

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



**BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİNDE OLUŞAN
BASINÇ KAYIPLARININ DENEYSEL VE TEORİK ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MEHMET ONUR İLHAN

BALIKESİR, HAZİRAN - 2021

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



**BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİNDE OLUŞAN
BASINÇ KAYIPLARININ DENEYSEL VE TEORİK ANALİZİ**

YÜKSEK LISANS TEZİ

MEHMET ONUR ILHAN

Jüri Üyeleri : Doç. Dr. Enver YALÇIN (Tez Danışmanı)

Prof. Dr. Ziya SÖĞÜT

Dr. Öğr. Üye. Semin KAYA

BALIKESİR, HAZİRAN - 2021

ETİK BEYAN

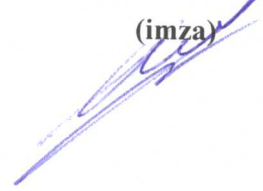
Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak tarafımda hazırlanan “**Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevriminde Oluşan Basınç Kayıplarının Deneysel ve Teorik Analizi**” başlıklı tezde;

- Tüm bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Kullanılan veriler ve sonuçlarda herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Tüm bilgi ve sonuçları bilimsel araştırma ve etik ilkelere uygun şekilde sunduğumu,
- Yararlandığım eserlere atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,

beyan eder, aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Mehmet Onur İlhan

(imza)



ÖZET

**BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİNDE OLUŞAN BASINÇ
KAYIPLARININ DENEYSSEL VE TEORİK ANALİZİ
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MEHMET ONUR ILHAN
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
(TEZ DANIŞMANI:DOÇ.DR. ENVER YALÇIN)**

BALIKESİR, HAZİRAN-2021

Bütün dünyada kullanılan endüstriyel soğutma ve konfor iklimlendirme uygulamaları çok büyük enerji sarfiyatına sebep olmaktadır. Bu enerji kayıplarının büyük bir kısmını boru tesisatlarından kaynaklanan basınç kayıpları oluşturmaktadır.

Soğutma sistemlerinde boru hatlarında sıvı ve buhar fazlarının yanında iki fazlı akış durumları da görülebilmektedir. Bu çalışmada bir soğuk oda soğutma sistemindeki boru hatlarında oluşan basınç kayıpları farklı buharlaşma sıcaklıklarında ve farklı yük değerleri için ölçülmüştür. Deneysel çalışmada; -5°C , -3°C , -1°C , $+1^{\circ}\text{C}$, $+3^{\circ}\text{C}$, $+5^{\circ}\text{C}$ iç ortam sıcaklık değerleri için 0,56 kW, 1,12 kW, 1,68 kW, 2,24 kW ve 2,8 kW iç ısı yükleri oluşturularak toplam 30 farklı ölçüm gerçekleştirilmiştir. Çalışmada sistemde sıcaklık ve noktadan basınç değerleri ölçülmüştür. Deney esnasında ölçülen basınç ve sıcaklık değerleri eş zamanlı olarak 10 saniye aralıklarla ölçülüp bilgisayara kaydedilmiştir.

Darcy-Weisbach bağıntısı ve ASHRAE hesap metodu kullanılarak sıvı ve emme hattında oluşan basınç düşümleri hesaplanmış ve kayıp değerleri karşılaştırılmıştır. Hesaplama yöntemlerinin farklı soğutma kapasiteleri için deneysel sonuçlarla tutarlılık göstermediği fakat kendi aralarında dengeli oldukları görülmüştür.

ANAHTAR KELİMELER: Darcy-Weisbach bağıntısı, ASHRAE tabloları, basınç kayıpları

Bilim Kod / Kodları : 91436

Sayfa Sayısı : 44

ABSTRACT

EXPERIMENTAL AND THEORETICAL ANALYSIS OF PRESSURE DROP IN VAPOR COMPRESSION REFRIGERATION CYCLE

MSC THESIS

MEHMET ONUR İLHAN

BALIKESİR UNIVERSITY INSTITUTE OF SCIENCE

MECHANICAL ENGINEERING

(SUPERVISOR: ASSIST. PROF. DR ENVER YALÇIN)

BALIKESİR, JUNE 2021

Industrial cooling and comfort airconditioning applications used all over the world cause huge energy consumption. Most of these energy losses comprise pressure losses from pipelines.

In refrigeration systems, besides liquid and vapor phases in pipelines, two-phase flow states can be seen. In this study, pressure losses occurring in pipelines in a cold room cooling system were measured at different evaporation temperatures and for different load values. In the experimental study; 0.56 kW, 1.12 kW, 1.68 kW, 2.24 kW and 2.8 kW for indoor temperatures of -5 °C, -3 °C, -1 °C, +1 °C, +3 °C, +5 °C A total of 30 different measurements were made by creating kW internal heat loads. In the study, temperature and point pressure values were measured in the system. Pressure and temperature values measured during the experiment were measured at 10 second intervals simultaneously and the data were recorded.

By using Darcy-Weisbach equation and ASHRAE calculation method, the pressure drops in the liquid and suction lines are calculated and the loss values are compared. It has been found that the calculation methods are not consistent with the experimental results for different cooling capacities, but are balanced among themselves.

KEYWORDS: Darcy-Weisbach relation, ASHRAE Tables, pressure drop
Science Code / Codes : 91436 Page Number : 44

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
İÇİNDEKİLER	iii
ŞEKİL LİSTESİ	v
TABLO LİSTESİ	vi
SEMBOL LİSTESİ	vii
ÖNSÖZ	viii
1. GİRİŞ	1
1.1 Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevrimi.....	1
1.2 Literatür Taraması	1
2. METOD	6
2.1 Deneysel Metod	6
2.1.1 Deney Sistemi ve Deneylerin Yapılışı.....	6
2.1.1.1 Soğuk Oda	7
2.1.1.2 Kompresörler	8
2.1.1.3 Kondanser	10
2.1.1.4 Evaporator.....	11
2.1.1.5 Genleşme Valfleri.....	12
2.1.1.6 Sıvı Tankı.....	12
2.1.1.7 Basınç Duyargaları	13
2.1.1.8 Sıcaklık Duyargaları (PT100).....	14
2.1.1.9 Isıtıcı	14
2.1.1.10 Filtre Kurutucu, Gözetleme Camı ve Debi Ölçer	15
2.2 Sayısal Metod	16
2.2.1 Isı kazançları.....	16
2.2.2 Darcy-Weisbach Bağıntısı.....	16
2.2.3 Ashrae Yöntemi	18
3. SONUÇ	22
3.1 Belirsizlik Analiz Sonuçları.....	22
3.1.1 Sıcaklık Ölçümündeki Hatalar.....	22
3.1.2 Zaman Ölçümünden Kaynaklanan Hata.....	22
3.1.3 Basınç Ölçümünde Bulunan Hata.....	23
3.1.4 Diğer Hatalar	23
3.2 Deneysel Sonuçlar	23
3.2.1 Isı Kazançları	24
3.2.2 Set Değerlerine Göre Basınç Değerleri	25
3.2.3 İç Yüklere Göre Basınç Değerleri	28
3.3 Sayısal Sonuçlar.....	30
3.3.1 Sıvı kolonu basınç kaybı.....	30
3.3.2 Lokal ve dinamik basınç kayıpları.....	31
3.3.3 Hesaplamalar ve Grafikler	33
4. TARTIŞMA	37
5. KAYNAKLAR	38
6. EKLER	42
EK A: ASHRAE soğutma el kitabı	42
EK B: İnterpolasyon hesabı.....	43

7. ÖZGEÇMİŞ	44
-------------------	----

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1: Deney düzeneği	6
Şekil 2.2: Soğuk odanın genel görünümü	8
Şekil 2.3: Soğuk odanın girişi	8
Şekil 2.4: Kompresörler	9
Şekil 2.5: Kompresörün çalışma aralığı	10
Şekil 2.6: Kondanser	10
Şekil 2.7: Evaporator	11
Şekil 2.8: Genleşme valfleri ve evaporatör girişi	11
Şekil 2.9: Elektrostatik ve termostatik genleşme valfleri	12
Şekil 2.10: Sıvı tankı	13
Şekil 2.11: Basınç ölçerler	14
Şekil 2.12: Sıcaklık ölçerler	14
Şekil 2.13: Fanlı ısıtıcı	15
Şekil 2.14: Filtre kurutucu, debi ölçer, gözetleme camı	15
Şekil 2.15: Moody diyagramı	18
Şekil 3.1: Boru çapları ve ölçüm noktaları	24
Şekil 3.2: -5 °C set değeri için basınç düşümleri (bar)	25
Şekil 3.3: -3 °C set değeri için basınç düşümleri	26
Şekil 3.4: -1 °C set değeri için basınç düşümleri	26
Şekil 3.5: 1 °C set değeri için basınç düşümleri	27
Şekil 3.6: 3 °C set değeri için basınç düşümleri	27
Şekil 3.7: 5 °C set değeri için basınç düşümleri	28
Şekil 3.8: %20 iç yük için basınç düşümleri	28
Şekil 3.9: %16 iç yük için basınç düşümleri	29
Şekil 3.10: %12 iç yük için basınç düşümleri	29
Şekil 3.11: %8 iç yük için basınç düşümleri	30
Şekil 3.12: %4 iç yük için basınç düşümleri	30
Şekil 3.13: -5 °C için basınç değerleri değişimi	33
Şekil 3.14: -3 °C için basınç değerleri değişimi	33
Şekil 3.15: -1 °C için basınç değerleri değişimi	34
Şekil 3.16: 1 °C için basınç değerleri değişimi	35
Şekil 3.17: 3 °C için basınç değerleri değişimi	35
Şekil 3.18: 5 °C için basınç değerleri değişimi	36

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Tablo 2.1: Sıcaklık ve basınç ölçüm noktaları	7
Tablo 2.2: Kompresörün farklı buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıklarında soğutma kapasitesi.....	9
Tablo 2.3: Fitting kayıpları	19
Tablo 2.4: Ani genişleme ve ani daralma kayıpları	20
Tablo 2.5: Vana kayıpları	21
Tablo 3.1: Hesaplanan hata analiz değerleri.....	25
Tablo 3.2: İç yüklere ve set değerlerine göre ısı kazançları	25
Tablo 3.3: Deney sistemindeki elemanların eş değer boru uzunlukları.....	31
Tablo 3.4: Fittings kayıplarına karşılık gelen K faktörleri	32

