

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BUZDOLABI BUHARLAŞTIRICISI ISI GEÇİŞ
PERFORMANSININ DENEYSEL OLARAK
İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Burak AŞURECİLER**

Anabilim Dalı: MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Programı: ISI-AKIŞKAN

HAZİRAN 2006

**BUZDOLABI BUHARLAŞTIRICISI ISI GEÇİŞ
PERFORMANSININ DENEYSEL OLARAK
İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Burak AŞURECİLER
(503041102)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 8 Mayıs 2006
Tezin Savunulduğu Tarih : 7 Haziran 2006**

**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Kadir KIRKKÖPRÜ (İ.T.Ü.)
Diğer Jüri Üyeleri Doç. Dr. Murat AYDIN (İ.T.Ü.)
Yrd. Doç. Dr. Levent TRABZON (İ.T.Ü.)**

HAZİRAN 2006

ÖNSÖZ

Bu yüksek lisans tez çalışmasını yöneten, olumlu eleştiri ve önerileri ile katkıda bulunan değerli hocam Sn. Prof. Dr. Kadir KIRKKÖPRÜ' ye teşekkür ederim.

Bu çalışmanın gerçekleşmesini sağlayan ve destek olan Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, başta Sn. Şemsettin EKSERT ve Sn. Fatih ÖZKADI'nın şahsında teşekkür ederim.

Çalışmanın her aşamasında desteğini esirgemeyen Sn. Yalçın GÜLDALI'na, değerli fikir ve eleştirilerinden dolayı Sn. Serdar KOCATÜRK'e, deneysel çalışmalardaki katkılarından dolayı Sn. Sabahattin HOCAOĞLU, Sn. Fikri ÇAVUŞOĞLU, Sn. Ercan KURTULDU, Sn. Faruk KOCABIYIK'a ve tüm Arçelik ARGE Termodinamik Teknolojileri Laboratuvarı çalışanlarına teşekkür ederim.

Tüm çalışmalarım boyunca verdikleri destekten dolayı Sn. Kemal BİLEN'e ve tüm ARGE Yüksek Lisans Öğrencileri' ne teşekkür ederim.

Bugünlere gelmemi sağlayan, maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen AİLEME ve tüm dostlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Haziran 2006

Burak AŞURECİLER

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	ii
İÇİNDEKİLER	iii
KISALTMALAR	v
TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	ix
ÖZET	xi
SUMMARY	xii
1 GİRİŞ	1
1.1 Giriş	1
1.2 Çalışmanın Amacı	3
2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	7
2.1 Kanatlı Borulu Isı Değiştiriciler için Doğal Taşınım ile Isı Geçişi [1]	7
2.1.1 Deneysel Çalışmalar	7
2.1.2 Sonuçlar	8
2.2 Açık Telli Borulu Isı Değiştiricinin Hava Tarafı Isı Geçiş Katsayısının Belirlenmesi [2]	10
2.2.1 Deneysel Çalışmalar	10
2.2.2 Sonuçlar	11
2.3 Açık Telli Borulu Isı Değiştiricilerde Taşınım ile Isı Geçişinin Deneysel Olarak İncelenmesi [3]	12
2.3.1 Deneysel Çalışmalar	12
2.3.2 Sonuçlar	13
2.4 Soğutucu Cihazlarda Açık Telli Borulu Isı Değiştiricilerden Işınım ve Doğal Taşınım ile Isı Geçişi [4]	14
2.4.1 Işınım ile Isı Geçişi	14
2.4.2 Doğal Taşınım ile Isı Geçişi	15
2.4.3 Akış Görüntüleme	16
2.4.4 Sonuçlar	16
2.5 Seri Bağlı İki Buharlaştırıcıya Sahip Soğutma Sisteminin Karakteristiği [5]	18
2.5.1 Deney Tesisatı	18
2.5.2 Sonuçlar	19
2.6 Derin Dondurucuya ait Açık Telli Borulu Buharlaştırıcının Kalorimetre Deneyleri [6]	20
2.6.1 Ölçme Prensipleri	20
2.6.2 Deney Tesisatı	21
2.6.3 Sonuçlar	23
2.7 Buzdolabı Soğutma Sisteminin Isı Akısı Sensörü Kullanarak Analizi [7]	24
2.7.1 Buzdolabı Kabini Toplam Isı İletim Performansının Belirlenmesi	24
2.7.2 Levha Tipi Buharlaştırıcının Isı Geçiş Performansının Tespiti	25

3	BUHARLAŞTIRICI PERFORMANSI BELİRLEME YÖNTEMLERİ	27
3.1	Su Şartlandırma Hattı Bulunan Buharlaştırıcı Kalorimetresi	27
3.2	Soğutucu Akışkan Debisi ve Buharlaştırma Koşullarının Belirlendiği Buharlaştırıcı Performans Tespit Yöntemi	28
3.3	Buharlaştırıcı Soğutma Kapasitesinin Kabin Isı Kazancı ile İlişkilendirilmesi	31
3.4	Isı Akısı Sensörü Kullanarak Buharlaştırıcı Performansının Tespit Edilmesi	32
4	BUHARLAŞTIRICI SOĞUTMA KAPASİTESİNİN KABİN ISI KAZANCI İLE İLİŞKİLENDİRİLMESİNE YÖNELİK DENEYSEL ÇALIŞMALAR	34
4.1	Ölçüm Prensibi	36
4.1.1	Kabin Isı Kazancının Belirlenmesi	36
4.1.2	Kabin Ortam Havaşı ve Buharlaştırıcı Yüzey Sıcaklık Farkının (Hava-Buharlaştırıcı Sıcaklık Farkı) Belirlenmesi	40
4.2	Deneyler	46
4.2.1	Sürekli Çalışma Deneyleri	47
4.2.2	Periyodik Çalışma Deneyleri	51
5	ISI AKISI SENSÖRÜ KULLANARAK BUHARLAŞTIRICI PERFORMANSININ BELİRLENMESİ	54
5.1	Ölçüm Prensibi	54
5.1.1	Buharlaştırıcıya Olan Isı Geçişi ve Anlık Olarak Buharlaştırıcı Toplam Performans Değerlerinin Hesabı	61
5.2	Deneyler	63
6	SONUÇLAR VE YORUMLAR	68
6.1	Kabin Isı Kazancı Yardımı ile Soğutma Kapasitesinin Belirlendiği Çalışmalar	68
6.2	Isı Akısı Sensörünün Yardımı ile Buharlaştırıcı Performansının Belirlendiği Çalışmalar	70
	KAYNAKLAR	72
	EKLER	74
	EK-A Derin Dondurucu Standart (ISO 5155) Paket Yükleme Planı [12]	74
	ÖZGEÇMİŞ	76

KISALTMALAR

ASHRAE	: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
R-600a	: İzobütan
RHL	: Ters ısı kaybı, (Reverse Heat Leak)
RTD	: Direnç esaslı sıcaklık sensörü, (Resistance Temperature Detector)
RT	: Kompresörün çalışma/çevrim süresi oranı, (Run Time)
TC	: Termo-eleman çifti, (Termocupl)
VDC	: Doğru akım gerilim birimi, (Voltage Direct Current)
VCC	: Değişken kapasiteli kompresör, (Variable Capacity Compressor)
WOT	: Açık telli borulu, (Wire-on-Tube)

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 2.1: Deney Sonuçları [6]	23
Tablo 2.2: Buharlaştırıcı Isı Geçiş Performansı, Katsayısı ve Basınç Düşümü [7]	26
Tablo 4.1: Yerleştirildikleri Kabin Duvarı Bölgesine Göre Termo-Element Çifti Sayısı	36
Tablo 4.2: Kabin Duvarlarına Ait Ortalama Alan ve Kalınlık Değerleri	38
Tablo 4.3: Ters Isı Kaybı Deneyinde Kabin Duvar Yüzeylerinde Elde Edilen Sıcaklıklar	39
Tablo 4.4: Buharlaştırıcı Yüzey Sıcaklığı Ölçüm Noktaları	42
Tablo 4.5: Buharlaştırıcı Yüzey Sıcaklık Ölçüm Noktaları Arasındaki Uzunluklar	44
Tablo 4.6: Buharlaştırıcı Sıralarının Yüzey Alanları	44
Tablo 4.7: Sürekli Çalışma Koşulunda Çekmecesiz Durum için Kabin Isı Kazancı	49
Tablo 4.8: Sürekli Çalışma Koşulunda Çekmecesiz Durum için Ortalama Hava-Buharlaştırıcı Sıcaklık Farkı	49
Tablo 4.9: Sürekli Çalışma Koşulunda Çekmeceli Durum için Kabin Isı Kazancı	50
Tablo 4.10: Sürekli Çalışma Koşulunda Çekmeceli Durum için Ortalama Hava-Buharlaştırıcı Sıcaklık Farkı	51
Tablo 4.11: Periyodik Çalışma Koşulunda Çekmecesiz Durum için Ortalama Kabin Isı Kazancı	51
Tablo 4.12: Periyodik Çalışma Koşulunda Çekmecesiz Durum için Ortalama Hava-Buharlaştırıcı Sıcaklık Farkı	52
Tablo 4.13: Periyodik Çalışma Koşulunda Çekmeceli Durum için Ortalama Kabin Isı Kazancı	52
Tablo 4.14: Periyodik Çalışma Koşulunda Çekmeceli Durum için Ortalama Hava-Buharlaştırıcı Sıcaklık Farkı	53
Tablo 4.15: Ölçüm ve Hesaplar Sırasında Elde Edilen Belirsizlik Değerleri	53
Tablo 5.1: Sensör Numaraları ve Yerleştirildikleri Buharlaştırıcı Ölçüm Noktaları	54
Tablo 5.2: Isı Akısı Sensörlerinin Kalibrasyon Katsayıları	59
Tablo 5.3: Çalışma Çevriminin Daimi Rejim Bölgesinde Elde Edilen Ortalama Buharlaştırıcı Isı Geçiş Performansı Değerleri	67
Tablo 6.1: Hava Tarafı Ortalama Isı Taşınım Performansı ve Isı Taşınım Katsayısı Değerleri	68
Tablo 6.2: Kabin Isı Kazancı ve Isı Akısı Sensörleri ile Elde Edilen Sonuçların Karşılaştırılması	70

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1.1: İdeal Bir Soğutma Sistemi	1
Şekil 1.2: İdeal Soğutma Çevrimine ait Basınç-Entalpi Diyagramı	2
Şekil 1.3: Derin Dondurucu Soğutma Sistemi.....	3
Şekil 1.4: Açık Telli Borulu Buharlaştırıcı ve Derin Dondurucu Kabini.....	4
Şekil 1.5: Buharlaştırıcı Sıcaklığının Periyodik Çalışmada Değişimi	5
Şekil 1.6: Buharlaştırıcı ve Yoğuşturucu Basıncının Periyodik Çalışmada Değişimi.....	5
Şekil 2.1: 2 mm Kanat Aralığına Sahip Isı Değiştiricisi [1].....	7
Şekil 2.2: Deney Odasının Şematik Gösterimi [1].....	8
Şekil 2.3: Termo-Eleman Çifti Yerleştirilmiş Tel Perde [1]	8
Şekil 2.4: Su Giriş Sıcaklığı ile Hızının Doğal Taşınım İle Isı Geçiş Performansı ve Hava Tarafı Isı Taşınım Katsayısına Etkisi [1].....	9
Şekil 2.5: Boru Sayısı ve Kanat Sıklığının Hava Tarafı Isı Taşınım Katsayısına Etkisi [1].....	9
Şekil 2.6: Tek Sıralı Açık Telli Borulu Isı Değiştiricisi [2]	10
Şekil 2.7: Tel ve Boru için Isı Geçiş Performansının Akış Doğrultusuna göre Değişimi [2]	12
Şekil 2.8: Tek Sıralı Açık Telli Borulu Isı Değiştiricisi ve Hücüm Açısı [3]	13
Şekil 2.9: Hava Tarafı Isı Taşınım Katsayısının Hücüm Açısı ile Değişimi [3]	13
Şekil 2.10: Işınım İle Isı Geçiş Hesaplarında Kullanılan Birim Alan [4].....	15
Şekil 2.11: Deney Tesisatının Şematik Gösterimi [4].....	15
Şekil 2.12: Açık Telli Borulu Isı Değiştiricisi Etrafındaki Sınır Tabakanın Schlieren Tekniği ile Görüntülenmesi [4].....	16
Şekil 2.13: Toplam Isı Geçişinin Tel ve Boru Aralığı ile Değişimi [4].....	17
Şekil 2.14: Taşınım İle Isı Geçişinin Tel ve Boru Aralığı ile Değişimi [4].....	17
Şekil 2.15: Deney Tesisatının Şematik Gösterimi [5].....	19
Şekil 2.17: Ölçme Prensibi [6].....	20
Şekil 2.18: Buharlaştırıcı Kalorimetresi [6].....	21
Şekil 2.19: Buharlaştırıcı Isı Geçiş Performansının Kızgınlık Derecesi ile Değişimi [6]	24
Şekil 2.20: Isı Akısı Sensörlerinin Buzdolabı Kabini Yüzeyindeki Dağılımı [7].....	25
Şekil 2.21: Isı Akısı Sensörlerinin Levha Tipi Buharlaştırıcı Üzerinde Yerleşimi [7]	25
Şekil 2.22: Farklı Boru Sıklığına Sahip Buharlaştırıcılar (a) 25 x 12, (b) 75 x 12.....	26
Şekil 3.1: Buharlaştırıcı Üzerindeki Tel Kanatlar.....	31
Şekil 4.1: Kabin Isı Kazancı ve Hava-Buharlaştırıcı Sıcaklık Farkının Periyodik ve Sürekli Çalışma Durumları için Değişimi.....	35
Şekil 4.2: Kabin Dış Arka Yüzeyinde Bulunan Termo-Eleman Çiftleri.....	37
Şekil 4.3: Kabin İç Arka Yüzeyinde Bulunan Termo-Eleman Çiftleri	37
Şekil 4.4: Kabin Buharlaştırıcı Bölgeleri	40

Şekil 4.5:	1,2,3,4,5,6 Numaralı Raflara Ait Hava Ortamı Termo-Eleman Çifti Yerleşimi.....	41
Şekil 4.6:	7 Numaralı Rafa Ait Hava Ortamı Termo-Eleman Çifti Yerleşimi	41
Şekil 4.7:	Buharlaştırıcı Yüzeyine Uygulanan Termo-Eleman Çiftlerinin Soğutucu Akışkanın Akış Sırasına göre Yerleşimi	43
Şekil 4.8:	Çekmecesiz Halde Lambaların ve Termo-Eleman Çiftlerinin Kabin İçindeki Görünüşü	47
Şekil 4.9:	Çekmeceli Halde Lambaların Kabin İçindeki Görünüşü.....	48
Şekil 4.10:	Lambaların ve Termo-Eleman Çiftlerinin 3 Numaralı Raftaki Görünüşleri.....	48
Şekil 4.11:	Sürekli Çalışma Koşulunda Çekmecesiz Durum için Buharlaştırıcı Hava Tarafı Isı Taşınım Performansının Zamana göre Değişimi	50
Şekil 5.1:	Isı Akısı Sensörleri ve RTD`lerin Buharlaştırıcı Üzerinde Yerleşimi.....	55
Şekil 5.2:	Isı Akısı Sensörü.....	56
Şekil 5.3:	Kelepçenin Teknik Resmi	56
Şekil 5.4:	Kelepçenin Görünüşü	57
Şekil 5.5:	Polyimide Film Tape	57
Şekil 5.6:	Alüminyum Bant	58
Şekil 5.7:	Sensörün Dikey Buharlaştırıcı Borusu (Dönüş Borusu) Üzerindeki Uygulaması	58
Şekil 5.8:	1,2,3,4,5,6 Numaralı Raflara Ait Hava Ortamı Termo-Eleman Çifti Yerleşimi (Termo-elaman çifti sayısı azaltılmış hal)	60
Şekil 5.9:	7 Numaralı Rafa Ait Hava Ortamı Termo-Eleman Çifti Yerleşimi (Termo-elaman çifti sayısı azaltılmış hal)	60
Şekil 5.10:	Periyodik Çalışma (Çalışma: 55 dak., Durma: 25 dak.) Durumunda Buharlaştırıcı Soğutma Kapasitesi ve Hava-Buharlaştırıcı Sıcaklık Farkının Bir Çevrim Boyunca Değişimi	64
Şekil 5.11:	Periyodik Çalışma (55 dak. Çalışma, 25 dak. Durma) Durumunda Buharlaştırıcı Isı Geçiş Performansının Bir Çevrim Boyunca Değişimi	65
Şekil 5.12:	Çekmecesiz Çalışma Durumunda Buharlaştırıcı Isı Geçiş Performansının Bir Çevrim Boyunca Değişimi	66
Şekil 5.13:	Çekmeceli Çalışma Durumunda Buharlaştırıcı Isı Geçiş Performansının Bir Çevrim Boyunca Değişimi	66
Şekil 5.14:	Paket Yüklü Çalışma Durumunda Buharlaştırıcı Isı Geçiş Performansının Bir Çevrim Boyunca Değişimi	67
Şekil 6.1:	Periyodik Çalışma (Çalışma: 55 dak., Durma: 25 dak.) Durumunda Buharlaştırıcı Soğutma Kapasitesi ve Hava-Buharlaştırıcı Sıcaklık Farkının Bir Çevrim Boyunca Değişimi	71

SEMBOL LİSTESİ

A_i	: Buharlaştırıcı borusu iç yüzey alanı (m^2)
$A_{top.}$	: Buharlaştırıcı borusu toplam dış yüzey alanı (m^2)
A_k	: Kanat yüzey alanı (m^2)
A_o	: Çıplak boru yüzey alanı (m^2)
D_t	: Boru çapı (m)
D_w	: Tel çapı (m)
G	: Kütleli akı ($kg/m^2.s$)
h_{yerel}	: Buharlaştırıcı sırası yerel ısı taşınım katsayısı ($W/m^2.K$)
h_i	: Soğutkan tarafı ısı taşınım katsayısı ($W/m^2.K$)
h_d	: Hava tarafı ısı taşınım katsayısı ($W/m^2.K$)
$(hA)_{BUH.}$	: Buharlaştırıcı hava tarafı taşınım ısı geçişi performansı (W/K)
i_{fg}	: Buharlaşma entalpisi (kJ/kg)
$i_{ç}$	: Buharlaştırıcı çıkış entalpisi (kJ/kg)
i_g	: Buharlaştırıcı giriş entalpisi (kJ/kg)
i_{SH}	: Aşırı kızdırma entalpisi (kJ/kg)
i_{SC}	: Aşırı soğutma entalpisi (kJ/kg)
k	: Isı iletim katsayısı ($W/m.K$)
k_l	: Sıvı soğutkan ısı iletim katsayısı ($W/m.K$)
$k_{ort.}$	: Kabin ortalama ısı iletim katsayısı ($W/m.K$)
L	: Buharlaştırıcı toplam uzunluğu (m)
L_H	: Yüksek sıcaklıklı kılcal boru uzunluğu (m)
L_L	: Düşük sıcaklıklı kılcal boru uzunluğu (m)
$\dot{m}$	: Soğutkanın kütleli debisi (kg/s)
Nu	: Nusselt Sayısı
P_c	: Yoğuşma basıncı
q_c	: Taşınımsal ısı akısı (W/m^2)
q_r	: Işınımsal ısı akısı (W/m^2)
q_{tot}	: Toplam ısı akısı (W/m^2)
q_o	: Çıplak boru üzerinden gerçekleşen ısı akısı (W/m^2)
q_{ortn}	: n. buharlaştırıcı bölgesi ortalama ısı akısı (W/m^2)
$q_{ort-yersel}$	: Buharlaştırıcı bölgesi ortalama ısı akısı (W/m^2)
q_{sn}	: n. ısı akısı ölçüm noktası ısı akısı değeri (W/m^2)
$\dot{Q}_{BUH.}$	: Soğutma kapasitesi, buharlaştırıcıya gerçekleşen ısı geçişi (W)
$\dot{Q}_{fan}$	: Fan gücü (W)
$\dot{Q}_{ısıtıcı}$	: Isıtıcı gücü (W)
Ra	: Rayleigh Sayısı
r_d	: Buharlaştırıcı borusu dış yarıçapı (m)
r_i	: Buharlaştırıcı borusu iç yarıçapı (m)
S_t	: Borular arası mesafe (m)
S_w	: Teller arası mesafe (m)
T_{ex}	: Isı değiştiricisi sıcaklığı ($^{\circ}C$)

T_t	: Boru ortalama sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
T_w	: Tel ortalama sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
T_{∞}	: Ortam sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{\text{Kabinhava}}$	: Kabin hava ortamı sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{\text{Buharlaşma}}$	: Buharlaştırıcı sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{\text{BUH.}}$	: Buharlaştırıcı yüzey sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{\text{düz_BUH}}$	: RTD ölçümleri ile düzeltilmiş buharlaştırıcı sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{\text{dışy}}$	: Kabin dış yüzey sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{\text{içy}}$	: Kabin iç yüzey sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{\text{dışort}}$	: RHL deneyi dış ortam sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{\text{içort}}$	: RHL deneyi iç ortam sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
$T_{\text{n.bölge}}$	: n. buharlaştırıcı bölgesi buharlaştırıcı yüzey sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
$(UA)_{\text{BUH.}}$	: Buharlaştırıcı ısı geçiş performansı (W/K)
$(UA)_{\text{Kabin}}$	: Kabin ısı geçiş performansı (W/K)
$(UA)_{\text{Conta}}$	: Conta bölgesi ısı geçiş performansı (W/K)
$(UA)_{\text{top.}}$	: Toplam ısı geçiş performansı (W/K)
$\bar{V}$	: Hava akış hızı (m/s)
x_o	: Buharlaştırıcı girişi kurulum derecesi
X_{tt}	: Lockhart Martinelli parametresi
w_k	: Kabin ortalama ısı iletim katsayısının belirsizliği (W/m.K)
$w_{(hA)}$	: Hava tarafı ısı geçiş performansının belirsizliği (W/K)
$w_{Q,\text{Kabin}}$	: Kabin ısı kazancının belirsizliği (W)
w_Q	: Güç ölçüm belirsizliği (W)
$w_{\Delta T}$	: Sıcaklık farkı belirsizliği ($^{\circ}\text{C}$)
α	: Hücum açısı (derece)
$\Delta P_{\text{BUH.}}$	: Buharlaştırıcı basınç düşümü (bar)
$\Delta T_{\text{Hava-Buh.}}$	: Hava-buharlaştırıcı sıcaklık farkı ($^{\circ}\text{C}$)
$\Delta T_{\text{yüzey}}$	: Kabin iç ve dış yüzey sıcaklık farkı ($^{\circ}\text{C}$)
η	: Kanatlı yüzeylerin verimi
η_k	: Kanat etkenliği
μ_l	: Sıvı haldeki soğutkanın dinamik viskozitesi (N.s/m ²)
μ_v	: Buhar haldeki soğutkanın dinamik viskozitesi (N.s/m ²)
ρ_l	: Sıvı haldeki soğutkanın yoğunluğu (kg/m ³)
ρ_v	: Buhar haldeki soğutkanın yoğunluğu (kg/m ³)

BUZDOLABI BUHARLAŞTIRICISI ISI GEÇİŞ PERFORMANSININ DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

ÖZET

Bir buzdolabı veya derin dondurucu soğutma sisteminin enerji tüketimi, bu soğutma sistemine ait elemanların performansları ile doğrudan ilişkilidir. Bu nedenle, soğutma sistemi elemanlarının performansının farklı çalışma koşullarında belirlenmesi önem taşımaktadır. Bu çalışma kapsamında, bir derin dondurucu soğutma sistemine ait açık telli borulu buharlaştırıcının doğal taşınımıyla ısı geçiş performansının, kompresörün sürekli ve periyodik çalışma durumlarında belirlenebilmesi amacı ile farklı deneysel yöntemler üzerinde durulmuştur.

Soğutma sistemine ait kompresörün sürekli çalışması durumunda, sistem daimi rejim haline ulaştıktan sonra buharlaştırıcı ve kabin hava ortamı sıcaklıkları belli değerlerde sabitlenecek, buharlaştırıcının soğutma kapasitesi de daimi rejim halinin gözlemlendiği süre boyunca değişim göstermeyecektir. Bu çalışma koşulunda elde edilen sıcaklık ve soğutma kapasitesi değerleri yardımı ile buharlaştırıcı performansı daimi rejim süresi boyunca, ortalama olarak elde edilebilecektir. Periyodik çalışma durumunda, dolap içi sıcaklığını kontrol eden termostat sayesinde kompresör periyodik olarak durma-kalkma (on-off) yapacaktır. Buna bağlı olarak da buharlaştırıcı ve kabin hava ortamı sıcaklıkları ile birlikte soğutma kapasitesi de periyodik değişimler gösterecektir. Periyodik çalışma durumunda meydana gelen bu değişimler, buharlaştırıcı performansının bir çevrim boyunca anlık olarak belirlenmesi ihtiyacını doğurmaktadır.

Bu çalışmada, buharlaştırıcı performansının tespit edilmesi amacıyla iki farklı deneysel yöntem uygulanmıştır. İlk yöntemde, buharlaştırıcı performansının belirlenmesinde önemli rol oynayan soğutma kapasitesi, kabin ısı kazancı ile ilişkilendirilmiştir. Bu deneysel yöntem sonucunda, buharlaştırıcı performansı, sürekli çalışma durumu için daimi rejim süresi boyunca, periyodik çalışma durumu için ise bir çevrim boyunca ortalama olarak elde edilmiştir. Uygulanan diğer yöntemde ise, buharlaştırıcı yüzeyine yerleştirilen ısı akısı sensörleri ile soğutma kapasitesi anlık olarak belirlenmiştir. Bu yöntem sonucunda da buharlaştırıcı performansı, sürekli çalışma koşulu için ortalama olarak, periyodik çalışma durumunda ise bir çevrim süresince anlık olarak belirlenmeye çalışılmıştır. Deneysel veriler, kompresörün sürekli ve periyodik çalışmasının buharlaştırıcı performansı üzerindeki etkisini ortaya koymuştur.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE HEAT TRANSFER PERFORMANCE OF A REFRIGERATOR'S EVAPORATOR

SUMMARY

Energy consumption of a refrigerator's or a deep freezer's cooling system is directly related to the performance of its components. Therefore, it is important to determine the performance of these components in different working conditions. Within the context of this study, two different experimental methods have been studied to determine the natural convection heat transfer performance of a wire-on-tube evaporator, a part of a deep freezer's cooling system, for the cyclic and continuous working of the compressor.

During the continuous working of the cooling system's compressor, the evaporator and cabinet air temperatures stay constant after the steady state condition is reached. This causes a constant cooling capacity during the steady state working period. Hence, in this steady state working condition, the constant temperature condition and cooling capacity enable one to calculate the average performance of the evaporator in this period of time. During the cyclic working of the compressor, the evaporator and cabinet air temperatures display periodic changes as a result of the thermostatic control of the cabinet air temperature. Due to these periodic changes, the cooling capacity of the evaporator also displays a cyclic character. These periodic changes in the temperatures and the cooling capacity require instantaneous evaluation of the evaporator's heat transfer performance in a cycle period of the compressor.

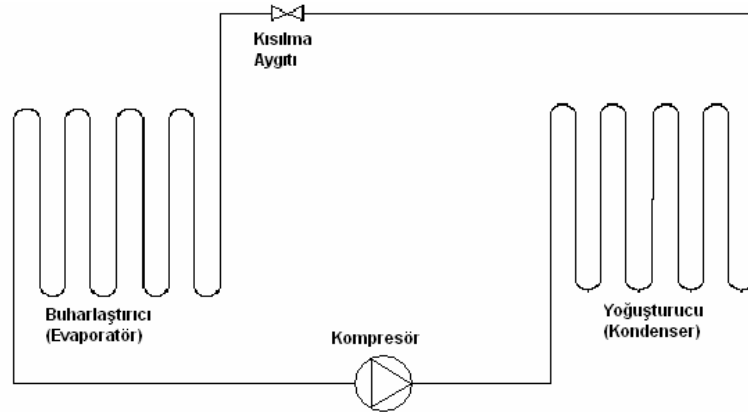
Two different experimental methods have been studied to investigate the natural convection heat transfer performance of the wire-on-tube evaporator. In the first method, the cooling capacity, which is important in the determination of the performance, is related to the cabinet heat gain. This method provides a technique for the evaluation of the average natural convection heat transfer performance of the evaporator both in the continuous working condition after the steady state working condition is reached and in the cyclic working condition during the one cycle period of the compressor. In the second method, heat flux sensors are attached to the evaporator surface to determine the cooling capacity of the evaporator instantaneously. This method enable one to evaluate the performance of the evaporator on an average for the continuous working and instantaneously for the cyclic working of the compressor. Experiments have shown that the compressor's working condition has great influence on the performance of the evaporator.

