c_p \left(\frac{Sc}{Pr}\right)^{2/3} = \rho c_p \left(\frac{\alpha}{D_{AB}}\right)^{2/3} = \rho c_p Le^{2/3} \tag{2.38}$$

şeklinde yazılabilir. Hava-su buharı karışımları için, ısı ve kütle transferi katsayıları arasındaki bağıntı iyi bir duyarlıkla,

$$h_{ısı} \cong \rho c_p h_{kütle} \quad \text{(hava-su buhar karışımları)} \tag{2.39}$$

şeklinde ifade edilebilir.

Deklem 2.39 eşitliği Lewis bağıntısı olarak bilinir ve genellikle hava şartlandırma uygulamalarında kullanılır.

Chilton-Colburn benzeşiminin düzlem yüzeylerdeki laminar ve türbülanslı akışlarda oldukça yeterli olduğu gözlenmiştir. Fakat iç akış ve düzensiz geometriler üzerinde akış için durum her zaman böyle değildir. Böylesi durumlarda geliştirilmiş özel bağıntılar kullanılmalıdır.

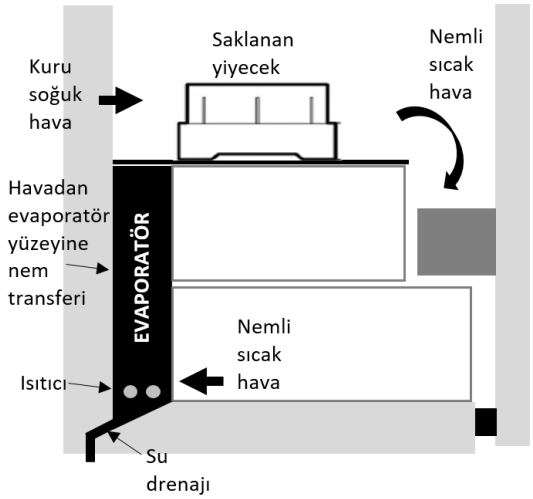
Isı-kütle taşınım benzeşimi, kütle akışına uğrayan bileşenin akış hızının, sıvı veya gaz karışımının toplam akış hızına göre düşük olduğu düşük kütle akısı durumları için geçerlidir; öyle ki bu durumlarda akışkan ile yüzey arasındaki kütle transferi akış hızını etkilemez. (Dikkat edilirse taşınım bağıntıları yüzeyde sıfır akışkan hızını esas almaktadır; bu ise yalnız yüzeyde net kütle transferi olmadığı zaman doğrudur.) Bu sebeple ısı-kütle taşınım benzeşimi, bir bileşenin kütle transfer hızı o bileşenin akış hızına göre yüksek olduğu zaman uygulanamaz. [11]

3
BUZDOLAPLARINDA KÜTLE TRANSFERİ

3.1 Deneylerde kullanılan buzdolabı ve nem kaybı fiziği

No-frost tekniğinin temel amacı, kabinde farklı sebeplerden oluşan nemin kontrolsüz olarak soğuk yüzeylerde, yoğuşması ve buzlanmasını önlemektir. Kabindeki nemli sıcak hava, kontrollü olarak bir fan ile zorlanarak, soğuk evaporatör üzerinden geçirilerek, üzerindeki nemin evaporatörde buz olarak toplanması sağlanır. Sonrasında, buz şeklinde olan nem, bir ısıtıcı ile yine kontrollü olarak eritilip, kabin içinden dış ortama gönderilmektedir. Bu sayede, kullanıcıların yiyeceklerini sakladığı kabinlerde, rahatsız edici bir terleme yada buzlanma şikayeti önlenmiş olmaktadır.

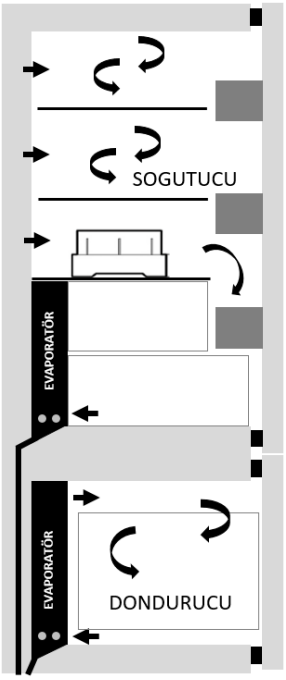
Ancak no frost sistemlerin önemli dezavantajlarından biri, açık saklanan yiyeceklerin dehidrasyonunu hızlandırmasıdır. Çünkü, no frost sistemlerin temelinde kabin içindeki nemi toplama vardır. Dolayısıyla, fan vasıtasıyla sürekli olarak, kabindeki sıcak nemli hava çekilip, yerine soğuk kuru hava kabine gönderilmektedir. Bu da zorlanmış taşınımla kütle transferini, hava sürekli olarak sirküle edildiği için ve yiyeceklerin üzerinden sirküle edilen havanın görece kuru olmasından dolayı arttırmaktadır. Şekil 3.1' de gerçekleşen bu fizik gösterilmiştir.



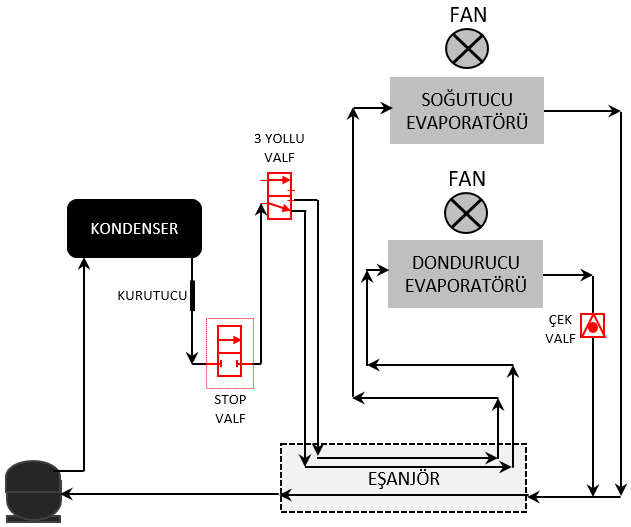
Şekil 3.1 Deneylerde kullanılan soğutma sisteminin hava akış şeması yandan görünümü

Tek kompresör ve çift paralel evaporatörlü soğutucu-dondurucu kombinasyonu

Bir diğer no-frost sistem örneği ise tek kompresör ve çift paralel evaporatörlü soğutucu-dondurucu kombinasyonudur. Bu sistemlerde soğutucu bölmesi kendi evaporatörüne sahip olduğu için, evaporasyon sıcaklıkları daha yüksek, dolayısıyla sistemin soğutma sırasındaki nem alma kabiliyeti de daha düşük olmaktadır. Buda yiyeceklerin görece daha az nem kaybına sahip olmasını sağlamaktadır. Şekil 3.2 ve Şekil 3.3' te bu sistemleri özetleyen sematik gösterilmiştir.



Şekil 3.2 Deneylerde kullanılan buzdolabı hava akış şeması yandan görünüm



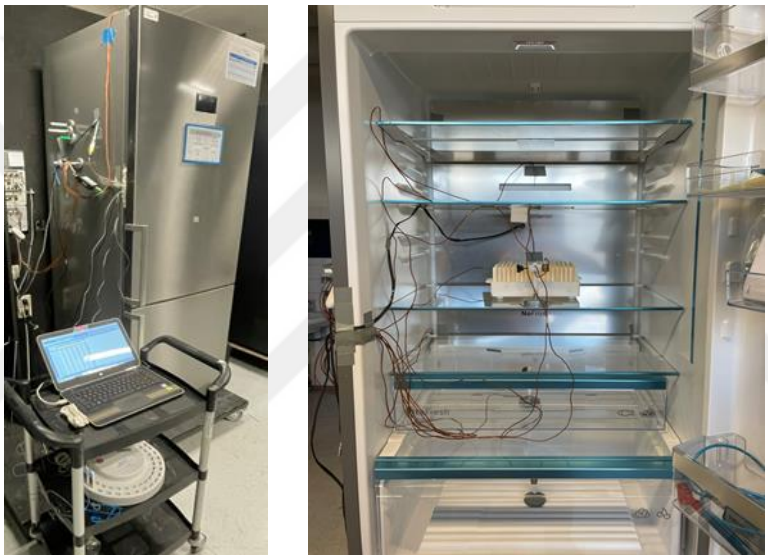
Şekil 3.3 Deneylerde kullanılan soğutma sistem şeması

4
DENEYSEL ÇALIŞMALAR

4.1 Deneysel çalışmada kullanılan ekipmanlar

Soğutma ünitesi

Deneyler, alttan donduruculu, tek kompresör, çift evaporatöre sahip bir buzdolabının soğutucu bölmesinde gerçekleştirilmiştir. Buzdolabının hava çıkış menfezleri, kontrollü ölçüm yapabilmek için Şekil 4.1' de gösterildiği gibi uygun geometride modifiye edilmiştir.



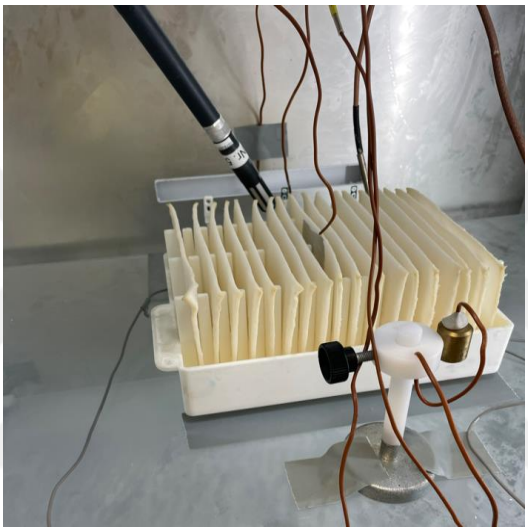
Şekil 4.1 Deney düzeneği

Nem kaybı ölçümleri

Nem kaybı ölçümleri IEC-63169 standardında tanımlı olan non-woven tepsisi ile gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.2 ve Şekil 4.3 'de non woven tepsisi ve alınan ölçüm noktaları gösterilmiştir. Bu test ekipmanında bulunan non-woven lifleri üzerinden nem transferi sağlandıkça, tepsi içindeki suyu emip, tüm yüzeye homojen bir şekilde dağıtmasını sağlamaktadır. Bu sayede, sürekli ve lineer bir nem transferi karakteristiği oluşmaktadır. Bu özelliği ile, non-woven tepsisi, kontrollü nem kaybı deneyleri için en uygun metotlardan biridir.



Şekil 4.2 Nem kaybı ölçümlerinde kullanılan Non-woven tepsisi



Şekil 4.3 Deneylerde alınan ölçüm noktaları

Ağırlık ölçümleri

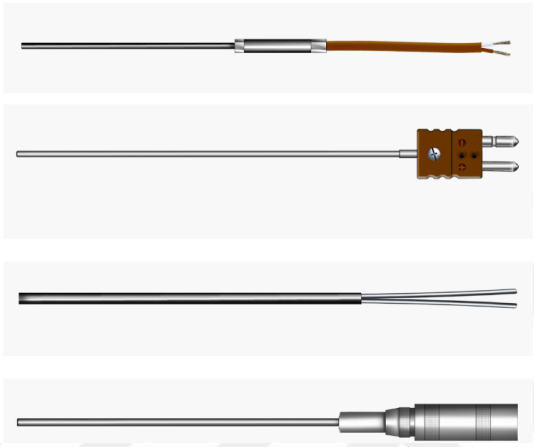
Non woven tepsisinden olan birim zamanda nem kayıpları, tepsisinin başlangıç ve sondaki ağırlıkları ölçülerek tespit edilmiştir. Bu ağırlık ölçümleri için "Sswock MP20002e" marka hassas tartı kullanılmıştır. Şekil 4.4' te deneylerde kullanılan hassas tartı gösterilmiştir.



Şekil 4.4 Deneylerde kullanılan hassas tartı

Sıcaklık ölçümleri

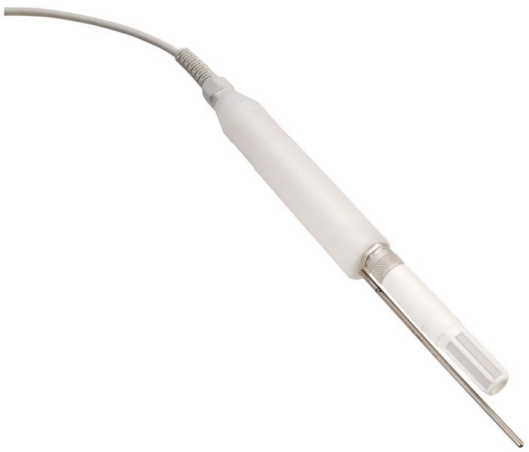
Deneyler sırasında çeşitli bölgelerden sıcaklık ölçümleri alınmıştır. Bu ölçümler T tipi termo elemanlar ile gerçekleştirilmiştir. Veri toplayıcı tarafından her on beş saniyede bir toplanan ölçümler, bir test arayüzünde grafik halinde gösterilmektedir. Bu sayede istenilen zaman aralığındaki sıcaklık grafikleri elde edilip, amaçlanan doğrultuda analiz edilebilmiştir. Şekil 4.5' te deneylerde kullanılan termo elemanlar gösterilmiştir.