SEMBOL LİSTESİ

λ_1	:	Galvanize sac ısı iletim katsayısı
λ_2	:	Poliüretan köpük ısı iletim katsayısı
\dot{Q}_t	:	Panel cidarlarından transmisyon ısı kazancı
$Q_{gerçek}$:	Sistemin soğutma yükü
Q_{tablo}	:	Tabloda okunan hat kapasitesi
K_u	:	Toplam ısı geçirgenlik katsayısı
A	:	Isı transfer alanı
T_d	:	Dış ortam sıcaklığı
T_i	:	İç ortam sıcaklığı
T_1	:	Kompresör giriş sıcaklığı
T_2	:	Kondanser giriş sıcaklığı
T_3	:	Kondanser çıkış sıcaklığı
T_4	:	Genleşme valfi giriş sıcaklığı
T_5	:	Evaporatör giriş sıcaklığı
T_6	:	Evaporatör çıkış sıcaklığı
$T_{iç}$:	Soğuk depo iç sıcaklığı
$T_{dış}$:	Dış ortam sıcaklığı
T_{cv}	:	Kondanser sıcaklığı
T_{ev}	:	Evaporatör sıcaklığı
h_i	:	İç yüzeydeki ısı taşınım katsayısı
h_d	:	Dış yüzeydeki ısı taşınım katsayısı
d_1	:	Galvanize sac kalınlığı
d_2	:	Poliüretan kalınlığı
\dot{m}	:	Akışkanın debisi
ΔP_{Darcy}	:	Darcy yöntemiyle hesaplanan basın düşümü
$\Delta P_{gerçek}$:	Sistemde gerçekleşen basınç düşümü
ΔP_{tablo}	:	Birim uzunluğa göre basınç düşümü
$\Delta T_{gerçek}$:	Sistemde gerçekleşen sıcaklık düşümü
ΔT_{tablo}	:	Doyma sıcaklığına bağlı sıcaklık düşümü
P_1	:	Kompresör giriş basıncı
P_2	:	Kompresör çıkış basıncı
P_3	:	Kondanser çıkış basıncı
P_4	:	Genleşme valfi giriş basıncı
P_5	:	Genleşme valfi çıkış basıncı
P_6	:	Evaporatör çıkış basıncı
U	:	Boru içerisindeki akışkan hızı
ρ	:	Akışkanın yoğunluğu
D_{boru}	:	Borunun hidrolik çapı
Re	:	Reynolds sayısı
ν	:	Akışkanın kinematik viskozitesi
f	:	Sürtünme faktörü
g	:	Yerçekimi ivmesi
K	:	K faktörü
$L_{gerçek}$:	Toplam boru uzunluğu
L_{tablo}	:	Tablo boru uzunluğu

ÖNSÖZ

Tez sürecinde bilgi ve birikimlerinde faydalandığım, yardımlarını esirgemeyen danışmanım Sayın Doç. Dr. Enver YALÇIN'a, Sayın Doç. Dr. Hüseyin BULGURCU'ya, Savaşlar Tesisat Taahhüt ve Tic. Ltd. Şti'ye ve her zaman çalışmalarımı destekleyen aileme ve iş arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Balıkesir, 2021

Mehmet Onur İLHAN

1. GİRİŞ

Bir maddenin veya ortamın sıcaklığını onu çevreleyen hacim sıcaklığının altına indirmek ve orada muhafaza etmek üzere ısının alınması işlemine soğutma denir [1].

En basit ve eski soğutma şekli, soğuk yörelerde tabiatın meydana getirdiği buzları muhafaza edip bunları sıcak veya ısı alınmak istenen yerlere koyarak soğutma sağlanmasıdır. Kışın meydana gelen kar ve buz muhafaza ederek sıcak mevsimlerde bunu soğutma maksatları için kullanma usulünün MÖ.1000 yıllarından uygulanmakta olduğu bilinmektedir. Bu uygulamanın bugün dahi yurdumuzun bazı yörelerinde geçerli bir soğutma şekli olduğu görülmektedir. Diğer yandan, eski mısırlılardan beri geceleri açık gökyüzünü görecektarзда yerleştirilen seramik testilerde suyun soğutulabileceği bilinmektedir. Bu soğutma şekli, gökyüzünün gece karanlıktaki sıcaklığının mutlak sıfır (-273) derece seviyesinde olmasından ve ışıma (Radyasyon) yolu ile ısının gökyüzüne iletilmesinden yararlanılarak sağlanmaktadır [2].

Soğutmanın tarifinden, sıcaklık ve ısı değerlerine bağlı olduğu görülmektedir. Gerçekte bu iki değer birbirine yakinen bağlıdır. İzotermik ve adyabatik işlemler ile kütle transferi dışında bu iki değer beraberce artıp azalır.

1.1 Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi

Pratik uygulamalarda buhar sıkıştırma soğutma sistemleri en çok kullanılan soğutma sistemleridir [3]. Sıvı halden buhar hale geçmekte olan soğutucu akışkanı içinde bulunduran bir evaporatör (buharlaştırıcı), evaporatörde buharlaşan soğutucu akışkanı alçak basınç tarafından emerek yüksek basınç tarafındaki kondansere basan bir kompresör, soğutucu akışkandaki ısıyı alıp onu sıvılaştırıran bir kondanser (sıvılaştırıcı) ile sıvılaştıran soğutucu akışkanın toplanabileceği bir sıvı deposu (receiver) ve soğutucu akışkanın evaporatöre yani alçak basınç tarafına ölçülü ve gereken miktarlarda verilmesini sağlayabilen bir ekspansiyon valfi (genişleme valfi) bulunmaktadır.

1.2 Literatür Taraması

Arora ve Kaushik [4] gerçek bir buhar sıkıştırma çevriminde R502, R404A ve R507A'nın enerji ve ekserji analizi yapmışlardır. R507'nin ve R404A'nın veriminin, 40

°C ila 55 °C arasındaki kondansere sıcaklıkları için R502'den % 4-17 daha yüksek olduğunu bulmuşlardır.

Greco and Vanolub [5] konvektif kaynatma sırasında saf ve karma soğutucu akışkanların ısı transfer özelliklerini değerlendirmek için Napoli Üniversitesi'nde bir deney yapmışlardır. R22, R134a, R507, R404A ve R410A'nın akış buharlaşan ısı aktarım katsayıları düz bir yatay boru (6 mm çap, 6 m uzunluk) içinde, yaklaşık 360 kg / m²'lik bir soğutucu akışkan kütle hızında ölçüm yapılmıştır. Deneysel sonuçlara göre, ısı transfer katsayılarının, sabit bir soğutucu kütle akışında doyma basıncı ve ısı akışı ile arttığını belirtmişlerdir. R134a için ısı transfer katsayılarının, diğer tüm soğutucu akışkanlarından daha yüksek olduğunu ve ısı transfer katsayısının buharlaşma basıncıyla orantılı olarak arttığını göstermişlerdir.

Hwang and Kim [6] 0,224 mm ve 0,792 mm çapındaki kılcal borularda çift fazlı akışlarda oluşan basınç düşümünü incelemiş, sürtünme faktörüne ilişkin daha önceki teorilerin deneysel verileri ne kadar yanılma payıyla hesaplayabildiğini araştırmışlardır. Varolan basınç düşüm teorilerinin mikro borularda yüzey gerilmelerini hesaba katmadıkları için sonuçların deneysel verilerle uyuşmadığını belirtmişlerdir. Kılcal borularda iki fazlı akışlarda yüzey sürtünme faktörünü hesaba katarak oluşturulan yeni yaklaşımların, deneysel verileri % 8,1'lik bir sapma payı ile hesaplayabildiklerini belirtmişlerdir.

Pamitran vd. [7] yatay borularda iki fazlı akış modelinde R-22, R-134a, R-410A, R-290 ve R-744 akışkanlarının basınç düşüşleri araştırmışlardır. Basınç düşüşü, daha yüksek kütle ve ısı akışı koşulları ve daha düşük doyma sıcaklıkları ve daha küçük iç boru çapları koşulları için daha yüksek olduğunu belirtmişlerdir. Basınç düşüşünün en yüksekte en düşüğe doğru sırası R-134a, R-22, R-290, R-410A ve R-744 olduğunu bulmuşlardır. Basınç düşüşü, yoğunluk, viskozite, yüzey gerilimi ve basınç gibi çalışma sıvısının fiziksel özelliklerinden kuvvetli bir şekilde etkilendiğini belirtmişlerdir. R-744, mevcut çalışan soğutucu akışkanlar arasında en düşük basınç düşüşüne sahip olduğunu bulmuşlardır. Lockhart – Martinelli yöntemine dayanarak, Weber sayısı, Reynolds sayısı, Laminar-türbülanslı akış koşulları dikkate alınarak yeni basınç düşüşü korelasyonu geliştirilmişlerdir. 812 veri noktası ile regresyon yöntemi kullanılarak, karşılaştırmaya göre ortalama % 21.66 ve ortalama % 2.47 sapma ile yeni bir faktör C

geliştirilmişlerdir. Bu korelasyonun, küçük çaplı borular ile ısı değiştiricilerin tasarımına katkıda bulunduğu sonucuna varmışlardır.

Park and Hrnjak [8] CO₂'nin R22 ve R410A geleneksel soğutuculara nazaran daha iyi ısı transferi ve basınç düşüşü özelliklerine sahip olduğunu göstermişlerdir. Sonuç olarak, yüksek ısı transfer katsayıları geniş bir kalite yelpazesinde kullanılabilir olduğunu göstermişlerdir. Ayrıca, CO₂ basınç düşüşü, geleneksel soğutucu akışkanlarınkinden çok daha düşük olup bunun da soğutma sistemlerinde CO₂ uygulamalarının, iş gören akışkanı dolaştırmak için güç girişini azaltabileceği sonucuna varmışlardır.

Qi vd. [9] mikro borulardaki sıvı azotun akış ve ısı transfer özellikleri deneysel olarak incelenmişlerdir. Mikro borularda sıvı azot akışı için sürtünme faktörü, öngörülen değerden daha yüksek olduğu sonucuna varmışlardır. Mikro borularda sıvı azotun termal özelliklerinin, yani viskozitenin ve termal iletkenliğin, sıvı azot akışı ve ısı transfer özellikleri üzerinde önemli etkiye sahip olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıntılı olarak, sıvı azotun sıcaklığının artmasıyla, viskozitenin azalması sonucu basıncın azaldığı sonucuna varmışlardır. Suyun tersine, yerel ısı transfer katsayısının akış yönü boyunca azaldığını belirtmişlerdir.

Sapali and Patil [10] HFC-134a, R-404A, R-407C, R-507A gibi çeşitli HFC soğutucuları için pürüzsüz ve mikro kanatlı borularda yoğuşma ısı transfer katsayısı ve basınç düşüşünü belirlemek için kullanılan deneysel test tesisi tasarlanmış ve geliştirilmişlerdir. Çok çeşitli yoğuşma sıcaklıkları için uygun olan pürüzsüz ve mikro kanatlı borular için yoğuşma ısı transfer katsayılarının belirlenmesini amaçlamışlardır. Aşırı ısınma, soğutucunun soğutulması ve yoğuşma sıcaklığındaki değişimin etkisi gibi temel pratik hususları dikkate almışlardır. R-404A, derin dondurucu gibi düşük sıcaklıklı ticari soğutma uygulamaları için ümit vaat eden bir alternatif soğutucu olduğu sonucuna varmışlardır.