1 GİRİŞ

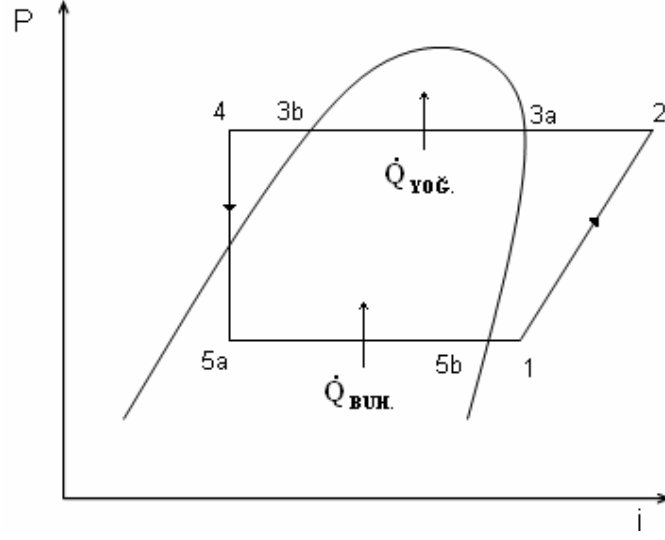
1.1 Giriş

Yeryüzündeki enerji kaynaklarının hızla tükeniyor olması ve beraberinde getirdiği enerji maliyetlerindeki artış, birçok kuruluş ve organizasyonu enerji kullanımı ile ilgili araştırmalar yapmaya yönlendirmiştir. Araştırmalar sonucunda, konutsal ihtiyaçlar doğrultusunda tüketilen enerjinin, toplam enerji tüketiminde önemli bir paya sahip olduğu görülmüştür. Bu nedenle, konutsal enerji tüketiminde büyük pay sahibi olan dayanıklı tüketim mallarının üreticileri, ürünlerinin enerji tüketimi ile ilgili çalışmalarını hızlandırmışlar; konutsal soğutma amacıyla kullanılan buzdolapları ve derin dondurucular da yaygın kullanımları nedeni ile bu çalışmalara konu olmuşlardır. Bir buzdolabı veya derin dondurucunun enerji tüketimi, o cihazın sahip olduğu soğutma sistemine ait elemanların performansları ile doğrudan ilişkilidir. Bu nedenle, soğutma sistemine ait elemanların performanslarının belirlenmesi önem taşımaktadır.

Soğutma sistemini ve elemanlarını tanıtmak amacı ile, ideal bir soğutma çevrimine ait sistem elemanları ve bu çevrimin basınç-entalpi diyagramı sırasıyla Şekil 1.1 ve Şekil 1.2`de gösterilmiştir.



Şekil 1.1: İdeal Bir Soğutma Sistemi



Şekil 1.2: İdeal Soğutma Çevrimine ait Basınç-Entalpi Diyagramı

Şekil 1.2`de görülmekte olan basınç-entalpi diyagramındaki numaralandırma doğrultusunda ideal soğutma çevrimi elemanları ve çevrim bölgeleri tanıtılacak olursa:

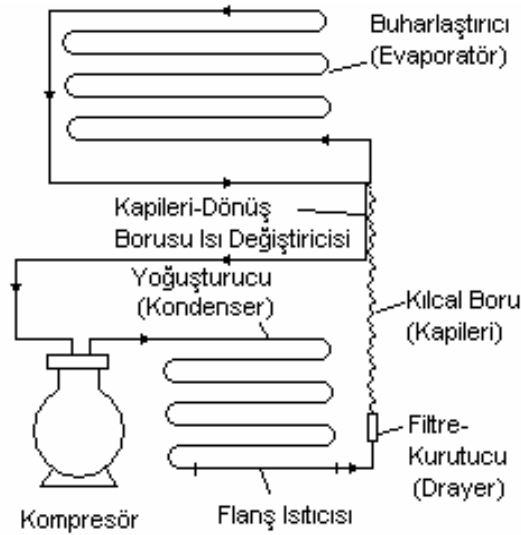
- 1-2 entalpi farkı ile kompresörün sıkıştırma işi ifade edilmiştir. Bu bölgede alçak basınç tarafından gaz halinde emilen soğutucu akışkan yüksek basınç bölgesine gaz olarak sıkıştırılır.
- 2-3a entalpi farkı yüksek basınç tarafı aşırı kızgınlık (superheat) bölgesidir ve yoğuşturucu (kondenser) girişinde bulunmaktadır.
- 3a-3b entalpi farkı kondenser yoğuşma bölgesi olarak adlandırılır.
- 3b-4 entalpi farkı yüksek basınç tarafı aşırı soğutma (subcool) bölgesi olarak ifade edilir ve yoğuşturucu çıkışında bulunmaktadır.
- 4-5a noktaları arasında adyabatik genişleme işlemi tanımlanmıştır. Burada, bir genişleme aygıtı yardımı ile soğutucu akışkanın basıncı yüksek basınç bölgesinden alçak basınç bölgesine düşürülür.
- 5a-5b entalpi farkı ile soğutma kapasitesi ifade edilmiştir. Bu bölgede ortamdan ısı çekilir ve buharlaştırıcı (evaporatör) yardımı ile soğutucu akışkan buharlaştırılır.

- 5b-1 bölgesi ise alçak basınç tarafı aşırı kızdırma bölgesi olarak ifade edilir. Bu bölgede soğutucu akışkan aşırı kızdırılarak kompresör emniyeti sağlanır.

Enerji tüketimi-performans ilişkisini 5a-5b entalpi farkı ile tanımlanmış olan buharlaştırıcı soğutma kapasitesi ile örneklemek mümkündür. Aynı buharlaşma ve yoğuşma koşullarında, buharlaştırıcı performansının artışı, soğutma kapasitesinde artışa, soğutma kapasitesindeki artış ise 1-2 entalpi farkının, bununla birlikte kompresörün sıkıştırma işi için harcayacağı enerjinin azalmasına neden olacaktır.

1.2 Çalışmanın Amacı

Derin dondurucu soğutma sistemi, ideal soğutma çevrimi ile karşılaştırıldığında kendine özgü birtakım tasarım farklılıkları içermektedir. Derin dondurucu soğutma sisteminin şematik gösterimi Şekil 1.3`te yer almaktadır.



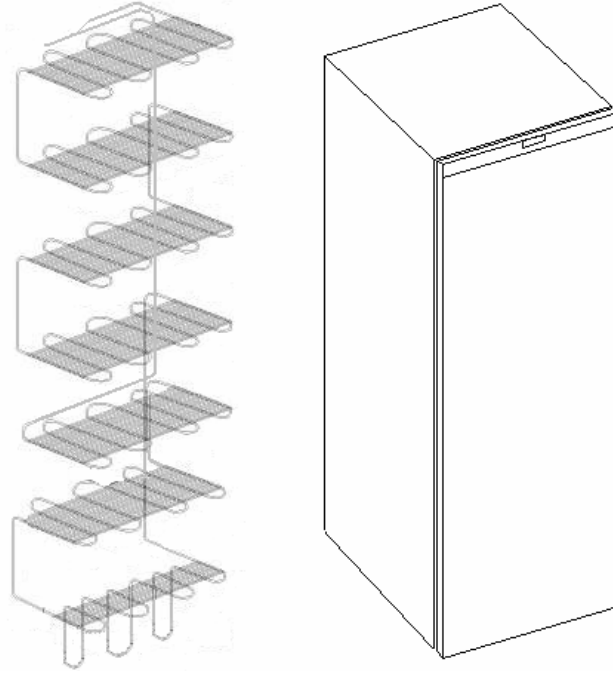
Şekil 1.3: Derin Dondurucu Soğutma Sistemi

Derin dondurucu soğutma sisteminin, Şekil 1.1`deki basit soğutma çevriminden farkları:

- Yoğuşma ve aşırı soğutma işlemlerinden sonra, soğutucu akışkan flanş ısıtıcısından geçerek filtre-kurutucuya ulaşır. Flanş ısıtıcısı, derin dondurucu kabin duvarı içinde conta bölgesini dolaşır ve bu bölgenin yüzeyindeki yoğuşmayı önler.

- Genişleme aygıtı olarak kullanılan kılcal boru (kapileri) yardımı ile soğutucu akışkan basıncı buharlaştırıcı basıncına düşürülür. Kılcal boru, buharlaştırıcıya ulaşana kadar, buharlaştırıcı dönüş borusu ile temas halindedir (kapileri-dönüş borusu ısı değiştiricisi). Bu eleman, genişlemenin adyabatik duruma yakın şartlarda gerçekleşmesine katkıda bulunur.

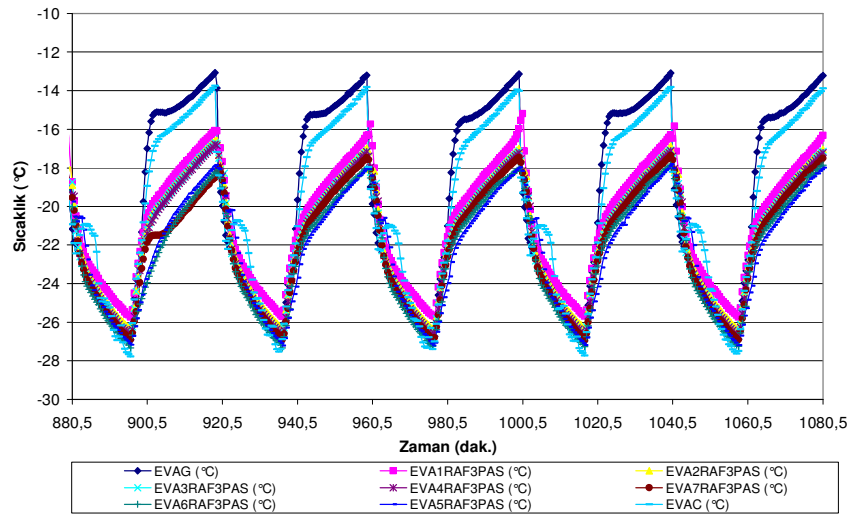
Çalışmaya konu olan derin dondurucuda, buharlaştırıcı olarak açık telli borulu (WOT, Wire-on-Tube) buharlaştırıcı kullanılmıştır. Buharlaştırıcı derin dondurucu kabini içerisinde hava ile temas halinde ve doğal taşınım ile ısı geçişine maruz durumdadır. Şekil 1.4'te derin dondurucu buharlaştırıcısı ve kabini görülmektedir. Buharlaştırıcı performansının belirlenebilmesi için buharlaştırıcının soğutma kapasitesi ile birlikte buharlaştırıcı ve derin dondurucu kabini hava sıcaklıklarına da ihtiyaç vardır. Bu nedenle, sistemin çalışma şartlarına bağlı olarak buharlaştırıcı sıcaklıklarının değişimi önem taşımaktadır.



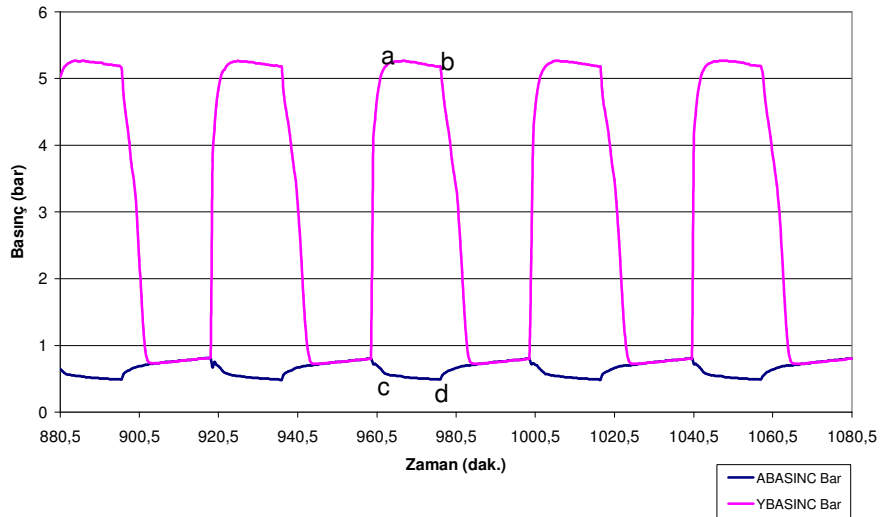
Şekil 1.4: Açık Telli Borulu Buharlaştırıcı ve Derin Dondurucu Kabini

Derin dondurucu soğutma sistemine ait kompresörün sürekli (daimi) ve periyodik çalışma durumları, buharlaştırıcı sıcaklıkları üzerinde farklı etkilere neden olacaktır. Kompresörün sürekli çalışması durumunda, sistem rejim haline geldikten sonra buharlaştırıcı sıcaklıkları belli değerlerde sabitlenecektir. Periyodik çalışma durumunda ise, kompresör sürekli çalışmayacak, dolap içi sıcaklığını kontrol eden

termostat sayesinde periyodik olarak durma-kalkma (on-off) yapacaktır. Bu nedenle, kompresörün her kalkışı, buharlaştırıcı sıcaklıkları için geçici rejim etkisine neden olacak ve ancak belli süre sonra, Şekil 1.6'da görüldüğü gibi yüksek basıncın a-b arasında, alçak basıncın ise c-d arasında sabit değerlerde kalması ile oluşan bir daimi rejimden söz edilebilecektir. Periyodik çalışmada elde edilen bu daimi rejim durumu, buharlaştırıcı sıcaklıklarının düşmeye devam etmesi nedeniyle sanki daimi rejim durumu olarak nitelendirilecektir. Şekil 1.5 ve Şekil 1.6'da sırasıyla buharlaştırıcı sıcaklığı ile buharlaştırıcı (alçak basınç) ve yoğuşturucu basıncının (yüksek basınç) periyodik çalışmada, zamana bağlı değişimi görülmektedir.



Şekil 1.5: Buharlaştırıcı Sıcaklığının Periyodik Çalışmada Değişimi



Şekil 1.6: Buharlaştırıcı ve Yoğuşturucu Basıncının Periyodik Çalışmada Değişimi

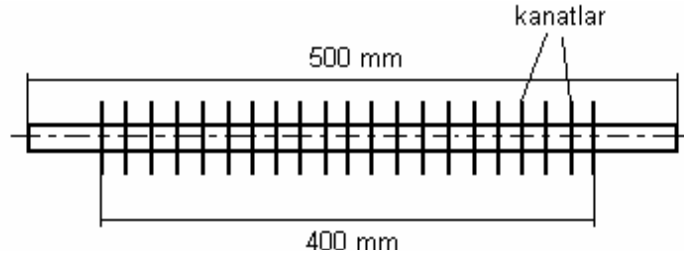
Buharlaştırıcıdaki buharlaşma sıcaklıklarının geçici rejim sürecinden doğrudan etkilenmesi nedeniyle, geçici rejim sürecindeki buharlaştırıcı ısı geçiş performansı sanki daimi rejimdekine göre farklılık gösterecektir. Bu etkinin ortaya konulabilmesi amacı ile, performans tespitinde periyodik ve sürekli çalışma durumlarının birlikte incelenmesi faydalı olacaktır. Bu alışma kapsamında, derin dondurucu buharlaştırıcısının doğal taşınımla ısı geçiş performansı, sürekli ve periyodik çalışma durumları için deneysel yöntemle belirlenmesi ve buna bağlı olarak ısı geçiş performansına yönelik teorik incelemenin yapılması amaçlanmaktadır.

2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1 Kanatlı Borulu Isı Değiştiriciler için Doğal Taşınım İle Isı Geçişi [1]

2.1.1 Deneysel Çalışmalar

Chuah ve Chen (2004) [1]'in, kanatlı-borulu ısı değiştiricilerinde doğal taşınım ile ısı geçişine ilişkin gerçekleştirdiği çalışmada, boru içindeki akışkan hızı, akışkan giriş sıcaklığı, kanat sıklığı ve boru sayısı gibi etken parametrelerin ısı geçiş performansına etkileri deneysel olarak ortaya konulmuştur. Deneyler 2, 3, 4, 5, 6 mm kanat aralığına ve 1, 2, 3 boru sıra sayısına sahip 15 farklı ısı değiştiricisi (Şekil 2.1) üzerinde gerçekleştirilmiştir. Çalışmada, kanat malzemesi olarak alüminyum levha, boru malzemesi olarak bakır kullanılmıştır. Ayrıca, elde edilen deneysel sonuçlar neticesinde Nu sayısı için bir korelasyon elde edilmiştir.

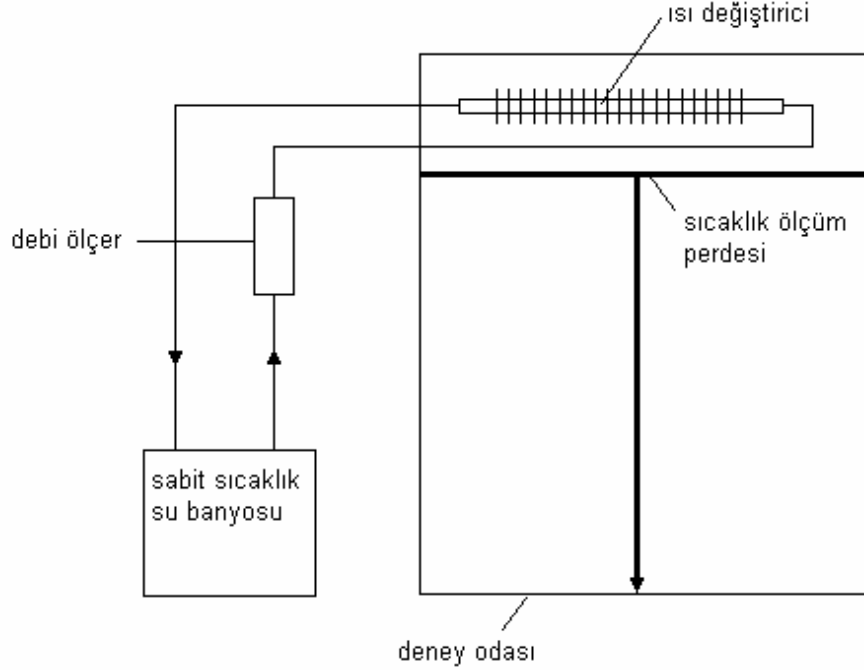


Şekil 2.1: 2 mm Kanat Aralığına Sahip Isı Değiştiricisi [1]

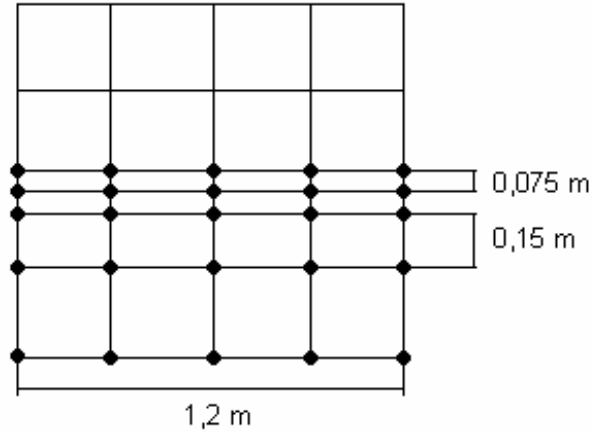
Deneyler, 24°C sabit ortam sıcaklığındaki deney odasında (Şekil 2.2) gerçekleştirilmiş, doğal taşınım etkisinin oluşturulabilmesi amacıyla ısı değiştiricisi deney odasının en tepesine yerleştirilmiştir. Deney odasının boyutları 1,2 m x 1,2 m x 2,1 m olup, ısı değiştirici tabandan 1,9 m yüksektedir.

Sabit sıcaklık su banyosu yardımıyla ısı değiştiricisi borularından 10~18 °C sıcaklık aralığında su dolaştırılmış, ısı değiştiricisi girişinde de debi ölçer vasıtasıyla su debisi ölçülmüştür.

Sıcaklık ölçümleri, su giriş-çıkışında, boru dış yüzeyi ve kanat yüzeyinde, ayrıca bir tel perde (Şekil 2.3) yardımı ile ısı değiştiricisi civarındaki hava ortamında gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2.2: Deney Odasının Şematik Gösterimi [1]

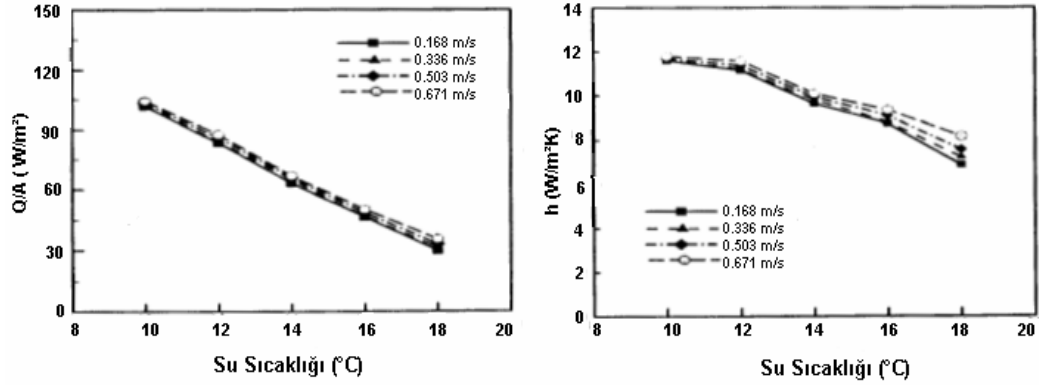


Şekil 2.3: Termo-Eleman Çifti Yerleştirilmiş Tel Perde [1]

2.1.2 Sonuçlar

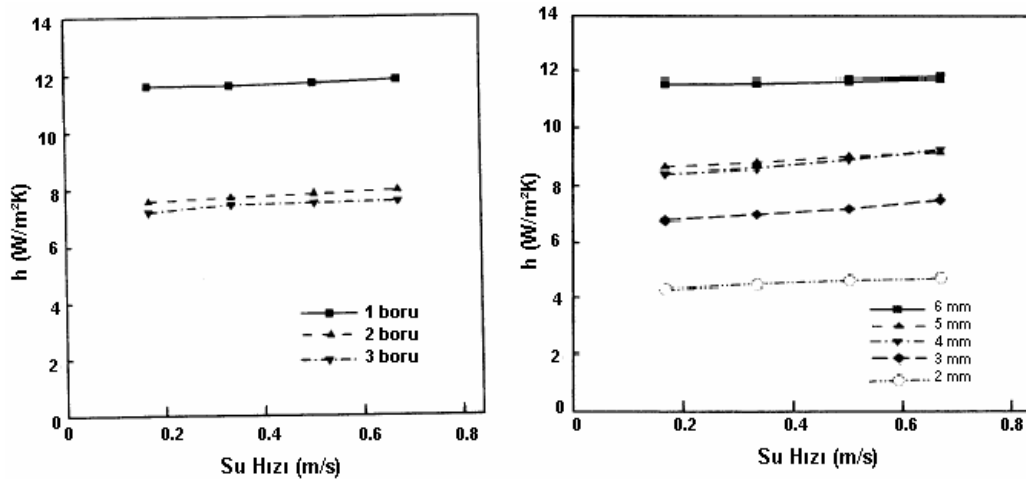
Chuah ve Chen (2004) [1] gerçekleştirdikleri deneysel çalışma ile aşağıdaki sonuçları elde etmişlerdir:

- Kanatlı borulu ısı değıştiricilerde doğal taşınım ile ısı geçiş performansı ve hava tarafı ısı taşınım katsayısı üzerinde akışkanın boru içindeki hızının önemli bir etkisi yoktur. Şekil 2.4'te, farklı akışkan hızları için ısı akısı ve taşınım ile ısı geçiş katsayısı değęerlerinin birbirleri ile çakıştığı ve düşük akışkan giriş sıcaklıklarında daha fazla ısı geçişinin sağlandığı görölmektedir.



Şekil 2.4: Su Giriş Sıcaklığı ile Hızının Doğal Taşınım ile Isı Geçiş Performansı ve Hava Tarafı Isı Taşınım Katsayısına Etkisi [1]

- Daha fazla boru ve küçük kanat aralığı, zorlanmış taşınımdakinin tersine düşük ısı geçiş katsayısına yol açmaktadır. Bunun nedeni olarak ise fazla boru ve kanat sayısının hava akış yolunu engellemesi gösterilebilir. Isı geçiş katsayısının farklı boru ve kanat aralıkları için değışimi Şekil 2.5'te daha ayrıntılı olarak görölebilir.



Şekil 2.5: Boru Sayısı ve Kanat Sıklığının Hava Tarafı Isı Taşınım Katsayısına Etkisi [1]

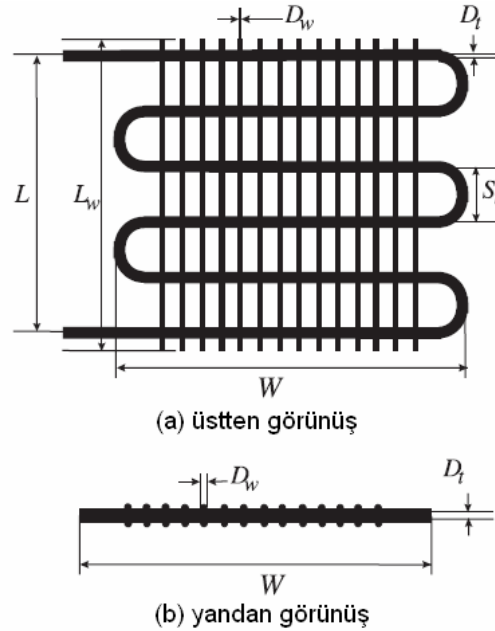
- Deneysel veriler neticesinde Nu sayısı için elde edilen korelasyon (2.1) ifadesinde verilmiştir.

$$Nu = 0,43(Ra)^{0,25} \quad (2.1)$$

2.2 Açık Telli Borulu Isı Değiştiricinin Hava Tarafı Isı Geçiş Katsayısının Belirlenmesi [2]

2.2.1 Deneysel Çalışmalar

Lee ve diğ. (2001) [2]'nin gerçekleştirmiş oldukları bu çalışmada, tek sıralı açık telli borulu ısı değiştiricisine (Şekil 2.6) ait hava tarafı ısı geçiş katsayısının, zorlanmış taşınım durumunda belirlenmesi amacıyla, Zhukauskas korelasyonuna yönelik düzeltme faktörleri deneysel olarak elde edilmiş, ayrıca akış yönünün hava tarafı ısı geçiş performansına etkisi incelenmiştir.



$$N_w = 14 \times 2, \quad D_w = 1.55 \text{ mm}, \quad D_t = 4.66 \text{ mm}, \quad L_w = 154 \text{ mm}, \\ L = 140 \text{ mm}, \quad W = 220 \text{ mm}, \quad S_t = 28 \text{ mm}$$

Şekil 2.6: Tek Sıralı Açık Telli Borulu Isı Değiştiricisi [2]

Gerçekleştirilen deneylerde, tek sıralı açık telli borulu ısı değiştiricisi 3 farklı doğrultuda zorlanmış taşınımına maruz bırakılmıştır:

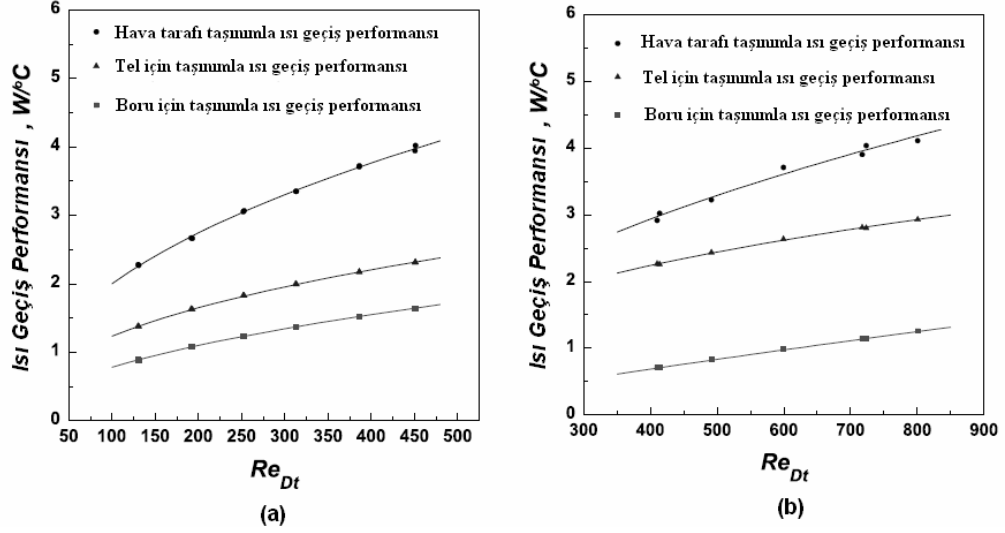
- Boru eksenine ve tel eksenine dik doğrultuda akış
- Tel eksenine dik, boru eksenine paralel doğrultuda akış
- Boru eksenine dik, tel eksenine paralel doğrultuda akış

Deney düzeneği, ısı değiştiricinin yerleştirildiği deney bölümünden ve bu bölümün çıkışında hava debisinin ölçüldüğü hava tüneline meydana gelmiştir. Hava debisi ölçümü, hava tüneline yerleştirilen lüle ve fark basınç transdüseri yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Deney bölümü, 10 mm kalınlığında akrilik panellerden oluşmuş, ayrıca yalıtımı sağlamak amacıyla 30 mm kalınlığında strafor kullanılmıştır. Hava tüneli girişinde, hava sıcaklığı ölçümü RTD (Resistance Temperature Detector) ile sağlanmış; ısı değiştiricisi borusuna yerleştirilen güç kontrollü ısıtıcı ile ısı değiştiriciden havaya geçen ısı miktarı kolaylıkla tespit edilmiştir.