Şekil 4.5 Deneylerde sıcaklık ölçümleri için kullanılan termo eleman

Bağıl nem ölçümleri

Deneylerde eş zamanlı olarak kaydedilen bir diğer ölçüm parametresi bağıl nemdir. Bağıl nem "Rotronic MP100A/MP400A" nem ölçerlerle gerçekleştirilmiştir. Sıcaklık ölçümleri ile aynı metot ile ölçüm grafikleri elde edilmiştir. Şekil 4.6' da deneylerde kullanılan nem probu gösterilmiştir.



Şekil 4.6 Deneylerde nem ölçümleri için kullanılan nem probu

Veri toplayıcı

Deneylerde, sistem ile ilgili sıcaklık, bağıl nem, güç, soğutma komponentlerin çalışma noktaları ve oranları gibi parametreler "Keysight 34972A LXİ" veri toplayıcı ile kaydedilip, grafik halinde gösterilmek üzere test arayüzüne transfer edilmiştir. Şekil 4.7' de ölçüm datalarını analiz etmemize olanak sağlayan veri toplayıcı gösterilmiştir.



Şekil 4.7 Deneylerde verileri kaydetmek için kullanılan veri toplayıcı

Hava hızı ölçümleri

Kütle kaybı üzerinde önemli etkiye sahip olduğunu öngörülen bir diğer önemli parametre olan hava hızı, deneyler sırasında eş zamanlı olarak ölçülmüştür. Bu ölçümler için test sisteminden bağımsız bir hava hızı ölçüm ekipmanı kullanılmıştır. Bu ekipman ile ölçümler, bir ölçüm probu, veri toplama arayüzü ve toplanan veriyi çıktı olarak sağlamak için kullanılan bir yazılım ile sağlanmaktadır. Kullanılan problar "Hot-wire anemometre" hava hızı ölçme prensibinde çalışmaktadır. Şekil 4.8' de deneylerde kullanılan hava hızı ölçüm test kurulumu gösterilmiştir.



Şekil 4.8 Deneylerde hız ölçümleri için kullanılan ekipman

Tablo 4.1 Ölçüm ekipmanlarının hassasiyetleri

Ölçüm Parametresi	Birim	Ölçüm hassasiyeti
Ağırlık	gr	±%1
Sıcaklık	°C	±0.5
Bağıl nem	%	±%1
Hava hızı	m/s	±%5

4.2 Deney metodu

Deneylerde nem kaybı fiziğinde etkin olması öngörülen 4 farklı parametrenin 2 seviyesi test edilmiştir. Deney setleri, tam faktoriyel deney tasarımı metodu ile hazırlanan, 16 parametre kombinasyonu olarak belirlenmiştir. Tablo 4.2' de bu deney setleri gösterilmiştir. Tam faktoriyel deney tasarımı metodu, Minitab 18 yazılımı kullanılarak uygulanmıştır.

Tablo 4.2 Tam faktöriyel deney tasarımı

No	Kabin içi hava sıcaklığı (°C)	Kompresör devri (rpm)	Fan devri (rpm)	Kompresör durma anlarında fanın çalışma durumu
1	4	3500	870	var
2	4	1200	870	var
3	4	1200	870	yok
4	2	1200	1800	var
5	2	1200	1800	yok
6	2	3500	1800	var
7	4	3500	870	yok
8	2	3500	870	var
9	2	3500	870	yok
10	4	3500	1800	yok
11	2	1200	870	var
12	4	1200	1800	yok
13	2	3500	1800	yok
14	2	1200	870	yok
15	4	3500	1800	var
16	4	1200	1800	var

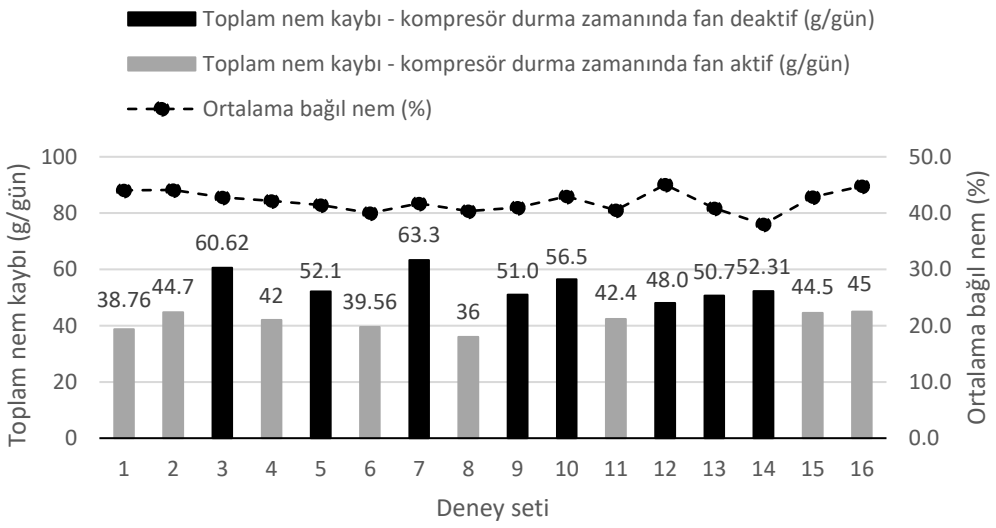
Her deney setinin başlangıcında, non-woven tepsisi, 1000gr ±5gr distile edilmiş şu ile doldurulmuştur. Her bir test minimum 24 saat uygulanmıştır. Testin sonunda, non-woven tepsisinde kalan su tekrar tartılmıştır. Elde edilen fark testin toplam

süresine bölünüp, 24 saat ile çarpılarak, her bir deney seti için günlük nem kaybı miktarı kaydedilmiştir.

Deneyler sırasında, hava sıcaklığı, hava hızı, bağıl nem, lif yüzey sıcaklıkları gibi parametreler ölçülmüştür. Bu ölçümlerle, gerçekleşen fiziğin daha iyi anlaşılması ve modelleme için gerekli alt yapının oluşturulması hedeflenmiştir.

4.3 Deney bulguları

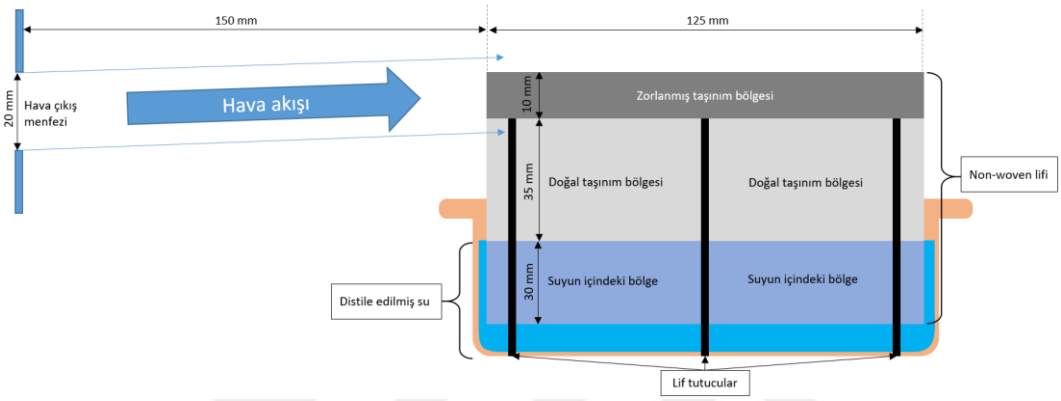
Şekil 4.9' da her bir deney seti için ölçülen nem kayıpları (g/gün) ve ortalama kopartıman bağıl nem (%) değerleri gösterilmiştir. Burada görüldüğü üzere, kompresörün durma zamanında fanın çalışmaya devam ettiği deneylerde, çalışmaya devam etmediği deneylere göre daha düşük nem kaybı ölçülmüştür. Farklı deney setlerinde, ortalama bağıl nem değerlerinin birbirine yakın olduğu gözlemlenmiştir. En düşük nem kaybı 8 numaralı deney setinde elde edilmiştir. 8 numaralı deney setinde, buzdolabının referans çalışma koşullarını temsil eden 3 numaralı deney setine göre %40 daha düşük nem kaybı kaydedilmiştir.



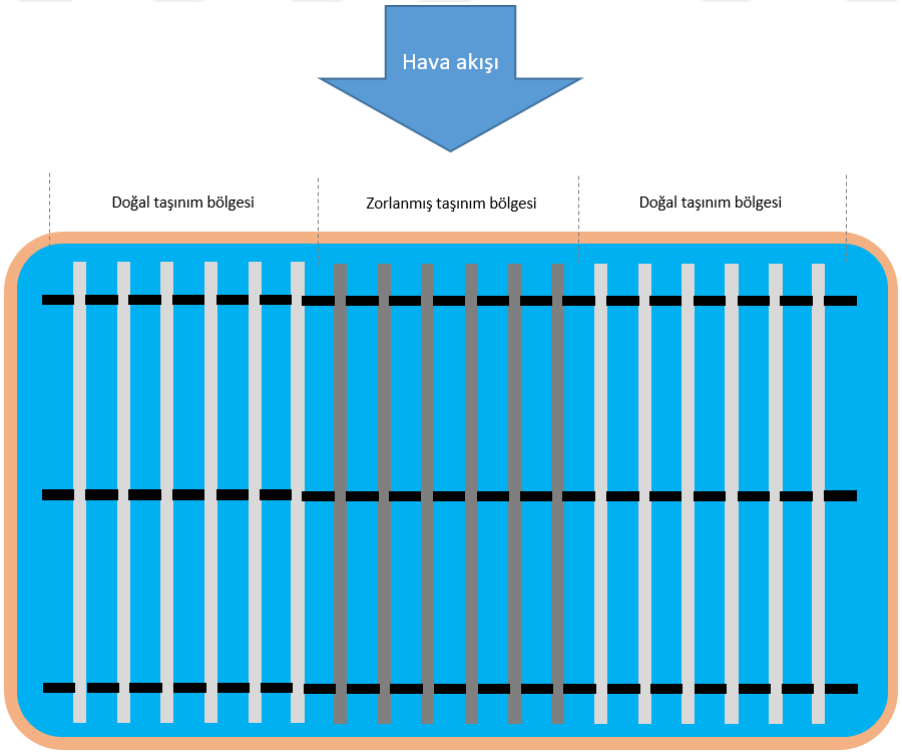
Şekil 4.9 Nem kaybı ve bağıl nem deney sonuçları

Şekil 4.10' de görülebileceği üzere, Non-woven tepsisi, lifleri dik bir pozisyonda tutabilmek için plastik duvarlara sahiptir. Bu duvarlar nedeniyle üzerine üflenen hava, liflerin tüm yüzey alanı üzerinden akamamaktadır. Bu da zorlanmış taşınım ile kütle transferini sınırlamakta ve yerini doğal taşınıma bırakmaktadır. Hava hızı ölçümlerinde, hava orta lifler üzerinde yüksek hızlarda akarken, dışta kalan liflerde

durağanlaştığını gözlemlenmiştir. Tüm bu durumlar birlikte değerlendirilerek, kütle transferi yüzey alanları hesaplanmış ve fanın çalıştığı durumlarda, toplam kütle transferi yüzey alanının %7.4' ünde zorlanmış taşınım gerçekleştiği, kalan %92.6 sinde doğal taşınım etkin olduğu varsayımı yapılmıştır. Şekil 4.10' de bu akış durumu yandan, Şekil 4.11' te üstten gösterilmiştir. Ölçümler bu taşınım bölgeleri için ayrı ayrı yapılmıştır. Takip eden grafiklerdeki zorlanmış veya doğal taşınım bölgesi ifadeleri bu durumu ifade etmektedir.