Yan and Lin [11] 2 mm çapındaki küçük bir boru içinde akan R134a'nın yoğuşması için ısı transfer katsayısını ve basınç düşüşünü ölçmek üzere bir deney gerçekleştirmişlerdir. Küçük çaplı boru için mevcut sonuçlar, yoğuşma ısı transfer katsayısının ve basınç düşüşünün, soğutucunun doyma sıcaklığı arttıkça daha düşük olduğunu

göstermişlerdir. Daha yüksek bir ısı akışı için, test edilen tüm sıvı-buhar aralığı için yoğuşma ısı transfer katsayısı ve basınç düşüşü daha düşük olduğunu belirtmişlerdir. Düşük kuruluk derecesi bölgesinde, kütle akışı hafif bir etki gösterir, ancak yüksek kuruluk bölgesinde, kütle akışı ile ısı transfer katsayısı ve basınç düşüşü önemli ölçüde arttığı sonucuna varmışlardır. Ayrıca, küçük boru çapı için test edilen tüm kalite aralığı boyunca ortalama yoğuşma ısı transfer katsayısı, $D_i = 8.0\text{mm}$ olan büyük boru için olandan yaklaşık % 10 daha yüksek olduğunu bulmuşlardır. Son olarak, pratik uygulama için, küçük çaplı borudaki ısı transfer katsayısı ve sürtünme faktörü için mevcut verileri ilişkilendirmek için ampirik korelasyonlar önermişlerdir.

Yoon vd. [12] yatay borularda karbondioksitin buharlaşma işlemi sırasındaki ısı transfer katsayılarını ve basınç düşümlerini araştırmışlardır. Karbondioksitin birçok soğutucu akışkana göre yüzey geriliminin ve viskozitesinin daha düşük olduğunu belirtip, sıvı filminin çok kolay yırtıldığı sonucuna varmışlardır. Boru içerisindeki çift fazlı bölgede Liu-Winterton yaklaşımını, gaz bölgesinde Dittus-Boelter yaklaşımı ve sıvı bölgesinde ise Güngör-Winterton yaklaşımı kullanarak deneysel verileri %15,3 sapma payıyla hesaplamışlardır.

Cho and Kim [13] kütle akışı, ısı akışı, buharlaşma sıcaklığı ve boru çapının karbondioksitin buharlaşma ısı transfer katsayısı üzerindeki etkilerini araştırdı. Mikro kanatlı borular için buharlaşma ısı transfer katsayılarının, ısı akışı, kütle akışı ve buharlaşma sıcaklığı ile artan düz borular ile benzer bir eğilime sahip olduğunu bulmuşlardır. Ek olarak, 5 mm çaplı boruların 9,52 mm çapına sahip borulardan daha fazla ısı transfer katsayısına sahip olduğunu belirtmişlerdir. Aynı test koşullarında, bir mikro kanatlı boru için ortalama buharlaşma ısı transfer katsayıları, düz boru için 9,52 mm çapına sahip boru için yaklaşık olarak 150-200% ve 5 mm çaplı boru için 170-210% daha yüksektir. Daha fazla akışa temas eden kısım oluşturmak ve mikro-kanatlıklarla dairesel akışı teşvik etmek daha iyi ısı transfer performansı ile sonuçlandığını belirtmişlerdir. Ek olarak, mikro kanatlı tüplerdeki daha büyük ısıtılmış yüzey daha yüksek ısı transfer katsayısı oluşturduğunu bulmuşlardır.

Wellsandt and Vamling [14] 4 m uzunluğundaki bir balıksırtı mikro kanatlı boruda yerel buharlaşma ölçümlerine dayanarak, ısı transferi ve basınç düşüşü için sonuçlar sunulmuş ve R134a ile daha önceki çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Ayrıca, ölçülen

veriler literatürdeki bazı korelasyonlar kullanılarak hesaplanan verilerle karşılaştırılmıştır. R410A ve R407C için eşit kütle akış hızlarında ve sıcaklıklarındaki ısı transfer katsayıları, genel olarak R134a için alt akışlarda en büyük sapmalara sahip olan katsayılardan daha düşük olduğunu bulmuşlardır. Isı transfer katsayılarının daha yüksek kalitelerde zirveye ulaştığı düşük akış oranları haricinde, maksimum değerlere % 50-60 civarında kuru derecesinde ulaşıldığını belirlemişlerdir.

Wilson vd. [15] düz bakır borularda basınç düşümünü ön planda ele alarak soğutkanın akış özelliklerini incelemişlerdir. Kılcal borularda Friedel yaklaşımının ve Cavallini yaklaşımının, yaptıkları deneylerle sonuçlarıyla tutarlılık gösterdiğini belirtmişlerdir.

Samoteeva vd. [16] dikdörtgen kılcal bakır borulardan oluşan evaporatörde boru içersinde oluşan basınç düşümlerini ve akış düzenlerini incelemişlerdir. Bu konu üzerinde daha önceki yaklaşımları değerlendirmişler, bu yaklaşımların laminer akımda kütle akısının hesaba katılmadığı için hata oranlarının yüksek olduğunu belirtmişlerdir.

Babajimopoulos and Terzidis [17] boru çaplarının tespit edilmesindeki sürtünme faktörünün hesaplanması için kullanılan diyagramları ve Colebrook-White denklemini incelemişlerdir. İnceledikleri denklemde $4 \times 10^3 \leq Re \leq 10^8$ aralığında hata payının % 0,36 olduğu sonucuna varmışlardır. Bu sonuçla kullanılan açık denklemin diyagramlara nazaran daha güvenilir olduğunu belirtmişlerdir.

Diniz and Souza [18] Moody diyagramında bulunan dört farklı akış rejimi için sürtünme faktörlerini inceleyen formül geliştirmeye çalışmışlardır. Boru uzunlukları, çapları, mutlak pürüzlülüğü, borularda akan akışkanın kinematik viskozitesini ve yer çekimi ivmesini göz önünde bulundurarak oluşturulan basınç kayıplarını ve akışkan deşarjını veren formüllerin deneysel verilerle tutarlılık gösterdiğini söylemişlerdir.

Niazkar vd. [19] basınç düşümlerini hesaplamak için kullanılan Darcy-Weisbach yöntemini ve sürtünme faktörünü kullanılan malzeme için sabit kabul eden Hazen-Williams yöntemini karşılaştırmışlardır. Elde ettikleri sonuçlarda Darcy-Weisbach yönteminin sonuçları ile Hazen-Williams yönteminin sonuçları arasında küçük farkların olduğunu belirtmişlerse de pürüzlülük hesabında sadece boru çapını kullanan Hazen-Williams yönteminin bazı durumlar için güvenilir olmadığı sonucuna varmışlardır.

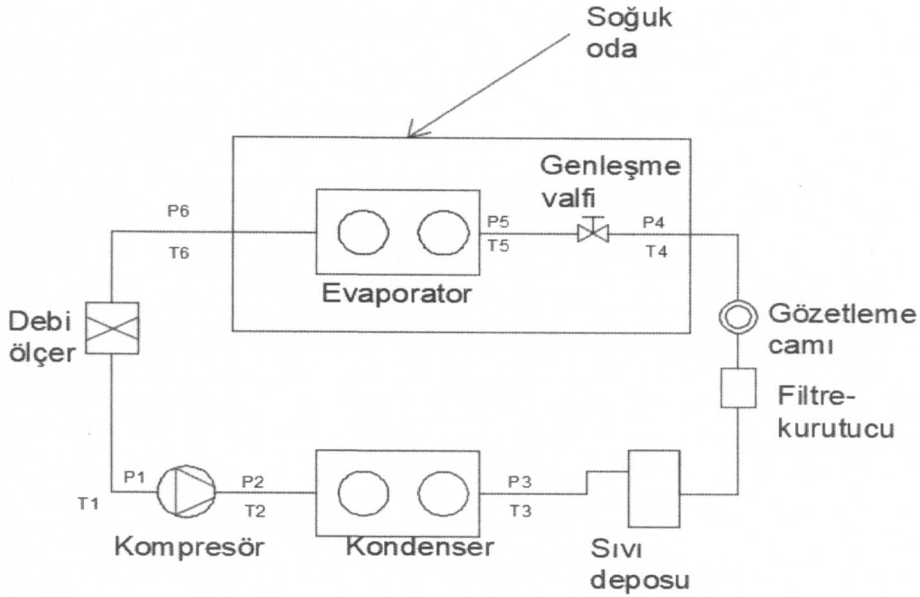
2. METOD

Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimine göre çalışan bir soğuk oda deney tesisatı kurulmuştur. Deneysel çalışmanın amacı; farklı iç yüklere ve iç sıcaklık değerlerine göre sıvı ve buhar hattlarında oluşan basınç kaybı verilerini, Darcy-Weisbach bağıntısı ve ASHRAE [22] hesap yöntemi ile bulunan boru çapı tablo değerleri ile karşılaştırarak kuramsal hesaplama yöntemlerinin deneysel sonuçlar ile uyumluluğunu araştırmaktır.

2.1 Deneysel Metod

Buhar sıkıştırırmalı mekanik soğutma çevrimine göre çalışan deney, düzeneğinde hermetik sarmal (scroll) kompresör, havayı soğutan fanlı evaporatör, hava soğutmalı kondanser, sıvı tankı, termostatik genişleme valfi gibi ana elemanlarının yanında, filtre kurutucu, gözetleme camı, debi ölçer, çok noktalı sıcaklık ve basınç ölçerler bulunmaktadır. Soğutucu akışkan olarak R404A kullanılmıştır.