2.2.2 Sonuçlar

Lee ve diğ. (2001) [2], gerçekleştirmiş oldukları bu çalışma sonucunda aşağıdaki sonuçları ortaya koymuşlardır:

- Zhukauskas korelasyonuna yönelik düzeltme faktörünün kullanılmadığı durumda korelasyonlar ve deneyler arasındaki fark % 24,7 kullanıldığı durumda ise % 3,7 olarak tespit edilmiştir.
- Hem tele hem boruya dik akış durumunda tel için taşınım ile ısı geçiş performansı hava tarafı taşınım ile ısı geçiş performansının % 60'ını oluşturmuştur. (Şekil 2.7a) Sadece tele dik akış durumu için bu oranın % 70-77 aralığında kaldığı tespit edilmiştir. (Şekil 2.7b)



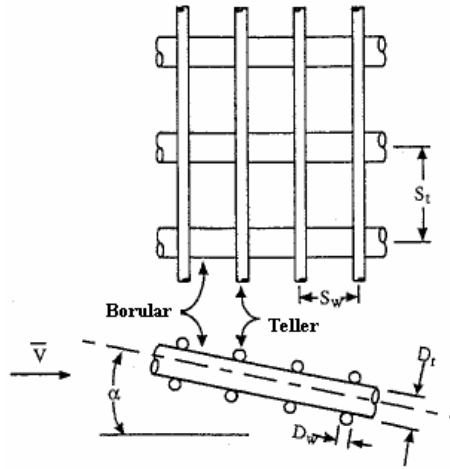
Şekil 2.7: Tel ve Boru için Isı Geçiş Performansının Akış Doğrultusuna göre Değişimi [2]

2.3 Açık Telli Borulu Isı Değiştiricilerde Taşınım İle Isı Geçişinin Deneysel Olarak İncelenmesi [3]

2.3.1 Deneysel Çalışmalar

Hoke ve diğ. (1997) [3]'nin gerçekleştirdiği çalışmada, açık telli borulu ısı değiştiricisinin hava tarafı doğal ve zorlanmış taşınım ile ısı geçiş katsayısı, havanın hızı, hücum açısı ve akış doğrultusu parametrelerine bağlı olarak incelenmiştir. Deneylerde tek sıralı açık telli borulu ısı değiştiricisi içerisinde akışkan olarak su geçirilmiştir. Isı değiştirici etrafından geçen havanın hızı 0 ile 2 m/s aralığında, hücum açısı ise 0° ile $\pm 90^\circ$ arasında değiştirilmiştir. Tüm ısı değiştiriciler, bir hava tüneline uniform ve yatay akışa maruz bırakılarak, 0,30 m yükseklik 0,91 m genişlik ve 0,76 m uzunluğunda bir test bölümünde incelenmiştir. Gerçekleştirilen deneylerde, akışın boruya ve tellere dik geldiği durumlar için de inceleme yapılmıştır.

Şekil 2.8'de tek sıralı açık telli borulu bir ısı değiştiricisi ve bu ısı değiştiricisine ait karakteristik büyüklükler olan tel çapı, boru çapı, tel aralığı, boru aralığı ile hücum açısı da tanımlanmıştır. Şekil 2.8'de gösterilmeyen diğer karakteristik büyüklüklerin ise toplam tel uzunluğu ve bir boru sırasının uzunluğu olduğu belirtilmiştir.

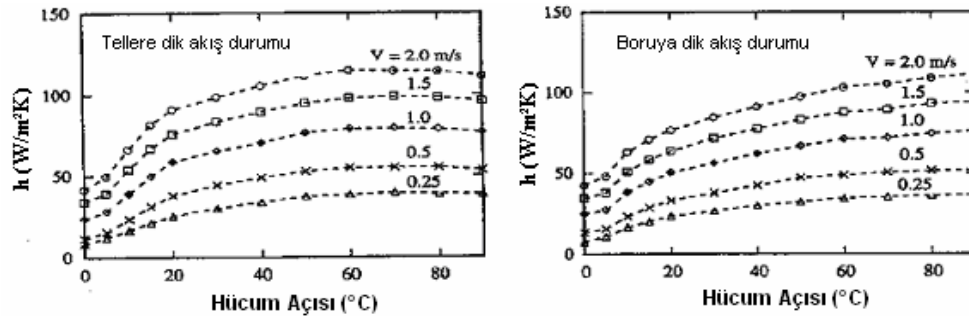


Şekil 2.8: Tek Sıralı Açık Telli Borulu Isı Değiştiricisi ve Hücum Açısı [3]

2.3.2 Sonuçlar

Hoke ve diğ. (1997) [3]'nin gerçekleştirdiği bu çalışma neticesinde elde edilen sonuçlar aşağıdaki şekilde özetlenebilir.

- Açık telli borulu yoğunlaştırıcılarda en büyük ısı direnç hava tarafında gerçekleşmektedir. Boru içindeki akışın iki fazlı olduğu durumda bu direnç toplam direncin % 95'ini oluşturmaktadır.
- Açık telli borulu ısı değiştiricilerinde, yatay durumda hava akışının tellere dik veya paralel gelmesinin ısı değiştiricisi performansından bağımsız olduğu görülmüştür. Tele dik olarak gerçekleşen akış durumunda, 0° 'den itibaren artan hücum açısı değerleri ile ısı geçiş katsayısında artış gözlemlenmiş, hücum açısının 80° 'den 90° 'ye çıkmasıyla ısı geçiş katsayısında da küçük fakat belirgin bir düşüş tespit edilmiştir.



Şekil 2.9: Hava Tarafı Isı Taşınım Katsayısının Hücum Açısı ile Değişimi [3]

2.4 Soğutucu Cihazlarda Açık Telli Borulu Isı Değiştiricilerden Işınım ve Doğal Taşınım ile Isı Geçişi [4]

Tagliafico ve Tanda [4]'nın 1997'de gerçekleştirdikleri deneysel çalışmada, açık telli borulu ısı değiştiricisinden hava ortamına gerçekleşen ısı geçişinin ışıınım ve taşınım bileşenleri ayrı olarak ele alınmıştır.

Genel geometri, ısı değiştiricisinin yüksekliği ve genişliği, borunun ve telin dış çapları, boru ve tel aralığı olarak karakterize edilmiştir. Ayrıca diğer ilgili parametre olarak boru ile telin birleşme noktasındaki ısı direnç de ele alınabilir. Bu çalışmada ısı değiştiricisi, boruları birbirlerinin üstünde ve yere paralel olmak üzere düşey konumda yerleştirilmiştir. Isı değiştiricisinin çalışma koşulları, ısı değiştiricisinin boru çeperi ile çevresi arasındaki sıcaklık farklarının ortalaması olarak tanımlanmıştır. Boru çeperinden çevreye olan ısı geçişinin ışıınım ve doğal taşınım ile olduğu düşünülürse, ısı geçişi katsayısını bu iki farklı ısı geçişinin bir kombinasyonunun tayin ettiğini kabul etmek mümkündür. Boru dış çeperlerinden çevreye olan toplam ısı geçişi, ışıınım ve taşınım bileşenleri açısından denklem 2.2'de gösterilmiştir.

$$q_{\text{tot}} = q_r + q_c \quad (2.2)$$

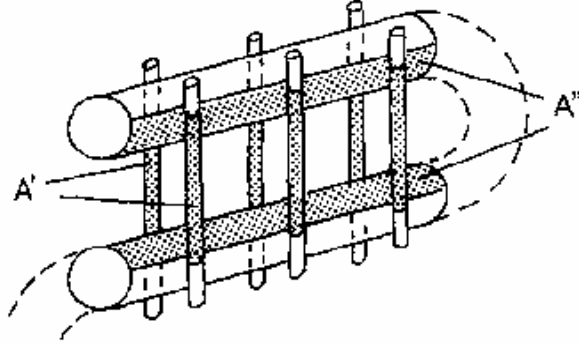
Işınım ile ısı geçişi (q_r) teorik olarak hesaplanmıştır. Isı değiştiricisinin yapısı ışıınım hesapları açısından karmaşık olacağından gerçekçi değerler sağlayan basit bir model geliştirilmiştir. Taşınım ile ısı geçişi (q_c) ise deneysel olarak belirlenmiştir.

2.4.1 Işınım ile Isı Geçişi

Işınım ile ısı geçişi, yayıcı gri-cisim yaklaşımı ve aşağıdaki üç kabul yardımıyla teorik olarak hesaplanmıştır.

- Isı değiştiricisi sıcaklığı (T_{ex}), boru ortalama yüzey sıcaklığı (T_t) ile tel ortalama yüzey sıcaklığı'nın (T_w) ortalaması olarak alınmış ve tüm ısı değiştiricisi yüzeyinde aynı olduğu kabul edilmiştir.

- Işınım ile olan ısı geçişinin hesabında kullanılan ısı değiştiricisinin, birim bölgesindeki tel yüzeyinden (A') ve boru yüzeyinden (A'') olan ısı akısı homojen olarak kabul edilmiştir. (Şekil 2.10)

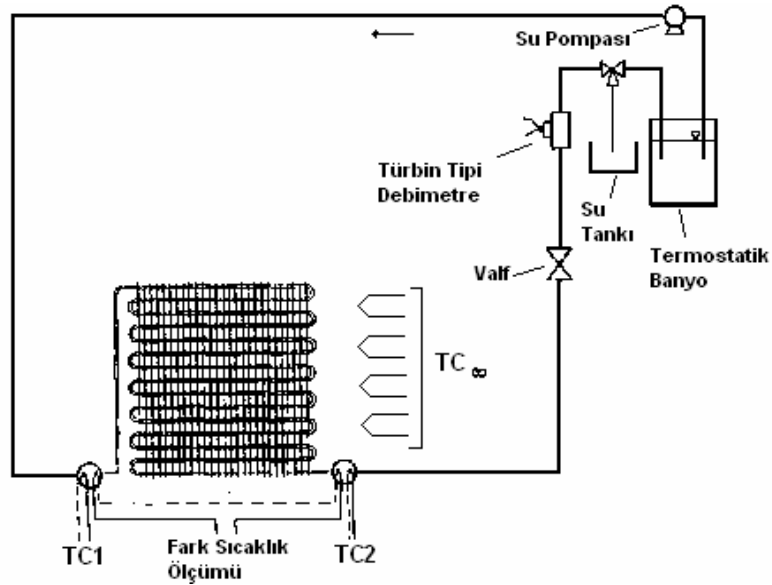


Şekil 2.10: Işınım ile ısı geçişi hesaplarında kullanılan birim alan [4]

- Şekil faktörü hesaplamalarında ısı değiştiricisi genişliği W ve yüksekliği H , teller ve borular arasındaki uzaklığa oranla çok büyük kabul edilmiştir. Bu kabul ile şekil faktörü standartlardan bulunmuştur.

2.4.2 Doğal Taşınım ile ısı geçişi

Doğal taşınım ile ısı geçişinin deneysel olarak tespit edilmesi amacıyla Şekil 2.11'de şematik olarak gösterilen deney tesisatı kullanılmıştır.

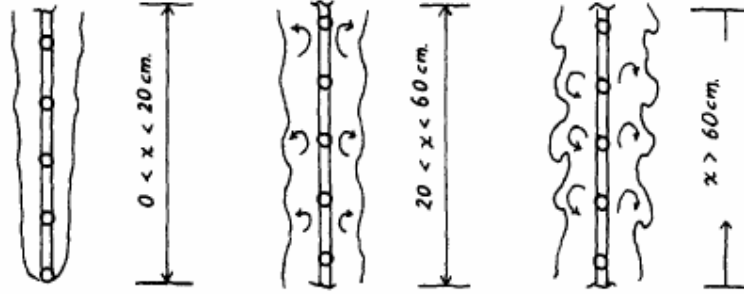


Şekil 2.11: Deney tesisatının şematik gösterimi [4]

Termostatik banyoda şartlandırılan sıcak su pompa yardımıyla ısı değıştiricisine gönderilmekte, dönüş hattında türbin tipi debimetre yardımıyla debi ölçümü gerçekleştirilmektedir. Isı değıştiricisi girişinde ve çıkışında ise termo-eleman çiftleri ile sıcaklık ölçülmektedir. Suyun boru içerisindeki zorlanmış taşınımından ve boru çeperindeki iletimden kaynaklanan ısı direnç, hava tarafındaki ısı dirençten 2-3 mertebe daha küçük olduğu için boru sıcaklığı su sıcaklığına eşit kabul edilebilir. Buradan yola çıkarak, tüm ısı değıştiricisinin ortalama dış yüzey sıcaklığı, suyun boruya giriş ve çıkış sıcaklıklarının ortalaması olarak alınmıştır.

2.4.3 Akış Görüntüleme

Isı geçiş karakteristiğinin daha iyi anlaşılması için “Schlieren” tekniği ile akış görüntüleme deneyleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 2.12 incelendiğinde, sınır tabaka, hücum kenarının 20 cm ilerisine kadar laminar karakterdedir. Bu noktadan sonra kesikli olarak bozucu etkiler oluşmakta, ısı değıştiricisinin ortasında laminlerden türbülansa geçiş gözlenmektedir. Isı değıştiricisinin hücum kenarından 60 cm sonrası yani üst kısmı tam türbülanslı akış karakteri sergilemektedir.

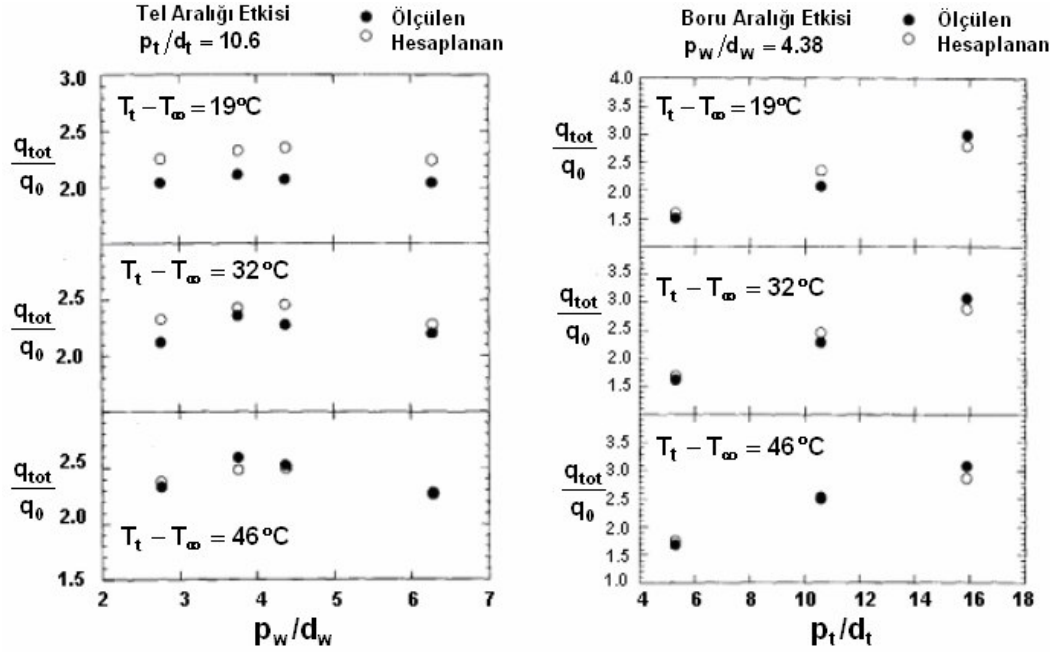


Şekil 2.12: Açık Telli Borulu Isı Değıştiricisi Etrafındaki Sınır Tabakanın Schlieren Tekniği ile Görüntülenmesi [4]

2.4.4 Sonuçlar

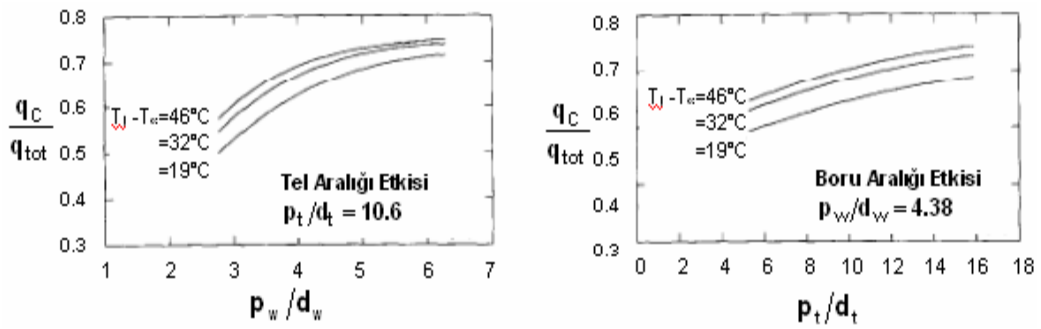
- Isı değıştiricisinin düşey konumu nedeniyle, ısı geçişi, ısı değıştiricisi yüksekliği boyunca farklı akış rejimlerinde gerçekleşmektedir. Bu nedenle, laminar akış kabulü ile ısı taşınım katsayısında beklenen düşüş, ısı değıştiricisi yüksekliği boyunca gerçekleşen geçiş bölgesi ve türbülanslı akış bölgelerinin etkisiyle artış göstermektedir.

- Toplam ısı geçişinin telin aralık-yarıçap oranına (p_w/d_w) göre değişimi belirgin olmamış fakat, boru-çevre sıcaklık farkı yükseldikçe artış gözlenmiştir. Toplam ısı geçiş değeri borunun aralık-yarıçap oranı (p_t/d_t) ile lineer olarak artış göstermiştir. (Şekil 2.13)



Şekil 2.13: Toplam Isı Geçişinin Tel ve Boru Aralığı ile Değişimi [4]

- Taşınila gerçekleşen ısı geçişinin toplam ısı geçişine oranı % 70 mertebelerinde olmuştur. Toplam ısı geçişinin diğer % 30'a yakın kısmı ise ışınlım ile gerçekleşmiştir. (Şekil 2.14)



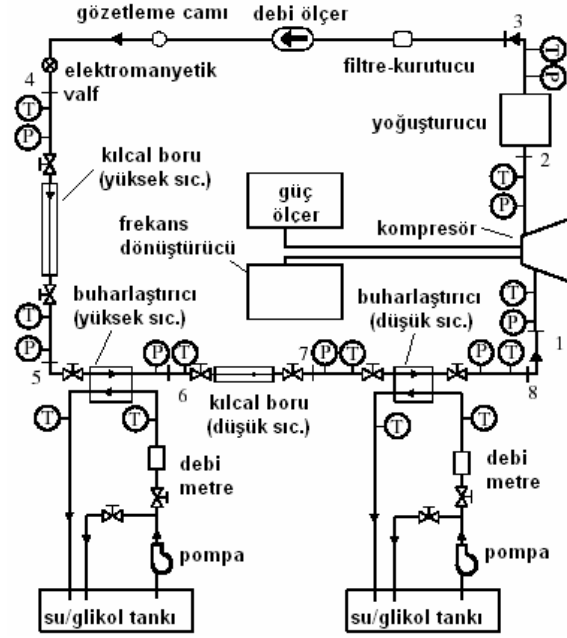
Şekil 2.14: Taşınila Isı Geçişinin Tel ve Boru Aralığı ile Değişimi [4]

2.5 Seri Bağlı İki Buharlaştırıcıya Sahip Soğutma Sisteminin Karakteristiği [5]

Jen-Li ve Chia Su'nun (2004) [5] gerçekleştirdikleri çalışma, seri bağlı, çift buharlaştırıcılı soğutma sistemini karakterize eden boyutsuz korelasyonların Buckingham Pi teorisi yardımıyla elde edilmesi üzerinedir. Çalışma sonucunda, soğutucu akışkan debisi, yüksek ve düşük sıcaklıklı buharlaştırıcılara ait ısı geçiş katsayıları ve yüksek sıcaklıklı buharlaştırıcının soğutma kapasitesinin toplam kapasiteye oranı (soğutma kapasitesi oranı) boyutsuz korelasyonlarla ifade edilmiştir.

2.5.1 Deney Tesisatı

Çalışmanın gerçekleştirildiği, seri bağlı iki buharlaştırıcıya sahip soğutma sistemi R-290 soğutucu akışkan ile çalışmaktadır. Soğutucu akışkan çevriminde, kompresör, yoğuşurucu, filtre-kurutucu, debi ölçer, gözetleme camı, elektromanyetik valf, yüksek ve düşük sıcaklık kademeleri için ikişer adet kılcal boru ve buharlaştırıcı bulunmaktadır. Soğutucu akışkan entalpisi T- tipi termo-eleman çiftleri ve basınç ölçerler ile buharlaştırıcı giriş ve çıkışında belirlenmiştir. Kompresör kapasitesinin kontrolü, daimi rejim durumunda 40 ile 80 Hz arasında çıkış sağlayan frekans dönüştürücü ile sağlanmıştır. Yoğuşma basıncı ise fanın devir sayısı ile kontrol edilir. İki buharlaştırıcı da aynı boyutlarda ve zıt akışlı olup, su/glikol karışımı ile ısıtıcı yönde şartlandırılmaktadır. Şartlandırma sistemi, pompa, debi ölçer, sıcaklık kontrolü ve zıt akışlı buharlaştırıcıdan oluşmaktadır. Düşük sıcaklıklı kılcal boru yüksek sıcaklıklı olandan daha kısadır. Aynı zamanda soğutucu akışkan düşük sıcaklıklı kılcal boru içinde iki fazlı, yüksek sıcaklıklı kılcal boru içinde sıvı fazda bulunmaktadır. Deneysel değişkenler yoğuşma basıncı (P_c), yüksek ve düşük sıcaklık buharlaştırıcıları için kılcal boru uzunlukları (L_H and L_L) ve kompresör frekansı olarak ele alınmıştır. Deney tesisatı Şekil 2.15'te şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 2.15: Deney Tesisatının Şematik Gösterimi [5]

2.5.2 Sonuçlar

Jen-Li ve Chia Su`nun (2004) [5] bu çalışmasında elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- Debi için elde edilen korelasyon yüksek doğruluğa sahip olup, ölçülen ve korelasyonlar ile elde edilen debi değerlerinin karşılaştırılması sonucunda maksimum hata saçınımı % +5 ile % -4 aralığında tespit edilmiştir. Hata saçınımı, yüksek sıcaklıktaki buharlaştırıcının ısı geçiş katsayısı için % ± 16 , düşük sıcaklıktaki buharlaştırıcının ısı geçiş katsayısı için % +16 ile % -12 aralığında kaydedilmiştir.
- Soğutucu akışkan debisini birincil olarak etkileyen parametreler olarak, yoğuşma basıncı, yüksek sıcaklıklı kılcal boru uzunluğu ve aşırı soğutma miktarı olarak tespit edilmiştir. Yüksek sıcaklıklı buharlaştırıcının ısı geçiş katsayısı, yoğuşma basıncından, düşük sıcaklıklı kılcal boru uzunluğundan ve yüksek sıcaklıklı buharlaştırıcının logaritmik ortalama sıcaklık farkından, düşük sıcaklıklı buharlaştırıcının ısı geçiş katsayısı ise yüksek sıcaklıklı kılcal boru uzunluğundan ve düşük sıcaklıklı buharlaştırıcının logaritmik ortalama sıcaklık farkından etkilenmektedir. Ayrıca, soğutma kapasitesi oranı da, düşük ve yüksek sıcaklıklı

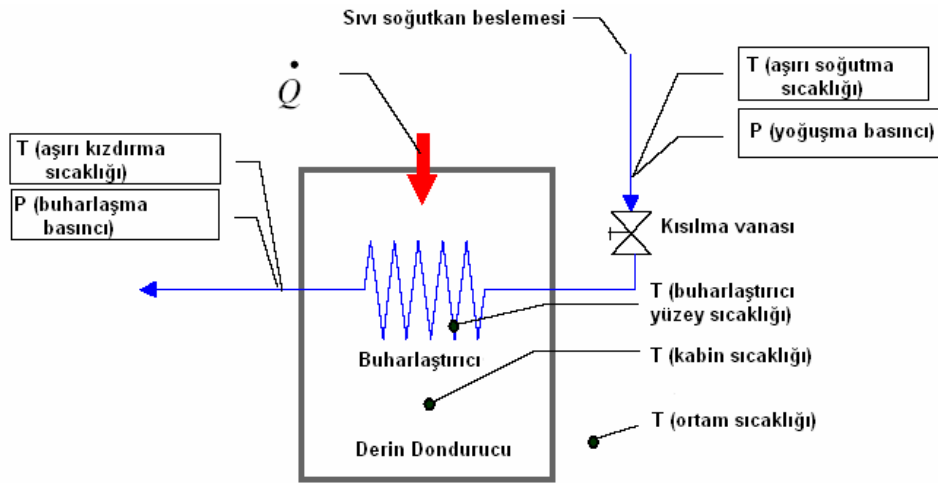
buharlaştırıcının logaritmik ortalama sıcaklık farkı ile yoğuşma basıncına bağlıdır.

2.6 Derin Dondurucuya ait Açık Telli Borulu Buharlaştırıcının Kalorimetre Deneyleri [6]

Bu tez çalışması kapsamında model olarak incelenen, açık telli borulu buharlaştırıcıya sahip derin dondurucu üzerinde Wijnstekers ve Janssen (2005) [6] tarafından kalorimetrik ölçümler gerçekleştirilmiştir.

2.6.1 Ölçme Prensibi

Yoğuşma basıncı ve aşırı soğutma sıcaklığı koşullarındaki entalpideki (buharlaştırıcı giriş entalpisi) sabit debili sıvı soğutucu akışkan, kısılma vanası yoluyla buharlaştırıcıya girmektedir. Buharlaştırıcıdaki buharlaşma sürecinden sonra buharlaştırıcı çıkışındaki kızgın buhar sıcaklığı ölçülmektedir. Böylece, buharlaşma basıncı ve kızgın buhar sıcaklığı doğrultusunda, buharlaştırıcı çıkış koşulları belirlenmiş olmaktadır. Buharlaştırıcı boyunca tespit edilen entalpi farkı ile kütleli debinin çarpılması neticesinde (denklem (2.3)) buharlaştırıcıdaki toplam ısı geçiş miktarı hesaplanmaktadır. Şekil 2.16'da, buharlaştırıcı kalorimetresinin ölçüm prensibi şematik olarak verilmektedir. Buna göre, buharlaştırıcının toplam ısı geçiş performans katsayısı ($UA_{BUH.}$) denklem (2.4)'te verildiği gibi tespit edilebilecektir.



Şekil 2.17: Ölçme Prensibi [6]

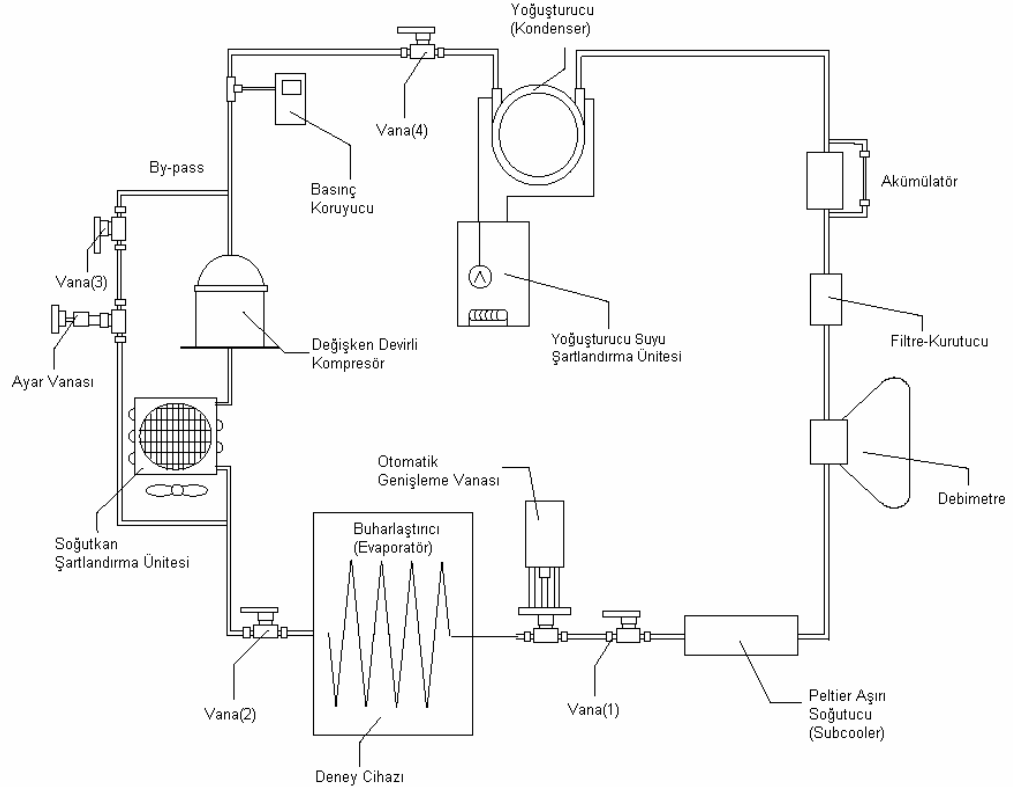
$$\dot{Q}_{BUH.} = \dot{m}(i_{\dot{c}} - i_g) \quad (2.3)$$

$$(UA)_{BUH.} = \frac{\dot{Q}_{BUH.}}{(T_{Kabin\ hava} - T_{Buharlasma})} \quad (2.4)$$

2.6.2 Deney Tesisatı

Ölçüm sistemi ve elemanları, Şekil 2.18’de şematik olarak gösterilmekte ve özetlenmektedir.