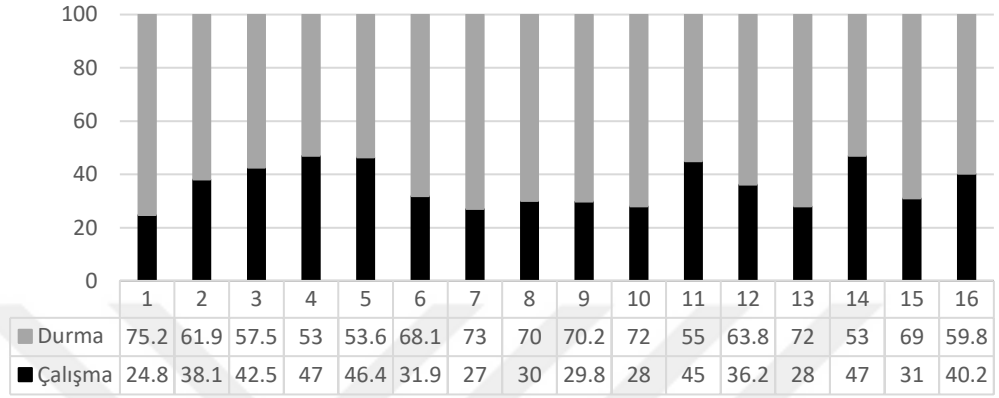


Şekil 4.10 Non-woven lifleri üzerinden akış ve taşınım karakteristikleri – yandan görünüş

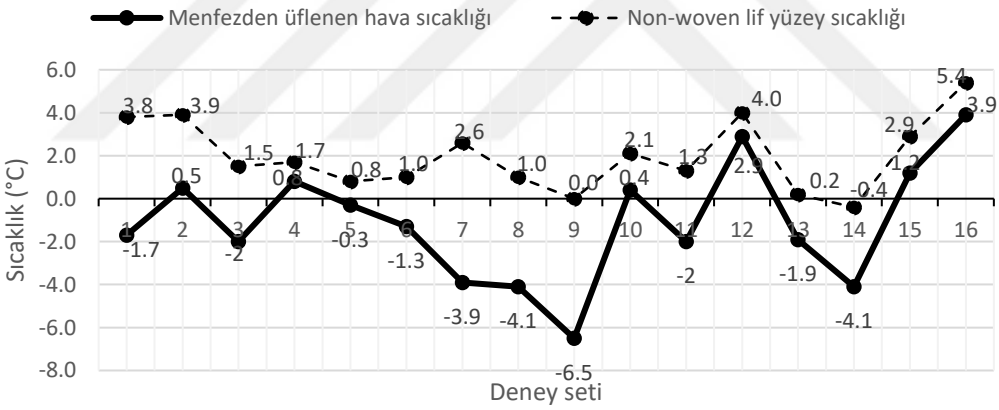


Şekil 4.11 Non-woven lifleri üzerinden akış ve taşınım karakteristikleri – üstten görünüş

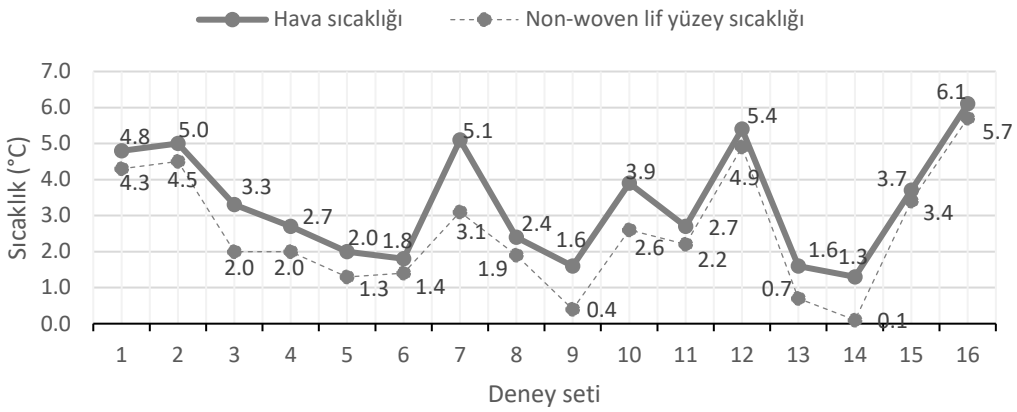
Şekil 4.12’ da deneylerde gözlemlenen kompresör çalışma oranları (%) gösterilmiştir. Şekil 4.13, Şekil 4.14, Şekil 4.15 ve Şekil 4.16’ te kompresör çalışma ve durma zamanlarında, Şekil 4.10 ve Şekil 4.11’ de gösterilen zorlanmış ve doğal taşınım bölgelerindeki, hava ile Non-woven lif yüzeyinden ölçülen sıcaklıklar karşılaştırılmıştır.



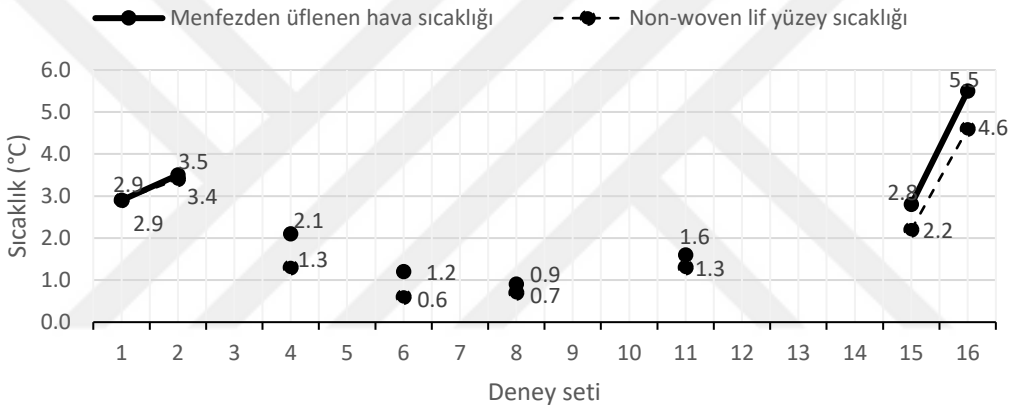
Şekil 4.12 Kompresör çalışma oranı (%)



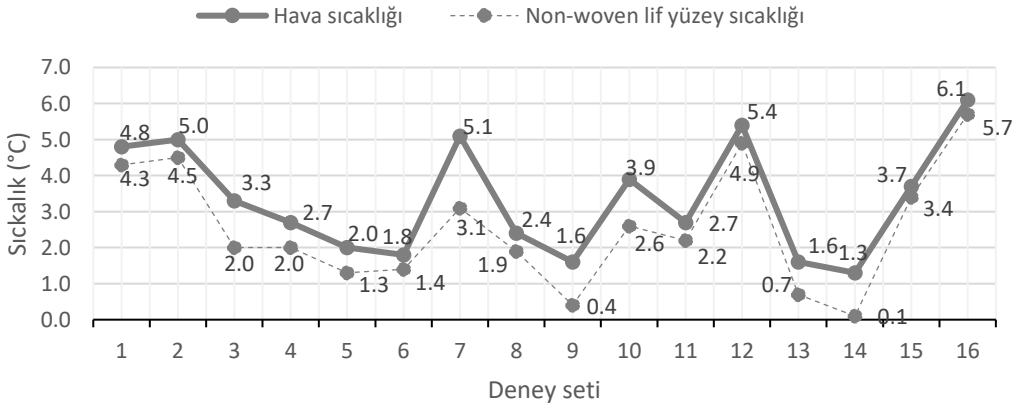
Şekil 4.13 Ortalama hava ve lif yüzey sıcaklığı kıyaslaması – Kompresör çalışması – Zorlanmış taşınım bölgesi (°C)



Şekil 4.14 Ortalama hava ve lif yüzey sıcaklığı kıyaslaması – Kompresör çalışma zamanı – Doğal taşınım bölgesi (°C)



Şekil 4.15 Ortalama hava ve lif yüzey sıcaklığı kıyaslaması – Kompresör durma zamanı – Zorlanmış taşınım bölgesi (°C)



Şekil 4.16 Ortalama hava ve yüzey sıcaklığı kıyaslaması – Kompresör durma zamanı – Doğal taşınım bölgesi (°C)

Yukarıda gösterilen deney sonuçları beraber ele alındığında, kompresör çalışma oranı, hava ile lif yüzeyi arasındaki sıcaklık farkı ve lif yüzeyindeki sıcaklık seviyeleri parametreleriyle, nem kaybı arasında belirli bir korelasyon olduğu tespit edilmiştir. Bu korelasyon, regresyon analizi yöntemi ile ortaya konulmuştur. Tablo 4.3' te bu analiz çıktıları gösterilmiştir. Burada görüldüğü üzere, nem kaybına etki eden en yüksek parametrenin, kompresörün durma anlarındaki hava ile lif yüzeyi arasındaki sıcaklık farkı olduğu tespit edilmiştir.

Tablo 4.3 Regresyon çıktıları

Kompresör durma anlarında fanın çalışma durumu	**Regresyon sabiti**	**Lif yüzey sıcaklığı**	**Üflenen hava ile lif arasındaki sıcaklık farkı**		**Kompresör çalışma oranı**
			Kompresör çalışma	Kompresör durma	
Regresyon katsayıları	29.61	0.373	0.040	13.72	0.212
Parametre p degerleri	-	0.524	0.939	0.000	0.111
Regresyon p degeri	0.000				
R^2	87.40%				

Bu bulgular aşağıdaki şekilde değerlendirilmiştir:

• Kompresör çalışma oranı: Yüksek soğutma kapasitesi ve daha soğuk üfleme sıcaklığı ile daha kısa sürede soğutma gerçekleştirilen durumlarda, havanın nem taşıma kapasitesi düştüğü için ve lifler, üzerinden geçen havaya daha kısa süre maruz kaldığı için, düşük çalışma oranlarında çalışan sistemlerde nem kaybı azalmaktadır.

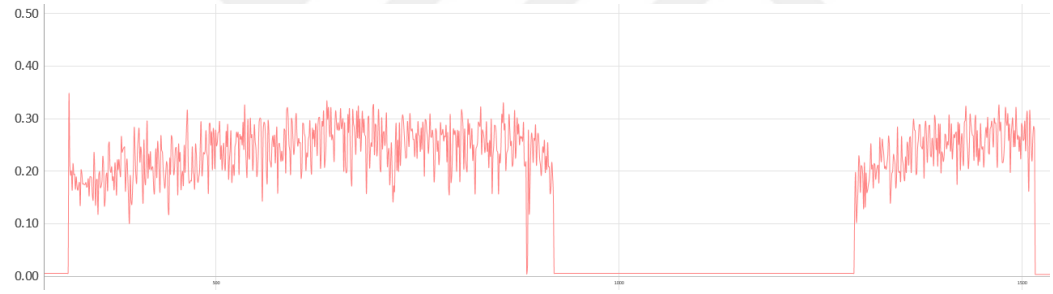
• Üflenen hava ile lif arasındaki sıcaklık farkı: Sıcaklık farkı düştükçe, serbest akıştaki hava içindeki nem ile, lif yüzeyindeki doymuş su buharı arasındaki buhar basıncı farkı daha az olduğu için, kütle transferi de daha az gerçekleşmektedir.

• Lif yüzey sıcaklığı: Lif yüzeyindeki doymuş buhar sıcaklığı düştükçe, buhar kısmi basıncının düşmesi nedeniyle, üzerinden geçen havaya, nemin transfer olma eğilimi düşmektedir.

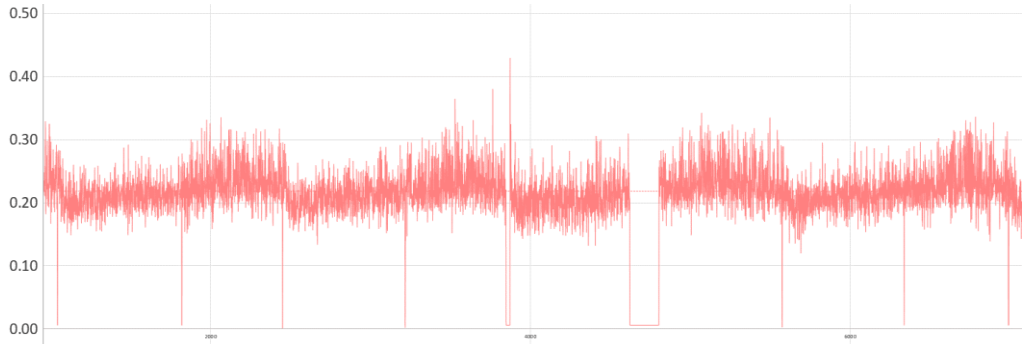
Nem kaybı deney setlerinde kullanılan 4 farklı hava hızı koşulu için, teorik modellemede kullanılmak üzere, hava hızı deneyleri gerçekleştirilmiştir. Belirlenen dört farklı koşul için, hava hız ölçüm deney setleri Tablo 4.4' te gösterilmiştir. Zamana bağlı kabin içi hava hızı deneylerinden alınan grafikler sırasıyla Şekil 4.17, Şekil 4.18, Şekil 4.19, Şekil 4.20' de gösterilmiştir.