2.1.1 Deney Sistemi ve Deneylerin Yapılışı



Şekil 2.1: Deney düzeneği

Tablo 2.1: Sıcaklık ve basınç ölçüm noktaları

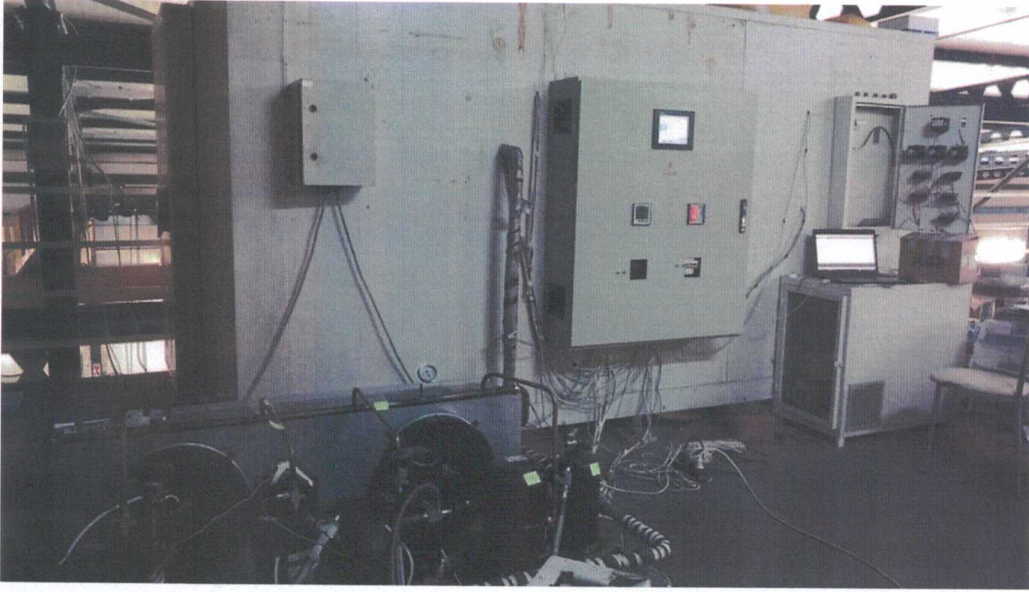
T_1	Kompresör giriş sıcaklığı (°C)	P_1	Kompresör giriş basıncı (bar)
T_2	Kondanser giriş sıcaklığı (°C)	P_2	Kompresör çıkış basıncı (bar)
T_3	Kondanser çıkış sıcaklığı (°C)	P_3	Kondanser çıkış basıncı (bar)
T_4	Genleşme valfi giriş sıcaklığı	P_4	Genleşme valfi giriş basıncı(bar)
T_5	Evaporator giriş sıcaklığı (°C)	P_5	Genleşme valfi çıkış basıncı (bar)
T_6	Evaporator çıkış sıcaklığı (°C)	P_6	Evaporator çıkış basıncı (bar)
$T_{iç}$	Soğuk depo iç sıcaklığı (°C)		
T_{cy}	Kondanser sıcaklığı (°C)		
T_{ey}	Evaporator sıcaklığı (°C)		
T_d	Dış ortam sıcaklığı (°C)		

Şekil 2.1 ve Tablo 2.1’de gösterildiği üzere 10 adet noktada sıcaklık ölçümü, 6 adet noktada ise basınç ölçümü yapılmıştır. Deney esnasında $T_{iç}$: -5 °C, -3 °C, -1 °C, 1 °C, 3 °C ve 5 °C olacak şekilde ve 0,56 kW, 1,12 kW, 1,68 kW, 2,24 kW ve 2,8 kW iç yüklerle toplam 30 farklı ölçüm yapılmıştır.

Farklı iç yük ve iç sıcaklıklarda ölçüm yapılmasının sebebi; soğutma sisteminin boru tasarımının maksimum yüke göre tasarlanmış olması ve bu sebeple düşük yüklerde oluşan basınç kayıplarının kuramsal denklemlerle ne kadar tutarlı olduğunu incelemektir.

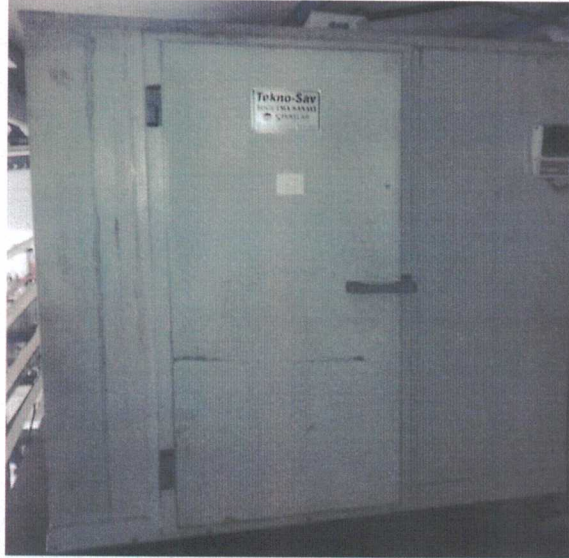
2.1.1.1 Soğuk Oda

Deney sisteminde kullanılan soğuk odanın iç ölçüleri 3,8x2x1,85 m, dış ölçüleri 3,94x2,1x2,06 m’dir. Soğuk odanın hacmi 14,06 m³’tür. Soğuk odanın içerisinde evaporatör, dıştan dengelemeli termostatik genleşme valfi, fanlı ısıtıcı ve aydınlatma lambası bulunmaktadır.



Şekil 2.2: Soğuk odanın genel görünümü

Soğuk odada yalıtım malzemesi olarak 80 mm kalınlığında poliüretan köpük kullanılmıştır. Kullanılan poliüretan köpüğün yoğunluğu 40 kg/m^3 , ısı iletim katsayısı $\lambda_{\text{yalıtkan}}=0,022 \text{ W/m}^2\text{K}$ 'dir.



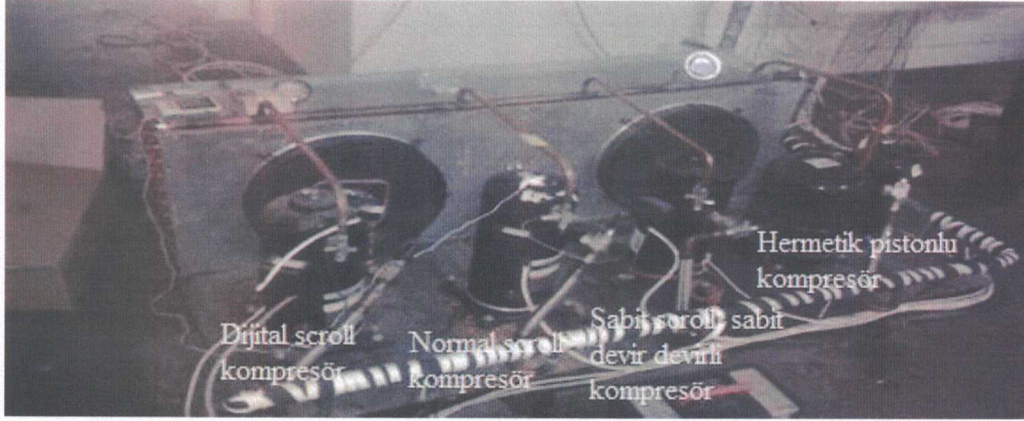
Şekil 2.3: Soğuk odanın girişi

2.1.1.2 Kompresörler

Sistemin kurulumunda 4 adet kompresör bulunmaktadır. Bu kompresörler;

- Dijital scroll kompresör
- Normal scroll kompresör

- Sabit scroll, sabit devir devirli kompresör
- Hermetik pistonlu kompresör

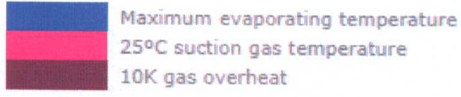
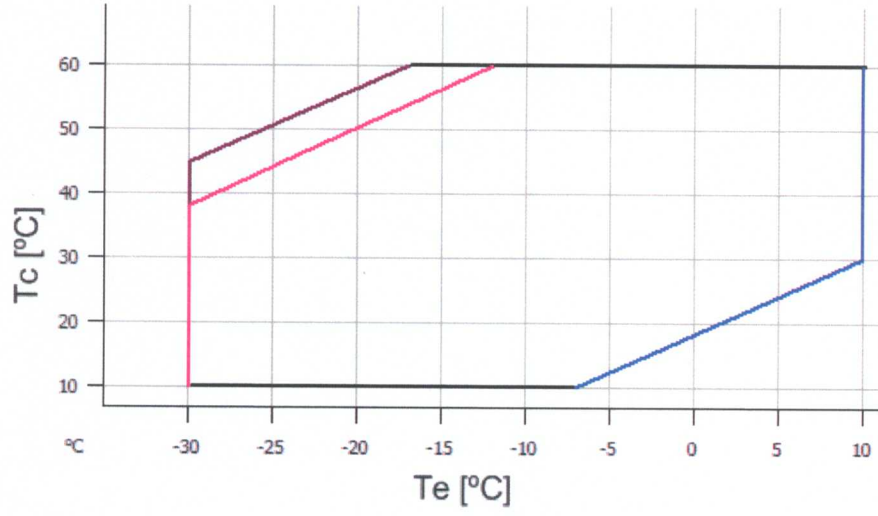


Şekil 2.4: Kompresörler

Deneyler esnasında sadece Copeland marka Dijital scroll kompresör kullanılmıştır. Kompresörün çalışma güçleri Tablo 2.1’de ve uygulama aralığı Şekil 3.5’de verilmiştir.

Tablo 2.2: Kompresörün farklı buharlaşma ve yoğunlaşma sıcaklıklarında soğutma kapasitesi (kW) [23]

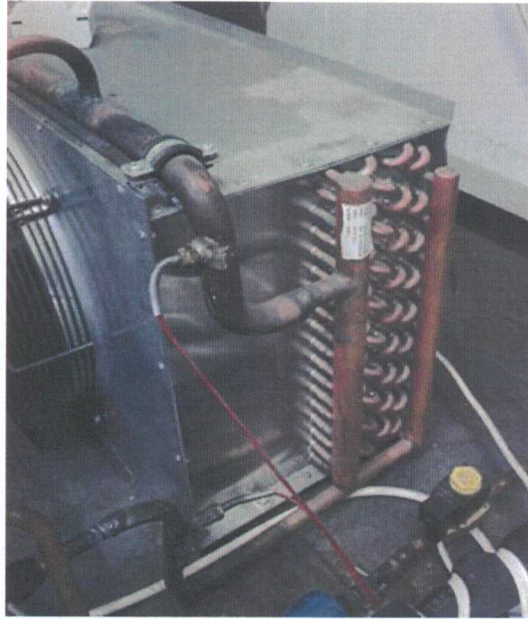
t_c/t_e	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10
10	5,85	7,14	8,71	10,58	12,78	-	-	-	-
15	5,59	6,84	8,36	10,16	12,26	14,70	-	-	-
20	5,31	6,53	7,98	9,70	11,71	14,03	16,69	-	-
25	5,03	6,20	7,59	9,22	11,13	13,32	15,84	18,71	-
30	4,73	5,85	7,17	8,72	10,51	12,58	14,95	17,65	20,70
35	4,43	5,49	6,74	8,19	9,87	11,80	14,02	16,55	19,41
40	4,11	5,11	6,28	7,63	9,19	10,99	13,05	15,40	18,06
45	3,78	4,72	5,79	7,04	8,48	10,13	12,03	14,20	16,66
50	-	4,30	5,29	6,42	7,73	9,24	10,97	12,95	15,20
55	-	-	4,76	5,78	6,95	8,30	9,86	11,64	13,69
60	-	-	-	5,10	6,13	7,33	8,70	10,29	12,12



Şekil 2.5: Kompresörün çalışma aralığı [23]

2.1.1.3 Kondanser

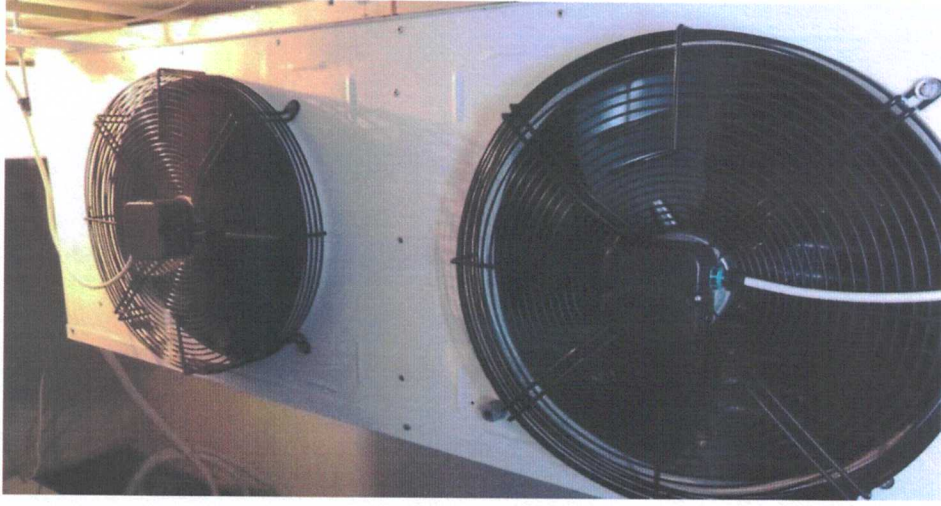
Deney düzeneğinde kullanılan hava soğutmalı kondanser sistemde farklı iç yüklerle göre yaklaşık 40 °C sıcaklıkta yoğuşmaktadır. 2x400 mm çapında, 1400 d/d ile çalışan kondanser fanlarının debisi toplam 3420 m³/h'tir. Kondanser yoğuşma basıncı yaklaşık 16 bar olarak ölçülmüştür.