- Soğutucu akışkanın kütsel debisi, kompresör frekansının değıştirilmesi yoluyla kontrol edilmektedir. Kompresör kapasitesinin çok yüksek olması durumunda, baypas hattı açılabilir. Bu baypas hattının kullanılması, kütsel debinin kompresör frekansı ile uyumlu olarak kontrol edilebileceği aralıkta ayarlanmasını sağlamaktadır.
- Deneyler R-600a soğutucu akışkan kullanılarak gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2.18: Buharlaştırıcı Kalorimetresi [6]

- Yoğuşma sıcaklığı, su soğutmalı bir yoğuşturucu ile sağlanmaktadır. Yoğuşturucu soğutma suyu, pompa vasıtasıyla bir su tankından yoğuşturucuya basılmaktadır. Elektrikli ısıtıcı ve ayrı bir soğutma sistemi ile su tankındaki sıcaklık kontrol edilmektedir.
- Soğutucu akışkan hattı üzerindeki akümülatör, sistemde dolaşan soğutucu akışkan açısından tampon vazifesi görmektedir. Soğutma kapasitesinde meydana gelen salınımlar, bu akümülatör vasıtasıyla telafi edilmektedir.
- Aşırı soğutma ünitesi (subcooler), yoğuşturucuda yoğuşan soğutucu akışkanın genleşme cihazı giriş koşullarına şartlandırılmasını sağlamaktadır. Bu çalışmada aşırı soğutucu olarak Peltierli bir ısı değiştiricisi kullanılmış olmakla beraber, yoğuşturucu suyu şartlandırma hattında olduğu gibi aşırı soğutma suyu şartlandırma hattında da su soğutmalı bir ısı değiştiricisi kullanılabilir. Yoğuşturucu sonrasındaki aşırı soğutma sıcaklığının ayarlanması ile birlikte, buharlaştırıcı giriş koşulları da kontrol edilmiş olmaktadır (adyabatik genişleme kabulüyle, soğutucu akışkanın buharlaştırıcı girişindeki entalpisi genleşme cihazı öncesindeki entalpisine eşit olacaktır).
- Sistemde bir otomatik genleşme valfi kullanılmış olmakla beraber, kalorimetre düzeneği ilk kurulduğunda genleşme cihazı olarak birbirine seri bağlı bir el vanası ve kılcal boru birlikte kullanılmıştır. Buharlaştırıcı çıkışındaki kızgınlık derecesinin ayarlanabilmesi için, genleşme valfinin kullanımı gerekli olmaktadır.
- Çevrimdeki kütleli akış debisinin tespiti amacıyla, sistemde bir debimetre bulunmaktadır.
- Buharlaştırıcıdaki uygun buharlaşma koşullarının sağlanması için kontrol edilmesi gereken parametreler, buharlaşma sıcaklığı (basıncı) ve soğutucu akışkanın kızgınlık derecesidir. Bu iki parametrenin kontrolü, kompresör kapasitesi ve otomatik genleşme valfi açıklığının bileşik kontrolü ile sağlanmaktadır. Değişken kapasiteli kompresör belirli bir devirde çalışırken genleşme valfi açıklığının artırılması neticesinde, buharlaştırıcı çıkışındaki kızgınlık derecesi azalıp buharlaşma sıcaklığı (basıncı) artış gösterecektir. Genleşme valfinin belirli orandaki açıklığı için kompresör kapasitesi

artırıldığında ise buharlaşma sıcaklığı (basıncı) düşecek ve çıkıştaki kızgınlık derecesi artacaktır.

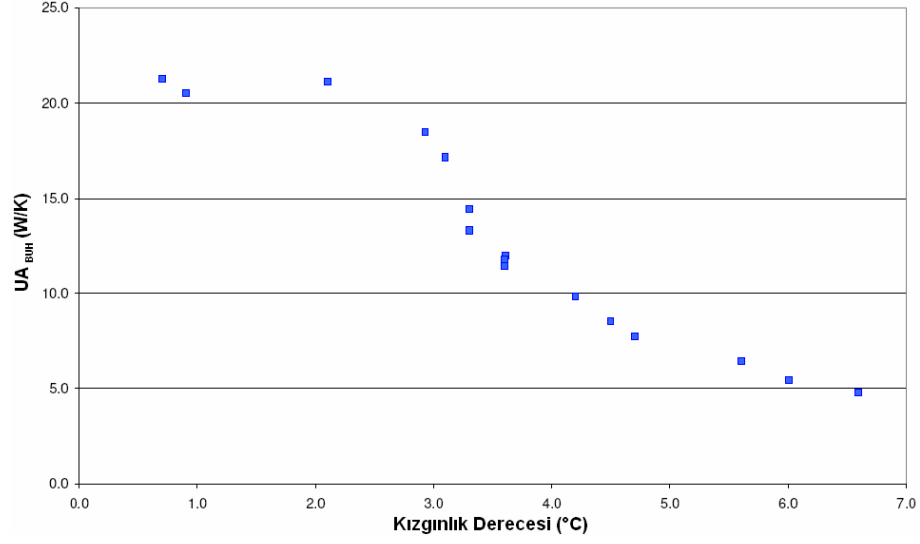
2.6.3 Sonuçlar

Bu çalışmada, açık telli borulu buharlaştırıcı orijinal derin dondurucu kabininde ve daimi rejim şartlarında, buharlaştırıcı çıkışındaki farklı kızgınlık derecesi değerleri için test edilmiştir. Deneyler sonucunda, farklı kızgınlık dereceleri için elde edilen soğutma kapasitesi, buharlaştırıcı ve kabin toplam ısı geçiş performansları, buharlaştırıcı basınç düşümü ve raf sıcaklıkları Tablo 2.1`de gösterilmiştir.

Tablo 2.1: Deney Sonuçları [6]

Kızgınlık Derecesi (°C)	Soğutma Kapasitesi (W)	UA _{BUH.} (W/K)	UA _{Kabin} (W/K)	ΔP _{BUH.} (bar)	T _{Raf1} (°C)	T _{Raf2} (°C)	T _{Raf3} (°C)	T _{Raf4} (°C)	T _{Raf5} (°C)	T _{Raf6} (°C)	T _{Raf7} (°C)	T _{Raf_ort} (°C)
0,7	51,29	21,3	0,97	0,03	-26	-27,2	-27,4	-28	-28,3	-28,1	-28,1	-27,6
0,9	48,47	20,6	0,92	0,03	-25,9	-27,2	-27,5	-28,1	-28,5	-28,2	-28,2	-27,7
2,1	48,5	21,1	0,92	0,029	-26,1	-27,3	-27,6	-28,2	-28,5	-28,2	-28,2	-27,7
2,93	47,42	18,5	0,9	0,028	-25,9	-27,2	-27,6	-28,1	-27,8	-27,7	-27,8	-27,4
3,1	47,46	17,2	0,92	0,029	-25,9	-27,1	-27,4	-27,9	-27,6	-27,2	-27,2	-27,2
3,31	46,12	13,3	0,9	0,023	-26	-27,2	-27,4	-27,3	-26,7	-25,5	-25,6	-26,5
3,3	47,09	14,5	0,91	0,027	-25,8	-26,9	-27,3	-27,7	-27,2	-26,1	-26,1	-26,7
3,6	47,22	11,5	0,93	0,026	-25,5	-26,8	-26,9	-26	-25,9	-25,2	-24,8	-25,9
3,61	47,01	12	0,92	0,027	-25,6	-26,7	-27,5	-26,5	-26	-25,4	-25,3	-26,1
3,6	46,51	11,8	0,91	0,028	-25,5	-26,6	-27,1	-26,4	-25,9	-25,4	-25,4	-26
4,2	45,83	9,8	0,91	0,029	-25,1	-26,3	-26,5	-25,5	-25,1	-24,4	-24,3	-25,3
4,5	45,61	8,5	0,91	0,031	-24,8	-26	-26,2	-24,6	-24,1	-23,4	-23,6	-24,7
4,7	45,1	7,8	0,91	0,031	-24,7	-25,8	-24,8	-23,9	-23,9	-23,3	-23,3	-24,2
5,61	43,59	6,5	0,91	0,03	-23,7	-25,1	-23,9	-22,8	-22,5	-22,1	-22,3	-23,2
6,01	43,21	5,5	0,92	0,03	-23,2	-22,5	-21,7	-21,7	-21,6	-21,5	-21,9	-22
6,6	42,96	4,8	0,93	0,029	-22,5	-21,5	-20,7	-20,6	-20,6	-20,4	-20,9	-21

Ayrıca Şekil 2.19`da buharlaştırıcı toplam ısı geçiş performansının, buharlaştırıcı çıkışındaki kızgınlık derecesi ile değişimi görülmektedir. Buna göre, 2°C`lik kızgınlık derecesi değerine kadar buharlaştırıcı performansı (UA_{BUH.}) değişim göstermemiş ve 20-21 W/K arasında değerler almıştır. Bu noktadan sonra buharlaştırıcı performansının doğrusal olarak düştüğü görülmektedir. Kızgınlık derecesinden bağımsız olarak basınç düşümü (ΔP_{BUH.}) 0,03 bar mertebelerinde değerler almıştır.



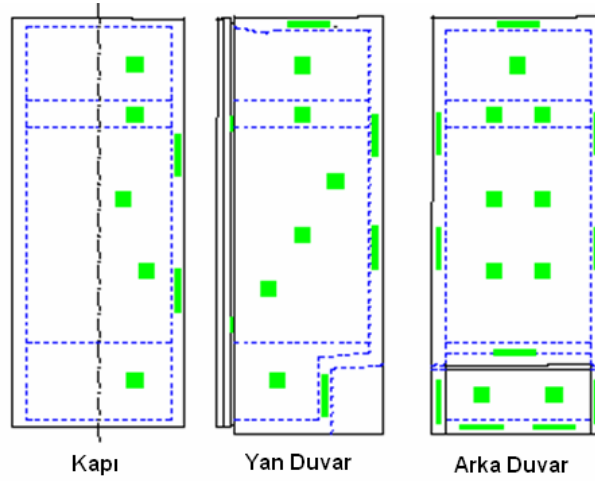
Şekil 2.19: Buharlaştırıcı Isı Geçiş Performansının Kızgınlık Derecesi ile Değişimi [6]

2.7 Buzdolabı Soğutma Sisteminin Isı Akısı Sensörü Kullanarak Analizi [7]

Melo ve Pereira (2003) [7], ısı akısı sensörleri kullanarak gerçekleştirdikleri çalışmada, bir buzdolabı kabinine ait toplam ısı iletim performansını ve buzdolabı buharlaştırıcısının anlık ısı geçiş performansını tespit etmişlerdir. Çalışmada ayrıca, levha tipi buharlaştırıcıya ait daimi rejim performansı da irdelenmiştir.

2.7.1 Buzdolabı Kabini Toplam Isı İletim Performansının Belirlenmesi

Buzdolabı kabinine ait toplam ısı iletim performansının belirlenebilmesi için ters ısı kaybı deneyi gerçekleştirilmiştir. Bu deneyde kabin içinde ve dışında sabit sıcaklık ortamını sağlamak gereklidir. Bu nedenle, içerisinde ısıtıcı bulunan buzdolabı kabini sabit sıcaklıktaki bir ısı odasına yerleştirilmiş, kabin içi sıcaklığı 32,1°C'de, ısı odası ortamı ise 57,1°C'de sabitlenmiştir. Kabin ısı kazancı ise kabin duvar yüzeylerine yerleştirilen ısı akısı sensörleri ile tespit edilmiştir. (Şekil 2.20)

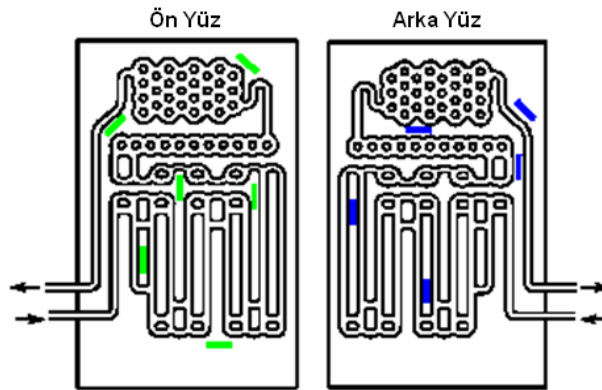


Şekil 2.20: Isı Akısı Sensörlerinin Buzdolabı Kabini Yüzeyindeki Dağılımı [7]

Kabin içerisindeki ısıtıcı tarafından kabin ortamına verilen ısı 40,49 W iken, kabin duvarlarından ortama geçen ısı 41,67 W olarak belirlenmiştir. Buzdolabı kabini toplam ısı iletim performansı ise 1,62 W/K olarak tespit edilmiştir.

2.7.2 Levha Tipi Buharlaştırıcının Isı Geçiş Performansının Tespiti

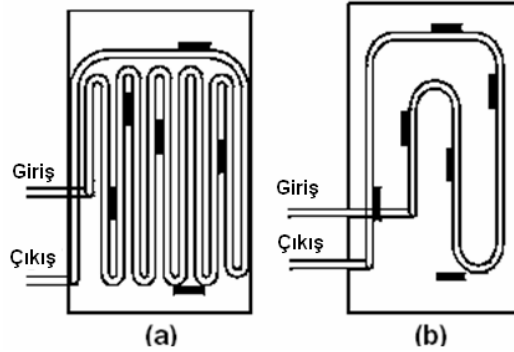
Levha tipi buharlaştırıcının performansının tespiti için kurulan düzenekte, soğutucu akışkan debisi, genişleme öncesi soğutucu akışkan sıcaklığı ve basıncı ile buharlaşma basıncı sabit tutulmuştur. Kabin ortamı hava sıcaklığı ise değişim göstermiştir. Buharlaştırıcı çıkışında soğutucu akışkanın doymuş halde bulunması sağlanarak buharlaştırıcı yüzey sıcaklığının homojenliği garanti altına alınmıştır. Soğutma kapasitesi ise buharlaştırıcının her iki yüzeyine yerleştirilen ısı akısı sensörleri yardımıyla tespit edilmiştir. (Şekil 2.21)



Şekil 2.21: Isı Akısı Sensörlerinin Levha Tipi Buharlaştırıcı Üzerinde Yerleşimi [7]

Buharlaştırıcının ısı geçiş katsayısı, $3,2^\circ$ ve 8° öne, $2,4^\circ$ arkaya eğimli durumlar için sırasıyla $7,69 \text{ W/m}^2\text{K}$, $7,79 \text{ W/m}^2\text{K}$, $8,16 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak elde edilmiştir.

Buharlaştırıcı borularının sıklığının ve çaplarının performans üzerindeki etkisinin incelenebilmesi için ise farklı buharlaştırıcı modelleri üzerinde durulmuştur. (Şekil 2.22)



Şekil 2.22: Farklı Boru Sıklığına Sahip Buharlaştırıcılar (a) 25 x 12, (b) 75 x 12

Deneyleri gerçekleştirilen buharlaştırıcı modellerinin, toplam ısı geçiş performansları ve ısı geçiş katsayıları ile buharlaştırıcı boyunca gerçekleşen basınç düşümü Tablo 2.2`de verilmiştir. Orijinal olarak nitelendirilen buharlaştırıcı Şekil 2.21`deki buharlaştırıcı modelidir.

Tablo 2.2: Buharlaştırıcı Isı Geçiş Performansı, Katsayısı ve Basınç Düşümü [7]

Buharlaştırıcı	UA (W/K)	U ($\text{W/m}^2\text{K}$)	ΔP (mbar)
orijinal	2,21	7,69	45,0
25 x 12	2,22	7,72	88,0
50 x 10	2,28	7,92	44,5
50 x 12	2,20	7,63	43,8
50 x 14	2,27	7,87	44,2
75 x 12	2,19	7,59	32,5

Tablo 2.2`deki sonuçlar, buharlaştırıcı geometrisindeki çeşitliliklerin, toplam ısı geçiş performansında belirgin bir etkiye neden olmadığını göstermektedir. Isı geçiş katsayısı için elde edilen en büyük fark olan $0,33 \text{ W/m}^2\text{K}$, ısı geçiş katsayısının belirsizliği olan $0,20 \text{ W/m}^2\text{K}$ değerine yakın bir değer olarak tespit edilmiştir. Bu nedenle elde edilen sonuçlar arasındaki fark neredeyse belirsizlik sınırları içerisindedir.

3 BUHARLAŞTIRICI PERFORMANSI BELİRLEME YÖNTEMLERİ

Buharlaştırıcı performansı tespit yönteminin belirlenmesine yönelik olarak gerçekleştirilen bu tez çalışmasının temel amacı, derin dondurucuya ait soğutma sisteminde, buharlaştırıcı performans değerlerinin, kompresörün sürekli ve periyodik çalışma durumları için tespit edilmesidir. Bu tespit, kompresörün sürekli çalışması durumunda, daimi rejimde çalışma süresini, periyodik çalışması durumunda ise daimi rejim halinde elde edilen bir çevrimi kapsayacaktır. Bu bölümde, buharlaştırıcı performans tespit yönteminin geliştirilmesi aşamasında uygulanması düşünülen yöntemlerden kısaca bahsedilecektir. Bölüm içerisinde ele alınacak ana başlıklar şunlardır:

- Su şartlandırma hattı bulunan buharlaştırıcı kalorimetresi ile gerçekleştirilen deneyler
- Soğutucu akışkan debisi ve buharlaşma koşullarının belirlendiği buharlaştırıcı performans tespit yöntemi
- Buharlaştırıcı soğutma kapasitesinin kabin ısı kazancı ile ilişkilendirilmesi
- Isı akısı sensörü kullanarak buharlaştırıcı performansının belirlenmesi

3.1 Su Şartlandırma Hattı Bulunan Buharlaştırıcı Kalorimetresi

Wijnstekers ve Janssen'in üzerinde çalıştıkları buharlaştırıcı kalorimetresinde yoğuşma koşulları, zıt akışlı bir spiral yoğuşturucu ve su şartlandırma hattı ile sağlanmaktadır. Bu test düzeneğinde, buharlaşma sıcaklığı ve soğutucu akışkanın kızgınlık derecesi kontrol edilmesi gereken önemli parametreler olarak belirlenmiş, bunların kontrolü değişken devirli kompresör (VCC-Variable Capacity Compressor) ve otomatik genişleme vanası yardımı ile sağlanmıştır. Wijnstekers ve Janssen'in buharlaştırıcı kalorimetresinden Bölüm 2.6'da ayrıntılı olarak bahsedilmiştir.

3.2 Soğutucu Akışkan Debisi ve Buharlaştırma Koşullarının Belirlendiği Buharlaştırıcı Performans Tespit Yöntemi

Buharlaştırıcı toplam ısı geçiş performansı, soğutucu akışkan tarafı taşınım ısı geçiş, buharlaştırıcı borusu iletimle ısı geçiş ve hava tarafı taşınım ısı geçiş performanslarına bağlı olarak aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$\frac{1}{UA_{top.}} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(r_d/r_i)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k} + \frac{1}{\eta \cdot h_d \cdot A_{top.}} \quad (3.1)$$

(3.1) ifadesinde yer alan, hava tarafı ısı taşınım katsayısının (h_d), deneysel, soğutucu akışkan tarafı ısı taşınım katsayısının (h_i) ise iki fazlı akış korelasyonları yardımıyla teorik olarak elde edilmesi gerekmektedir. Buharlaştırıcı performansına katkısının yüksek olması nedeniyle, hava tarafı ısı taşınım katsayısının elde edilmesi önem taşımaktadır. Buharlaştırıcı hava tarafı ısı taşınım performansının, buharlaştırıcıya gerçekleşen ısı geçişi (soğutma kapasitesi) ile ilişkisi denklem (3.2) ve (3.3)'de görülmektedir.

$$\dot{Q}_{BUH.} = (hA)_{BUH.} (T_{Kabinhava} - T_{BUH.yüzey}) = \dot{m}(i_{SH} - i_{SC}) \quad (3.2)$$

$$(hA)_{BUH.} = \frac{\dot{m}(i_{SH} - i_{SC})}{(T_{Kabinhava} - T_{BUH.yüzey})} \quad (3.3)$$

Yukarıdaki ifadelerde, buharlaştırıcıya taşınım ısı geçişine denklem (3.2)'de yer verilmiştir. Bu ifadenin sağ tarafında, buharlaştırıcıya olan ısı geçişi, buharlaştırıcının giriş ve çıkış entalpileri farkı ile soğutkanın kütleli debisinin çarpımına eşitlenmiştir. Buharlaştırıcı giriş koşulu, aşırı soğutma çıkışında adyabatik genişleme varsayımı ile aşırı soğutma çıkış entalpisi (i_{SC}) şeklinde ifade edilmiştir. Aşırı soğutma çıkış entalpisi, kompresör basma, yoğuşurucu giriş, aşırı soğutma çıkış basınçları ve aşırı soğutma çıkışında soğutucu akışkan sıcaklığının tespiti ile elde edilecektir. Buharlaştırıcı çıkış koşulu ise buharlaştırıcı çıkışındaki aşırı kızdırma entalpisi (i_{SH}) olarak belirtilmiştir. Aşırı kızdırma entalpisinin elde edilebilmesi için, kompresör emme, buharlaştırıcı giriş ve çıkış basınçları ile buharlaştırıcı çıkışındaki aşırı kızdırma sıcaklığının ölçülmesi gereklidir. Soğutucu

akışkanın kütleli debisinin ölçümü ise, Coriolis debimetresi ile aşırı soğutma çıkışından gerçekleştirilecektir.

Soğutucu akışkan tarafı ısı taşınım performansının belirlenmesi için, buharlaştırıcı borusu içindeki çift fazlı akışı temsil eden ısı taşınım katsayısına ihtiyaç bulunmaktadır. Bu da, iki fazlı akış korelasyonları kullanılarak bulunabilir. Borunun iç tarafındaki buharlaşma safhasında zorlanmış taşınım ile meydana gelen ısı geçişine örnek bir yaklaşım olarak Pierre korelasyonu [8] gösterilebilir. (denklem (3.4))

$$h = c_1 \left(\frac{k_l}{d} \right) \left[\left(\frac{G D}{\mu_l} \right)^2 \left(\frac{J \Delta x i_{fg}}{L} \right) \right]^n \quad (3.4)$$

Denklem (3.4)'teki c_1 katsayısı ve n sayısı buharlaştırıcı çıkışındaki kuruluk derecesine göre aşağıdaki değerleri almaktadır:

- $x_0 < 0,9$ iken $c_1 = 0,0009$ ve $n = 0,5$
- $x_0 > 1$ iken $c_1 = 0,0082$ ve $n = 0,4$

Pierre korelasyonu, sabitlerin $c_1 = 0,0225$ ve $n = 0,375$ değerlerini aldıkları durumda düzenlenirse:

$$h = c_2 h_l \left(\frac{1+x}{1-x} \right)^{1,16} \left(\frac{q}{G i_{fg}} \right)^{0,1} \quad (3.5)$$

Burada $c_2 = 6,59$ ve h_l ise (3.6) ifadesindeki şekliyle yer almaktadır. Bu işlemlerden sonra Pierre korelasyonunun yeni hali denklem (3.7) 'deki gibi olmaktadır.

$$h_l = 0,023 \left[\frac{G(1-x)D_e}{\mu_l} \right]^{0,8} \left[\frac{\mu \cdot c_p}{k} \right]_l^{0,4} \left(\frac{k_l}{D_e} \right) \quad (3.6)$$

$$h = 1,85 h_l \left[B_0 \times 10^4 + (1/x_{tt})^{0,67} \right]^{0,6} \quad (3.7)$$

Burada;

$$B_0 = q / G i_{fg} \quad (3.8)$$

$$h_L = 0,023 \left[\frac{GD}{\mu_l} \right]^{0,8} (Pr)_l^{0,4} \left(\frac{k_l}{d} \right) \quad (3.9)$$

olarak verilmiştir. Yukarıdaki ifadelerde, G ($\text{kg/m}^2.\text{s}$) soğutucu akışkanın kütleli akışı, x soğutkanın buharlaştırıcı girişindeki kuruluk derecesi, i_{fg} (kJ/kg) buharlaşma entalpisi, q (W/m^2) buharlaştırıcı yüzeyinden geçen ısı akışı, X_{tt} ise Lockhart & Martinelli parametresini temsil etmektedir. Bu parametre, akışkanın kuruluk derecesi ile sıvı ve buhar fazındaki özelliklerine ait oranların fonksiyonudur ve denklem (3.10)'da tanımlanmıştır. Korelasyonun içerdiği diğer bir terim olan J (s^2/m) ise yer çekimi ivmesinin tersini temsil etmektedir. Ayrıca k_l (W/m.K) ve μ_l (N.s/m^2) terimleri sırasıyla, soğutucu akışkanın sıvı haldeki ısı iletim katsayısı ve dinamik viskozite katsayısını temsil etmektedir.

$$\frac{1}{X_{tt}} = \left[\frac{x}{1-x} \right]^{0,9} \left[\frac{\rho_l}{\rho_v} \right]^{0,5} \left[\frac{\mu_v}{\mu_l} \right]^{0,1} \quad (3.10)$$

Denklem (3.1) ifadesinde yer alan (η) kanatlı yüzeylerin verimi terimi ise denklem (3.11)'deki gibi tanımlanmaktadır. [13]

$$\eta = \eta_k \frac{A_k}{A_{top.}} + \frac{A_0}{A_{top.}} \quad (3.11)$$

Bu ifadede, (η_k) kanat etkenliği olmak üzere,

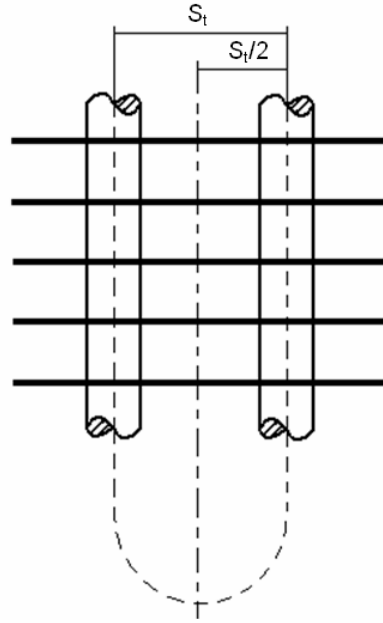
$$\eta_k = \frac{\tanh(mL)}{mL} = \frac{\tanh\left(m \frac{S_{tel}}{2}\right)}{m \frac{S_{tel}}{2}} \quad (3.12)$$

$$m = \left(\frac{4h_d}{k_{tel}d_{tel}} \right)^{1/2} \quad (3.13)$$

S_t , iki buharlaştırıcı borusunun eksenleri arasındaki mesafeyi, $A_{top.}$ ($A_{top.}=A_k+A_0$) tel kanatın yüzey alanı ile kanatsız borunun dış yüzey alanlarının toplamını temsil etmektedir. (Şekil 3.1)

Yukarıdaki yaklaşım teorik olarak uygun gözükmesine rağmen, buharlaştırıcı performansının pratik çalışma koşullarında tespitine değişik nedenlerden dolayı izin

vermemektedir. Bunlardan birincisi, debinin ölçümü ile ilgilidir. Aşırı soğutma çıkışında gerçekleştirilmesi düşünülen debi ölçümleri, derin dondurucu soğutma sisteminde aşırı soğutma miktarının yeterli olmaması nedeniyle mümkün gözükmemektedir. İkincisi ise, iki fazlı akış korelasyonlarında yer alan kuruluk derecesi teriminin sadece buharlaştırıcı girişindeki değeri temsil etmesidir. Oysa ki, geçici rejim sürecinde tüm buharlaştırıcı sıralarında farklı kuruluk derecesi değerleri elde edilecektir. Bu değerlerin her buharlaştırıcı sırası için tespit edilememesi iki fazlı akış korelasyonlarının tercih edilmemesine sebep olarak gösterilebilir.



Şekil 3.1: Buharlaştırıcı Üzerindeki Tel Kanatlar

3.3 Buharlaştırıcı Soğutma Kapasitesinin Kabin Isı Kazancı ile İlişkilendirilmesi

Buharlaştırıcı toplam ısı geçiş performansının tespitinde en önemli unsurlardan biri buharlaştırıcıya olan ısı geçişinin ya da bir başka deyişle buharlaştırıcı soğutma kapasitesinin belirlenmesidir. Buharlaştırıcı soğutma kapasitesinin tespit edilmesi için uygulanabilecek yöntemlerden birisi kabin ısı kazancı ile aralarındaki ilişkinin ortaya konulmasıdır.

Tüm derin dondurucu kabini kontrol hacmi olarak ele alınacak olursa, kompresörün sürekli çalışması durumunda, ortamdan kabine gerçekleşen ısı kazancı, belirlenen

süre boyunca, buharlaştırıcı tarafından kabin hava ortamından çekilecektir. Bu ilişki kompresörün sürekli çalışması için geçerli olsa da, periyodik çalışma durumunda ortaya çıkan geçici rejim etkileri nedeniyle bu ilişkinin anlık olarak kurulması mümkün olmayacaktır. Bu nedenle, periyodik çalışma durumunda, bir çevrim boyunca gerçekleşen ortalama kabin ısı kazancı ile ortalama buharlaştırıcı soğutma kapasitesini ilişkilendirmek daha doğru olacaktır. Bu şekilde uygulanacak yöntemle, bir çevrim boyunca geçici ve sanki daimi rejimde çalışma ve durma periyotlarını temsil eden ortalama bir buharlaştırıcı performans değeri bulunabilecektir.

Bölüm 4'te ayrıntılı olarak anlatılan yöntemde; kabin iç ve dış yüzey sıcaklıklarının detaylı olarak ölçüldüğü ters ısı kaybı deneylerinde kabin ısı iletim katsayısı deneysel olarak tespit edilmiştir. Daha sonra, aynı yüzey sıcaklık ölçümlerinin yapıldığı deneysel çalışmalarda, kabin ısı kazancı tespitinin yanı sıra kabin içi hava ve buharlaştırıcı yüzey sıcaklıkları farkından da faydalanarak buharlaştırıcı hava tarafı ısı geçiş performansı tayin edilmiştir. Daha önce de değinildiği gibi, bu şekilde buharlaştırıcı hava tarafı ısı taşınım performansı, kompresörün sürekli çalışma ve periyodik çalışma durumları için ortalama olarak elde edilmiş olacaktır.