Tablo 4.4 Hava hızı karakteristikleri

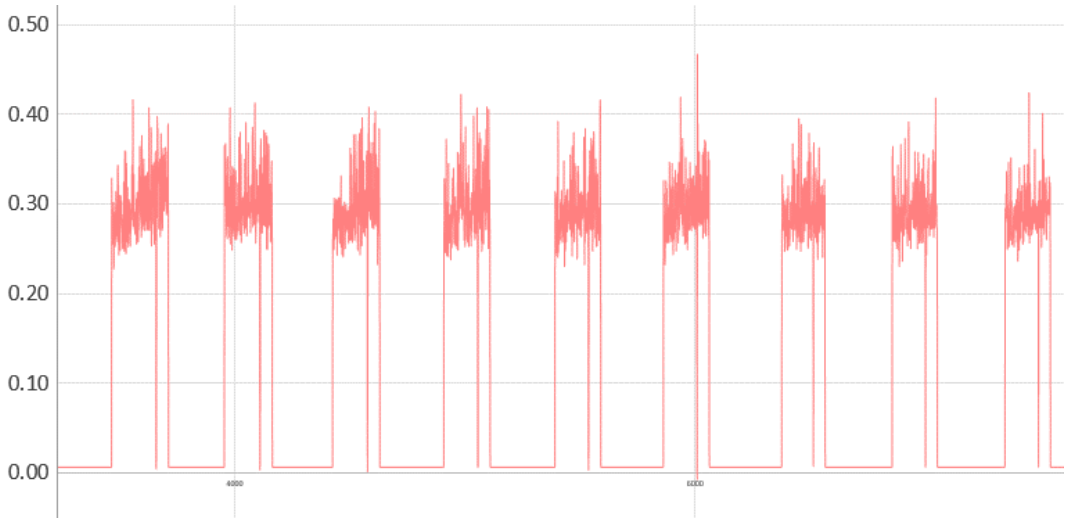
Hava hızı ölçüm deneyleri	**1**	**2**	**3**	**4**
Fan devri (rpm)	870	870	1800	1800
Kompresör durma anlarında fanın çalışma durumu	yok	var	yok	var
Hava hızı – kompresör çalışma (m/s)	**0.250**	**0.250**	**0.300**	**0.300**
Hava hızı – kompresör durma (m/s)	**0.000**	**0.200**	**0.000**	**0.200**



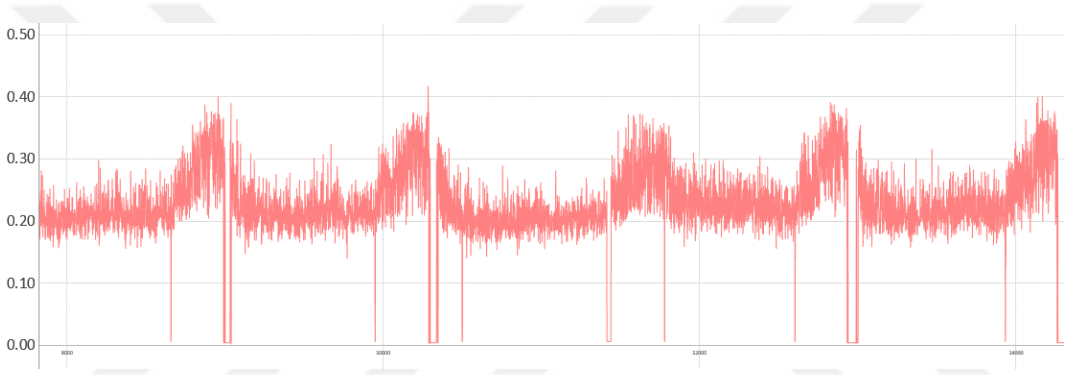
Şekil 4.17 Zamana bağlı kabin içi hava hızı - deney 1



Şekil 4.18 Zamana bağlı kabin içi hava hızı - deney 2



Şekil 4.19 Zamana bağlı kabin içi hava hızı - deney 3

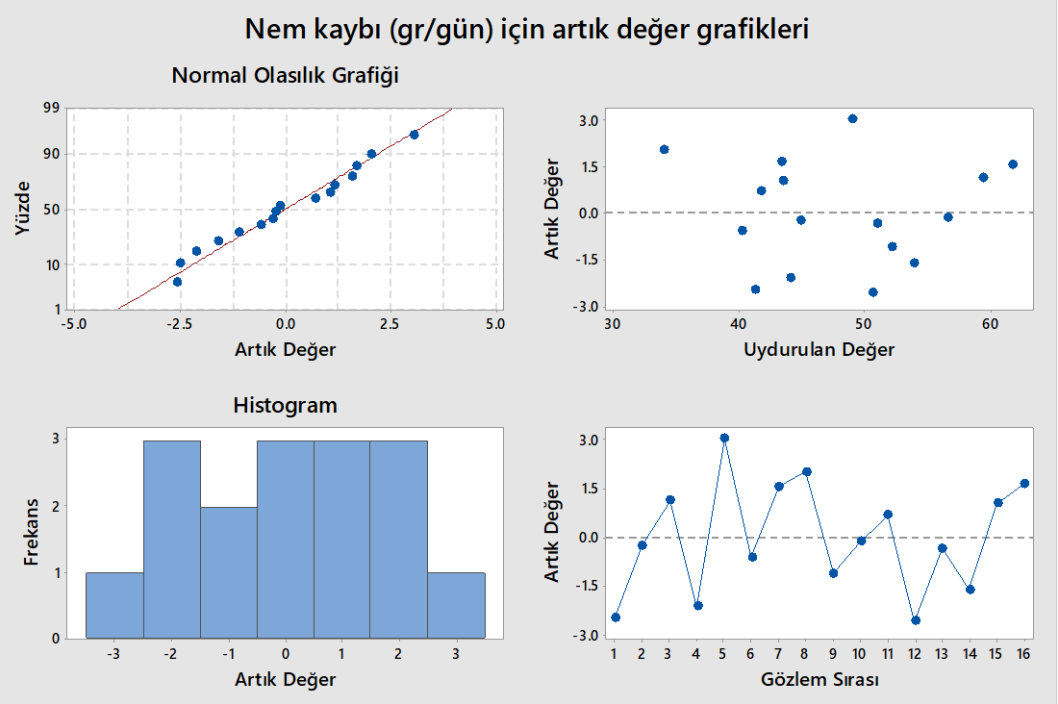


Şekil 4.20 Zamana bağlı kabin içi hava hızı - deney 4

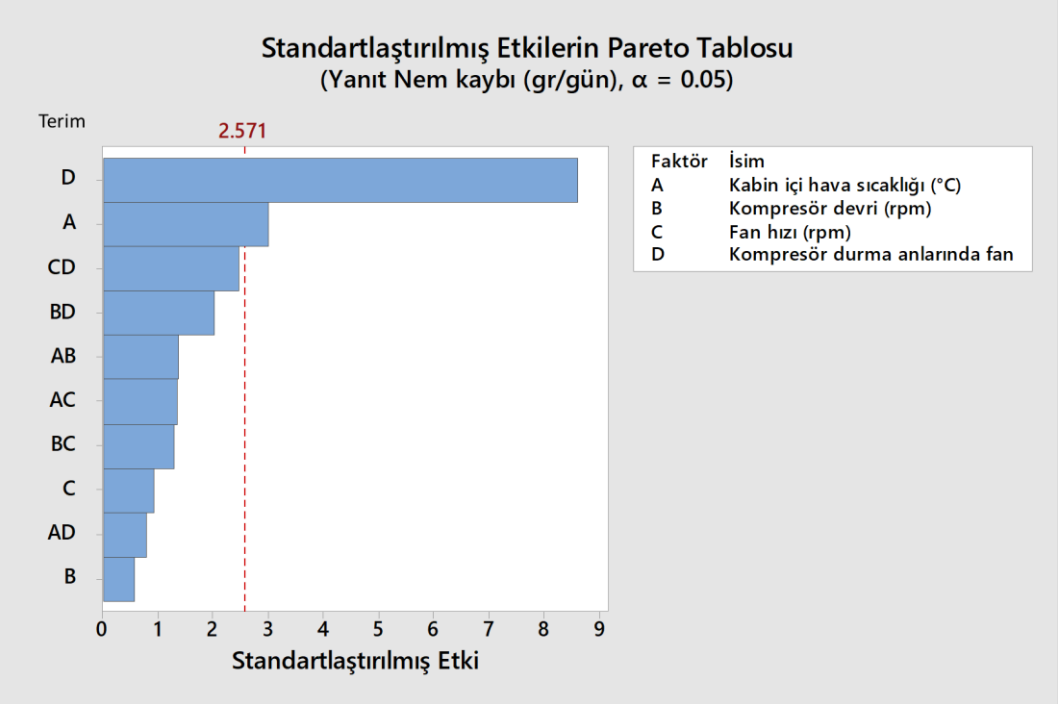
4.4 İstatistiksel analiz ve deney sonuçlarının karşılaştırılması

İstatistiksel çalışmada, test sonuçları faktöriyel dizayn metodu ile incelenmiştir. Şekil 4.21' da, deneyden alınan ölçümlerin normal dağılıma uyumlu sonuç verdiğini göstermektedir. Şekil 4.22' de, parametrelerin nem kaybı üzerindeki tekli ve çoklu etkinlik seviyeleri verilmektedir. Buradan, en etkin parametrenin, kompresörün durma anlarında fanın çalışmaya devam etmesi olduğu anlaşılmaktadır. Nem kaybına etki eden ikinci önemli parametrenin hava sıcaklığı olduğu görülmektedir. Hava hızı ve kompresör devrinin, nem kaybına etkilerinin diğer parametrelere göre daha az olduğu gözlemlenmiştir. Hava hızların artmasıyla kütle transferi artmakta, kompresör çalışma oranının azalması ile nem kaybının az miktarda düşmekte ve ikisinin birleşik etkisi nem kaybına diğer parametrelerden daha az etki etmekte olduğu görülmüştür. Şekil 4.23 ve Şekil 4.24 ' de gösterilen tekli ve ikili etki grafikleri incelendiğinde, kompresör devri ve fan devri

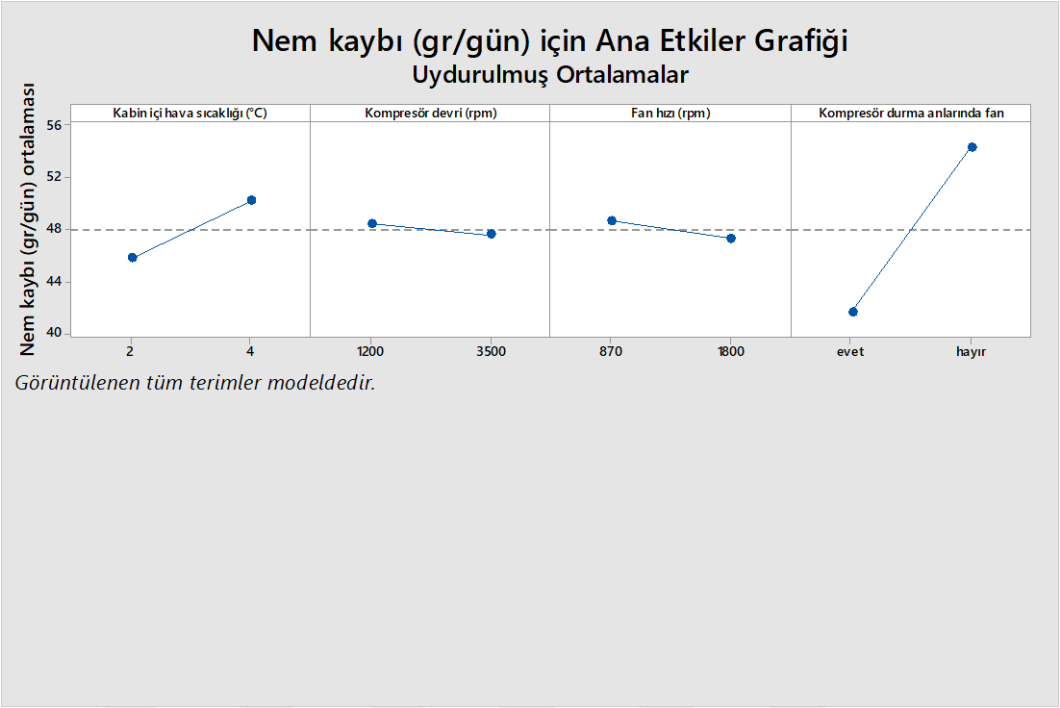
parametrelerinin, kompresör durma anlarında fanın çalışma durumuna göre ters etki gösterdiği görülmektedir.