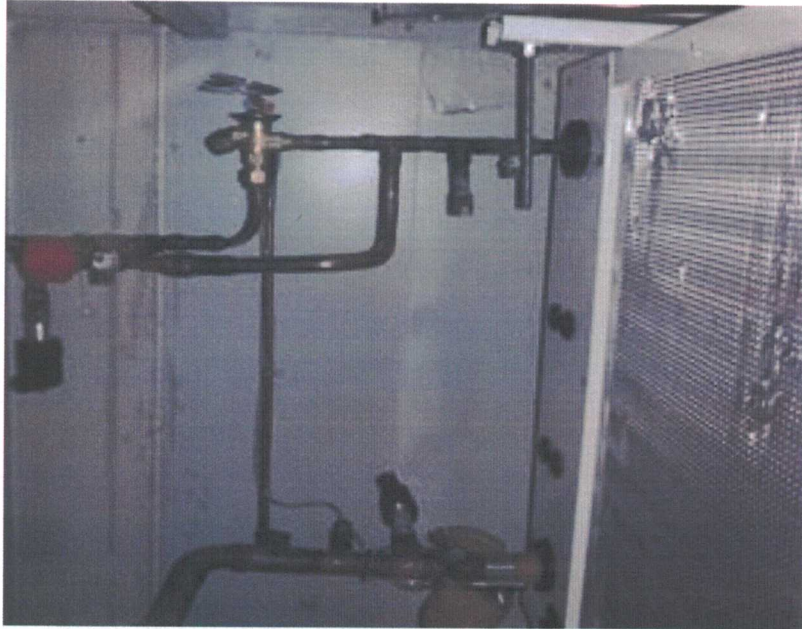
Şekil 2.6: Kondanser

2.1.1.4 Evaporator

Deney dzeneginde 2x450 mm çapında aksiyal fanlı evaporator kullanılmıştır. Evaporator 1520 mm x 420 mm ölçülerindedir. Evaporator 4850 Watt kapasiteli olup, 1400 d/d fan hızında 4850 m³/h debisinde çalışmaktadır. Sistemdeki buharlaşma sıcaklığı değişken i yüklere göre -7 C ile 3 C arasında değişmektedir.



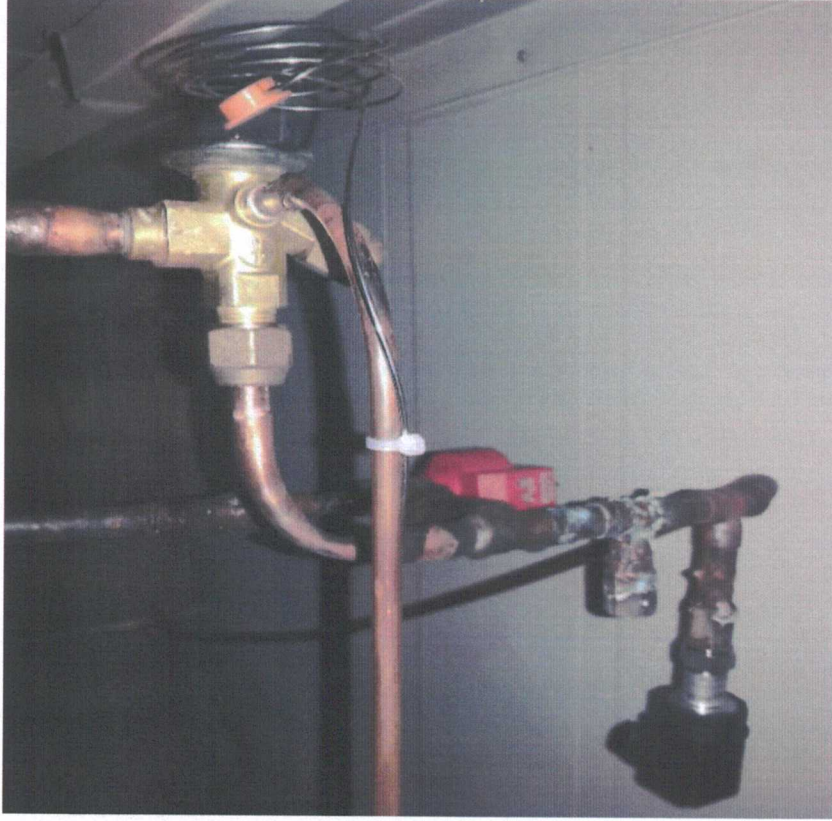
şekil 2.7: Havayı soğutan fanlı evaporator



şekil 2.8: Genleşme valfleri ve evaporatör girişi

2.1.1.5 Genleşme Valfleri

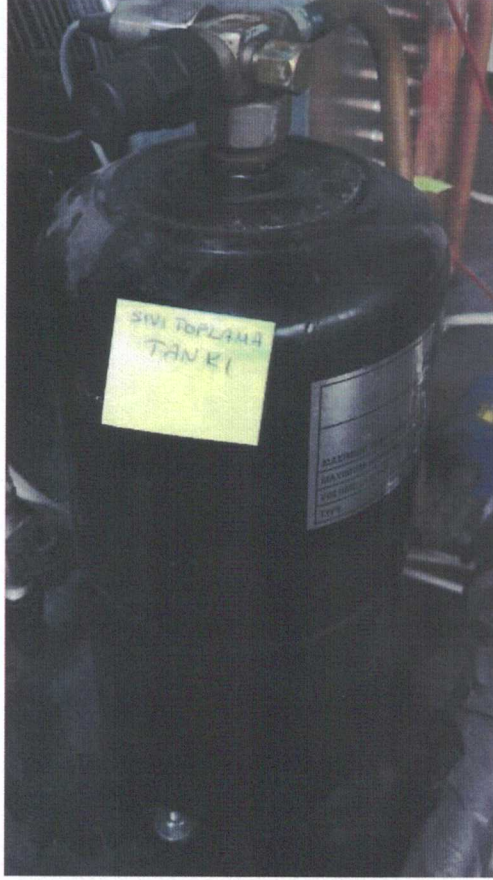
Deney düzeneğinde elektrostatik ve termostatik olmak üzere 2 adet genleşme valfi bulunmaktadır fakat deney esnasında bunlardan sadece termostatik genleşme valfi kullanılmıştır. Bir sonraki bölümde inceleneceği üzere deneyler esnasında genleşme valfinden farklı iç yüklerle göre 3-4 bar arasında basınç düşümü gerçekleşmiştir.



Şekil 2.9: Elektrostatik ve termostatik genleşme valfleri

2.1.1.6 Sıvı Tankı

Kondanser çıkışına yerleştirilmiş olan sıvı toplama tankı kondanserde akışkanın birikmesini önleyerek kondanserin kapasitesinin düşmesine engel olur. Sıvı hattında bulunan toplama tankında ani genişleme ve ani daralma meydana geldiğinden belli bir miktar basınç düşümü gerçekleşmektedir.



Şekil 2.10: Sıvı tankı

2.1.1.7 Basınç Duyargaları

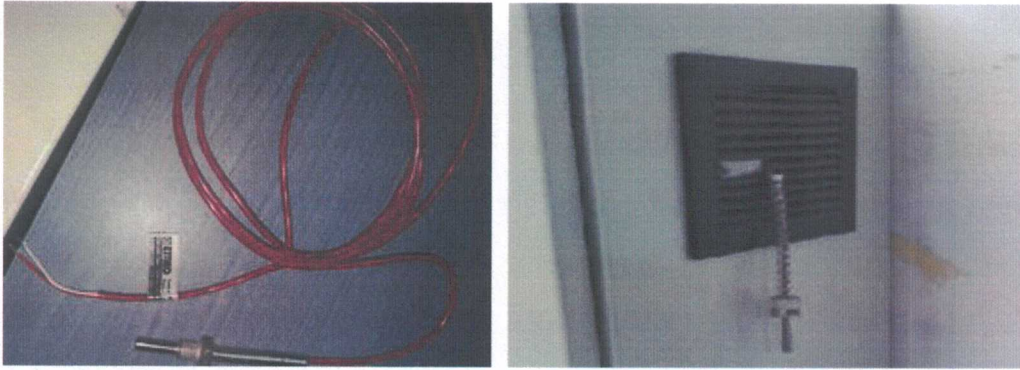
Deney düzeneğinde ölçüm alçak ve yüksek basınç tipi Carel marka SPTK rotometrik basınç duyargaları kullanılarak yapılmıştır. Sistemde 6 ayrı noktada basınç ölçümü yapılmıştır. Bunlar;

- Kompresör girişi
- Kompresör çıkışı
- Kondanser çıkışı
- Genleşme valfi girişi
- Genleşme valfi çıkışı
- Evaporator çıkışı



Şekil 2.11: Basınç duyargaları

2.1.1.8 Sıcaklık Duyargaları (PT100)



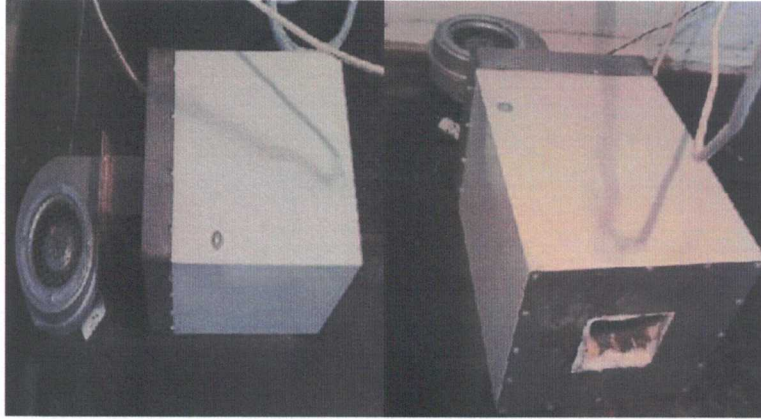
Şekil 2.12: Sıcaklık duyargaları

Deney düzeneğinde EMCO marka PT100 tipi ısı duyargaları kullanılmış olup bunlar 0 °C de 100 Ω üretmektedir. Her 1 derece sıcaklık artışında direnç değerinde 0,384 ohm'luk bir artış olmaktadır.