3.4 Isı Akısı Sensörü Kullanarak Buharlaştırıcı Performansının Tespit Edilmesi

Kompresörün periyodik çalışması durumunda, kabin ısı kazancının, buharlaştırıcı soğutma kapasitesi ile anlık olarak ilişkilendirilememesi nedeniyle, buharlaştırıcı performansının anlık olarak tespiti de mümkün olmamaktadır. Bu nedenle, buharlaştırıcı yüzeylerinden gerçekleşen ısı akısının anlık olarak belirlenebilmesi amacıyla bir başka yöntem alternatif olarak sunulacaktır.

Bölüm 5'te ayrıntılı olarak anlatılacak olan yöntem, buharlaştırıcı üzerinden detaylı olarak ısı akısı ölçümlerine dayanmaktadır. Silindirik yüzeylere uygun, 30 adet esnek ısı akısı sensörü, kelepçeler yardımıyla buharlaştırıcı yüzeyindeki 15 ölçüm noktasına çiftler halinde yerleştirilmiştir. Her buharlaştırıcı bölgesi için, ortalama ısı akısı değerleri, ölçüm noktaları arasındaki uzunluklara göre ağırlıklandırılmış olarak elde edilmiş, daha sonra her bölgeyi temsil eden toplam alanlar ile çarpılarak, o bölge için buharlaştırıcı soğutma kapasitesi tespit edilmiştir. Bu soğutma kapasitelerinin toplamı ise derin dondurucu buharlaştırıcısının toplam soğutma kapasitesinin

bulunmasına olanak tanımıştır. Kabin hava ortamı sıcaklıkları buharlaştırıcı sıralarına yakın hava ortamlarından, buharlaştırıcı sıcaklıkları ise buharlaştırıcı üzerinde 16 noktadan olmak üzere ayrıntılı olarak ölçülmüştür. Sonuç itibariyle, buharlaştırıcı soğutma kapasitesi ve hava-buharlaştırıcı sıcaklık farkının anlık değerlerinin oranı, buharlaştırıcı performansının tüm çevrim boyunca anlık olarak tespit edilmesine olanak vermiştir.

4 BUHARLAŞTIRICI SOĞUTMA KAPASİTESİNİN KABİN ISI KAZANCI İLE İLİŞKİLENDİRİLMESİNE YÖNELİK DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Buharlaştırıcı toplam ısı geçiş performansına önemli oranda etkisinin bulunması sebebiyle, öncelikli olarak buharlaştırıcı hava tarafı ısı taşınım performansının belirlenmesi, toplam performansın belirlenmesi için önemli bir basamak oluşturmaktadır. Hava tarafı ısı geçiş performansı, buharlaştırıcıya gerçekleşen ısı geçişinin, kabin hava ve buharlaştırıcı yüzey sıcaklık farkına (hava-buharlaştırıcı sıcaklık farkı) oranı şeklinde tanımlanmaktadır. Dolayısıyla, bu bölümde buharlaştırıcı hava tarafı ısı geçiş performansının belirlenmesi amacıyla, buharlaştırıcıya olan ısı geçişinin ve hava-buharlaştırıcı sıcaklık farkının birlikte irdelenmesi gerekmektedir.

Derin dondurucu kabini kontrol hacmi olarak kabul edilirse, termodinamiğin birinci kanunu gereği, belirli bir süre boyunca kabin ortamına kabin duvarlarından giren ısı, buharlaştırıcı tarafından kabin ortamından çekilen ısı ile ortamda depolanan ısının toplamına eşit olacaktır. Kompresörün sürekli çalışması durumunda, sistem daimi rejim halinde iken, kabin ortamında ısı depolanma söz konusu olmayacaktır. Bu nedenle, sürekli çalışma durumunda, birim zamanda (anlık olarak) kabin ortamına olan ısı geçişi (kabin ısı kazancı), buharlaştırıcının ortam havasından çektiği ısıya eşit olacaktır. Bu da, sürekli çalışma durumunda, hava tarafı ısı geçiş performansının elde edilmesi için kabin ısı kazancından yararlanılabileceği anlamına gelmektedir. Şekil 4.1 incelenecek olursa, sürekli çalışma durumunda kabin ısı kazancı ile hava-buharlaştırıcı sıcaklık farkının sabit bir değere sahip olduğu görülebilir. Bu durumda elde edilen ısı geçiş performansının anlık değeri, hesaplandığı süre içindeki ortalama değere de eşit olacaktır. Sürekli çalışma durumunda, hava tarafı ısı geçiş performansı:

$$\dot{Q}_{\text{Kabin}} = \dot{Q}_{\text{BUH.}} \Rightarrow (hA)_{\text{BUH.}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Kabin}}}{(T_{\text{Kabinhava}} - T_{\text{BUH.}})} \quad (4.1)$$

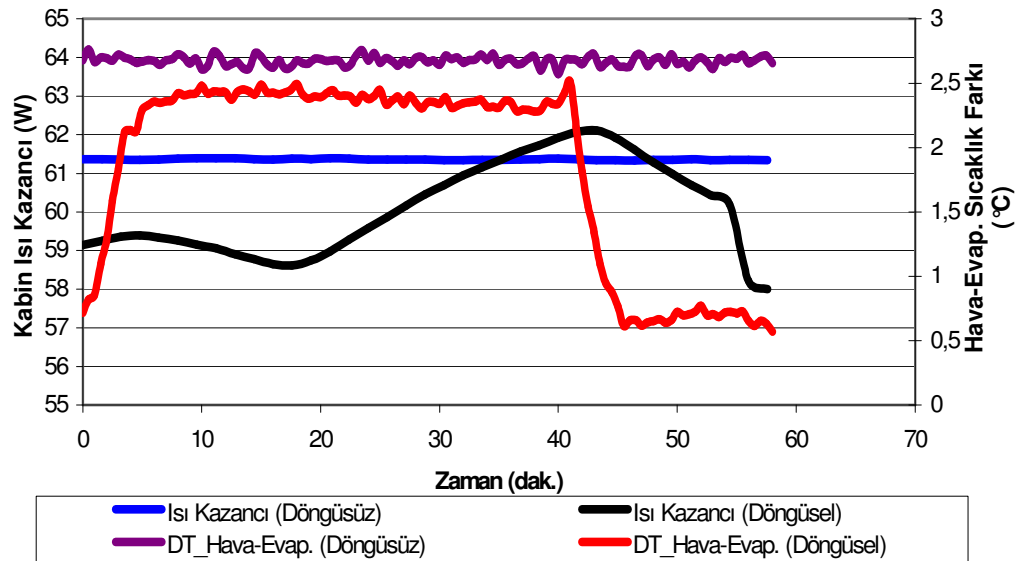
şeklinde ifade edilebilir. Bu ifadede, $T_{\text{Kabinhava}}$ kabin hava sıcaklığını, $T_{\text{BUH.}}$ ise buharlaştırıcı yüzey sıcaklığını temsil etmektedir.

Periyodik çalışma durumunda ise çalışma sürecinin başlangıcındaki geçici rejim bölgesi ile durma sürecinin neden olacağı ısı depolanma kabin ısı kazancı ve buharlaştırıcıya gerçekleşen ısı geçişi arasında anlık bir ilişki kurulmasını engellemektedir. Bu nedenle, periyodik çalışma ile ilgili hesaplarda, sadece kabin ısı kazancı ve buharlaştırıcıya gerçekleşen ısı geçişine ait ortalama değerlerin eşitliğinden söz etmek mümkündür. Bu şekilde gerçekleştirilen hesaplarda elde edilen hava tarafı performans katsayısı da bir çevrim süresince kaydedilen değerlerin ortalamasını verecektir. Denklemlerle açıklanacak olursa:

$$[\dot{Q}_{\text{Kabin}}]_{\text{döngü}} = [\dot{Q}_{\text{BUH.}}]_{\text{döngü}} \Rightarrow (hA)_{\text{ort.}} = \frac{[\dot{Q}_{\text{Kabin}}]_{\text{döngü}}}{(T_{\text{Kabinhava}} - T_{\text{BUH.}})_{\text{ort}}} \quad (4.2)$$

Sürekli ve periyodik çalışma koşullarında elde edilen hava tarafı ortalama ısı geçiş performansının belirsizliği (4.3) ifadesi ile belirlenir:

$$w_{(hA)} = \left[\left(\frac{\partial(hA)}{\partial \dot{Q}_{\text{Kabin}}} w_{\dot{Q}_{\text{Kabin}}} \right)^2 + \left(\frac{\partial(hA)}{\partial (\Delta T)_{\text{Hava-Buh.}}} w_{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.3)$$



Şekil 4.1: Kabin Isı Kazancı ve Hava-Buharlaştırıcı Sıcaklık Farkının Periyodik ve Sürekli Çalışma Durumları için Değişimi

Şekil 4.1`de kabin ısı kazancı ve hava-buharlaştırıcı sıcaklık farkının, periyodik çalışma için bir çevrim boyunca, sürekli çalışma için ise bir çevrim süresine eşit zaman aralığında değişimi görülmektedir. Kabin ısı kazancı ve hava-buharlaştırıcı sıcaklık farkının, sürekli çalışmada sabit bir eğilim gösterdiği yukarıda belirtilmişti. Periyodik çalışma durumunda ise, çalışma çevriminin ilk 20 dakikalık sürecinde, kabin ısı kazancı, kabinin sahip olduğu ısı atalet sebebiyle bağıl olarak düşük bir salınım gerçekleştirmekte, 20. dakikadan durma anına kadar kabin hava sıcaklıklarının düşmesiyle birlikte sürekli bir artış kaydetmektedir. Hava-buharlaştırıcı sıcaklık farkı açısından bakıldığında ise, çalışma çevriminin ilk dakikalarında buharlaştırıcı sıcaklığındaki ani düşüşün sıcaklık farkında ani bir artışa neden olduğu, daimi rejim bölgesinde ise sıcaklık farkının bağıl olarak sabitlendiği söylenebilir.

4.1 Ölçüm Prensibi

4.1.1 Kabin Isı Kazancının Belirlenmesi

Derin dondurucu kabin ısı kazancı, kabin duvarlarından iletimle gerçekleşen ısı geçişinin tespiti ile elde edilmiştir. Isı geçişinin tespit edilebilmesi için, kabin duvarlarının iç ve dış yüzeylerinden detaylı sıcaklık ölçümleri alınmıştır. Sıcaklık ölçümleri, sağ, sol, arka duvar ve kapı bölgesinden, her raf hizasında iç ve dış yüzeylerden birer adet termo-eleman çifti ile gerçekleştirilmiştir. (Şekil 4.2, Şekil 4.3) Ek olarak, kabin üst ve alt yüzeyleri ile kompresör bölmesinin tavanı ve ön duvarından da iç ve dış yüzeylerden termo-eleman çifti yardımı ile sıcaklıklar ölçülmüştür. Yerleştirildikleri, yüzeylere göre termo-eleman çifti dağılımı Tablo 4.1`de verilmiştir.

Tablo 4.1: Yerleştirildikleri Kabin Duvarı Bölgesine Göre Termo-Eleman Çifti Sayısı

Yerleştirildiği Yüzey	Termo-Eleman Çifti Sayısı (iç ve dış yüzey)
1.Kabin Sol Duvar	14
2.Kabin Sağ Duvar	14
3.Kapı Bölgesi	14
4.Kabin Arka Duvar	12
5.Kabin Üst Yüzey	2
6.Kabin Alt Yüzey	2
7.Komp. Böl. Tavanı	2
8.Komp Böl. Ön Duvar	2



Şekil 4.2: Kabin Dış Arka Yüzeyinde Bulunan Thermo-Element Çiftleri



Şekil 4.3: Kabin İç Arka Yüzeyinde Bulunan Thermo-Element Çiftleri

Yukarıda belirtilen detaylı sıcaklık ölçümleri yardımıyla, kabin dış ve iç yüzeyleri arasındaki sıcaklık farkı tespit edilmiştir. Kabin ısı kazancının elde edilmesini sağlayacak kabin duvarlarına ait ısı iletim katsayısı ise ters ısı kaybı deneyi [10] yardımı ile tüm kabin için ortalama bir değer olarak elde edilmiştir. Ortalama ısı iletim katsayısının tespiti için, ters ısı kaybı deneyindeki sıcaklık ölçümlerine ek olarak yukarıda belirtilen sıcaklıklar da ölçülmüştür. Kabin ısı kazancı fan ve ısıtıcı güçlerinin toplamı olarak bilindiğine göre, kabin ortalama ısı iletim katsayısı:

$$(\dot{Q}_{\text{Kabin}})_{\text{RHL}} = \dot{Q}_{\text{fan}} + \dot{Q}_{\text{ısıtıcı}} \quad (4.4)$$

$$(\dot{Q}_{\text{Kabin}})_{\text{RHL}} = k_{\text{ort}} \left(\frac{A}{L} \right)_1 \Delta T_1 + k_{\text{ort}} \left(\frac{A}{L} \right)_2 \Delta T_2 + \dots + k_{\text{ort}} \left(\frac{A}{L} \right)_8 \Delta T_8 \quad (4.5)$$

$$k_{\text{ort}} = \frac{(\dot{Q}_{\text{Kabin}})_{\text{RHL}}}{\left(\frac{A}{L} \right)_1 \Delta T_1 + \left(\frac{A}{L} \right)_2 \Delta T_2 + \dots + \left(\frac{A}{L} \right)_8 \Delta T_8} \quad (4.6)$$

şeklinde ifade edilebilir. Bu ifadede yer alan indisler, Tablo 4.1`de verilen numaralandırma doğrultusunda, kabin duvarlarını temsil etmektedir. Kabin duvarlarına ait alan ve kalınlıklar ile yüzeyler üzerinden elde edilen sıcaklıkların tüm yüzeyi temsil edecek ortalama değerleri sırasıyla Tablo 4.2 ve Tablo 4.3`te gösterilmiştir. Isı iletim katsayısının belirsizliği ise (4.7) ifadesi ile belirlenir.

$$w_k = \left[\left(\frac{\partial k_{\text{ort}}}{\partial (\dot{Q}_{\text{Kabin}})_{\text{RHL}}} w_{\dot{Q}} \right)^2 + \left(\frac{A}{L} \right)_1 \left(\frac{\partial k_{\text{ort}}}{\partial \Delta T_1} w_{\Delta T} \right)^2 + \dots + \left(\frac{A}{L} \right)_8 \left(\frac{\partial k_{\text{ort}}}{\partial \Delta T_8} w_{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.7)$$

Tablo 4.2: Kabin Duvarlarına Ait Ortalama Alan ve Kalınlık Değerleri

Alan (m ²) (iç ve dış alan ort.)		Kalınlık (m)	
A _{sağ}	0,7342	L _{sağ}	0,0815
A _{sol}	0,7342	L _{sol}	0,0815
A _{üst}	0,2551	L _{üst}	0,088
A _{alt}	0,1563	L _{alt}	0,086
A _{komp_tavan}	0,0988	L _{komp_tavan}	0,074
A _{kapı}	0,8653	L _{kapı}	0,087
A _{arka}	0,7049	L _{arka}	0,072
A _{komp_ön}	0,1259	L _{komp_ön}	0,063

Tablo 4.3: Ters Isı Kaybı Deneyinde Kabin Duvar Yüzeylerinde Elde Edilen Sıcaklıklar

Sıcaklıklar (°C)	(Dış)	(İç)
T _{sol}	-16,22	23,74
T _{sağ}	-16,23	23,66
T _{kapı}	-15,60	23,67
T _{arka}	-14,91	23,09
T _{komp_ön}	-13,47	24,14
T _{üst}	-16,61	22,43
T _{alt}	-14,44	23,71
T _{komp_tavan}	-12,52	23,54

Bu yaklaşım doğrultusunda kabin ortalama ısı iletim katsayısı (**k_{ort}**) **0,025 W/mK** olarak $\pm 0,00012$ W/mK belirsizlikle elde edilmiştir.

Kabin ısı kazancının içerdiği bir diğer unsur ise, kabin ortamına conta bölgesinden gerçekleşen ısı geçişidir. Conta bölgesinden gerçekleşen ısı kazancının belirlenmesi için **Heatgains** [11] yazılımından yararlanılmıştır. Bu yazılıma, gerekli kabin boyutlarının ve diğer parametrelerin girilmesi suretiyle, kabine ait toplam ısı geçiş performansı (**UA**)_{Kabin}'nin yanı sıra, kabin duvarlarının ve conta bölgesinin yersel ısı geçiş performansları da elde edilebilmektedir. Bu şekilde elde edilmiş olan (**UA**)_{Conta} performans katsayısı ile kabin conta bölgesi yakınından ölçülen dış ortam ve iç ortam sıcaklık farkının çarpımı conta bölgesinden gerçekleşen ısı kazancını verecektir.

Buna göre kabin ısı kazancı:

$$\dot{Q}_i = k_{ort} \left(\frac{A}{L} \right)_i (T_{dışy} - T_{içy})_i \quad (4.8)$$

$$\dot{Q}_{Conta} = UA_{Conta} (T_{dışort} - T_{içort}) \quad (4.9)$$

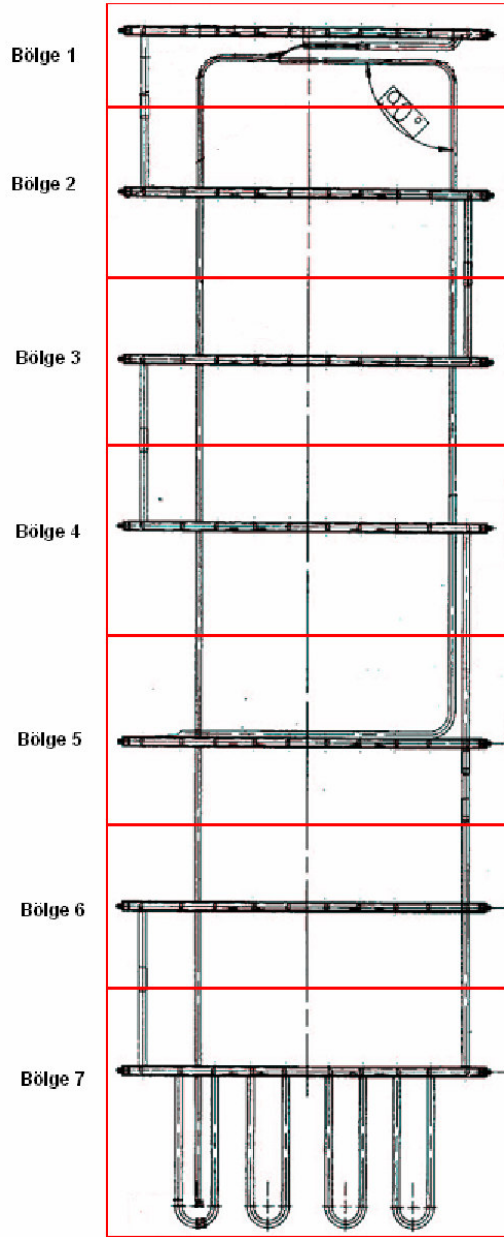
$$\dot{Q}_{Kabin} = \sum_{i=1}^8 \dot{Q}_i + \dot{Q}_{Conta} \quad (4.10)$$

şeklinde elde edilecektir. Kabin ısı kazancının belirsizliğini ise (4.11) ifadesi ile elde etmek mümkündür.

$$w_{\dot{Q},Kabin} = \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_{Kabin}}{\partial k_{ort}} w_k \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{Kabin}}{\partial \Delta T_{yüzey}} w_{\Delta T} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{Kabin}}{\partial \Delta T_{Hava-Buh.}} w_{\Delta T} \right)^2 \right] \quad (4.11)$$

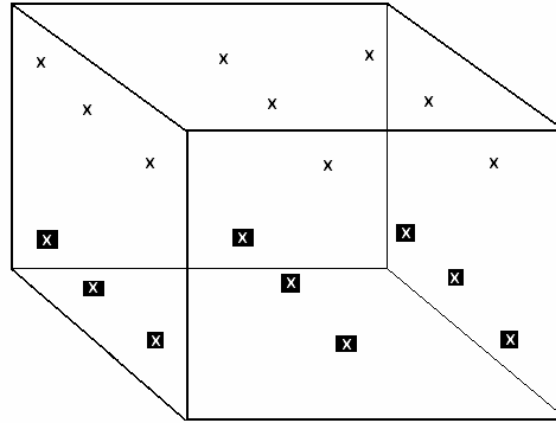
4.1.2 Kabin Ortam Havası ve Buharlaştırıcı Yüzey Sıcaklık Farkının (Hava-Buharlaştırıcı Sıcaklık Farkı) Belirlenmesi

Hava-buharlaştırıcı sıcaklık farkının tüm kabin ortamında detaylı şekilde tespit edilebilmesi için kabin içerisinde, her biri ayrı buharlaştırıcı sırasını içerecek şekilde, 7 ayrı bölge tanımlanmıştır. Bölgelerin sınırları, her bir rafın orta noktasından geçmekte, özellikle orta raflardaki buharlaştırıcı sıraları bu bölgelerin ortalarında yer almaktadır. Bu bölgeler Şekil 4.4'te görülmektedir.

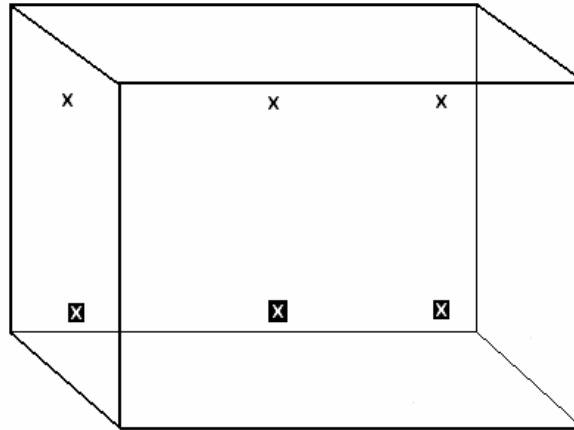


Şekil 4.4: Kabin Buharlaştırıcı Bölgeleri

Her bölge içerisinde, buharlaştırıcıya yakın hava alanlarından toplam 114 sıcaklık ölçümü alınmıştır. Bu sıcaklık ölçümleri, 1.buharlaştırıcı sırasının alt hava alanından, diğer buharlaştırıcı sıralarının ise alt ve üst hava alanlarından gerçekleştirilmiştir. Seçilen hava alanlarının buharlaştırıcı sırasına olan mesafesi yine buharlaştırıcı altından ve üstünden olmak üzere 50 mm`dir. Sıcaklık ölçümleri için yerleştirilen termo-eleman çiftlerinin kabin ön arka, sağ ve sol duvarlarından mesafesi, 1,2,3,4,5,6 numaralı raflar için 80 mm olarak uygulanırken, bu uygulama 7 numaralı raf için ön ve arka duvarlardan 110 mm, sağ ve sol duvarlardan 80 mm olacak şekilde gerçekleştirilmiştir. Kabin hava ortamlarına yerleştirilen termo-eleman çiftlerinin, raf içerisindeki dağılımları Şekil 4.5 ve Şekil 4.6`da görülmektedir. Şekil 4.5, 1,2,3,4,5,6 numaralı rafların, Şekil 4.6 ise 7 numaralı rafın içerisindeki termo-eleman çifti dağılımının temsili niteliğindedir.



Şekil 4.5: 1,2,3,4,5,6 Numaralı Raflara Ait Hava Ortamı Termo-Eleman Çifti Yerleşimi



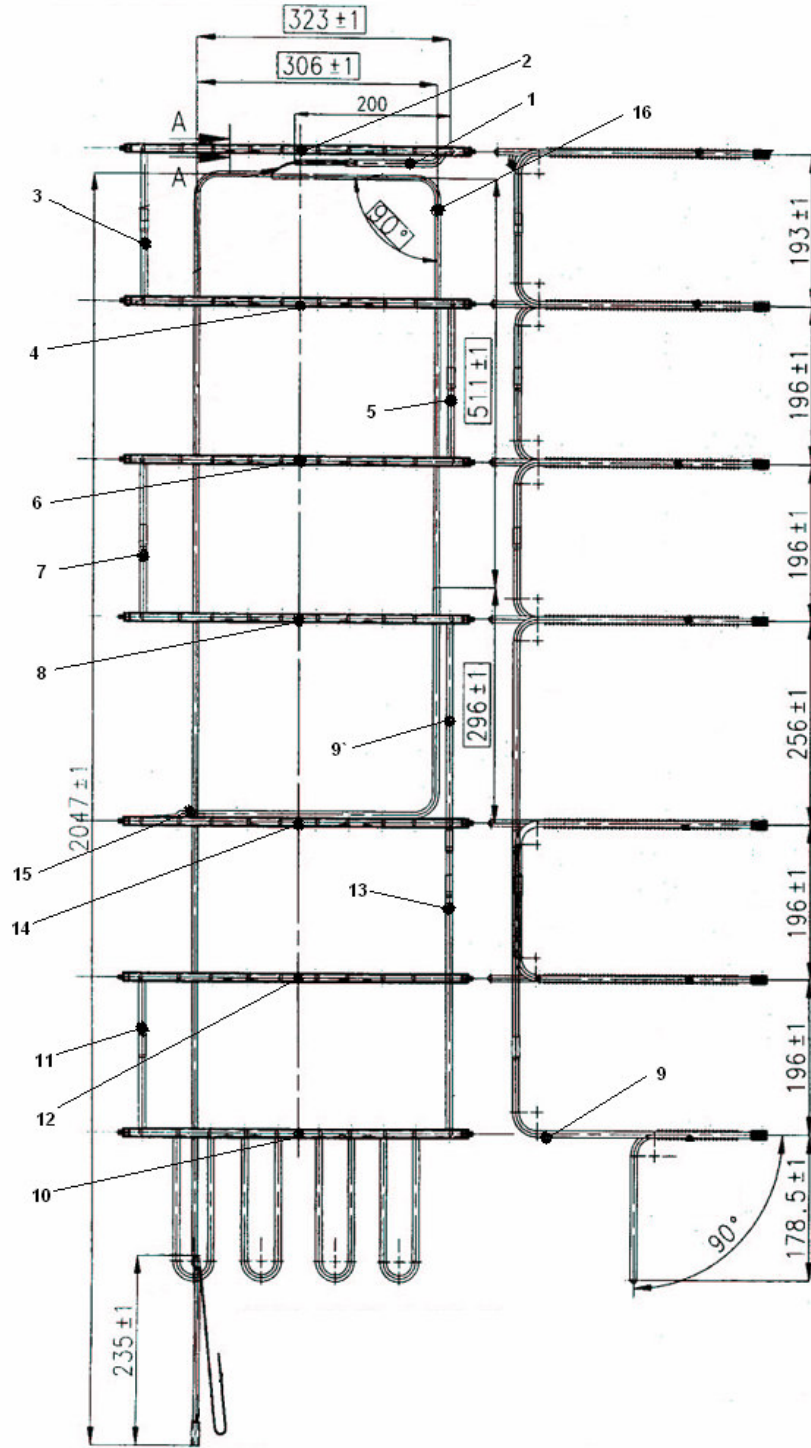
Şekil 4.6: 7 Numaralı Rafa Ait Hava Ortamı Termo-Eleman Çifti Yerleşimi

Buharlaştırıcı yüzey sıcaklıkları, buharlaştırıcı yüzeyine yerleştirilen 16 adet termo-eleman çifti yardımıyla belirlenmiştir. Bu 16 adet sıcaklık ölçümü, buharlaştırıcı üzerinde soğutkan akış sırasına göre düzenlenmiş olup, sıcaklık ölçümü için termo-eleman çiftlerinin yerleştirildikleri yüzey noktalarının isimleri Tablo 4.4'te yer almaktadır. Termo-eleman çiftlerinin buharlaştırıcı üzerindeki yerleri, Tablo 4.4'teki numaralandırma esas alınarak Şekil 4.7'de gösterilmiştir.

Tablo 4.4: Buharlaştırıcı Yüzey Sıcaklığı Ölçüm Noktaları

TC No	Buharlaştırıcı Yüzey Noktası
1	Buh. Giriş
2	Buh. 1.Raf 3.Pas
3	Buh. 2.Raf Giriş
4	Buh. 2.Raf 3.Pas
5	Buh. 3.Raf Giriş
6	Buh. 3.Raf 3.Pas
7	Buh. 4.Raf Giriş
8	Buh. 4.Raf 3.Pas
9	Buh. 7.Raf Giriş
10	Buh. 7.Raf 3.Pas
11	Buh. 6.Raf Giriş
12	Buh. 6.Raf 3.Pas
13	Buh. 5.Raf Giriş
14	Buh. 5.Raf 3.Pas
15	Buh. 5.Raf Çıkış
16	Buh. Çıkış

Kabin hava ortamı ve buharlaştırıcı yüzey sıcaklık farkının (hava-buharlaştırıcı sıcaklık farkı) tüm kabin için tek bir değer olarak tespit edilebilmesi için, yüzey sıcaklık değerlerinin temsil ettikleri buharlaştırıcı uzunluklarına göre ve her bölge için elde edilen hava-buharlaştırıcı sıcaklık farkının da bölge içinde kalan buharlaştırıcı yüzey alanına göre ağırlıklı ortalamalarının alınması gereklidir. Buna göre, her bölge için buharlaştırıcı sırasının alt ve üst hava alanlarından ölçülen sıcaklıkların aritmetik ortalaması ile buharlaştırıcı yüzey sıcaklıklarının buharlaştırıcı uzunluklarına göre ağırlıklı ortalaması arasındaki fark, o bölge için hava-buharlaştırıcı sıcaklık farkını verecektir. Son olarak ise bu sıcaklık farklarına ait ağırlıklı ortalamaların, temsil ettikleri bölge içerisinde kalan buharlaştırıcı sırasının yüzey alanına göre hesaplanması ile tüm kabini temsil eden bir hava-buharlaştırıcı sıcaklık farkı bulmak mümkün olacaktır.