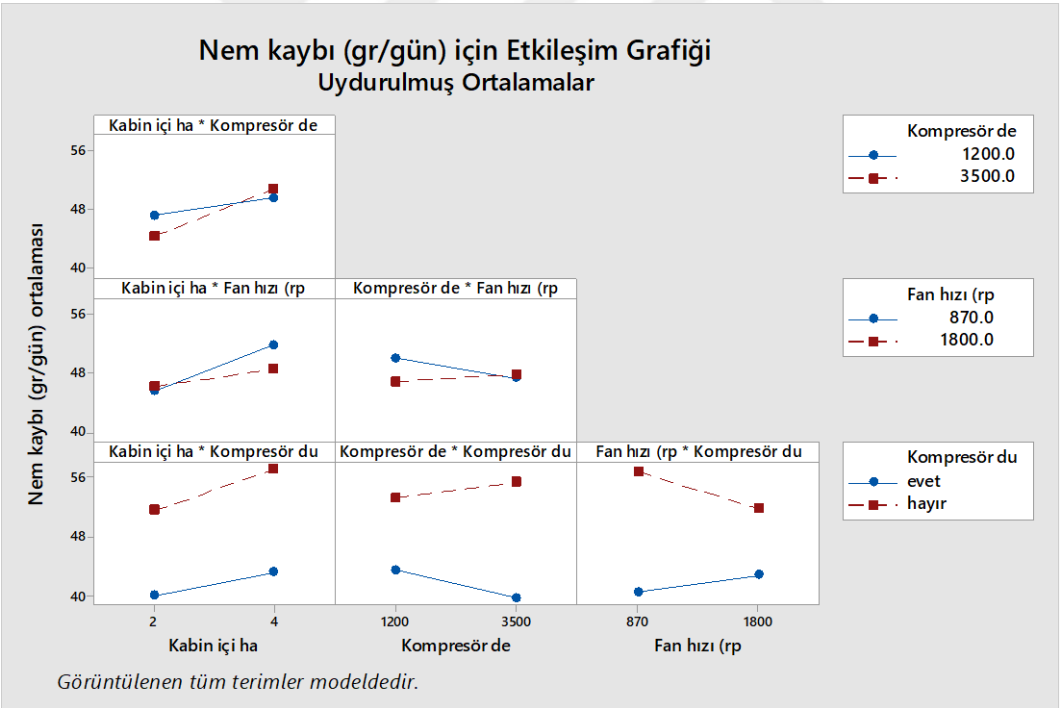
Şekil 4.21 Veri dağılım grafikleri



Şekil 4.22 Nem kaybı üzerindeki standartlaştırılmış etkilerin paretosu



Şekil 4.23 Nem kaybı ana etkiler grafiği

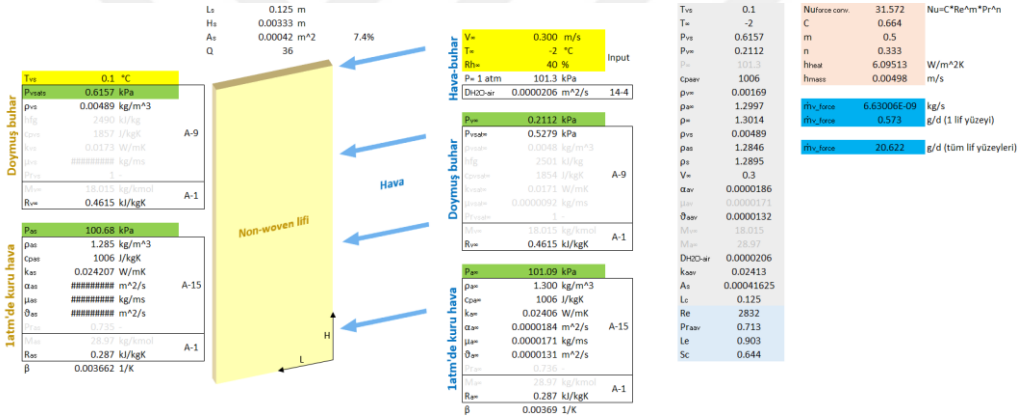


Şekil 4.24 Nem kaybı ikili etkiler grafiği

5
TEORİK MODELLEME ÇALIŞMASI

5.1 Teorik Modelleme yaklaşımı

Non-woven tepsisinden olan kütle transferini teorik modellemek için temel ısı ve kütle transferi bağıntılarından faydalanılmıştır. Tepside bulunan tek bir Non-woven lifi üzerinden gerçekleşen akış, sınır koşulları olarak belirlenmiştir. Tek bir lifte gerçekleşen kütle transferi, benzeşim ve ampirik formüller kullanılarak hesaplanmıştır. Farklı koşulları hızlı bir şekilde modelleyip, farklı parametrelerin kütle transferi üzerindeki etkilerini hızlı bir şekilde değerlendirmek amacıyla, hesaplama metodu Microsoft Excel yazılımına aktarılmıştır. Şekil 5.1' de bu hesaplama modelinin arayüzü gösterilmiştir.



Şekil 5.1 Teorik model hesaplama arayüzü

Deneysel çalışmalardan alınan ölçüm değerleri doğrultusunda, serbest akış bölgesinde ve lif yüzeyindeki ısıl özellikler belirlenmiştir. Aşağıda bu özelliklerin tespit edilme metodları gösterilmiştir.

Prandtl sayısı:

$$Pr = \frac{\vartheta}{\alpha} = \frac{Momentum\ \text{yayınımı}}{\text{Isıl yayınımı}} \tag{5.1}$$

Schmidt sayısı:

$$Sc = \frac{\vartheta}{D_{AB}} = \frac{Momentum\ \text{yayınımı}}{\text{Kütle yayınımı}} \tag{5.2}$$

Lewis sayısı:

$$Le = \frac{Sc}{Pr} = \frac{\text{Isıl yayınımı}}{\text{Kütle yayınımı}} \tag{5.3}$$

Su-hava yayınım katsayısı:

$$D_{H_2O-Hava} = 1.87 \times 10^{-10} \frac{T^{2.072}}{P} \quad (m^2/s), \qquad 280\ \text{K} < \text{T} < 450\ \text{K} \tag{5.4}$$

Buhar doyma basıncı:

$$P_s = \frac{\exp\left(34.494 - \frac{4924.99}{t + 237.1}\right)}{(t + 105)^{1.57}} / 1000 \quad (Pa) \tag{5.5}$$

Yoğunluk:

$$P = \rho RT \ \rightarrow \ \rho = \frac{P}{RT} \quad (kg/m^3) \tag{5.6}$$

Özgül ısı:

$$c_p = 1006 \quad \text{(J/kgK)}, \qquad \text{-10 °C} < \text{T} < \text{10 °C} \tag{5.7}$$

Isıl iletkenlik

$$k = (2.42 \times 10^{-2}) + (7.2 \times 10^{-5}) \times t \quad (W/mK) \tag{5.8}$$

Isıl yayınım katsayısı:

$$\alpha = \frac{k}{c_p \times P_s} \tag{5.9}$$

Dinamik viskozite:

$$\mu = \frac{1.458 \times 10^{-6} \times T^{\frac{2}{3}}}{T + 110.4} \quad (kg/ms) \tag{5.10}$$

Kinematik viskozite:

$$\vartheta = \frac{\mu}{\rho} \quad (m^2/s) \tag{5.11}$$

Hacimsel genleşme katsayısı:

$$\beta = 1/\text{T} \tag{5.12}$$

1) Zorlanmış taşınım ile kütle transferi hesabı

Zorlanmış taşınım ile kütle transferi hesabi icin Chilton-Colburn Benzeşiminden faydalanılmıştır. Non-woven liflerin yüzeyinden, üzerinden akan hava buhar karışımına olan kütle transferi, düşük kütle akısı koşullarına uyması nedeniyle, bu benzeşim bu problemde çok düşük hata oranlarında uygulanabilmektedir.

Chilton-Colburn Benzeşimi;

$$\frac{h_{\text{ısı}}}{h_{kütle}} = \rho c_p \left(\frac{Sc}{Pr}\right)^{2/3} = \rho c_p \left(\frac{\alpha}{D_{AB}}\right)^{2/3} = \rho c_p Le^{2/3} \rightarrow h_{kütle} = \frac{h_{\text{ısı}}}{\rho c_p Le^{2/3}} \quad (5.13)$$

Isı taşınım katsayısını hesaplamak için Nusselt korelasyonlarından faydalanılmıştır. Non-woven lifleri, düşey plaka geometrisinde olması nedeniyle, düşey plaka üzerindeki zorlanmış taşınım korelasyonu kullanılmıştır.

Nusselt sayısı:

$$Nu = \frac{h_{\text{taşınım}}\, L_c}{k} = C\ Re^m\ Pr^n \quad (5.14)$$

Düşey plaka üzerindeki zorlanmış taşınım Nusselt sayısı:
Laminar:

$$Nu = 0.664 Re_L^{0.5} Pr^{1/3} \qquad Re_L < 5 \times 10^5 \quad (5.15)$$

Türbülanslı:

$$Nu = 0.037 Re_L^{0.8} Pr^{1/3} \qquad 5 \times 10^5 \leq Re_L \leq 10^7 \quad (5.16)$$

Yukarıdaki yaklaşımlar kullanılarak zorlanmış taşınım ile ısı ve daha sonra kütle transfer katsayıları hesaplandıktan sonra aşağıdaki formül ile zorlanmış taşınım ile olan kütle transferi hesaplanmıştır.

$$\dot{m} = h_{\text{kütle}}\, A_s \left(\rho_{A,s} - \rho_{A,\infty}\right) \quad (5.17)$$

2) Doğal taşınım ile kütle transferi hesabı

Doğal taşınımla kütle transferi için Sherwood korelasyonlarından faydalanılmıştır. Zorlanmış taşınımda olduğu gibi, burada düşey plaka üzerinden doğal taşınım korelasyonu kullanılmıştır.

Sherwood sayısı:

$$Sh = \frac{h_{\text{kütle}}\, L_c}{D_{AB}} = C\ (Gr\ Sc)^n \tag{5.18}$$

Grashof sayısı:

$$Gr = \frac{g(\rho_\infty - \rho_s)L_c^3}{\rho\vartheta^2} = \frac{g(\Delta\rho/\rho)L_c^3}{\vartheta^2} \tag{5.19}$$

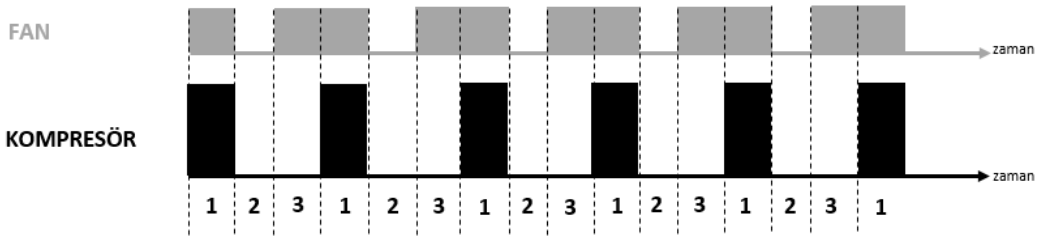
Düşey plaka üzerinde doğal taşınım Nusselt sayısı:

$$Nu = 0.59(Gr\ Sc)^{1/4} \quad 10^5 \le Gr\ Sc \le 10^9 \tag{5.20}$$

$$Nu = 0.1(Gr\ Sc)^{1/3} \quad 10^9 \le Gr\ Sc \le 10^{13} \tag{5.21}$$

$$\dot{m} = h_{\text{kütle}}\, A_s \left(\rho_{A,s} - \rho_{A,\infty}\right) \tag{5.22}$$

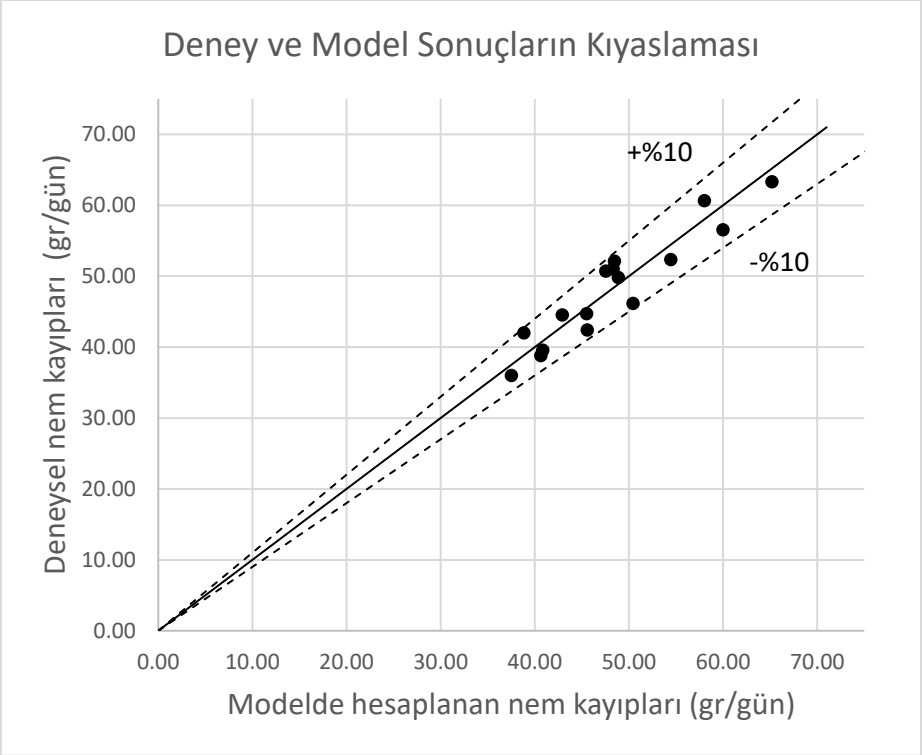
Kütle transferi, buzdolabı gerçek çalışma koşullarında, farklı zamanlarda farklı formlarda gerçekleşmektedir. Şekil 5.2' de bu çalışma durumları gösterilmiştir. 1 numara ile gösterilen çalışmalar, kompresör ve fanın beraber çalıştığı koşulları göstermektedir. Bu koşullarda, yukarıda anlatıldığı gibi, bir bölgede zorlanmış taşınım etkinken, diğer bölgelerde doğal taşınım etkinlik göstermektedir. 2 numara ile gösterilen çalışmalar fan ve kompresör tamamen durduğu koşulları göstermektedir. Bu koşullarda, tüm lif yüzeylerinde doğal taşınım gerçekleşmektedir. 3 numara ile gösterilen çalışmalar kompresörün durup, fanın çalıştığı koşulları göstermektedir. Bu durumda, 1 numara ile aynı şekilde, zorlanmış ve doğal taşınım beraber gerçekleşmektedir. Gerçekleştirilen hesaplamalar, belirtilen her üç koşul içinde, ölçüm verilerine göre ayrı ayrı uygulanmıştır.



Şekil 5.2 Sistem çalışma koşulları

5.2 Teorik model doğrulama

Bölüm 5.1' de anlatılan teorik model ile deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Deney ve teorik model sonuçlarının karşılaştırılma grafiği Şekil 5.3' te verilmiştir. Teorik geliştirilen modelin deney sonuçları ile % 10 hata oranında uyuştuğu görülmektedir.