2.1.1.9 Isıtıcı

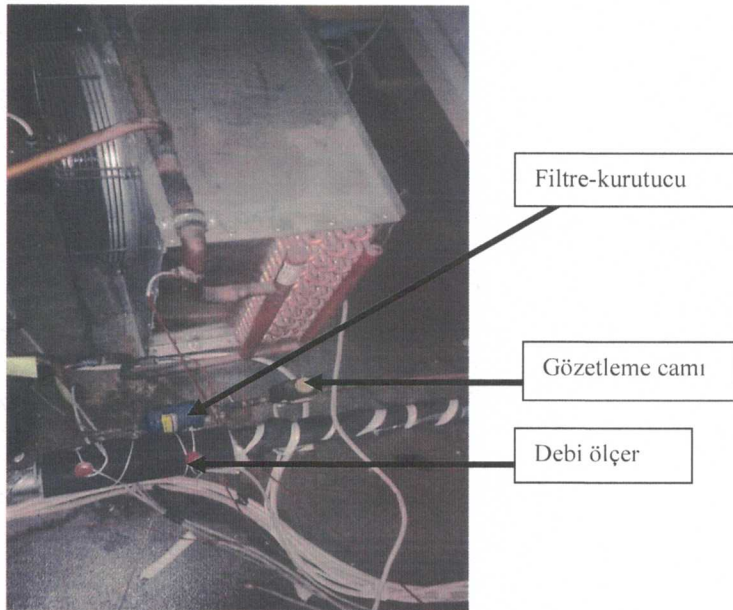
Soğuk odanın içerisine 14 kW güce sahip fanlı ısıtıcı yerleştirilmiştir. Fanlı ısıtıcı belirli aralıklarla zaman oransal olarak sürülerek kısmi iç ısı yükü oluşturulmaktadır. Isıtıcının kontrolü PLC ve SSR röle ile zaman oransal olarak değişik yük yüzdelerinde ayarlanabilmektedir.

Deneyleer esnasında fanlı ısıtıcı sırasıyla %4(0,56 kW), %8(1,12 kW), %12(1,68 kW), %16(2,24 kW) ve %20(2,8 kW) oransal yüklerde çalıştırılmıştır.



Şekil 2.13: Fanlı ısıtıcı

2.1.1.10 Filtre Kurutucu, Gözetleme Camı ve Debi Ölçer



Şekil 2.14: Filtre kurutucu, debi ölçer, gözetleme camı

2.2 Sayısal Metod

2.2.1 Isı kazançları

$$\dot{Q}_T = K_u \cdot A \cdot \Delta T \quad [W] \quad (2.1)$$

$$\dot{Q}_T = K_u \cdot A \cdot (T_d - T_i) \quad [W] \quad (2.2)$$

K_u : Toplam ısı geçirgenlik katsayısı [W/m.K]

A: Cidarın ısı geçiş alanı [m²]

T_d : Dış ortam sıcaklığı [°C]

T_i : İç ortam sıcaklığı [°C]

$$\frac{1}{K_u} = \frac{1}{h_i} + \frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \frac{1}{h_d} \quad [m \cdot K/W] \quad (2.3)$$

h_i : İç yüzeydeki ısı taşınım katsayısı [W/m²K]

h_d : Dış yüzeydeki ısı taşınım katsayısı [W/m²K]

d_1 : Galvanizli sac kalınlığı [m]

d_2 : Poliüretan kalınlığı [m]

λ_1 : Galvanize sac ısı iletim katsayısı W/m²K

λ_2 : Poliüretan köpük ısı iletim katsayısı W/m²K

2.2.2 Darcy-Weisbach Bağntısı

En eski fakat en popüler hesaplama metotlarından biridir. Bu denklemin kullanılmasındaki zorluk, denklemin dolaylı bir sürtünme faktörü fonksiyonu olmasıdır. Tipik olarak, denklem başlangıçta tahmin edilen bir sürtünme faktörü değerinin, denklemin her iki tarafı da eşitleninceye kadar itere edilmesiyle çözülür. Denklem bu şekliyle oldukça zaman alıcı ve zor bir formdadır.

Reynolds sayısı düşük olduğu, düşük hız ve/veya yüksek viskozite değerinde (4000 < Re < 50000) yüzey pürüzlülüğünün etkisi hızın etkisine eşit bir seviyededir. Re > 50000 civarı olan yüksek hız ve/veya düşük viskozite durumunda bu değer tamamen boru pürüzlülüğüne bağlıdır.

$$\Delta P_{Darcy} = f \frac{L}{D} \rho \frac{U^2}{2} \quad [Pa] \quad (2.4)$$

ΔP_{Darcy} : Basınç düşümü [Pa]

$$U = \frac{\dot{m}}{900 \times \rho \times \pi \times D_{boru}^2} \quad [m/s] \quad (2.5)$$

U :Boru içerisindeki akışkan hızı [m/s]

ρ : Akışkanın yoğunluğu [kg/m³]

D_{boru} : Borunun hidrolik çapı [m]

$$Re = \frac{U \times D_{boru}}{\nu} \quad [-] \quad (2.6)$$

ν : Akışkanın kinematik viskozitesi [m²/s]

Colebrook-White Bağıntısı

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left[\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right] \quad (2.7)$$

Moody Bağıntısı

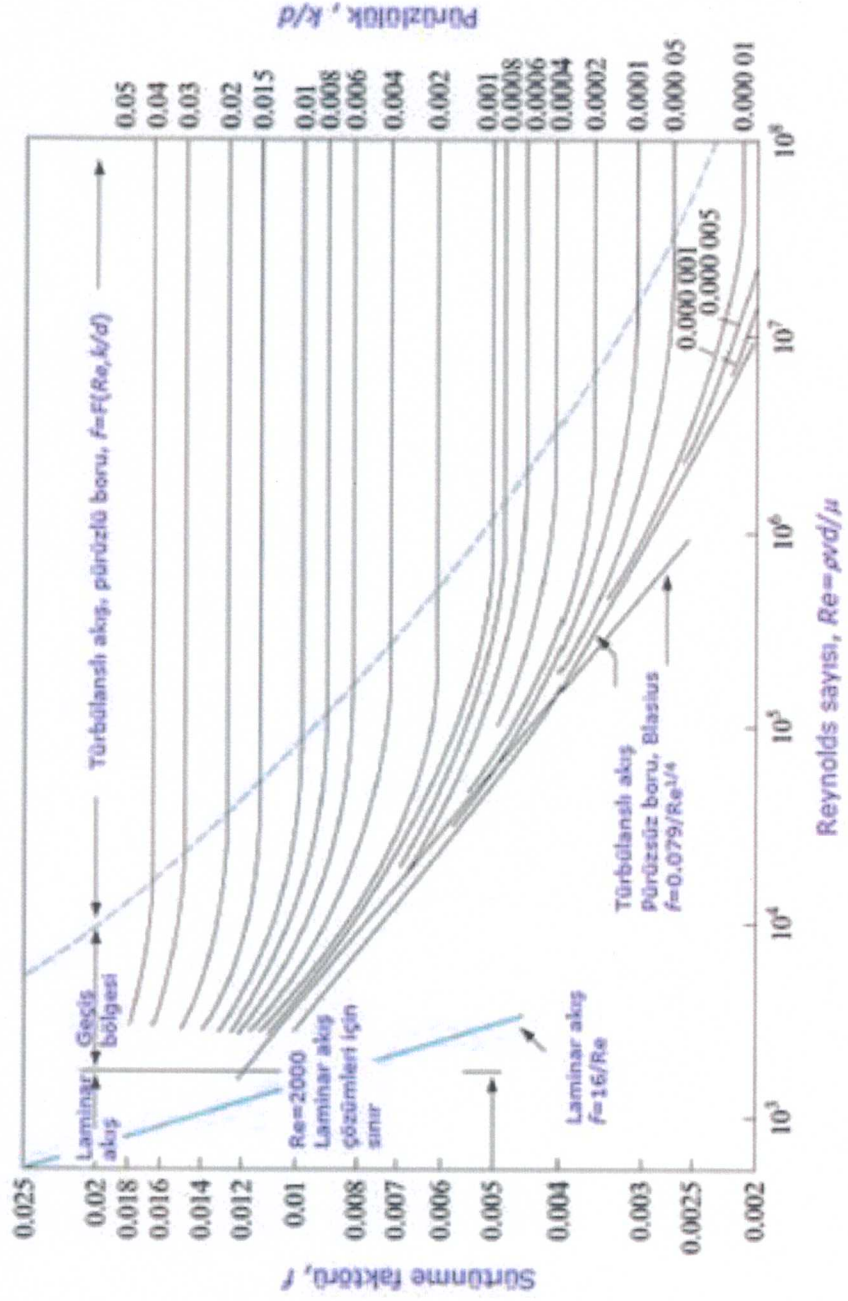
$$f = 5.5 \times 10^{-3} \left[1 + \left(2 \times 10^4 (\epsilon/D) + \frac{10^6}{Re} \right)^{1/3} \right] \quad (2.8)$$

f : Sürtünme faktörü [boyutsuz]

ϵ :Boru mutlak pürüzlülüğü [m]

g : Yerçekimi ivmesi [m/s²]

K : K faktörü [boyutsuz]



Şekil 2.15: Moody diyagramı

2.2.3 Ashrae Yöntemi

$$\Delta T_{gerçek} = \Delta T_{tablo} \left(\frac{L_{gerçek}}{L_{tablo}} \right) \left(\frac{Q_{gerçek}}{Q_{tablo}} \right)^{1,8} \quad [^{\circ}C] \quad (2.9)$$

ΔT_{tablo} : Doyma sıcaklığına bağlı sıcaklık düşümü [K/m]

$L_{Gerçek}$: Toplam boru uzunluğu [m]

L_{Tablo} : Tablo boru uzunluğu [100 feet]

$Q_{Gerçek}$: Sistemin soğutma yükü [kW]

Q_{Tablo} : Tabloda okunan hat kapasitesi [kW]

$$\Delta P_{gerçek} = \Delta P_{tablo} \times \left(\frac{\Delta T_{gerçek}}{\Delta T_{tablo}} \right) [Pa] \quad (2.10)$$