Şekil 4.7: Buharlaştırıcı Yüzeyine Uygulanan Thermo-Element Çiftlerinin Soğutucu Akışkanın Akış Sırasına göre Yerleşimi

Hesaplarda kullanılacak olan buharlaştırıcı sıcaklık ölçüm noktaları arasındaki uzunluklar ve buharlaştırıcı bölgeleri içinde kalan buharlaştırıcı parçalarının yüzey alanları sırası ile Tablo 4.5 ve Tablo 4.6`da verilmiştir.

Tablo 4.5: Buharlaştırıcı Yüzey Sıcaklık Ölçüm Noktaları Arasındaki Uzunluklar

Bölge	Uzunluk (m)	Bölge	Uzunluk (m)
L_{G1}	1,9356	L_{47}	0,6851
L_{12}	1,8896	L_{G7}	1,6
L_{G2}	1,8896	L_{76}	1,8366
L_{23}	1,8911	L_{G6}	1,8911
L_{G3}	1,8911	L_{65}	1,8911
L_{34}	1,8911	L_{G5}	1,8911
L_{G4}	1,8911	$L_{5Ç}$	1,7732
$L_{47'}$	1,9211	L_D	1,0756

Örnek olarak, L_{G1} şeklindeki tanımlama 1. buharlaştırıcı sırasının girişi ile 3.pas noktası arasındaki uzunluğu, L_{12} şeklindeki tanımlama ise 1.buharlaştırıcı sırasının 3. pas noktası ile 2.buharlaştırıcı sırasının girişi arasındaki uzunluğu temsil etmektedir. Ayrıca, $L_{5Ç}$ ifadesi 5.buharlaştırıcı sırasının 3.pas noktası ile bu buharlaştırıcı sırasının çıkışı arasındaki mesafeyi belirtmektedir. Soğutkan akış sırasına göre, 4. buharlaştırıcı sırasından sonra 7. buharlaştırıcı sırasının gelmesi nedeniyle 4. buharlaştırıcı sırası çıkışında belirlenen farazi sıcaklık noktası (T_9') ile 4.buharlaştırıcı sırası 3.pas noktası arasındaki uzunlukta $L_{47'}$ şeklinde ifade edilmiştir. L_{47} ve L_D uzunlukları ise sırasıyla, 4.buharlaştırıcı sırası ile 7.buharlaştırıcı sırası arasındaki uzunluk ile buharlaştırıcı çıkışına kadar olan dönüş borusu uzunluklarını tanımlamaktadır.

Tablo 4.6: Buharlaştırıcı Sıralarının Yüzey Alanları

Bölge	Alan (m ²)
A_1	0,2643
A_2	0,2593
A_3	0,2594
A_4	0,2602
A_{47}	0,01722
A_7	0,1557
A_6	0,2593
A_5	0,2564
A_D	0,027

Tablo 4.6'daki A_1 , 1. buharlaştırıcı bölgesi içinde kalan buharlaştırıcı yüzey alanını, A_{47} , 4. ve 7. buharlaştırıcı sıralarını birleştiren borunun yüzey alanını, A_D ise 5. buharlaştırıcı sırasının çıkışından, buharlaştırıcı çıkışına kadar olan dönüş borusu

yüzey alanını temsil etmektedir. Buna göre, hava-buharlaştırıcı sıcaklık farkının hesaplanabilmesi için aşağıdaki yol izlenecektir.

i) Ortalama yüzey sıcaklıklarının belirlenmesi:

$$T_{1.Bölge} = \frac{\left(\frac{T_1 + T_2}{2} \cdot L_{G1}\right) + \left(\frac{T_2 + T_3}{2} \cdot L_{12}\right)}{L_{G1} + L_{12}} \quad (4.12)$$

$$T_{2.Bölge} = \frac{\left(\frac{T_3 + T_4}{2} \cdot L_{G2}\right) + \left(\frac{T_4 + T_5}{2} \cdot L_{23}\right)}{L_{G2} + L_{23}} \quad (4.13)$$

$$T_{3.Bölge} = \frac{\left(\frac{T_5 + T_6}{2} \cdot L_{G3}\right) + \left(\frac{T_6 + T_7}{2} \cdot L_{34}\right)}{L_{G3} + L_{34}} \quad (4.14)$$

$$T_{4.Bölge} = \frac{\left(\frac{T_7 + T_8}{2} \cdot L_{G4}\right) + \left(\frac{T_8 + T_9'}{2} \cdot L_{47}'\right)}{L_{G4} + L_{47}'} \quad (4.15)$$

$$T_{47}' = \frac{T_9' + T_9}{2} \quad (4.16)$$

$$T_{7.Bölge} = \frac{\left(\frac{T_9 + T_{10}}{2} \cdot L_{G7}\right) + \left(\frac{T_{10} + T_{11}}{2} \cdot L_{76}\right)}{L_{G7} + L_{76}} \quad (4.17)$$

$$T_{6.Bölge} = \frac{\left(\frac{T_{11} + T_{12}}{2} \cdot L_{G6}\right) + \left(\frac{T_{12} + T_{13}}{2} \cdot L_{65}\right)}{L_{G6} + L_{65}} \quad (4.18)$$

$$T_{5.Bölge} = \frac{\left(\frac{T_{13} + T_{14}}{2} \cdot L_{G5}\right) + \left(\frac{T_{14} + T_{15}}{2} \cdot L_{5Ç}\right)}{L_{G5} + L_{5Ç}} \quad (4.19)$$

$$T_{\text{dönüş}} = \frac{T_{15} + T_{16}}{2} \quad (4.20)$$

ii) Ortalama Hava Sıcaklıklarının Belirlenmesi:

Daha önce belirtildiği gibi, ortalama hava sıcaklıkları her buharlaştırıcı bölgesinde yer alan buharlaştırıcı sıralarına yakın hava ortamlarından alınan sıcaklık ölçümlerinin aritmetik ortalaması şeklinde tanımlanmaktadır. Buna göre:

a) Çekmecesiz durumda, ortalama hava sıcaklıkları, 1. buharlaştırıcı sırasının alt hava ortamına, diğer buharlaştırıcı sıralarının alt ve üst hava ortamlarına ait sıcaklık ölçümlerinin aritmetik ortalaması şeklinde hesaplanacaktır.

b) Çekmeceli durumda ise, raflara yerleştirilen çekmecelerin, 1. ve 2. buharlaştırıcı sıraları dışındaki diğer buharlaştırıcı sıralarında üst hava ortamlarını kapatması nedeniyle bu buharlaştırıcı sıralarında sadece alt hava ortamlarındaki sıcaklıkların ortalaması alınacaktır. Birinci buharlaştırıcı sırası için alt hava ortamında, 2. buharlaştırıcı sırası için ise alt ve üst hava ortamlarında ölçülen sıcaklıklar aritmetik ortalama hesabında kullanılabileceklerdir.

c) Dönüş borusu ve 4. buharlaştırıcı sırasını 7. buharlaştırıcı sırası ile birleştiren boruya ait ortalama hava sıcaklıkları ise bu borulara en yakın ortam sıcaklıklarının aritmetik ortalaması ile bulunacaktır.

Buna göre ortalama kabin sıcaklık farkı:

$$\Delta T_{\text{ort}} = \frac{\sum_{n=1}^7 (T_{\text{hava}_n} - T_{\text{n.Bölge}}) A_n + (T_{\text{hava}_{47}} - T_{47}) A_{47} + (T_{\text{hava}_{\text{dön}}} - T_{\text{dönüş}}) A_D}{\sum_{n=1}^7 A_n + A_{47} + A_D} \quad (4.21)$$

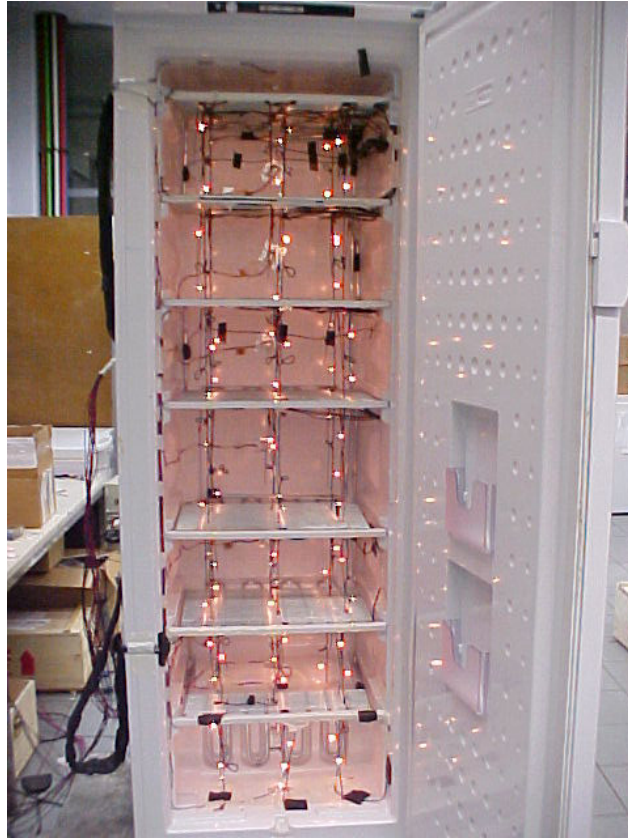
olarak elde edilecektir.

4.2 Deneyler

Deneyler, ASHRAE koşullarındaki soğutma kapasitesi 135,6 W ve gücü 81,8 W olan kompresöre ve 7 raflı açık telli borulu buharlaştırıcıya sahip, 76,2 gr R-600a şarj edilmiş dik derin dondurucu üzerinde, 25°C ortam sıcaklığında gerçekleştirilmiştir.

4.2.1 Sürekli Çalışma Deneyleri

Sürekli çalışma deneylerinde buharlaştırıcı yüzey sıcaklıklarının, periyodik çalışmadaki değerlere yakın olarak elde edilebilmesi için kabin ortamına ek ısı kazancı sağlama gerekliliği ortaya çıkmıştır. Bu ek ısı kazancının, kabin ortamındaki sıcaklık dağılımına etkisini minimuma indirmek amacıyla, 0,2 W'lık lambalardan her rafa 6 adet olmak üzere tüm kabine toplam 42 adet lamba yerleştirilmiştir. Bu lambaların gücü, gerilim ayarı ile kontrol edilerek buharlaştırıcı yüzey sıcaklıkları istenilen mertebelere çekilmiştir. Lambaların ve hava ortamından sıcaklık ölçen termo-eleman çiftlerinin kabin içindeki görünüşleri Şekil 4.8, 4.9 ve 4.10'da gösterilmiştir.

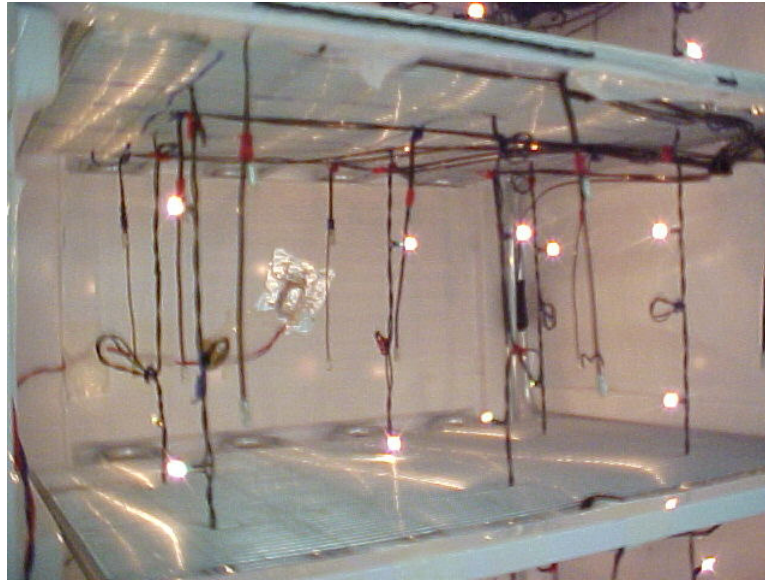


Şekil 4.8: Çekmecesiz Halde Lambaların ve Termo-Eleman Çiftlerinin Kabin İçindeki Görünüşü

Gerilim değeri, çekmecesiz deneyler sırasında 150 V'a, çekmeceli deneyler sırasında ise 132 V'a ayarlanmıştır. Buna göre, sürekli çalışma koşulunda, çekmecesiz ve çekmeceli durumlar için elde edilen sonuçlar aşağıdaki tablolarda sunulmuştur.



Şekil 4.9: Çekmeceli Halde Lambaların Kabin İçindeki Görünüşü



Şekil 4.10: Lambaların ve Termo-Eleman Çiftlerinin 3 Numaralı Raftaki Görünüşleri

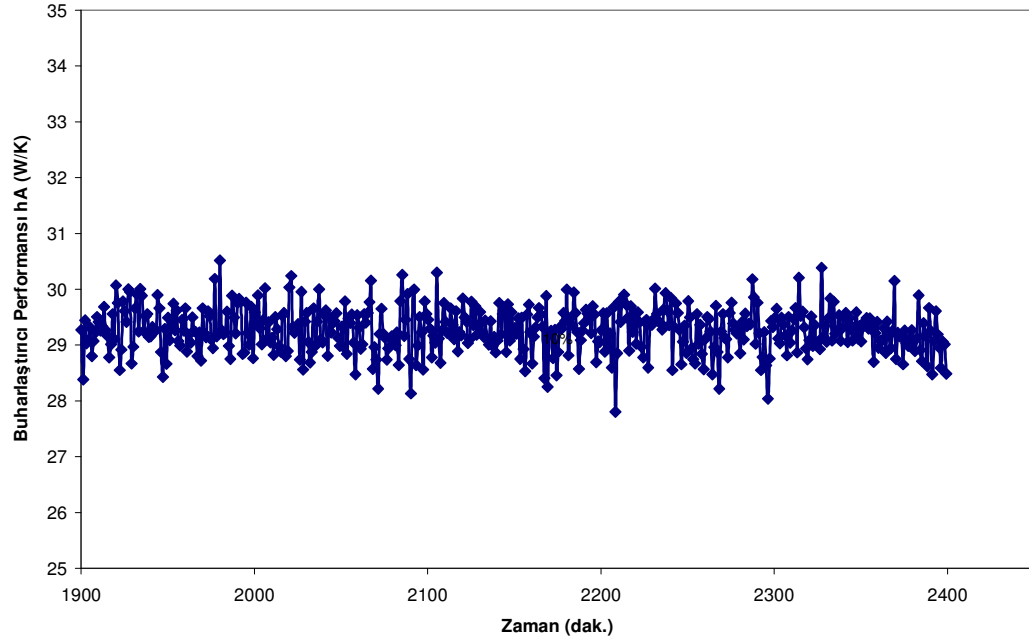
Tablo 4.7: Sürekli Çalışma Koşulunda Çekmecesiz Durum için Kabin Isı Kazancı

Kabin Bölgesi	T_ıç_yüz (°C)	T_dış_yüz (°C)	Delta_T	Q (W)
Kabin Sağ Duvar	-24,1	23,5	47,6	10,7
Kabin Sol Duvar	-24,1	24,9	49,1	11,1
Kapı Bölgesi	-23,6	23,4	47,0	11,7
Kabin Üst Duvar	-10,0	23,9	33,9	2,5
Kabin Alt Duvar	-26,1	22,5	48,5	2,2
Kabin Arka Duvar	-23,4	30,2	53,6	13,1
Kompresör Ön Bölge	-27,6	26,9	54,5	2,7
Kompresör Üst Bölge	-25,8	39,6	65,5	2,2
	T_ıç_hava (°C)	T_dış_hava (°C)	Delta_T	Q (W)
Conta Bölgesi	-26,7	24,3	51,0	5,2
Lamba Gücü				16,9
Kabin Isı Kazancı				78,2

Tablo 4.8: Sürekli Çalışma Koşulunda Çekmecesiz Durum için Ortalama Hava Buharlaştırıcı Sıcaklık Farkı

Buharlaştırıcı Bölgesi	T_hava (°C)	T_buh (°C)	Buh. Alanı (m²)	Delta_T
1. Buh. Sırası	-25,0	-28,8	0,264	3,8
2. Buh. Sırası	-25,8	-29,3	0,259	3,5
3. Buh. Sırası	-26,8	-29,6	0,259	2,8
4. Buh. Sırası	-27,3	-29,5	0,260	2,2
5. Buh. Sırası	-27,8	-29,9	0,256	2,1
6. Buh. Sırası	-27,9	-30,0	0,259	2,1
7. Buh. Sırası	-27,6	-29,5	0,169	2,0
4.- 7. Sıra Bağlantısı	-27,7	-29,1	0,017	1,4
Dönüş Borusu	-26,8	-30,1	0,027	3,3
				Delta_T (ort.)
				2,7

Tablo 4.7 ve Tablo 4.8`de verilen değerler doğrultusunda sürekli çalışma koşulunda, çekmecesiz durum için elde edilen ortalama hava tarafı ısı taşınım performansı $(hA)_{ort} = 29,3 \text{ W/K}$, kabin içi ortalama ısı taşınım katsayısı ise $(h)_{ort} = 16,9 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak elde edilmiştir. Buharlaştırıcı hava tarafı ısı taşınım performansının, daimi rejim halindeki 500 dak. süresince değişimi Şekil 4.11`de görülmektedir. Bu süre boyunca elde edilen performans değerleri, ortalama değer olan $29,3 \text{ W/K}$ etrafında en fazla $\pm \%5$ salınım göstermiştir.



Şekil 4.11: Sürekli Çalışma Koşulunda Çekmecesiz Durum için Buharlaştırıcı Hava Tarafı Isı Taşınım Performansının Zamana göre Değişimi

Tablo 4.9: Sürekli Çalışma Koşulunda Çekmeceli Durum için Kabin Isı Kazancı

Kabin Bölgesi	T_ iç_yüz (°C)	T_ dış_yüz (°C)	Delta_T	Q (W)
Kabin Sağ Duvar	-24,3	23,4	47,7	10,8
Kabin Sol Duvar	-24,6	24,8	49,4	11,1
Kapı Bölgesi	-22,1	23,4	45,5	11,3
Kabin Üst Duvar	-10,6	23,9	34,4	2,5
Kabin Alt Duvar	-23,7	22,7	46,4	2,1
Kabin Arka Duvar	-23,5	29,9	53,4	13,1
Kompresör Ön Bölge	-26,8	27,1	53,9	2,7
Kompresör Üst Bölge	-22,9	39,3	62,2	2,1
	T_ iç_hava (°C)	T_ dış_hava (°C)	Delta_T	Q (W)
Conta Bölgesi	-26,8	24,4	51,1	5,2
Lamba Gücü				13,6
Kabin Isı Kazancı				74,4

Tablo 4.10: Sürekli Çalışma Koşulunda Çekmeceli Durum için Ortalama Hava-Buharlaştırıcı Sıcaklık Farkı

Buharlaştırıcı Bölgesi	T_hava (°C)	T_buh (°C)	Buh. Alanı (m²)	Delta_T
1. Buh. Sırası	-24,3	-29,7	0,264	5,5
2. Buh. Sırası	-26,3	-30,2	0,259	3,9
3. Buh. Sırası	-28,0	-30,6	0,259	2,6
4. Buh. Sırası	-28,0	-30,4	0,260	2,4
5. Buh. Sırası	-28,3	-31,0	0,256	2,7
6. Buh. Sırası	-27,9	-30,9	0,259	3,0
7. Buh. Sırası	-26,4	-30,4	0,156	4,1
4.- 7. Sıra Bağlantısı	-28,0	-30,2	0,017	2,1
Dönüş Borusu	-27,0	-30,8	0,027	3,8
				Delta_T (ort.)
				3,4

Tablo 4.9 ve Tablo 4.10`de verilen değerler doğrultusunda sürekli çalışma koşulunda, çekmeceli durum için elde edilen ortalama hava tarafı ısı taşınım performansı $(hA)_{ort} = 21,9 \text{ W/K}$, kabin içi ortalama ısı taşınım katsayısı ise $(h)_{ort} = 12,8 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak elde edilmiştir.

4.2.2 Periyodik Çalışma Deneyleri

Periyodik çalışma deneylerinde, lambalar devreden çıkartılmış ve kompresör % 70 çalışma/çevrim süresi oranı ile çalıştırılmıştır. Deneyler, sürekli çalışmada olduğu gibi çekmecesiz ve çekmeceli durumlarda gerçekleştirilmiştir. Bu şekilde, sürekli çalışma koşulunda, çekmecesiz ve çekmeceli durumlar için elde edilen sonuçlar aşağıdaki tablolarda sunulmuştur.

Tablo 4.11: Periyodik Çalışma Koşulunda Çekmecesiz Durum için Ortalama Kabin Isı Kazancı

Kabin Bölgesi	T_iç_yüz (°C)	T_dış_yüz (°C)	Delta_T	Q (W)
Kabin Sağ Duvar	-24,0	23,4	47,3	10,7
Kabin Sol Duvar	-24,0	24,4	48,5	10,9
Kapı Bölgesi	-23,4	23,4	46,7	11,6
Kabin Üst Duvar	-9,5	23,9	33,4	2,4
Kabin Alt Duvar	-24,8	22,0	46,7	2,1
Kabin Arka Duvar	-22,5	28,5	51,0	12,5
Kompresör Ön Bölge	-26,3	25,9	52,2	2,6
Kompresör Üst Bölge	-25,6	36,5	62,1	2,1
	T_iç_hava (°C)	T_dış_hava (°C)	Delta_T	Q (W)
Conta Bölgesi	-25,8	24,3	50,0	5,1
				Q_top (W)
				60,0

Tablo 4.12: Periyodik Çalışma Koşulunda Çekmecesiz Durum için Ortalama Hava-Buharlaştırıcı Sıcaklık Farkı

Buharlaştırıcı Bölgesi	T_hava (°C)	T_buh (°C)	Buh. Alanı (m²)	Delta_T
1. Buh. Sırası	-24,2	-27,8	0,270	3,7
2. Buh. Sırası	-25,2	-28,4	0,264	3,2
3. Buh. Sırası	-26,3	-28,7	0,264	2,4
4. Buh. Sırası	-26,8	-28,5	0,266	1,7
5. Buh. Sırası	-27,1	-29,0	0,275	1,9
6. Buh. Sırası	-27,5	-29,2	0,264	1,7
7. Buh. Sırası	-27,6	-28,8	0,169	1,2
4.- 7. Sıra Bağlantısı	-27,1	-28,2	0,017	1,0
Dönüş Borusu	-26,2	-28,9	0,027	2,7
				Delta_T (ort.)
				2,3

Tablo 4.11 ve Tablo 4.12`de verilen değerler doğrultusunda periyodik çalışma koşulunda, çekmecesiz durum için elde edilen ortalama hava tarafı ısı taşınım performansı $(hA)_{ort} = 26,2 \text{ W/K}$, kabin içi ortalama ısı taşınım katsayısı ise $(h)_{ort} = 14,8 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak elde edilmiştir.

Tablo 4.13: Periyodik Çalışma Koşulunda Çekmeceli Durum için Ortalama Kabin Isı Kazancı

Kabin Bölgesi	T_iç_yüz (°C)	T_dış_yüz (°C)	Delta_T	Q (W)
Kabin Sağ Duvar	-24,4	23,3	47,7	10,8
Kabin Sol Duvar	-24,8	24,4	49,2	11,1
Kapı Bölgesi	-22,2	23,3	45,5	11,3
Kabin Üst Duvar	-9,7	24,1	33,8	2,5
Kabin Alt Duvar	-23,8	22,5	46,2	2,1
Kabin Arka Duvar	-23,0	29,0	52,0	12,7
Kompresör Ön Bölge	-26,3	26,6	52,8	2,6
Kompresör Üst Bölge	-23,1	36,7	59,8	2,0
	T_iç_hava (°C)	T_dış_hava (°C)	Delta_T	Q (W)
Conta Bölgesi	-27,2	24,5	51,6	5,2
				Q_top (W)
				60,3

Tablo 4.14: Periyodik Çalışma Koşulunda Çekmeceli Durum için Ortalama Hava-Buharlaştırıcı Sıcaklık Farkı

Buharlaştırıcı Bölgesi	T_hava (°C)	T_buh (°C)	Buh. Alanı (m²)	Delta_T
1.Buh. Sırası	-24,0	-29,2	0,270	5,2
2.Buh. Sırası	-26,3	-29,8	0,264	3,5
3.Buh. Sırası	-28,1	-30,2	0,264	2,1
4.Buh. Sırası	-28,1	-30,1	0,266	2,1
5.Buh. Sırası	-28,6	-30,7	0,275	2,1
6.Buh. Sırası	-28,4	-30,5	0,264	2,1
7.Buh. Sırası	-27,5	-30,2	0,169	2,7
4.- 7. Sıra Bağlantısı	-28,0	-29,9	0,017	1,9
Dönüş Borusu	-26,8	-30,4	0,027	3,6
				Delta_T (ort.)
				2,8

Tablo 4.13 ve Tablo 4.14`de verilen değerler doğrultusunda periyodik çalışma koşulunda, çekmeceli durum için elde edilen ortalama hava tarafı ısı taşınım performansı $(hA)_{ort}=21,3 \text{ W/K}$, kabin içi ortalama ısı taşınım katsayısı ise $(h)_{ort}=12,0 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak elde edilmiştir. Tüm ölçümler ve hesaplar sırasında tespit edilen belirsizlik değerleri Tablo 4.15`de verilmiştir.

Tablo 4.15: Ölçüm ve Hesaplar Sırasında Elde Edilen Belirsizlik Değerleri

Terim	Belirsizlik, % Belirsizlik
Sıcaklık Ölçümü, T(°C)	$\pm 0,29^\circ\text{C}$
Sıcaklık Farkı, Delta_T(°C)	$\pm 0,41^\circ\text{C}$
Güç Ölçümü, Q(W)	$\pm 0,05 \text{ W}$
Kabin ortalama ısı iletim katsayısı, k_{ort} (W/mK)	$\pm \% 0,48$
Kabin ısı kazancı, Q(W)	$\pm \% 0,41$
Isı Geçiş Performansı, hA (W/K)	$\pm \% 10,0$

5 ISI AKISI SENSÖRÜ KULLANARAK BUHARLAŞTIRICI PERFORMANSININ BELİRLENMESİ

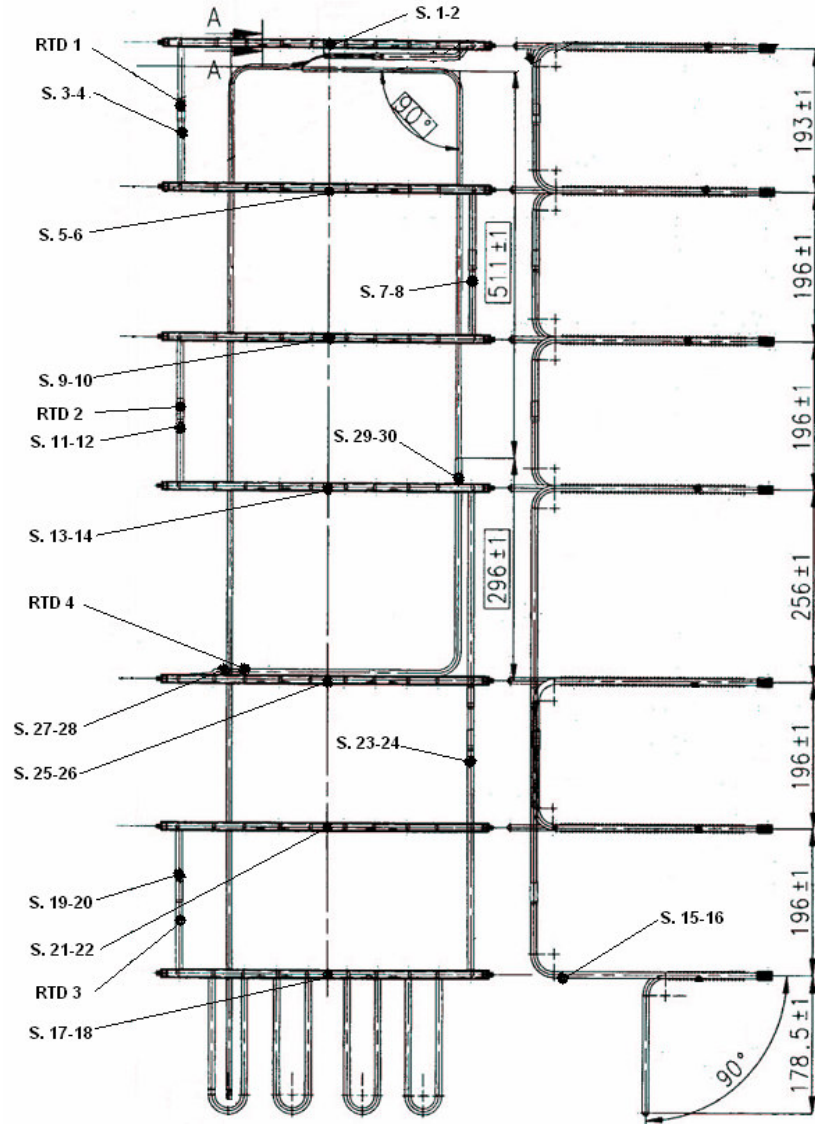
Periyodik çalışma durumunda, buharlaştırıcıya olan ısı geçişinin, kabin ısı kazancı ile anlık olarak ilişkilendirilememesi nedeniyle, bu ısı geçişinin doğrudan ısı akısı sensörleri yardımıyla tespit edilmesi uygun görülmüştür. Bu amaçla, silindirik yüzeylere uygulanabilecek ısı akısı sensörleri temin edilmiş ve bu sensörler geliştirilen mekanik bir yöntemle buharlaştırıcı yüzeyine yerleştirilmiştir.