Şekil 5.3 Teorik ve deneysel nem kaybı karşılaştırılması

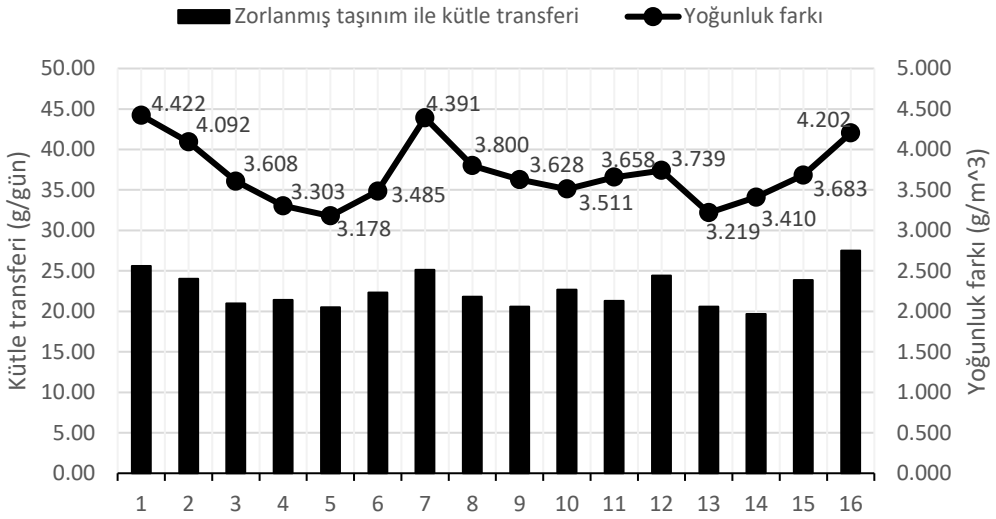
5.3 Teorik model sonuçları

Teorik modelden alınan sonuçlar, deneysel çalışmada gerçekleşen üç farklı koşul için değerlendirilmiştir.

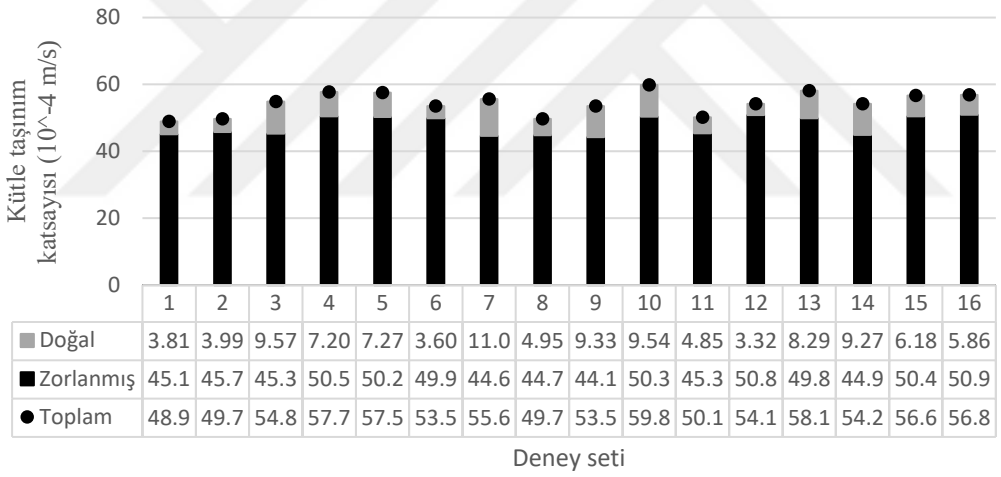
1) Kompresörün ve fanın çalıştığı zamanlar

Bu koşulda, hava evaporatör sayesinde soğutulduğu için, kabine giriş sıcaklıkları, kabin içindeki havadan ve non-woven lifinden çok daha soğuk olmaktadır. Bu nedenle havanın lif üzerinden aktığı zorlanmış taşınım bölgesinde ortalama hava sıcaklıkları, Bölüm 4' te verilen Şekil 4.13' te her bir deney seti için gösterildiği gibi, ortalama lif yüzey sıcaklıklarından daima daha soğuk ölçülmüştür. Kabin içi sıcaklığı düşük, kompresör devrinin yüksek, fan devrinin düşük olduğu koşullarda, lif ile hava arasındaki sıcaklık farkının maksimum olduğu gözlemlenmiştir. Ancak Şekil 5.4' te gösterildiği gibi, buhar yoğunluğu farkının ve dolayısıyla zorlanmış taşınımla kütle transfer katsayısının en yüksek olduğu koşul, kabin sıcaklığının yüksek olduğu deney setlerinde (1, 7, 12, 16) gerçekleştiği görülmektedir. Bunun sebebi lif sıcaklığı arttıkça, buhar basıncının eksponansiyel olarak artmasıdır. Buradan anlaşıldığı üzere, kütle transferi için itici güç olan derişiklik farkı sadece sıcaklık farkına bağlı değil, aynı zamanda sıcaklık seviyelerine de bağlıdır. Yüksek sıcaklık seviyelerinde, lif yüzeyi ve hava arasındaki küçük farklar, düşük sıcaklık seviyelerindeki yüksek farklarla eş değer kütle transferine sebep olabilir.

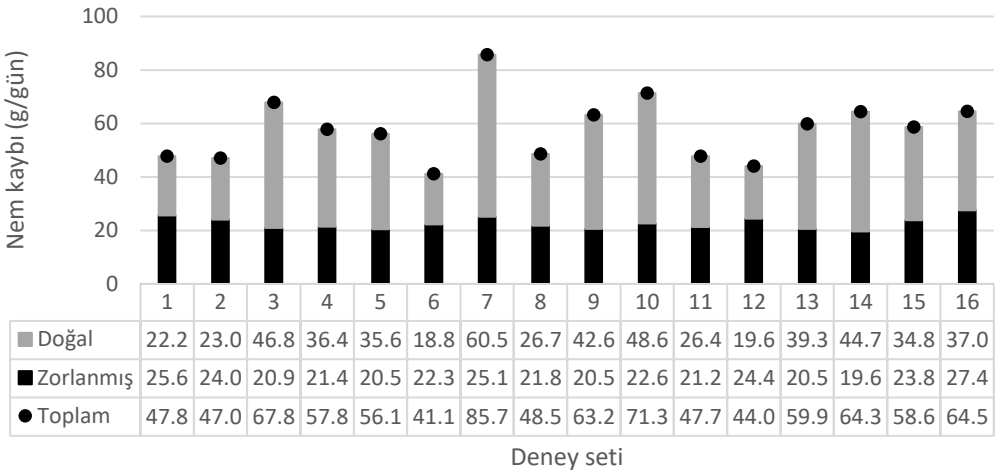
Menfezden gelen havanın lif üzerinden yüksek hızlarda akamadığı, doğal taşınım bölgesinde ise, hava sıcaklığının lif yüzey sıcaklıklarından çok az daha fazla olduğu görülmüştür. Bölüm 4' te verilen Şekil 4.14' te bu koşul için, doğal taşınım bölgesindeki ortalama lif yüzey ve ortalama hava sıcaklıkları gösterilmiştir. Bu koşul için zorlanmış ve doğal taşınım bölgelerinin kendi şartlarına göre taşınım katsayıları ve birim zamandaki nem kayıpları, yukarıda anlatılan teorik model yaklaşımı ile hesaplanmıştır. Şekil 5.5' te hesaplanan doğal ve zorlanmış taşınım katsayıları gösterilmiştir. Bu grafiklere bakıldığında doğal taşınım katsayılarının, zorlanmış taşınım katsayılarına göre çok daha düşük olduğu görülmüştür. Şekil 5.6' da doğal ve zorlanmış taşınımla birim zamanda gerçekleşen toplam kütle transferi miktarları (non-woven nem kaybı) gösterilmiştir. Bu grafikte görüldüğü gibi kütle transferi yüzey alanları arasındaki fark nedeniyle, zorlanmış taşınımla kütle transfer katsayıları çok daha yüksek olmasına rağmen, zorlanmış taşınımla gerçekleşen toplam kütle transferi, doğal taşınımla gerçekleşen toplam kütle transferlerinden daha düşük gerçekleşmektedir.



Şekil 5.4 Serbest akıştaki hava ile ıslak yüzeydeki doygun hava arasındaki kısmi buhar yoğunluğu farkı (g/m^3) - Zorlanmış taşınım ile kütle transferi (g/gün) kıyaslaması (Kompresör çalışması)



Şekil 5.5 Kompresör çalışması sırasında kütle taşınım katsayısı (10^-4 m/s)

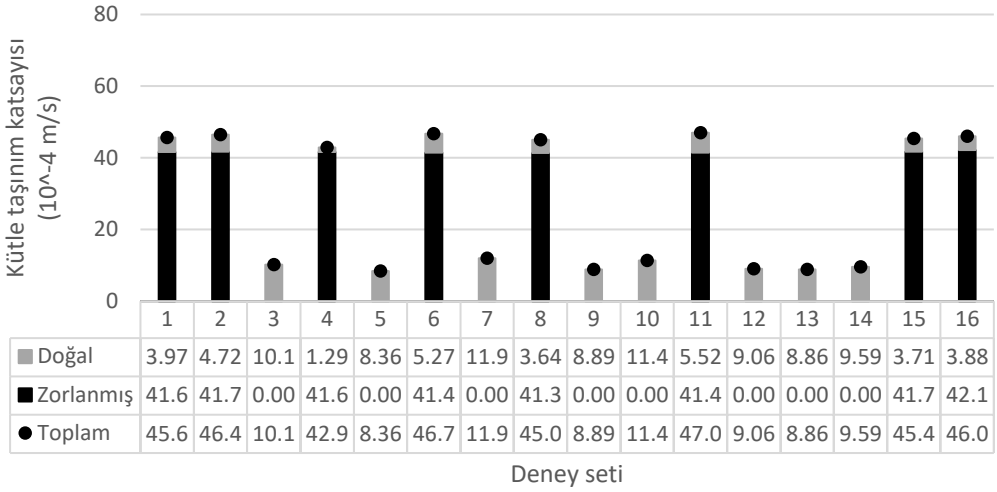


	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Doğal	22.2	23.0	46.8	36.4	35.6	18.8	60.5	26.7	42.6	48.6	26.4	19.6	39.3	44.7	34.8	37.0
Zorlanmış	25.6	24.0	20.9	21.4	20.5	22.3	25.1	21.8	20.5	22.6	21.2	24.4	20.5	19.6	23.8	27.4
Toplam	47.8	47.0	67.8	57.8	56.1	41.1	85.7	48.5	63.2	71.3	47.7	44.0	59.9	64.3	58.6	64.5

Şekil 5.6 Kompresör çalışması sırasında birim zamandaki nem kaybı (g/gün)

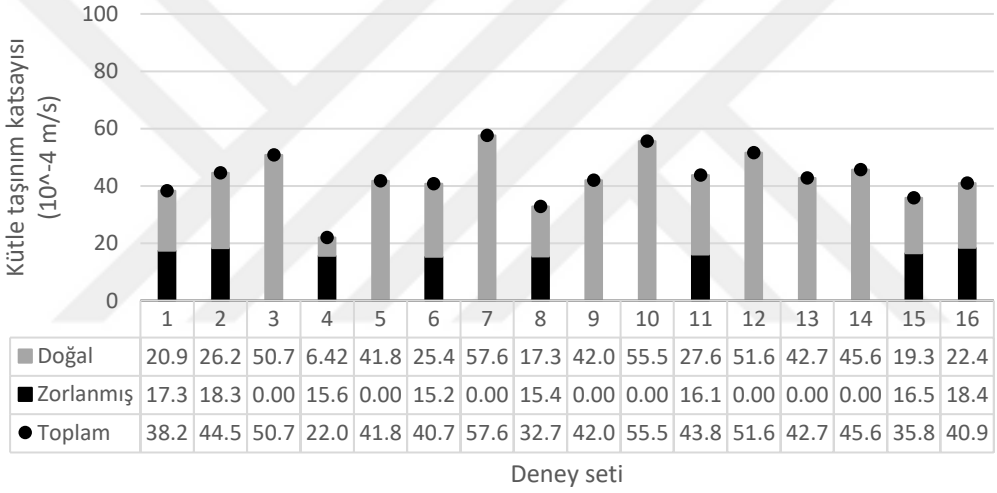
2) Kompresör ve fanın durduğu zamanlar

Bu koşulda tüm lif yüzey alanından doğal taşınım gerçekleşmektedir. Bu koşulda hava sürekli sirküle edilmediği için, lif yüzeyleri ile hava arasında sıcaklık farkları oluşmaktadır. Fanın sirkülasyona devam ettiği diğer koşullarda ise sürekli olarak evaporatörden geçirilen hava ile sıcaklık farklarını dengeleme yönünde ısı transferi devam etmektedir. Dolayısıyla bu koşuldaki doğal taşınım koşullarında, ortalama lif yüzeyi ve ortalama hava sıcaklıkları arasındaki fark diğer koşullarda gerçekleşen doğal taşınım koşularına göre daha yüksek olmaktadır. Aynı şekilde kısmi basınçlar arasındaki farkta yüksek olduğu için, bu koşuldaki doğal taşınım katsayıları görece yüksek olmaktadır. Bu koşulun gerçekleştiği deney setleri 3, 5, 7, 9, 10, 12, 13 ve 14' tür. Şekil 5.7 ve Şekil 5.8' de bu deney setleri için bu koşulda gerçekleşen doğal taşınımla kütle transfer katsayıları ve birim zamanda gerçekleşen toplam kütle transferleri gösterilmiştir. Burada görüldüğü gibi yukarda bahsedilen deney setleri en yüksek doğal taşınım ile kütle transferine sahiplerdir.