$\Delta P_{gerçek}$: Sistemde gerçekleşen basınç düşümü [Pa]

ΔP_{tablo} : Birim uzunluğa göre basınç kaybı [Pa/m]

Tablo 2.3: Fitting kayıpları [22]

Nom. boru çapı, mm	Düzgün bükümlü dirsekler						Düzgün T parçaları			
	90° Std.	90° Uzun yarıçap	90° Sok.	45° Std	45° Sok.	180° Std	Branşman da akış	Çap düşümü yok	¼ Çap düşümü	½ Çap düşümü
10	0,4	0,3	0,7	0,2	0,3	0,7	0,8	0,3	0,4	0,4
15	0,5	0,3	0,8	0,2	0,4	0,8	0,9	0,3	0,4	0,5
20	0,6	0,4	1,0	0,3	0,5	1,0	1,2	0,4	0,6	0,6
25	0,8	0,5	1,2	0,4	0,6	1,2	1,5	0,5	0,7	0,8
32	1,0	0,7	1,7	0,5	0,9	1,7	2,1	0,7	0,9	1,0
40	1,2	0,8	1,9	0,6	1,0	1,9	2,4	0,8	1,1	1,2
50	1,5	1,0	2,5	0,8	1,4	2,5	3,0	1,0	1,4	1,5
65	1,8	1,2	3,0	1,0	1,6	3,0	3,7	1,2	1,7	1,8
80	2,3	1,5	3,7	1,2	2,0	3,7	4,6	1,5	2,1	2,3
90	2,7	1,8	4,6	1,4	2,2	4,6	5,5	1,8	2,4	2,7
100	3,0	2,0	5,2	1,6	2,6	5,2	6,4	2,0	2,7	3,0
125	4,0	2,5	6,4	2,0	3,4	6,4	7,6	2,5	3,7	4,0
150	4,9	3,0	7,6	2,4	4,0	7,6	9	3,0	4,3	4,9
200	6,1	4,0	-	3,0	-	10	12	4,0	5,5	6,1
250	7,6	4,9	-	4,0	-	13	15	4,9	7,0	7,6
300	9,1	5,8	-	4,9	-	15	18	5,8	7,9	9,1
350	10	7,0	-	5,5	-	17	21	7,0	9,1	10
400	12	7,9	-	6,1	-	19	24	7,9	11	12
450	13	8,8	-	7,0	-	21	26	8,8	12	13
500	15	10	-	7,9	-	25	30	10	13	15
600	18	12	-	9,1	-	29	35	12	15	18

Tablo 2.4: Ani genişleme ve ani daralma kayıpları [22]

Nominal boru çapı, mm	Ani genişleme d/D			Ani daralma d/D			Keskin kenar		Boru daralması	
	1/4	1/2	3/4	1/4	1/2	3/4	Giriş	Çıkış	Giriş	Çıkış
10	0,4	0,2	0,1	0,2	0,2	0,1	0,5	0,2	0,5	0,3
15	0,5	0,3	0,1	0,3	0,3	0,1	0,5	0,3	0,5	0,5
20	0,8	0,5	0,2	0,4	0,3	0,2	0,9	0,4	0,9	0,7
25	1,0	0,6	0,2	0,5	0,4	0,2	1,1	0,5	1,1	0,8
32	1,4	0,9	0,3	0,7	0,5	0,3	1,6	1,8	1,6	1,3
40	1,8	1,1	0,4	0,9	0,7	0,4	2,0	1,0	2,0	1,5
50	2,4	1,5	0,5	1,2	0,9	0,5	2,7	1,3	2,7	2,1
65	3,0	1,9	0,6	1,5	1,2	0,6	3,7	1,7	3,7	2,7
80	4,0	2,4	0,8	2,0	1,5	0,8	4,3	2,2	4,3	3,8
90	4,6	2,8	0,9	2,3	1,8	0,9	5,2	2,6	5,2	4,0
100	5,2	3,4	1,2	2,7	2,1	1,2	6,1	3,0	6,1	4,9
125	7,3	4,6	1,5	3,7	2,7	1,5	8,2	4,3	8,2	6,1
150	8,8	6,7	1,8	4,6	3,4	1,8	10	5,8	10	7,6
200	-	7,6	2,6	-	4,6	2,6	14	7,3	14	10
250	-	9,8	3,4	-	6,1	3,4	18	8,8	18	14
300	-	12,4	4,0	-	7,6	4,0	22	11	22	17
350	-	-	4,9	-	-	4,9	26	14	26	20
400	-	-	5,5	-	-	5,5	29	15	29	23
450	-	-	6,1	-	-	6,1	35	18	35	27
500	-	-	-	-	-	-	43	21	43	33
600	-	-	-	-	-	-	50	25	50	40

Tablo 2.5: Vana kayıpları [19]

Nominal çap	Küresel ve Selenoid valf	60° Y valf	40° Y valf	Eğik valf	Kapama valfi	Çek valf
12	5,2	2,4	1,8	1,8	0,2	1,5
15	5,5	2,7	2,1	2,1	0,2	1,8
22	6,7	3,4	2,1	2,1	0,3	2,2
28	8,8	4,6	3,7	3,7	0,3	3,0
35	12	6,1	4,6	4,6	0,5	4,3
42	13	7,3	5,5	5,5	0,5	4,9
54	17	9,1	7,3	7,3	0,73	6,1
67	21	11	8,8	8,8	0,9	7,6
79	26	13	11	11	1,0	9,1
90	30	15	13	13	1,2	10
105	37	18	14	14	1,4	12
130	43	22	18	18	1,8	15
156	52	27	21	21	2,1	18
206	62	35	26	26	2,7	24
257	65	44	32	32	3,7	30
300	95	50	40	40	4,0	37

3. SONUÇ

3.1 Belirsizlik Analiz Sonuçları

3.1.1 Sıcaklık Ölçümündeki Hatalar

Sıcaklık ölçümünde oluşabilecek hatalar deney düzeneğinde kullanılan ölçüm aletlerine göre değişkenlik gösterir. Deney esnasında belli bazı noktalarda meydana gelen sıcaklık ölçümünden kaynaklanan hatalar;

(a1) Termoelemanlardan dolayı meydana gelen hata = $\pm 0.1-0.3$ °C

(b1) Termometreden kaynaklanan hata = ± 0.1 °C

(c1) Bağlantı elemanlarından kaynaklanan hata = ± 0.1 °C

(d1) Depo iç sıcaklık değerlerinin ölçümünden kaynaklanan hata = ± 0.25 °C

(e1) Çevre sıcaklık ölçümünden yapılabilecek ortalama hata = ± 0.25 °C

(f1) Soğutma elemanlarının ölçümünde yapılabilecek ortalama hata miktarı
= ± 0.25 °C

Depo içerisinde sıcaklık ölçümlerinde yapılabilecek ortalama hata:

$$W_{TD} = \sqrt{[(a1)^2 + (b1)^2 + (c1)^2 + (d1)^2]} \quad (3.1)$$

$$W_{TD} = \pm 0.304 \sim 0.415 \text{ °C}$$

Çevre sıcaklık değerlerinin ölçümünden kaynaklanan hata:

$$W_{TC} = \sqrt{[(a1)^2 + (b1)^2 + (c1)^2 + (e1)^2]} \quad (3.2)$$

$$W_{TC} = \pm 0.304 \text{ °C}$$

Soğutma elemanlarının ölçümünden kaynaklanabilecek hata:

$$W_{TE} = \sqrt{[(a1)^2 + (b1)^2 + (c1)^2 + (e1)^2]} \quad (3.3)$$

$$W_{TE} = \pm 0.304 \text{ °C}$$

3.1.2 Zaman Ölçümünden Kaynaklanan Hata

(a2) Zaman ölçerinin titreşimden kaynaklanan hata = ± 0.0003 dakika

(b2) Sıcaklık değerlerinin alınmasında oluşabilecek ortalama hata =
 ± 0.10 dakika

$$W_{TE} = \sqrt{[(a2)^2 + (b2)^2]} \quad (3.4)$$

$W_{TE} = \pm 0.1$ dakika

3.1.3 Basınç Ölçümünde Bulunan Hata

(a3) Basınç ölçerlerde meydana gelen hata (25 °C 5.0 Vdc) = %± 1,2 FS °C

(b3) Sıcaklık hatası = 0,013 FS %°C

$$W_P = \sqrt{[(a3)^2 + (b3)^2]} \quad (3.5)$$

$W_P = \% \pm 1.2$

3.1.4 Diğer Hatalar

(a5) Fiziksel değerlerin tablo değerlerinin okunmasında meydana gelebilecek hata;

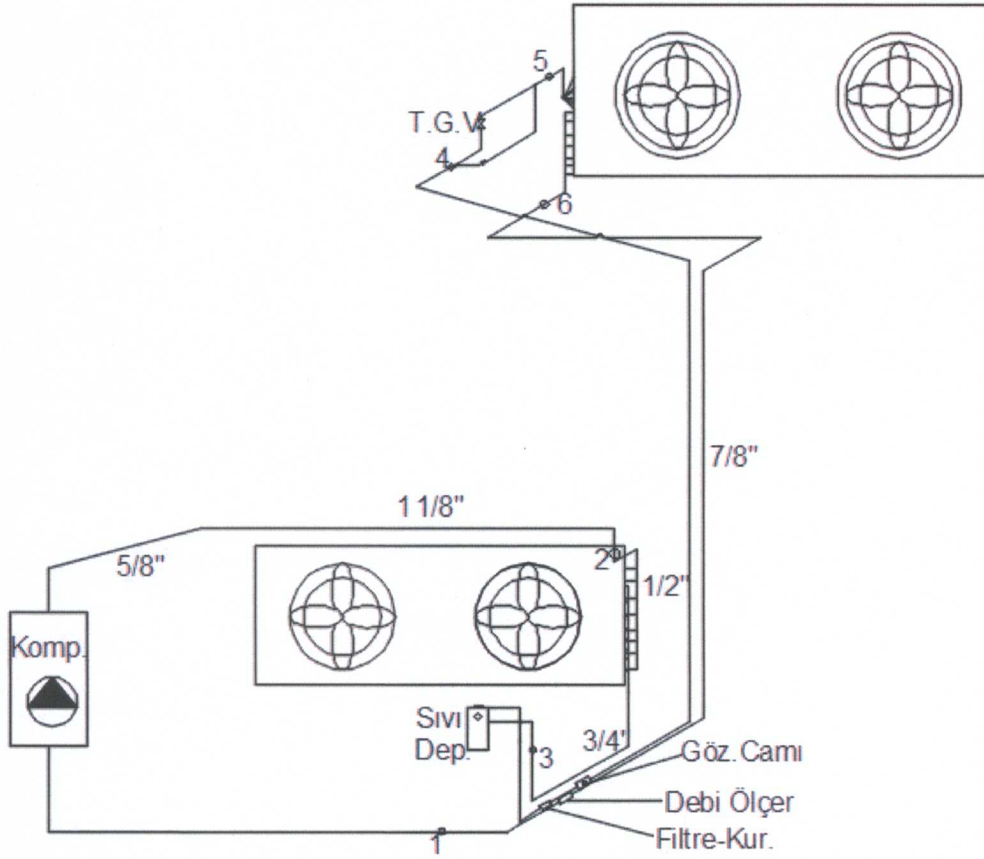
$W_{CP} = \pm 0.1 - 0.2$

Tablo 3.1: Hesaplanan hata analiz değerleri

Hata Parametreleri	Birim	Hata Miktarı
Sıcaklık ölçümündeki toplam hata		
W_{TD}	°C	± 0.304-0.415
$W_{TÇ}$	°C	± 0.304
W_{TE}	°C	± 0.304
Zaman ölçümündeki toplam hata		
W_{TS}	dakika	± 0.1
Basınç ölçümündeki toplam hata		
W_P	%	± 1.2 FS
Diğer hatalar		
W_{CP}	%	± 0.1-0.2

3.2 Deneysel Sonuçlar

Sistemde bakır boru kullanılmış olup boru çapları ve ölçüm noktaları aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.