5.1 Ölçüm Prensibi

Periyodik çalışma durumunda, buharlaştırıcı performansının anlık olarak tespit edilebilmesi için, buharlaştırıcıya gerçekleşen ısı geçişinin de anlık olarak belirlenebilmesi gerekmektedir. Bu amaçla, **Captec** firmasından temin edilen **30 adet** ısı akısı sensörü buharlaştırıcı yüzeylerine, detaylı ölçüme olanak verecek şekilde yerleştirilmiştir. Sensörlerin buharlaştırıcı yüzeyindeki yerleşimi, buharlaştırıcı yüzeyinden gerçekleştirilen sıcaklık ölçümleri ile benzerlik göstermektedir. Sensörlerin buharlaştırıcı yüzeyindeki yerleşimi Şekil 5.1`de, sensör numaraları ve yerleştirildikleri bölgeler ise Tablo 5.1`de görülmektedir.

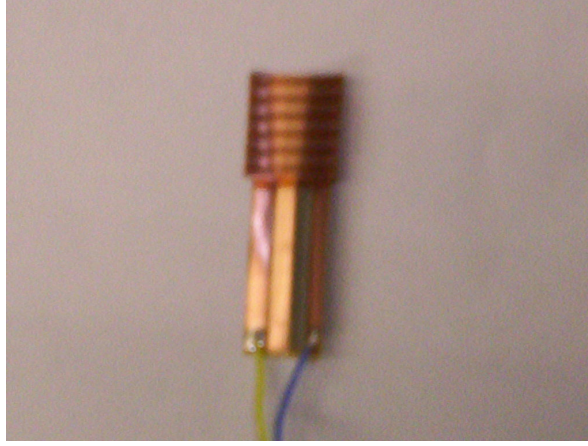
Tablo 5.1: Sensör Numaraları ve Yerleştirildikleri Buharlaştırıcı Ölçüm Noktaları

Sensör Numarası	Buharlaştırıcı Ölçüm Noktası	Sensör Numarası	Buharlaştırıcı Ölçüm Noktası
S. 1-2	Buh. 1.Raf 3.Pas	S. 17-18	Buh. 7.Raf 3.Pas
S. 3-4	Buh. 2.Raf Giriş	S. 19-20	Buh. 6.Raf Giriş
S. 5-6	Buh. 2.Raf 3.Pas	S. 21-22	Buh. 6.Raf 3.Pas
S. 7-8	Buh. 3.Raf Giriş	S. 23-24	Buh. 5.Raf Giriş
S. 9-10	Buh. 3.Raf 3.Pas	S. 25-26	Buh. 5.Raf 3.Pas
S. 11-12	Buh. 4.Raf Giriş	S. 27-28	Buh. 5.Raf Çıkış
S. 13-14	Buh. 4.Raf 3.Pas	S. 29-30	Buh. Çıkış
S. 15-16	Buh. 7.Raf Giriş		



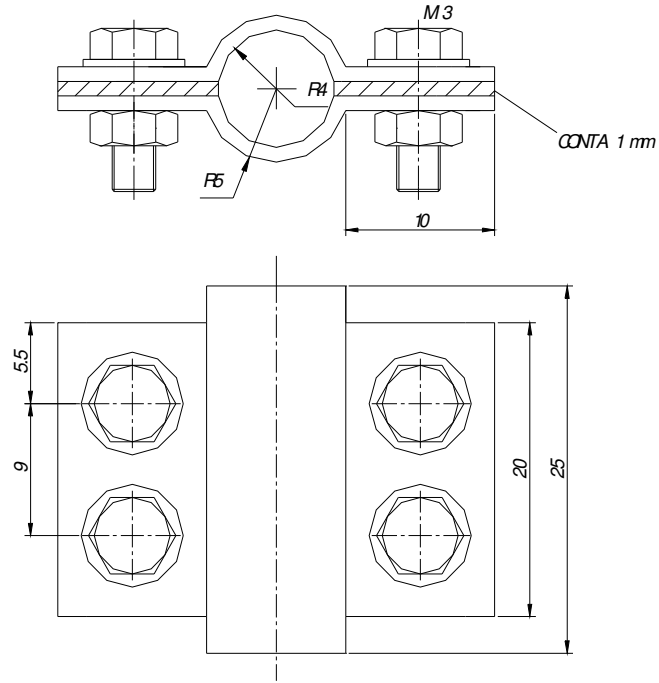
Şekil 5.1: Isı Akısı Sensörleri ve RTD'lerin Buharlaştırıcı Üzerinde Yerleşimi

Yatay boru üzerindeki ölçümlerde, soğutkan akışının homojen olmayacağı durumlar göz önüne alınarak, ısı akısı sensörleri buharlaştırıcının alt ve üst yüzeylerine çiftler halinde yerleştirilmiştir. Tablo 5.1'de liste halinde verilmiş olan sensör numaraları da bu çiftleri ifade etmektedir. Sensör boyutları 12x12 mm olup, sensörün en önemli özelliği ısı akısı değerini VDC (Voltage Direct Current) olarak doğrudan ölçmesidir. Söz konusu ısı akısı sensörünün fotoğrafı Şekil 5.2'de görülmektedir.

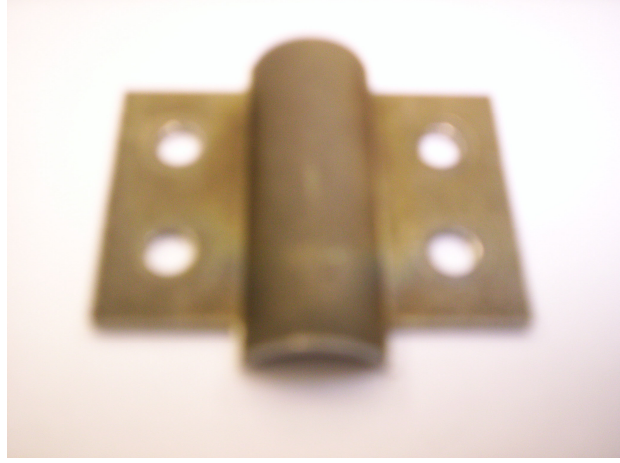


Şekil 5.2: Isı Akısı Sensörü

Sensörün yüzeye sökölüp takılması sırasında meydana gelebilecek hasarların ortadan kaldırabilmesi, sensörün yüzeye temasının iyileştirebilmesi ve montajının kolaylaştırılabilmesi amacıyla, sensörü yüzeyinde taşıyacak bir kelepçe tasarlanmıştır. (Şekil 5.3 ve Şekil 5.4)

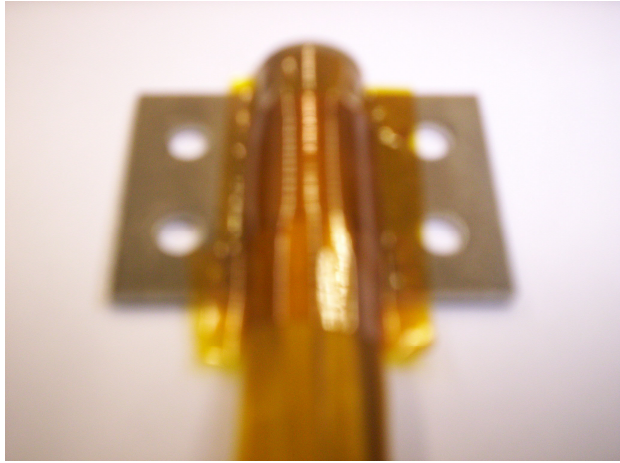


Şekil 5.3: Kelepçenin Teknik Resmi

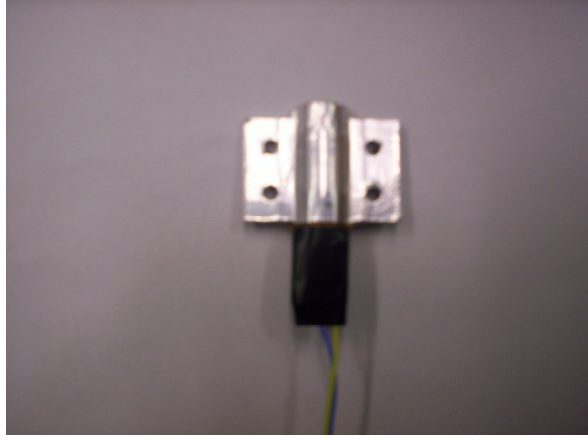


Şekil 5.4: Kelepçenin Görünüşü

Kelepçe paslanmaz çelikten tel erozyon yöntemi ile imal edilmiştir. Kelepçenin iç yüzeyinin, 8 mm'lik buharlaştırıcı borusuna hassas şekilde (boşluksuz) temas etmesi için bu imal yönteminin kullanılması uygun görülmüştür. Sensör, kelepçe üst yüzeyine, Captec firmasının önerdiği “polyimide film tape” yardımı ile monte edilmiştir (Şekil 5.5). Daha sonra ise sensörün kelepçe yüzeyinde rijit bir konumda kalmasını sağlamak amacıyla, “polyimide film tape”in üzerine alüminyum bant yerleştirilmiştir (Şekil 5.6).

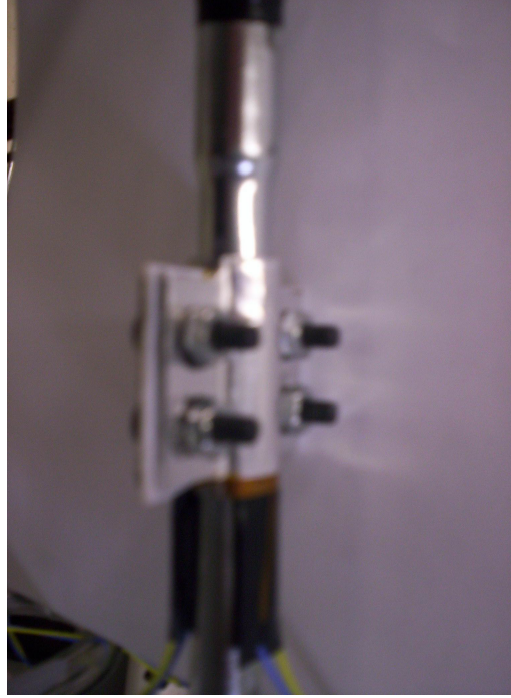


Şekil 5.5: Polyimide Film Tape



Şekil 5.6: Alüminyum Bant

Üzerinde ısı akısı sensörlerini taşıyan kelepçelerin buharlaştırıcı üzerine monte edilmiş haldeki görüntüsü Şekil 5.7`de görülmektedir.



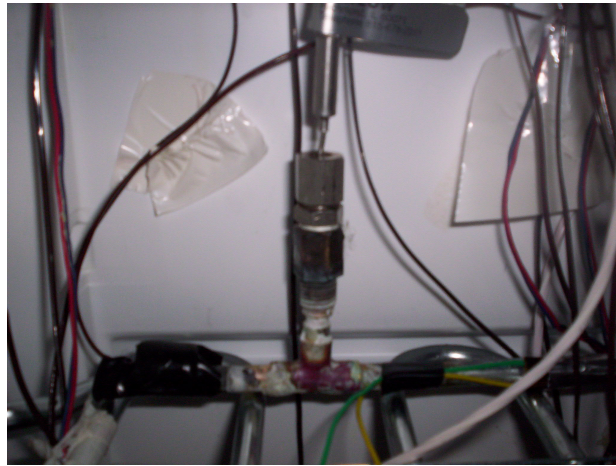
Şekil 5.7: Sensörün Dikey Buharlaştırıcı Borusu (Dönüş Borusu) Üzerindeki Uygulaması

Isı akısı sensörlerinin kalibrasyonu üretici firma tarafından $-50 / +200$ °C aralığında gerçekleştirilmiş ve kalibrasyon katsayıları belirlenmiştir (Tablo 5.2). Captec firmasının sensörler için açıkladığı belirsizlik $\% \pm 5$ değerindedir. Sensör ölçümleri, HP34970A data logger yardımı ile iki adet HP34901A kart (20 kanallı multiplexer) kullanılarak toplanmıştır.

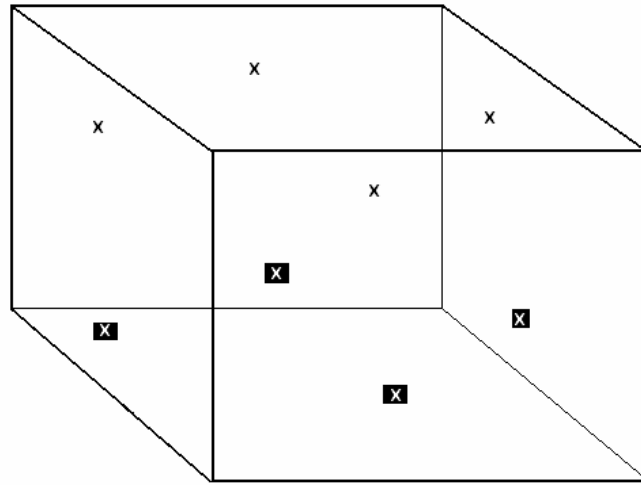
Tablo 5.2: Isı Akısı Sensörlerinin Kalibrasyon Katsayıları

Sensör Numarası	Kalibrasyon Katsayısı [$\mu\text{V}/(\text{W}/\text{m}^2)$]	Sensör Numarası	Kalibrasyon Katsayısı [$\mu\text{V}/(\text{W}/\text{m}^2)$]	Sensör Numarası	Kalibrasyon Katsayısı [$\mu\text{V}/(\text{W}/\text{m}^2)$]
1	0,648	11	0,541	21	0,62
2	0,639	12	0,599	22	0,619
3	0,67	13	0,543	23	0,532
4	0,716	14	0,636	24	0,576
5	0,572	15	0,594	25	0,525
6	0,6	16	0,608	26	0,556
7	0,616	17	0,498	27	0,549
8	0,565	18	0,501	28	0,568
9	0,562	19	0,572	29	0,504
10	0,638	20	0,566	30	0,541

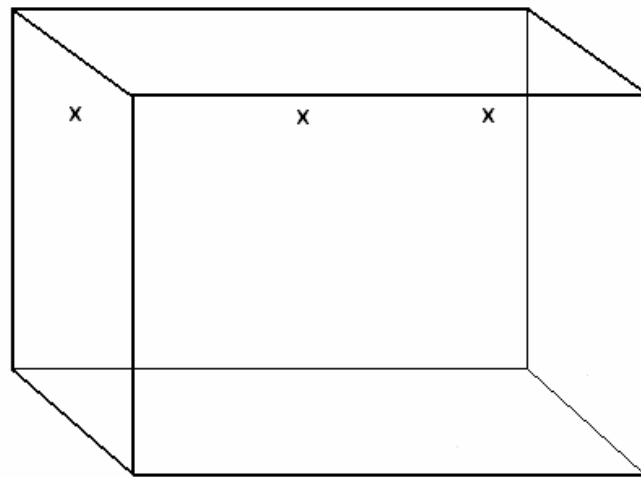
Bu deneylerde, buharlaştırıcının hava tarafı ısı taşınım performansından toplam ısı geçiş performansına geçebilmek için Şekil 5.1`de gösterilen noktalarda buharlaştırıcı borusu içerisinden RTD ile sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Buharlaştırıcı borusu üzerinden her noktadan RTD ölçümü mümkün olmadığı için, aynı noktalarda gerçekleştirilen termo-eleman çifti ölçümleri ile aralarında bir bağıntı bulunması uygun görülmüştür. Bu şekilde, dört noktada ölçülen RTD ve termo-eleman çifti sıcaklık değerleri arasında bir bağıntı elde edilecek ve bu bağıntı yardımı ile 16 noktadan ölçülen yüzey sıcaklıklarından soğutucu akışkan tarafı sıcaklıklarına geçiş mümkün olacaktır. RTD kalibrasyonları Metkal Kalibrasyon Merkezi tarafından $-36,24 / +20,03^{\circ}\text{C}$ aralığında 5°C aralıklar ile gerçekleştirilmiştir. Firmanın açıkladığı kalibrasyon belirsizliği $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$ `dir. RTD ölçüm noktasının Şekil 5.8`de görülmektedir.

**Şekil 5.8:** 4 Numaralı Rafta RTD ile Sıcaklık Ölçümü

Hava-buharlaştırıcı sıcaklık farkı ile ilgili ölçümler ise 4.Bölümde belirtildiği gibi gerçekleştirilecektir. Bu aşamada gerçekleştirilen hava sıcaklığı ölçümlerinde termo-eleman çifti sayısı azaltılmıştır. Buna göre, 7. buharlaştırıcı sırası dışındaki her buharlaştırıcı sırasının alt ve üst hava ortamlarında, daha önce 9 olan termo-eleman çifti sayısı 4'e düşürülmüştür. Yedinci rafta ise 6 olan termo-eleman çifti sayısı 3'e düşürülmüştür. Termo-eleman çifti sayılarında gerçekleştirilen bu değişikliğin, her sıra için elde edilen ortalama değerleri etkilemediği görülmüştür. Buna göre, hava sıcaklığını ölçmek için kullanılan termo-eleman çiftlerinin raflardaki dağılımı Şekil 5.9 ve 5.10'da görülmektedir.



Şekil 5.8: 1,2,3,4,5,6 Numaralı Raflara Ait Hava Ortamı Termo-Eleman Çifti Yerleşimi (Termo-elaman çifti sayısı azaltılmış hal)



Şekil 5.9: 7 Numaralı Rafa Ait Hava Ortamı Termo-Eleman Çifti Yerleşimi (Termo-elaman çifti sayısı azaltılmış hal)

5.1.1 Buharlaştırıcıya Olan Isı Geçişi ve Anlık Olarak Buharlaştırıcı Toplam Performans Değerlerinin Hesabı

i) Buharlaştırıcıya gerçekleşen ısı geçişinin hesabında yine Şekil 4.4'teki buharlaştırıcı bölgelerinden yararlanılmıştır. Buna göre, her bölgede elde edilen ısı akısı değerlerinin ortalaması, ölçüm noktaları arasındaki uzunluklara göre ağırlıklandırılmıştır. Daha sonra ise her bölgeyi temsil eden buharlaştırıcı yüzey alanı değerleri ile bu ortalama değerlerin çarpımı sonucu bölgesel ısı geçiş değerleri bulunmuştur. Tüm bu bölgesel ısı geçiş değerlerinin toplanması ile buharlaştırıcıya gerçekleşen ısı geçiş toplam olarak elde edilmiştir. Buna göre ısı akısı değerleri her buharlaştırıcı bölgesi için aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

$$q_{ort1} = \frac{\left(\frac{q_{s1} + q_{s2}}{2} + \frac{q_{s3} + q_{s4}}{2} \right)}{2} \quad (5.1)$$

$$q_{ort2} = \frac{\left(\frac{q_{s3} + q_{s4}}{2} + \frac{q_{s5} + q_{s6}}{2} \right) \frac{L_{G2}}{2} + \left(\frac{q_{s5} + q_{s6}}{2} + \frac{q_{s7} + q_{s8}}{2} \right) \frac{L_{23}}{2}}{L_{G2} + L_{23}} \quad (5.2)$$

$$q_{ort3} = \frac{\left(\frac{q_{s7} + q_{s8}}{2} + \frac{q_{s9} + q_{s10}}{2} \right) \frac{L_{G3}}{2} + \left(\frac{q_{s9} + q_{s10}}{2} + \frac{q_{s11} + q_{s12}}{2} \right) \frac{L_{34}}{2}}{L_{G3} + L_{34}} \quad (5.3)$$

$$q_{ort4} = \frac{\left(\frac{q_{s11} + q_{s12}}{2} + \frac{q_{s13} + q_{s14}}{2} \right) \frac{L_{G4}}{2} + \left(\frac{q_{s13} + q_{s14}}{2} + \frac{q_{s15} + q_{s16}}{2} \right) \left(\frac{L_{47} + L_{47}'}{2} \right)}{L_{G4} + L_{47} + L_{47}'} \quad (5.4)$$

$$q_{ort7} = \frac{\left(\frac{q_{s15} + q_{s16}}{2} + \frac{q_{s17} + q_{s18}}{2} \right) \frac{L_{G7}}{2} + \left(\frac{q_{s17} + q_{s18}}{2} + \frac{q_{s19} + q_{s20}}{2} \right) \frac{L_{76}}{2}}{L_{G7} + L_{76}} \quad (5.5)$$

$$q_{ort6} = \frac{\left(\frac{q_{s19} + q_{s20}}{2} + \frac{q_{s21} + q_{s22}}{2} \right) \frac{L_{G6}}{2} + \left(\frac{q_{s21} + q_{s22}}{2} + \frac{q_{s23} + q_{s24}}{2} \right) \frac{L_{65}}{2}}{L_{G6} + L_{65}} \quad (5.6)$$

$$q_{ort5} = \frac{\left(\frac{q_{s23} + q_{s24}}{2} + \frac{q_{s25} + q_{s26}}{2} \right) \frac{L_{G5}}{2} + \left(\frac{q_{s25} + q_{s26}}{2} + \frac{q_{s27} + q_{s28}}{2} \right) \frac{L_{5\zeta}}{2}}{L_{G5} + L_{\zeta5}} \quad (5.7)$$

$$q_{ortD} = \frac{\left(\frac{q_{s27} + q_{s28}}{2} + \frac{q_{s29} + q_{s30}}{2} \right)}{2} \quad (5.8)$$

Yukarıdaki ifadelerde, q_s olarak belirtilen terimler, ısı akısı sensörü çiftlerinden her birinin ölçtüğü ısı akısı değerini temsil etmektedir. q_{ort} terimi ise her buharlaştırıcı bölgesini temsil eden ısı akısı değerleridir. q_{ortD} ise dönüş borusu üzerindeki ısı akısı değeridir. Buna göre, buharlaştırıcıya olan toplam ısı geçişi değeri, bölgesel ısı geçişi değerlerinin toplamı şeklinde (5.9) ifadesindeki gibi belirlenmiştir.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{top} = & q_{ort1} A_1 + q_{ort2} A_2 + q_{ort3} A_3 + q_{ort4} (A_{47} + A_4) + \\ & + q_{ort7} A_7 + q_{ort6} A_6 + q_{ort5} A_5 + q_{ortD} A_D \end{aligned} \quad (5.9)$$

Buharlaştırıcıya olan toplam ısı geçişinin belirsizliği:

$$w_{\dot{Q}_{BUH.}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_{BUH.}}{\partial q_{ort1}} w_q \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{BUH.}}{\partial q_{ort7}} w_q \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{BUH.}}{\partial q_{ortD}} w_q \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.10)$$

ifadesiyle elde edilebilir.

ii) Hava-buharlaştırıcı sıcaklık farkının hesabı Bölüm 4'deki yöntem ile gerçekleştirilecektir. Burada dikkat edilmesi gereken nokta ise, sıcaklık farkının hesabında buharlaştırıcı yüzey sıcaklıkları yerine, RTD ve termo-eleman çiftleri arasında elde edilen bağıntı yardımıyla belirlenen düzeltilmiş termo-eleman çifti sıcaklıklarının hesaplarda kullanılacağıdır.

iii) Bu şekilde, anlık olarak belirlenen ısı akısı değerleri ve sıcaklık farkları yardımı ile buharlaştırıcı performansının tüm çevrim boyunca anlık olarak tespit edilmesi mümkün olacaktır. Bu hesap yönteminin bir başka getirisi ise, farklı buharlaştırıcı bölgelerine ya da farklı raflara ait yersel hava tarafı ısı taşınım katsayılarının tespitine olanak tanınmasıdır. Buna göre, buharlaştırıcı toplam ısı geçişi performansı:

$$\dot{Q}_{top} = \dot{Q}_{BUH.} \Rightarrow (UA)_{BUH.} = \frac{\dot{Q}_{BUH.}}{(T_{Kabinhava} - T_{düz_BUH.})} \quad (5.11)$$

şeklinde ifade edilebilir. Belirsizlik değeri ise (5.12) ifadesi ile tespit edilecektir.

$$w_{(UA)} = \left[\left(\frac{\partial(UA)_{BUH.}}{\partial \dot{Q}_{BUH.}} w_{\dot{Q}_{BUH.}} \right)^2 + \left(\frac{\partial(UA)_{BUH.}}{\partial (\Delta T)_{Hava-Buh.}} w_{\Delta T} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.12)$$

(5.11) ifadesindeki, $T_{düz_BUH.}$ terimi, RTD ve termo-eleman çiftleri arasında belirlenen bağıntı ile elde edilen, düzeltilmiş buharlaştırıcı sıcaklığı olup, buharlaştırıcı borusu içerisindeki soğutucu akışkan sıcaklığını temsil etmektedir.

Isı akısı sensörlerinin kullanıldığı bu yöntem ile her buharlaştırıcı bölgesi çevresindeki yersel ısı taşınım katsayı (5.13) ifadesi ile hesaplanabilir.

$$h_{yersel} = \frac{q_{ort-yersel}}{(T_{Kabinhava} - T_{BUH.})_{yersel}} \quad (5.13)$$

(5.13) ifadesinde, $q_{ort,yersel}$ daha önce belirtilmiş olan ve buharlaştırıcı bölgelerinin her biri için elde edilen yersel ısı akısı terimidir. Amaç, hava tarafı ısı taşınım katsayısını bulmak olduğu için yersel hava-buharlaştırıcı sıcaklık farkının hesabında, 4. Bölümde olduğu gibi yine buharlaştırıcı yüzey sıcaklıklarını kullanmak yerinde olacaktır.

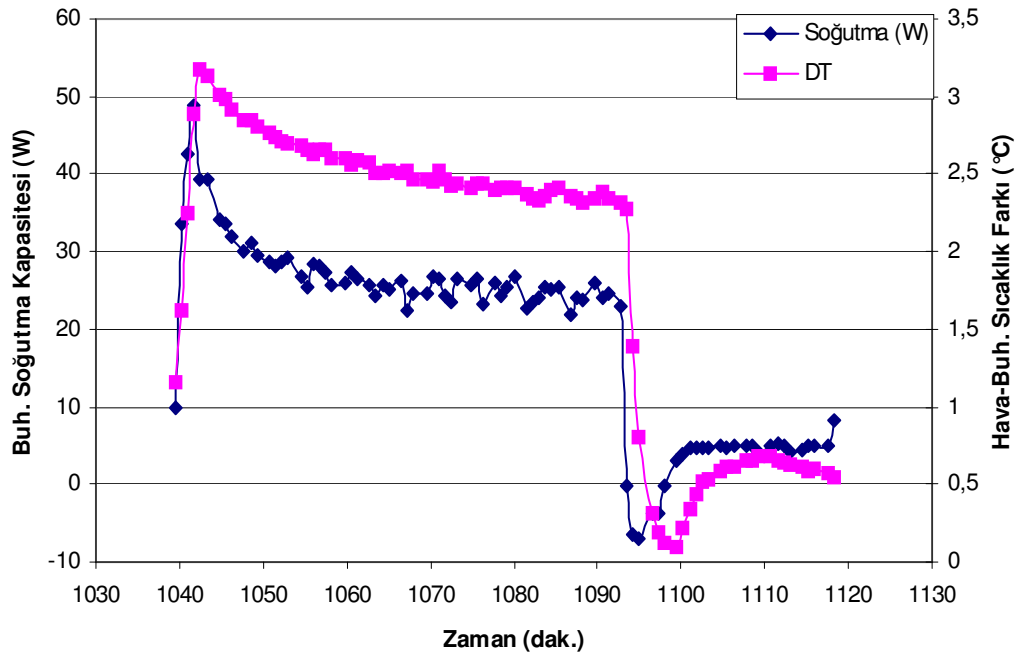
5.2 Deneyler

Deneyler, ASHRAE koşullarındaki soğutma kapasitesi 135,6 W ve gücü 81,8 W olan kompresöre ve 7 rafli açık telli borulu buharlaştırıcıya sahip, 76,3 gr R-600a şarj edilmiş dik derin dondurucu üzerinde, 25°C ortam sıcaklığında, 2 grup halinde gerçekleştirilmiştir. Buna göre:

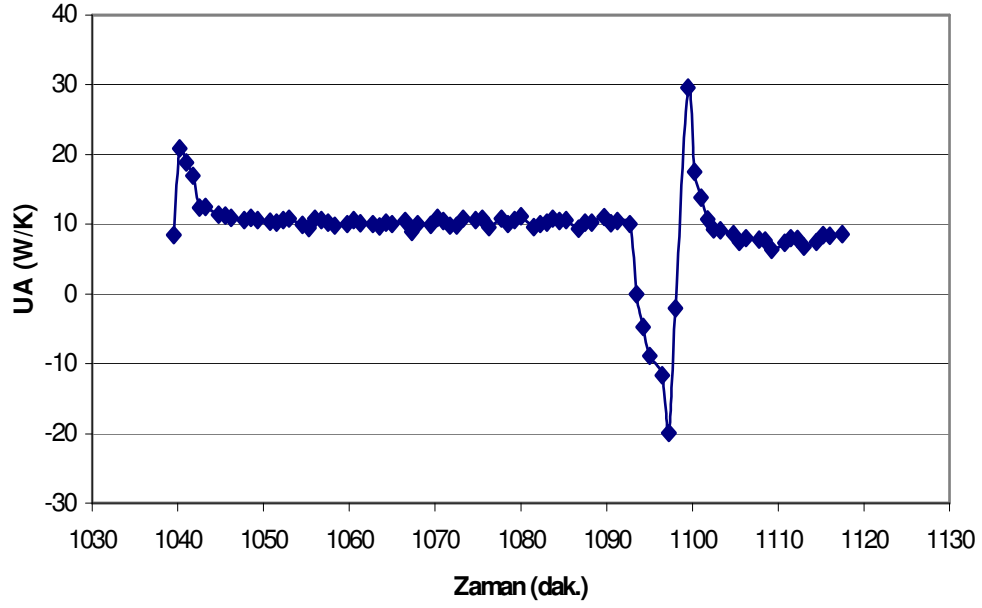
a) İlk grup deneylerde, Bölüm 4'te elde edilen performans değerleri ile karşılaştırmak amacıyla, sürekli ve periyodik çalışma durumları için anlık performans değerleri elde edilmiştir. Bu amaçla gerçekleştirilen, iki deneyde de çekmeceler çıkartılmıştır. Ayrıca karşılaştırmaya olanak sağlamak amacıyla,

periyodik çalışma durumu için, çalışma süresi ve kompresörün çalışma/çevrim süresi oranı sabit tutulmuştur. Periyodik çalışma deneyinde, zamanlayıcı (timer) kullanılmış ve çalışma süresi 55 dak. durma süresi ise 25 dak. olarak belirlenmiştir.