	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Doğal	3.97	4.72	10.1	1.29	8.36	5.27	11.9	3.64	8.89	11.4	5.52	9.06	8.86	9.59	3.71	3.88
Zorlanmış	41.6	41.7	0.00	41.6	0.00	41.4	0.00	41.3	0.00	0.00	41.4	0.00	0.00	0.00	41.7	42.1
Toplam	45.6	46.4	10.1	42.9	8.36	46.7	11.9	45.0	8.89	11.4	47.0	9.06	8.86	9.59	45.4	46.0

Şekil 5.7 Kompresör durma sırasında kütle taşınım katsayısı (10^-4 m/s)



	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Doğal	20.9	26.2	50.7	6.42	41.8	25.4	57.6	17.3	42.0	55.5	27.6	51.6	42.7	45.6	19.3	22.4
Zorlanmış	17.3	18.3	0.00	15.6	0.00	15.2	0.00	15.4	0.00	0.00	16.1	0.00	0.00	0.00	16.5	18.4
Toplam	38.2	44.5	50.7	22.0	41.8	40.7	57.6	32.7	42.0	55.5	43.8	51.6	42.7	45.6	35.8	40.9

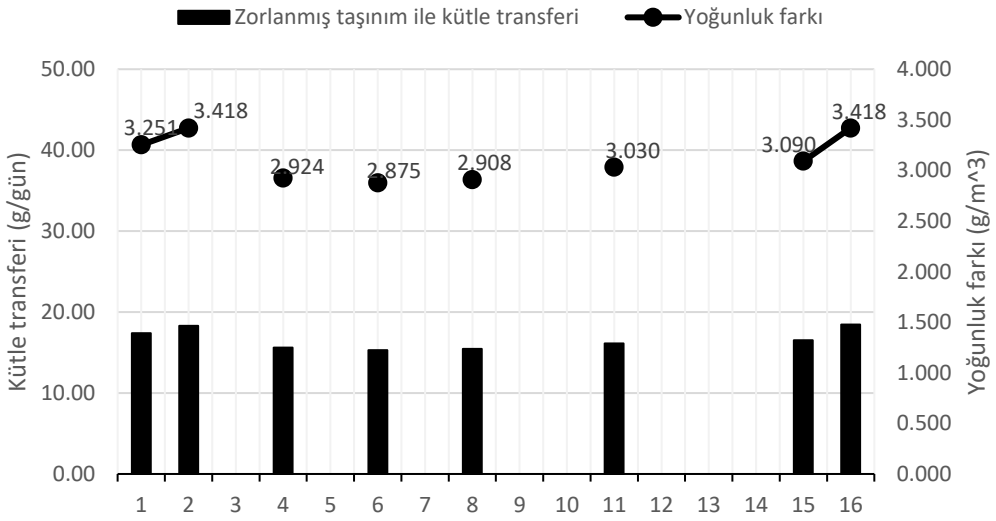
Şekil 5.8 Kompresör durma sırasında birim zamandaki nem kaybı (g/gün)

3) Kompresörün durduğu ve fanın çalıştığı zamanlar

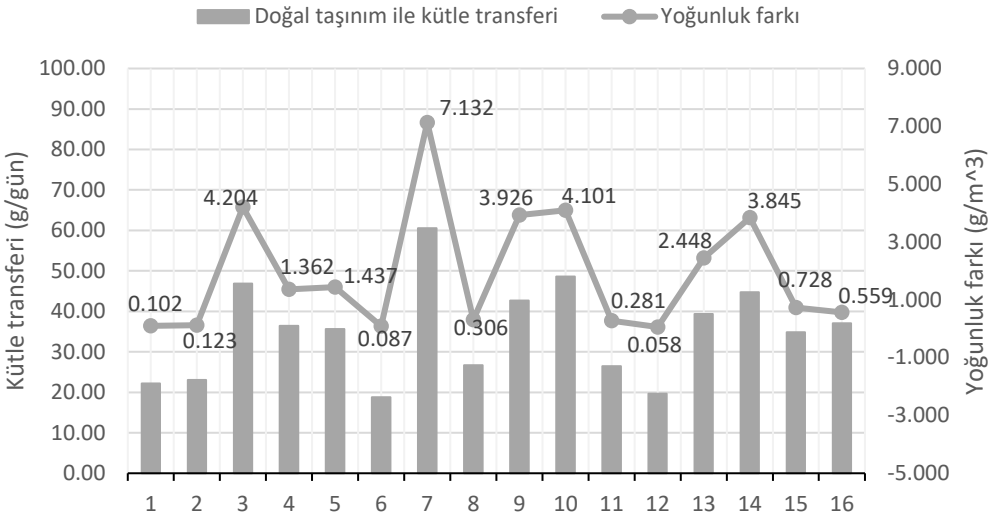
Bu koşulda, 1 numaralı koşula benzer şekilde havanın üzerinden aktığı yüzeylerde zorlanmış, diğer yüzeylerde doğal taşınım gerçekleşmektedir. Ancak kompresör çalışmadığı için menfezden üflenen hava sıcaklığı 1 numaralı koşula göre daha yüksektir. Sürekli sağlanan hava akışı sayesinde, oluşan sıcaklık ve dolayısıyla kısmı basınç farkları da görece daha az olmaktadır. Bu koşullardaki kütle transfer katsayıları ve gerçekleşen toplam kütle transferleri bir miktar daha az olduğu görülmektedir. Bu koşulun gerçekleştiği deney setleri 1, 2, 4, 6, 8, 11, 15 ve 16' dır. Şekil 5.7 ve Şekil 5.8' de bu deney setleri için bu koşulda gerçekleşen doğal taşınımla kütle transfer katsayıları ve birim zamanda gerçekleşem toplam kütle

transferleri gösterilmiştir. Burada görüldüğü gibi zorlanmış taşınım ile gerçekleşen nem kaybı, kompresörün çalıştığı sıradaki zorlanmış taşınım ile gerçekleşen nem kaybına göre daha azdır. Doğal taşınımla olan nem kaybı, hem kompresör çalışması sırasındaki doğal taşınımlardan, hem de kompresör durma anında fan çalışmadığı durumundaki doğal taşınımlardan daha düşüktür.

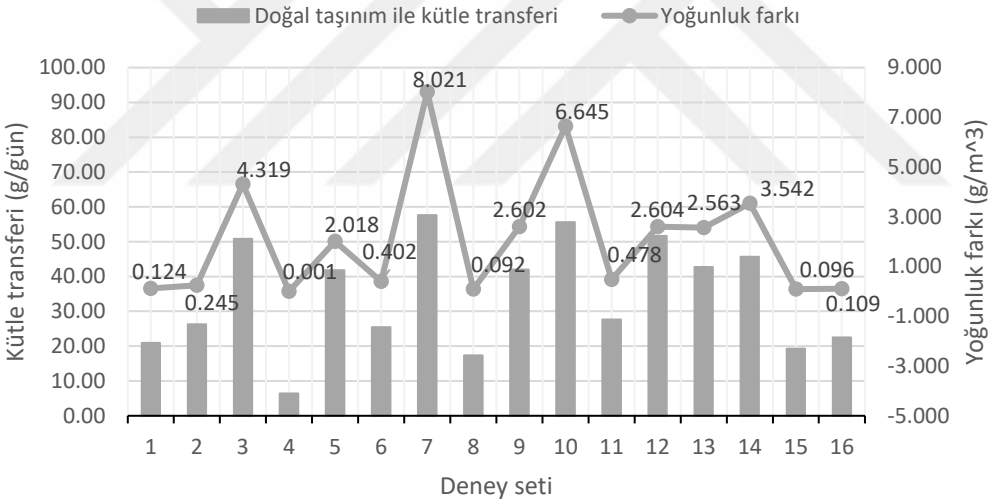
Şekil 5.4 ve Şekil 5.9' da her bir deney seti için kompresör çalışma ve durma zamanları için zorlanmış taşınım ile kütle transferi katsayıları ve serbest akıştaki hava ile ıslak lif yüzeyindeki doygun hava arasındaki buhar yoğunluğu farkı kıyaslamaları gösterilmiştir. Şekil 5.10 ve Şekil 5.11' de her bir deney seti için kompresör çalışma ve durma zamanları için doğal taşınım ile kütle transferi katsayıları ve serbest akıştaki hava ile ıslak lif yüzeyindeki doygun hava arasındaki toplam yoğunluk farkları kıyaslamaları gösterilmiştir. Bu grafikler incelendiğinde, zorlanmış taşınım ile kütle transferi, serbest akıştaki hava ile ıslak lif yüzeyindeki doygun hava arasındaki kısmi buhar yoğunluğu farkı ile doğru orantılı iken, doğal taşınım ile kütle transferi serbest akıştaki hava ile ıslak lif yüzeyindeki doygun hava arasındaki toplam yoğunluk farkı ile doğru orantılı olduğu görülmektedir.



Şekil 5.9 Serbest akıştaki hava ile ıslak yüzeydeki doygun hava arasındaki kısmi buhar yoğunluğu farkı (g/m^3) - Zorlanmış taşınım ile kütle transferi (g/gün) kıyaslaması (Kompresör durma zamanları)

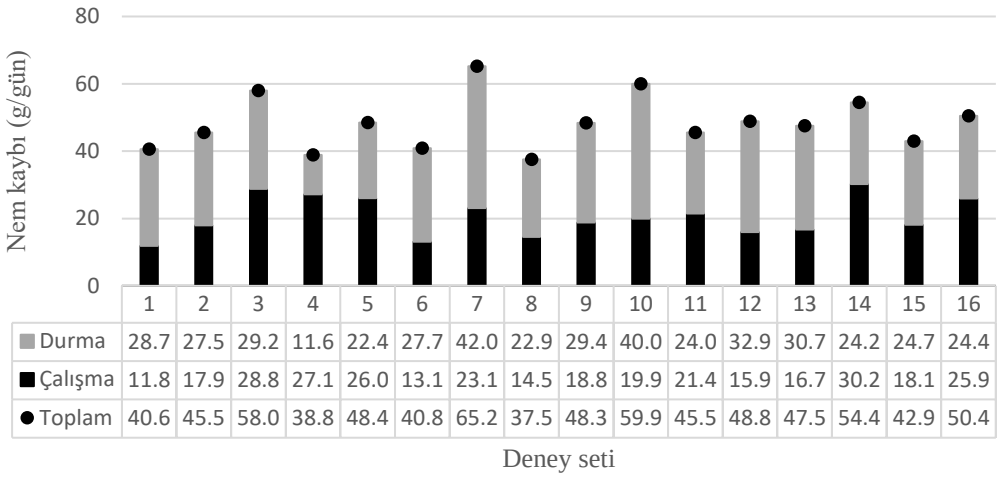


Şekil 5.10 Serbest akıştaki hava ile ıslak yüzeydeki doygun hava arasındaki toplam yoğunluk farkı (g/m^3) - Doğal taşınım ile kütle transferi (g/gün) kıyaslaması (Kompresör çalışma zamanları)



Şekil 5.11 Serbest akıştaki hava ile ıslak yüzeydeki doygun hava arasındaki toplam yoğunluk farkı (g/m^3) - Doğal taşınım ile kütle transferi (g/gün) kıyaslaması (Kompresör durma zamanları)

Şekil 5.7 ve 5.8' de gösterilen birim zamanda gerçekleşen nem kayıpları, Bölüm 4' te verilen Şekil 4.12' de gösterilen kompresör çalışma ve durma oranları ile çarpılarak, toplam günlük nem kayıpları hesaplanmıştır. Her bir deney seti için hesaplanan toplam günlük nem kayıpları Şekil 5.12' de gösterilmiştir.



	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Durma	28.7	27.5	29.2	11.6	22.4	27.7	42.0	22.9	29.4	40.0	24.0	32.9	30.7	24.2	24.7	24.4
Çalışma	11.8	17.9	28.8	27.1	26.0	13.1	23.1	14.5	18.8	19.9	21.4	15.9	16.7	30.2	18.1	25.9
Toplam	40.6	45.5	58.0	38.8	48.4	40.8	65.2	37.5	48.3	59.9	45.5	48.8	47.5	54.4	42.9	50.4

Şekil 5.12 Günlük nem kaybı (g/gün)

6
SONUÇ VE ÖNERİLER

6.1 Sonuçlar

Bu tez çalışmasında buzdolaplarında, ürün nem kaybına etki eden, kabin içi hava sıcaklığı parametresinin 2 °C ve 4 °C seviyeleri için, kompresör devri parametresinin 1200 rpm ve 3500 rpm seviyeleri için, fan devri parametresinin 870 rpm ve 1800 rpm seviyeleri için, kompresör durma anlarında fanın çalışma parametresinin "var" ve "yok" durumları için deneysel ve teorik çalışılmıştır. 8 numaralı deney setinde (kabin içi hava sıcaklığı 2 °C, kompresör devri 3500 rpm, fan devri 870 rpm, kompresör durma anlarında fanın çalışma durumu "var"), buzdolabının referans çalışma koşullarını temsil eden 3 numaralı deney setine göre (kabin içi hava sıcaklığı 4 °C, kompresör devri 1200 rpm, fan devri 870 rpm, kompresör durma anlarında fanın çalışma durumu "yok") %40 daha düşük nem kaybı elde edilmiştir. Deneyler sırasında, yukarıda belirtilen, direkt kontrol edilebilen parametrelerin yanı sıra, dolaylı olarak değişiklik gösteren kompresör çalışma oranı, üflenen hava sıcaklığı, lif yüzey sıcaklıkları, kabin içi nemi gibi parametrelerde ölçülmüştür. Tüm bu parametrelerin ölçümleri kullanılarak geliştirilen teorik model, buzdolabında saklanan ürün nem kaybı deneysel çalışma sonuçlarıyla % 10 hata oranı ile uyuşmaktadır. Geliştirilen ve test sonuçlarıyla doğrulanan teorik model sayesinde, parametrelerin nem kaybı üzerindeki etkileri fiziki olarak anlaşılmıştır.

Deneysel çalışmalardan alınan sonuçlar, istatistiksel değerlendirme ve teorik modelden faydalanarak sonuçların fiziki açıklaması aşağıdaki şekildedir;

Direkt kontrol edilebilen parametreler

1. Kabin içi hava sıcaklığı (°C)

Deney sonuçlarına göre 4 °C kabin sıcaklığının, 2°C kabin sıcaklığına göre, diğer parametrelerin farklı kombinasyonlarında %5 ile %19 arasında daha yüksek nem kaybı sağladığı görülmüştür. Deneylerden alınan sonuçların istatistiksel analizi, kabin içi hava sıcaklığının nem kaybına etki eden ikinci en etkin parametre olduğu göstermiştir.

Ölçülen indirekt parametreler ve teorik model çıktılarına göre, düşük kabin sıcaklığı koşullarını sağlamak için gerekli soğuk hava ve uzun kompresör çalışma oranları sayesinde, lif üzerinden akan hava sıcaklığı ve lif yüzeyindeki doymuş buhar sıcaklığı arasındaki farkın düştüğü görülmüştür. Bu durum, kütle transferine itici güç olan, kütle derişiklikleri arasındaki farkları azaltarak kütle transferinin azalmasına sebep olmaktadır.

2. Kompresör durma anlarında fanın çalışma durumu (var/yok)

Deney sonuçlarına göre kompresör durma anlarında fanın çalışması durumu, çalışmaması durumuna göre, diğer parametrelerin farklı kombinasyonlarında %6 ile %39 arasında daha düşük nem kaybı sağladığı görülmüştür. "Kompresör durma anlarında fanın çalışma durumu - var" olan deney setlerinde, diğer tüm parametrelerin % etkinlik seviyesinin düştüğü gözlemlenmiştir. Deneylerden alınan sonuçların istatistiksel analizine göre nem kaybına etki eden parametrelerden, en etkili parametrenin "kompresör durma anlarında fanın çalışma durumu - var" parametresinin olduğu görülmüştür.

Ölçülen indirekt parametreler ve teorik model çıktılarına göre, "Kompresör durma anlarında fanın çalışma durumu - var" olan deney setlerinde daha az nem kaybı olması, kompresör durma anlarında, sürekli devam eden akış sayesinde, lif yüzeyindeki doymuş hava ve serbest akıştaki hava arasındaki sıcaklık farklarının azalması ve dolaysıyla yoğunluk farklarının da azalmasından kaynaklandığı anlaşılmıştır.

3. Kompresör devri (rpm)

Deney sonuçlarına göre 3500 rpm kompresör devri, 1200 rpm kompresör devrine göre, "Kompresör durma anlarında fanın çalışma durumu - yok" olan deney setlerinde %15’e kadar daha yüksek nem kaybı sağlarken, "Kompresör durma anlarında fanın çalışma durumu - var" olan deney setlerinde %15’e kadar daha düşük nem kaybı sağladığı görülmüştür.

4. Fan devri (rpm)

Deney sonuçlarına göre 1800 rpm fan devri, 870 rpm fan devrine göre, "Kompresör durma anlarında fanın çalışma durumu - yok" olan deney setlerinde %21’e kadar daha düşük nem kaybı sağlarken, "Kompresör durma anlarında fanın çalışma

durumu - var" olan deney setlerinde %15'e kadar daha yüksek nem kaybı sağladığı görülmüştür.

Yukarıda anlaşıldığı gibi, deneysel ve istatistiksel çalışmalarda, "kompresör devri" ve "fan devri" parametrelerinin nem kaybı üzerindeki etkisinin, "kompresör durma anlarında fanın çalışma durumu" parametresine bağlı olarak önemli ölçüde değişiklik gösterdiği görülmüştür. Düşük fan devri ve yüksek kompresör devri "kompresör durma anlarında fanın çalışma durumu - var" olan deney setlerinde nem kaybını azaltıcı yönde bir etki sağlamaktayken, "Kompresör durma anlarında fanın çalışma durumu - yok" olan deney setlerinde nem kaybını arttırıcı yönde bir etki sağladığı gözlemlenmiştir. Gerçekleştirilen indirekt parametre ölçümleri ve teorik model sayesinde bu durum şu şekilde açıklanabilmiştir. Teorik modelden alınan sonuçlar, zorlanmış taşınım ile kütle transferinin farklı termal koşullarda çok fazla değişmediğini, toplam nem kaybı üzerindeki asıl belirleyici faktörün doğal taşınımla kütle transferi olduğunu göstermiştir. Düşük fan devri ve yüksek kompresör devri parametre kombinasyonunda, çok düşük sistem evaporasyon sıcaklıkları nedeniyle, menfezden kabine beslenen havanın sıcaklığı oldukça düşüktür. Bu durum ıslak lif yüzeyindeki doymuş buhar yoğunluğunu azaltmakta ve hava ile lif yüzeyi arasındaki sıcaklık ve yoğunluk farkının azalmasını dolayısıyla kütle transferininde azalmasını sağlamaktadır. Yani teorik olarak, düşük fan devri ve yüksek kompresör devri nem kaybını azaltıcı yönde etki etmesi beklenmektedir. Ancak bu durum aynı zamanda yüksek soğutma kapasitesi nedeniyle, kompresörün çalışma sürelerini kısaltıp durma sürelerini arttırmaktadır. Bu sebeple, "kompresör durma anlarında fanın çalışma durumu - yok" olan deney setlerinde, kompresör durma anlarında lif yüzeyi ve hava arasındaki yoğunluk farkı artmakta ve lif uzun süre yüksek doğal taşınıma maruz kalmaktadır. Bu durum toplamda nem kaybının artmasına sebep olmaktadır. Bu nedenle, düşük fan devri ve yüksek kompresör devri parametrelerinin, nem kaybını azaltıcı yöndeki etkisinden faydalanılabilmesi için, kompresörün durma anlarında fanın çalıştırılması gerekmektedir.

Ölçülen indirekt parametreler

1. Kompresör çalışma oranı

"Kompresör durma anlarında fanın çalışma durumu - var" olan deney setlerinde kompresör durma anlarındanki kütle transferi önemli ölçüde düşürüldüğü için,

düşük kompresör çalışma oranların, nem kaybını azaltıcı yönde etki göstermiştir. Ayrıca düşük kompresör çalışma oranlarını sağlamak için gerekli olan yüksek soğutma kapasitesi ve soğuk üfleme sıcaklığı, havanın nem taşıma kapasitesini düşürmekte ve kütle derişikliklikleri arasındaki farkları azaltmaktadır. Bu durum, kompresör çalışma anlarındaki nem kaybına azaltıcı yönde etkilemektedir.

2. Üflenen hava ile lif yüzeyi arasındaki sıcaklık farkı

Sıcaklık farkı düştükçe, daha öncede anlatıldığı gibi, serbest akıştaki hava içindeki nem ile, lif yüzeyindeki doymuş su buharı arasındaki buhar basıncı ve dolayısıyla derişiklik farkı daha az olduğu için, kütle transferi de daha az gerçekleşmektedir.

3. Lif yüzey sıcaklığı

Lif yüzeyindeki doymuş buhar sıcaklığı düştükçe, buhar kısmi basıncının düşmesi nedeniyle, üzerinden geçen havaya, nemin transfer olma eğilimi düşmektedir.

4. Kabin içi nemi

Kabin için neminin farklı deney setlerinde kayda değer bir değişiklik göstermediği gözlemlenmiştir. Teorik modelde yüksek kabin neminin, ürünlerden olan nem kaybını azaltıcı yönde önemli seviyede bir etkisi olduğu görülmüştür.

6.2 Öneriler

Bu tez çalışmasında buzdolaplarında saklanan ürünlerde gerçekleşen nem kaybına farklı bir bakış açısı getirilmiştir. Parametrelerin sadece tekil değil, aynı zamanda karşılıklı etkileri incelenme fırsatı bulunmuştur. Bu bağlamda deneysel çalışma sonuçları, no frost buzdolaplarının soğutucu kabininde gerçekleştirilecek ürünlerin tazelik iyileştirmelerinde kullanılabilir. Ayrıca test sonuçları ile doğrulanan teorik model, gerçekleşen fiziği daha iyi anlamamıza ve farklı termodinamik ve aerodinamik koşullarda gerçekleşecek nem kayıplarını %10 hata oranı ile tahmin edebilmesini sağlamaktadır. Bu model ile sistem parametreleri daha hassas optimize edilebilir ve herhangi bir parametrenin etkileri fiziki olarak anlaşılabilir. Çalışmanın devamında ürün üzerindeki hava hareketinin kontrol mekanizmaları üzerinde çalışılması planlanmaktadır. Ayrıca teorik modelde gözlemlenen yüksek kabin içi nem koşullarının, üründen olan nem kaybını azaltıcı yönde olması beklenen etkisi ve bu doğrulruda nem arttırma metotları araştırılabilir.

KAYNAKÇA

[1] T. G. Hoffmann, A. F. Ronzoni, D. L. da Silva, S. L. Bertoli, C. K. de Souza, "Impact of household refrigeration parameters on postharvest quality of fresh food produce," Journal of Food Engineering, vol. 306, 2021, p. 110641.

[2] G. G. Bovi, G. Rux, O. J. Caleb, W. B. Herppich, M. Linke, C. Rauh, P. V. Mahajan, "Measurement and modelling of transpiration losses in packaged and unpackaged strawberries," Biosystems Engineering, 2018, pp. 1-9.

[3] H. Wucher, A. Klingshirn, L. Brugger, R. Stamminger, B. Kölzer, A. Engstler, T. Gindele, "Evaluation of humidity retention in refrigerator storage systems by application of a food simulant," International Journal of Refrigeration, vol. 130, 2021, pp. 161-169.

[4] L. Manzocco, M. Alongi, C. Lagazio, S. Sillani, M. C., "Effect of temperature in domestic refrigerators on fresh-cut Iceberg salad quality and waste," Food Research International, vol. 102, 2017, pp. 129-135.

[5] T. G. Hoffmann, C. Meinert, F. Ormelez, M. Campani, S. L. Bertoli, L. Ender, C. K. de Souza, "Fresh food shelf-life improvement by humidity regulation in domestic refrigeration," Procedia Computer, vol. 217, 2023, pp. 826-834.

[6] T. Defraeye, P. Verboven, Q. T. Ho, B. Nicolai, "Convective heat and mass exchange predictions at leaf surfaces: Applications, methods and perspectives," Computer and Electronics in Agriculture, vol. 96, 2013, pp. 180-201.

[7] S. Duret, H.-M. Hoang, D. Flick, O. Laguerre, "Experimental characterization of airflow, heat and mass transfer in a cold room filled with food products," International Journal of Refrigeration, vol. 46, 2014, pp. 17-25.

[8] J. H. Wie, H. W. Cho, Y. G. Park, Y. S. Kim, Y. M. Seo, M. Y. Ha, "Temperature uniformity analysis of a domestic refrigerator with different multi-duct shapes," Applied Thermal Engineering, vol. 188, 2021, p. 116605.

[9] A. Roccato, M. Uyttendaele, J.-M. Membré, "Analysis of domestic refrigerator temperatures and home storage time distributions for shelf-life studies and food safety risk assessment," Food Research International, vol. 96, 2017, pp. 171-181.

[10] R. E. Paull, "Effect of temperature and relative humidity on fresh commodity quality," Postharvest Biology and Technology, vol. 15, 1999, pp. 263-277.

[11] Y. A. Çengel, "Isı ve Kütle Transferi Pratik Bir Yaklaşım," Güven Bilimsel, 2011, pp. 773-817.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

Necati Bora Gürel, Derya Burcu Özkan, “Buzdolaplarında Ürünlerdeki Nem Kontrolünün Sağlanmasına Etki Eden Parametrelerin Deneysel İncelenmesi”, 6th International Congress on Engineering Sciences and Multidisciplinary Approaches, Bildiri kitabı 46/2023: 410-420, İstanbul.