Bu şekilde gerçekleştirilen deneyler neticesinde, periyodik çalışma durumu için buharlaştırıcı soğutma kapasitesi ve hava-buharlaştırıcı sıcaklık farkı değerlerinin bir çevrim boyunca değişimi Şekil 5.10'de görülmektedir. Bu durumda elde edilen elde edilen buharlaştırıcı ısı geçişi performansının bir çevrim boyunca değişimi ise Şekil 5.11'de görülmektedir. Sürekli çalışma durumunda ise buharlaştırıcı ısı geçişi performansı **8,28 W/K** olarak, $\pm 2,4$ W/K belirsizlikle elde edilmiştir.



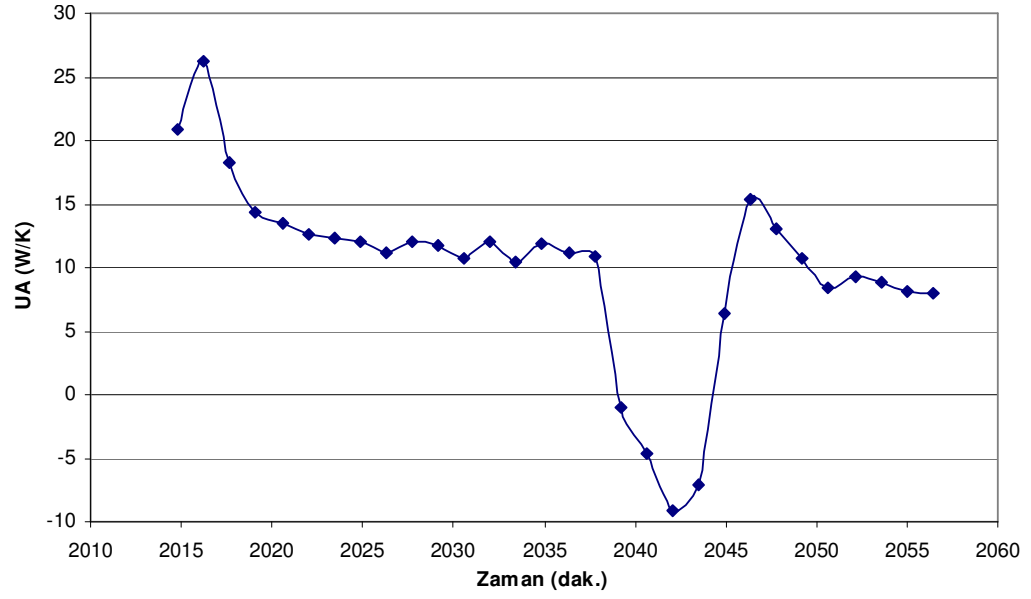
Şekil 5.10: Periyodik Çalışma (Çalışma: 55 dak., Durma: 25 dak.) Durumunda Buharlaştırıcı Soğutma Kapasitesi ve Hava-Buharlaştırıcı Sıcaklık Farkının Bir Çevrim Boyunca Değişimi



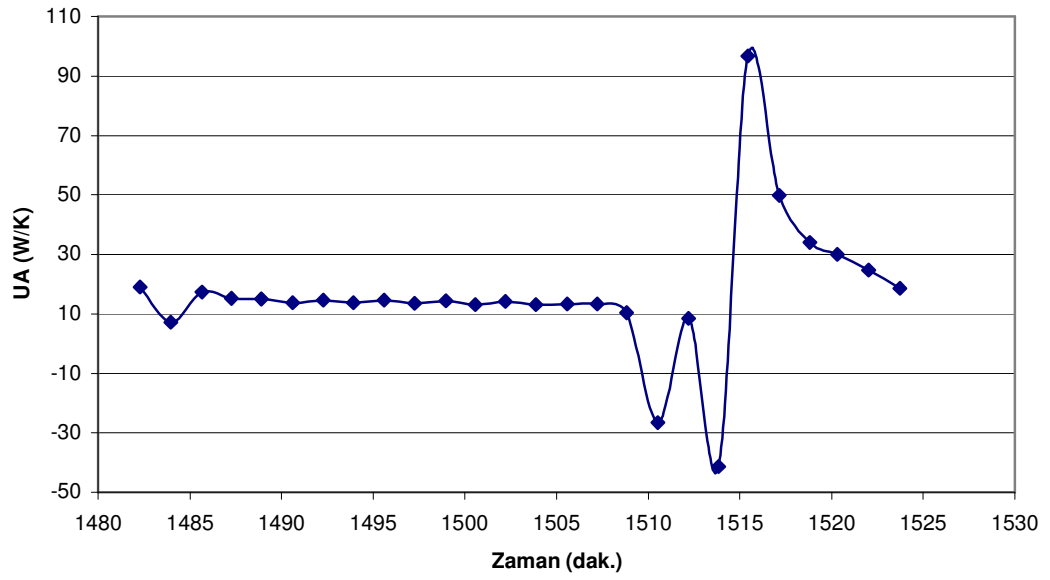
Şekil 5.11: Periyodik Çalışma (55 dak. Çalışma, 25 dak. Durma) Durumunda Buharlaştırıcı Isı Geçiş Performansının Bir Çevrim Boyunca Değişimi

b) İkinci grup deneylerde, çekmeceli, çekmecesiz ve paket yüklü çalışma koşullarında elde edilen buharlaştırıcı performans değerleri birbirleri ile karşılaştırılmıştır.

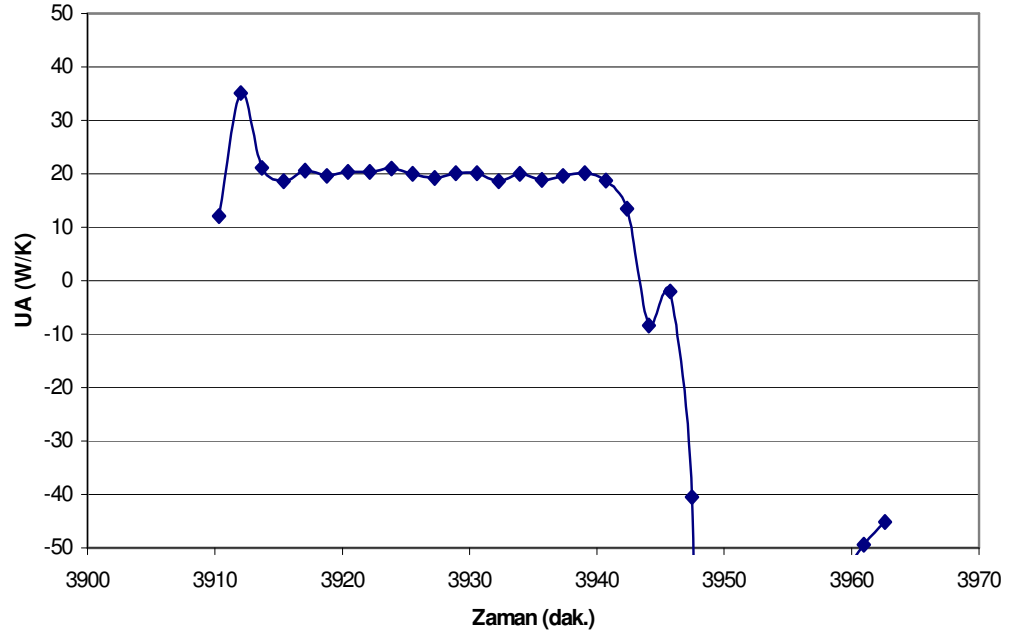
Çekmecesiz durumda, hava sıcaklıkları Şekil 5.8 ve 5.9'da görüldüğü gibi ölçülmüştür. Çekmeceli durumda ise 3., 4., 5., 6. ve 7. buharlaştırıcı sıralarında buharlaştırıcı üst hava bölgesindeki sıcaklık ölçümleri çekmece nedeniyle gerçekleştirilememiş, sıcaklık değerleri bu buharlaştırıcı sıraları için yalnız alt hava bölgelerinden ölçülmüştür. Paket yüklü durumda ise tüm buharlaştırıcı sıralarında, sıcaklık ölçümleri, alt hava bölgelerinden gerçekleştirilmiştir. Paket yüklü deneylerde uygulanan paket yükleme planı Ekler Bölümü'nde verilmiştir. Bu üç durumda, bir çevrim boyunca elde edilen performans değerleri Şekil 5.12, 5.13 ve 5.14'te, çalışma çevriminin daimi rejim bölgesinde elde edilen ortalama buharlaştırıcı ısı geçiş performansı değerleri ise Tablo 5.3'te verilmiştir.



Şekil 5.12: Çekmecesiz Çalışma Durumunda Buharlaştırıcı Isı Geçiş Performansının Bir Çevrim Boyunca Değişimi



Şekil 5.13: Çekmeceli Çalışma Durumunda Buharlaştırıcı Isı Geçiş Performansının Bir Çevrim Boyunca Değişimi



Şekil 5.14: Paket Yüklü Çalışma Durumunda Buharlaştırıcı Isı Geçiş Performansının Bir Çevrim Boyunca Değişimi

Tablo 5.3: Çalışma Çevriminin Daimi Rejim Bölgesinde Elde Edilen Ortalama Buharlaştırıcı Isı Geçiş Performansı Değerleri

Periyodik Çalışma Durumu	Daimi Rejim Bölgesinde UA (W/K)
Çekmecesiz	11,7
Çekmeceli	13,6
Paket Yüklü	19,8
Belirsizlik: $w_{UA} = \pm 2,4 \text{ W/K}$	

Bu sonuçlara bakıldığında, çekmeceli ve çekmecesiz çalışma durumlarında elde edilen buharlaştırıcı performans değerleri arasındaki farkın belirsizlik sınırları içerisinde kaldığı görülmektedir. Paket yüklü durumda ise buharlaştırıcı performansında diğer durumlara göre bir artış meydana gelmiştir.

6 SONUÇLAR VE YORUMLAR

Açık telli borulu buharlaştırıcının doğal taşınım ile ısı geçiş performansının irdelendiği deneysel çalışmalar iki aşamada gerçekleştirilmiştir.

6.1 Kabin Isı Kazancı Yardımı ile Soğutma Kapasitesinin Belirlendiği Çalışmalar

Bölüm 4'te ayrıntılı olarak bahsedilen ilk çalışmada, buharlaştırıcı soğutma kapasitesi, kompresörün sürekli ve periyodik çalışma durumlarında kabin ısı kazancı ile ilişkilendirilmiş ve bu şekilde buharlaştırıcı hava tarafı ortalama ısı taşınım performansı ve ortalama ısı taşınım katsayısı değerleri Tablo 6.1'de belirtilen çalışma koşullarında elde edilmiştir.

Tablo 6.1: Hava Tarafı Ortalama Isı Taşınım Performansı ve Isı Taşınım Katsayısı Değerleri

Çalışma Koşulu	$(hA)_{ort}$ (W/K)	h_{ort} (W/m ² K)
Sürekli, çekmecesiz	29,3	16,9
Sürekli, çekmeceli	21,9	12,8
Periyodik, çekmecesiz	26,2	14,8
Periyodik, çekmeceli	21,3	12,0
Belirsizlik	$w_{hA} = \pm \% 10,0$	$w_h = \pm \% 10,0$

Bu sonuçlara göre, çekmecesiz durumda, periyodik çalışma koşullarındaki hava tarafı ortalama ısı taşınım performansının, sürekli çalışma durumundakine göre daha düşük olduğu açıkça görülmektedir. Yatay silindir durumunda doğal ısı taşınımına ilişkin bağıntılar denklem (6.1) ve (6.2)'de verildiği gibidir. [9]

$$\frac{\bar{h} \cdot L}{k} = \overline{Nu_d} = C \cdot (Ra_d)^m \quad (6.1)$$

$$Ra_d = Gr_d \cdot Pr \quad (6.2)$$

$$Gr_d = \frac{g \cdot \beta \cdot d^3 \cdot \Delta T}{\nu^2} \quad (6.3)$$

Doğal taşınım ile ısı geçişi durumunda, ısı taşınım katsayısına etkide bulunan en önemli unsurun sıcaklık farkı olduğu görülmektedir. Sürekli çalışma durumunda, sistem rejim halinde iken buharlaştırıcı yüzey sıcaklıkları en düşük seviyelere kadar inecek ve daha sonra sabitlenecektir. Periyodik çalışma durumunda, çalışma çevriminin süresi sürekli çalışma durumundakine göre daha kısa olduğu için, buharlaştırıcı yüzey sıcaklıkları sürekli çalışmadaki düşük değerlere inmeden kompresör durma periyoduna girecektir. Aynı zamanda, sürekli çalışmada kabin ısı kazancı değerinin de yüksek olması nedeniyle kabin hava ortamı ve buharlaştırıcı yüzey sıcaklıkları arasındaki fark periyodik çalışmada elde edilenden daha yüksek olacaktır. Dolayısıyla, sürekli çalışmada periyodik çalışma durumundakine göre belirlenen daha yüksek sıcaklık farkı değerleri, buharlaştırıcı ısı geçişi performansının sürekli çalışmada daha yüksek değerlerde elde edilmesine neden olmuştur.

Çekmeceli durumda, sürekli ve periyodik çalışma koşulları için elde edilen buharlaştırıcı performansı değerleri arasında fark görülmemiştir. Çekmecelerin kabin içerisindeki hava hareketini engellemeleri nedeni ile buharlaştırıcı performansında çekmecelerin etkisi, hava-buharlaştırıcı sıcaklık farkından daha baskın olmuştur.

Bölüm 4'te bahsedilen deneysel çalışmada elde edilen sonuçlar, Wijnstekers ve Janssen (2005) [6]'ın buharlaştırıcı kalorimetresinde elde edilen referans değerler ile karşılaştırılmıştır. Çekmecesiz olarak, sürekli çalışma koşulunda gerçekleştirilen deneyler sonucunda hesaplanan buharlaştırıcı performans katsayısı 29,3 W/K iken, Wijnstekers ve Janssen'in kalorimetresinde bu değer 21 W/K olarak elde edilmiştir. Belirsizlik sınırları da göz önünde bulundurulduğunda, elde edilen değerler arasındaki farkın % 10 mertebelerinde olduğu gözlenmektedir. Deneysel yöntem farklılığı nedeniyle bu fark kabul edilebilir mertebededir.

6.2 Isı Akısı Sensörünün Yardımı ile Buharlaştırıcı Performansının Belirlendiği Çalışmalar

Bölüm 5`te ayrıntılı olarak bahsedilen yöntemde, buharlaştırıcı yüzeyine yerleştirilen ısı akısı sensörleri ile buharlaştırıcı soğutma kapasitesinin ve böylece buharlaştırıcı performansının anlık olarak tespit edilmesi amaçlanmıştır. Fakat ısı akısı sensörleri ile elde edilen performans değerleri, kabin ısı kazancı yöntemi ve Wijnstekers ve Janssen (2005) [6]`in buharlaştırıcı kalorimetresi ile elde edilen sonuçlar ile karşılaştırıldığında istenilen mertebelerde olmadığı görülmüştür. (Tablo 6.2)

Tablo 6.2: Kabin Isı Kazancı ve Isı Akısı Sensörleri ile Elde Edilen Sonuçların Karşılaştırılması

Çalışma Koşulu	Kabin Isı Kazancı ile (W/K)	Isı Akısı Sensörleri ile (W/K)
Periyodik Çalışma: 55 dak. Durma : 25 dak.	26,2 (tüm çevrim ort.)	11,7 (daimi rejim)
Sürekli çalışma	29,3	8,3

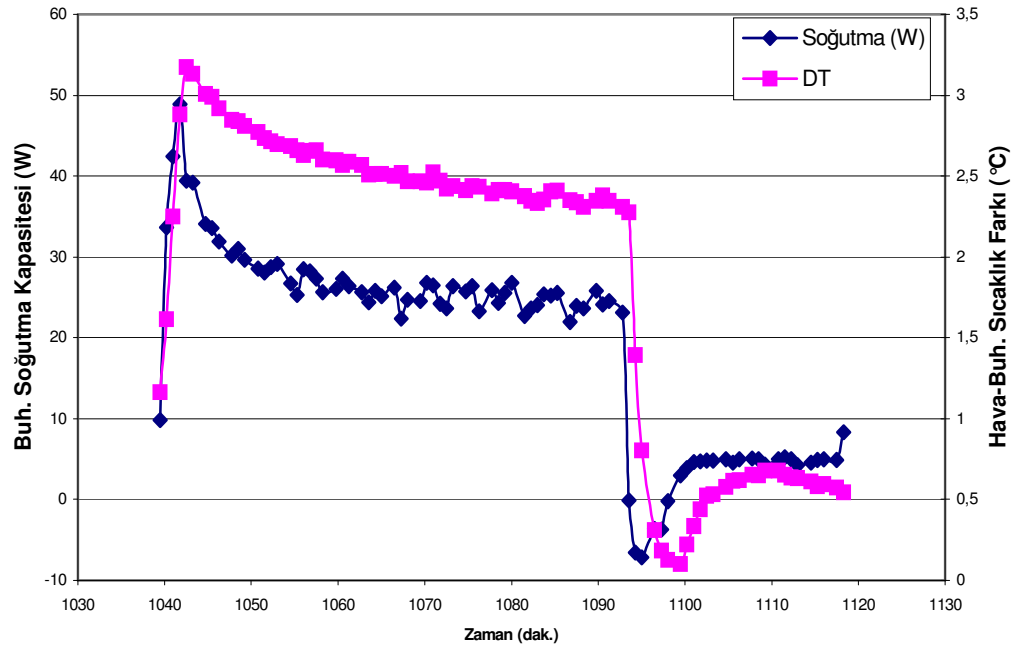
Isı akısı sensörleri ile elde edilen değerlerin beklenen mertebelerde gerçekleşmemesine neden olan temel etkenler, sensörlerin buharlaştırıcı yüzeyine montajında kullanılan kelepçelerden olan ısı kaybı ve ısı akısı sensörlerinin kalibrasyon değerleridir.

Isı akısı sensörlerinin buharlaştırıcı yüzeyine montajı sırasında kullanılan paslanmaz çelik kelepçeler, buharlaştırıcı yüzeyinde kanat etkisine sebep olmuş ve buharlaştırıcı tarafından ortam havasından çekilen ısıнын doğru olarak belirlenebilmesini engellemiştir. Bu şekilde, kompresörün sürekli çalışması durumunda elde edilen performans katsayısı 8,28 W/K olarak elde edilmiştir.

Captec firmasının sensörler ile gönderdiği kalibrasyon katsayıları, sensörlerin düz bir levha ısıtıcı üzerinde kalibre edilmesi ile elde edilmiştir. Buna karşılık buharlaştırıcı yüzeylerinin silindirik yapıya sahip olması temas direncinin kalibrasyon koşullarından farklı gerçekleşmesine neden olmuştur.

Şekil 6.1`de görüldüğü üzere, ısı akısı sensörü ile bir çevrim boyunca elde edilen soğutma kapasitesi değerleri ile hava-buharlaştırıcı sıcaklık farkı değerleri paralel bir

eğilim göstermektedir. Bu nedenle, ısı akısı sensörleri ile gerçekleştirilen ölçümlerin, eğilim olarak sistemle uyum gösterdiği söylenebilir.



Şekil 6.1: Periyodik Çalışma (Çalışma: 55 dak., Durma: 25 dak.) Durumunda Buharlaştırıcı Soğutma Kapasitesi ve Hava-Buharlaştırıcı Sıcaklık Farkının Bir Çevrim Boyunca Değişimi

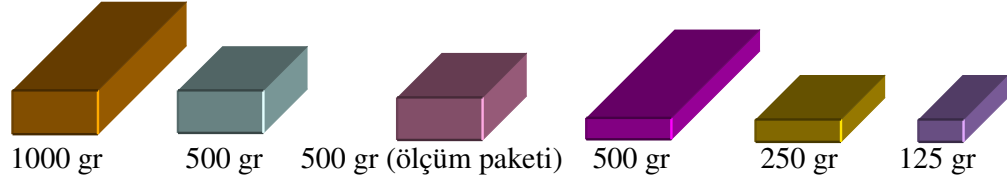
KAYNAKLAR

- [1] **Chuah, Y. K. and Chen, C. T.**, 2004. Natural Convection Heat Transfer for Fin-Tube Heat Exchangers, *ASHRAE Annual Meeting*, 354-360
- [2] **Lee, T., Yun, J., Lee, J., Park, J., Lee, K.**, 2000. Determination of Airside Heat Transfer Coefficient on Wire-on-Tube Type Heat Exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **44**, 1767-1776
- [3] **Hoke, J. L., Clausing, A. M., Swofford, T. D.**, 1997. An Experimental Investigation of Convective Heat Transfer from Wire-on-Tube Heat Exchangers, *Trans. ASME*, **119**, 348-355
- [4] **Tagliafico, L. and Tanda, G.**, 1997. Radiation and Natural Convection Heat Transfer from Wire-and-Tube Heat Exchangers in Refrigeration Appliances, *International Journal of Refrigeration*, **20**, 461-469
- [5] **Li, C. and Su, C.**, 2004. Characteristics of a Series-Connected Two-Evaporator Refrigerating System, *Applied Thermal Engineering*, **25**, 519-532
- [6] **Wijnstekers, J. and Janssen, M.**, 2005. Evaporator Calorimeter Measurements on a Freezer with a Wire on Tube Evaporator, *RE/GENT Report for Arçelik A.Ş. Research and Development Center, Report_05408/AR47/V1*, Helmond, Netherlands
- [7] **Melo, C. and Pereira, R. H.**, 2003. Utilization of Heat Flux Meters in the Analysis of Household Refrigeration Systems, *Federal University of Santa Carina*
- [8] **ASHRAE**, 1981. Two Phase Flow, *ASHRAE Handbook-Fundamentals*, Atlanta, p. 4.7
- [9] **Genceli, O. F.**, 2002. Çözümlü Isı Taşınımı Problemleri, *Birsen Yayınevi*, İstanbul, s. 437
- [10] **Özkadı, F.**, 1992. Buzdolabı Isıl Geçirgenliğinin Belirlenmesi için Deneysel Yöntemler, *Arçelik A.Ş. Araştırma Notu, ANN-019*, İstanbul, Türkiye

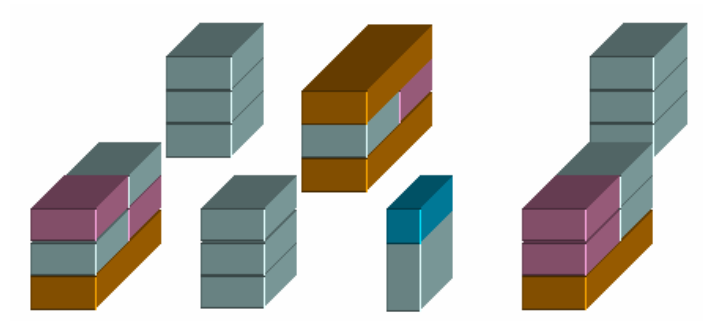
- [11] **Heatgains**, Arçelik A.Ş. Buzdolabı Kabin Isı Kazancı Simülasyon Yazılımı
- [12] **ISO 5155**, 1995. Household Refrigerating Appliances-Frozen Food Storage Cabinets and Food Freezers-Characteristics and Test Methods, *International Organization for Standardization*, Genève, Switzerland
- [13] **Incropera, F. P. ve DeWitt, D. P.**, 2001. Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, *Literatür Yayıncılık*, İstanbul, 129-137

EKLER

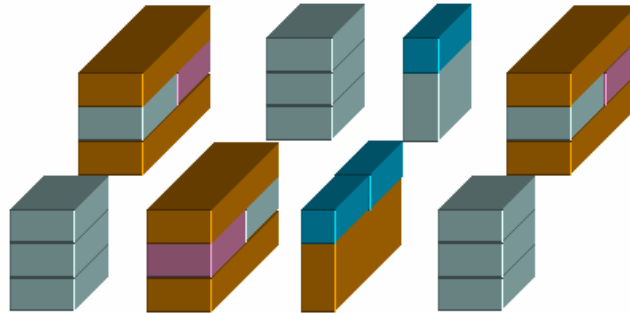
EK-A Derin Dondurucu Standart (ISO 5155) Paket Yükleme Planı [12]



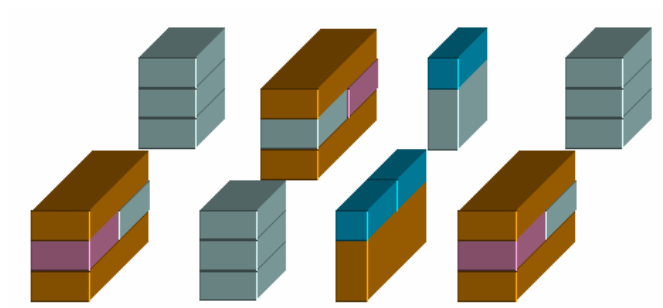
ÜST RAF



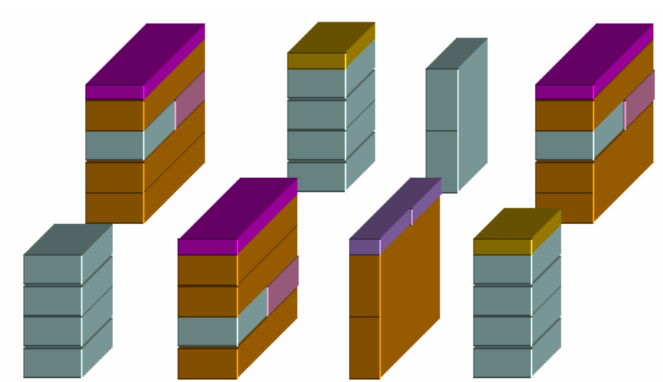
2.RAF



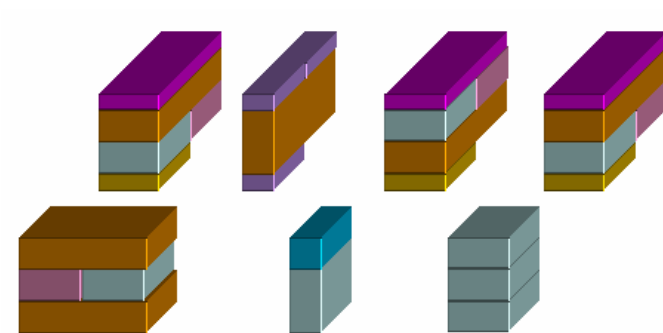
3. ve 5. RAF



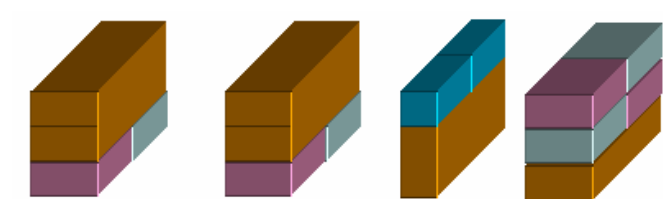
4.RAF



6.RAF



7.RAF



ÖZGEÇMİŞ

Burak Aşureciler, 1981 yılında İstanbul’da doğdu. 1999 yılında orta öğrenimini Kartal Anadolu Lisesi’nde tamamladı. 2004 yılında İ.T.Ü. Makina Fakültesi’nden Makina Mühendisi olarak mezun oldu. Aynı yıl İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Isı Akışkan Programı’nda yüksek lisans öğrenimine başladı. Halen İ.T.Ü. Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı’nda yüksek lisans öğrencisi olup, İ.T.Ü. ve ARÇELİK A.Ş. arasında imzalanmış özel bir anlaşma çerçevesinde ARÇELİK A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi’nde çalışmalarına devam etmektedir. İngilizce ve Almanca bilmektedir.