Şekil 3.1: Boru çapları ve ölçüm noktaları

3.2.1 Isı Kazançları

$$\dot{Q}_T = K_u \cdot A \cdot \Delta T \quad [W] \quad (3.6)$$

$$\dot{Q}_T = K_u \cdot A \cdot (T_d - T_i) \quad [W] \quad (3.7)$$

K_u : Toplam ısı geçirgenlik katsayısı [W/m.K]

A: Cidarın ısı geçiş alanı [m²]

T_d : Dış ortam sıcaklığı [°C]

T_i : İç ortam sıcaklığı [°C]

$$\frac{1}{K_u} = \frac{1}{h_i} + \frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \frac{1}{h_d} \quad [m \cdot K/W] \quad (3.8)$$

h_t : İç yüzeydeki ısı taşınım katsayısı [W/m^2K]

$$h_t = 23 \text{ W/m}^2K$$

h_d : Dış yüzeydeki ısı taşınım katsayısı [W/m^2K]

$$h_d = 8 \text{ W/m}^2K$$

d_1 : Galvanizli sac kalınlığı [m]

$$d_1 = 0.0005 \text{ m}$$

d_2 : Poliüretan kalınlığı [m]

$$d_2 = 0.08 \text{ m}$$

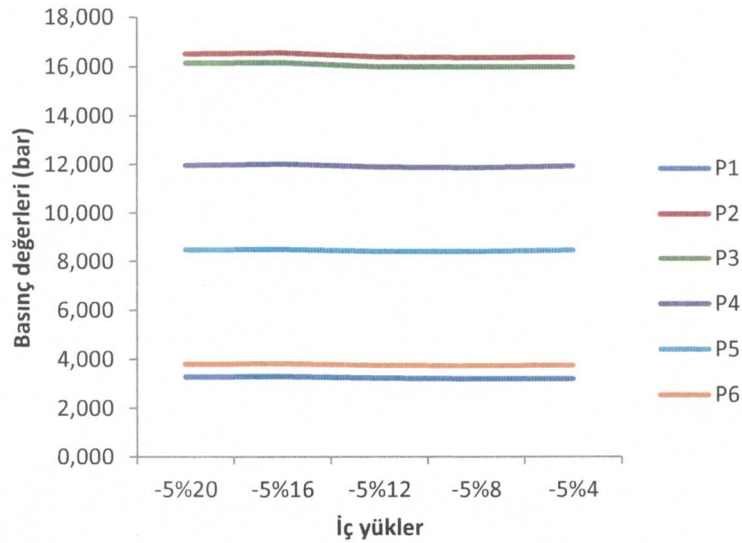
λ_1 : Galvanize sac ısı iletim katsayısı [$W/m.K$]

λ_2 : Poliüretan köpük ısı iletim katsayısı [$W/m.K$]

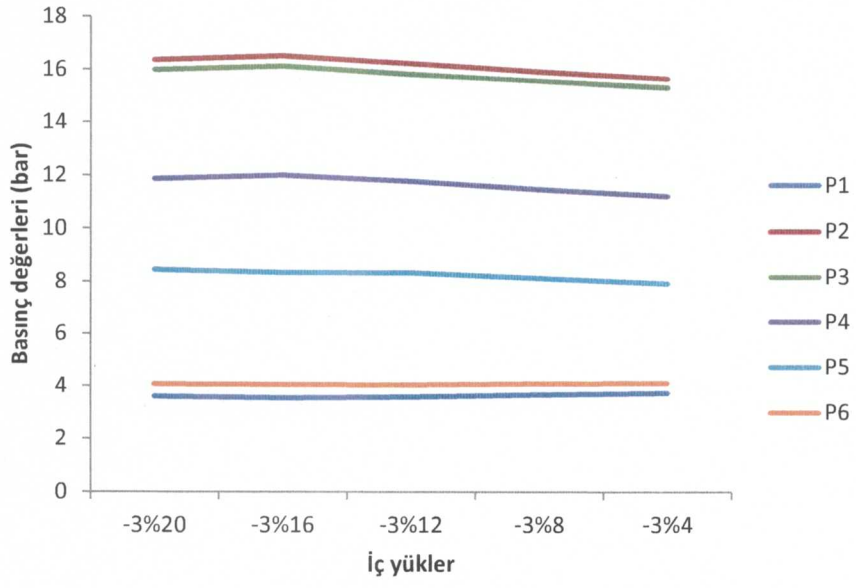
Tablo 3.2: İç yüklerle ve set değerlerine göre ısı kazançları [W]

	-5 °C	-3 °C	-1 °C	1 °C	3 °C	5 °C
%4	1232	1180	1120	1117	1067	1040
%8	1711	1666	1653	1572	1568	1530
%12	2186	2157	2144	2064	2066	2062
%16	2665	2649	2656	2623	2559	2562
%20	3164	3142	3129	3146	3088	3067

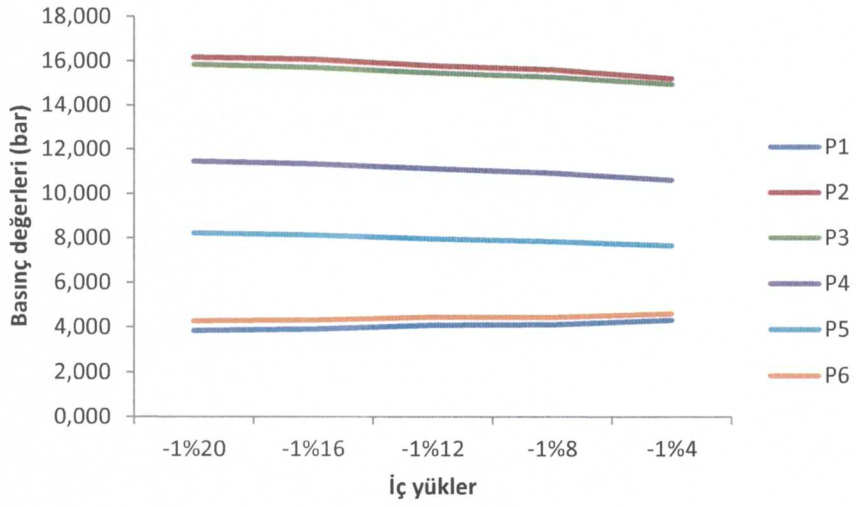
3.2.2 Set Değerlerine Göre Basınç Değerleri



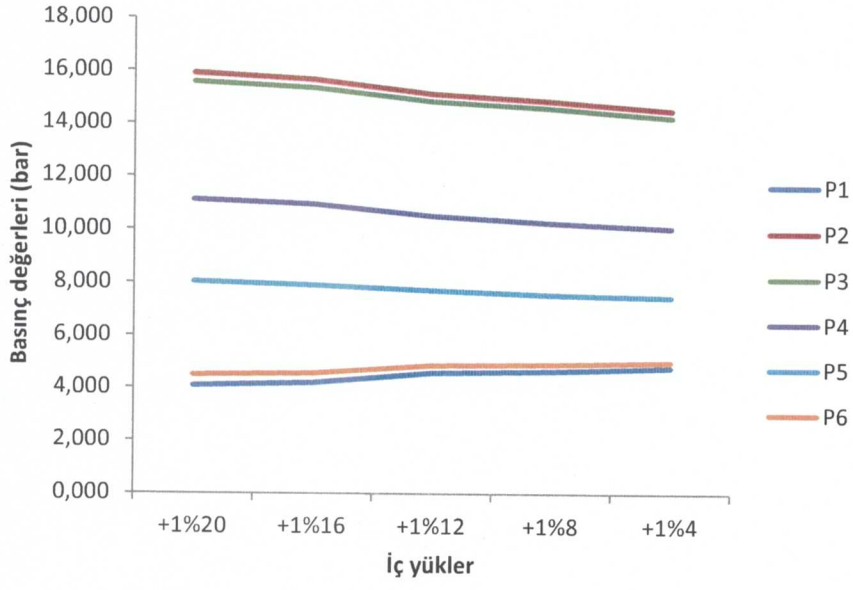
Şekil 3.2: -5 °C set değeri için basınç düşümleri (bar)



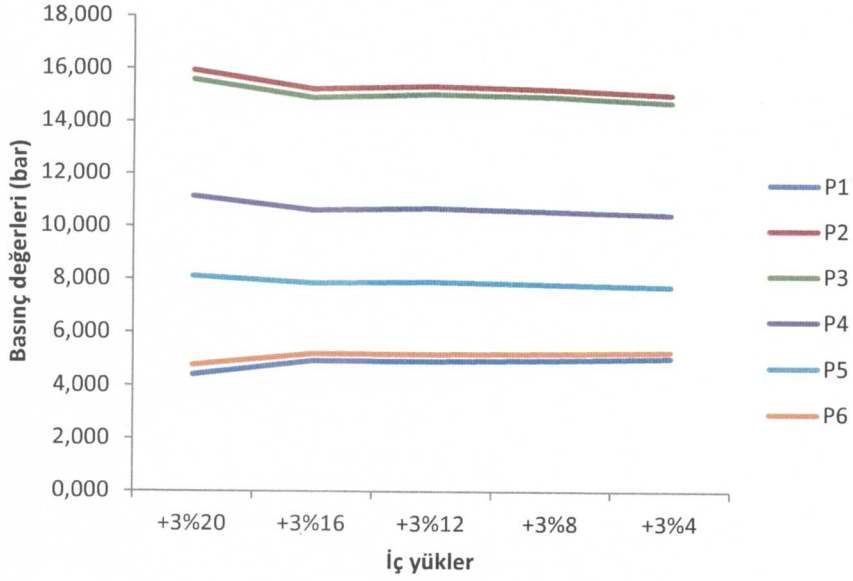
Şekil 3.3: -3 °C set değeri için basmaç d¼Ő¼mleri



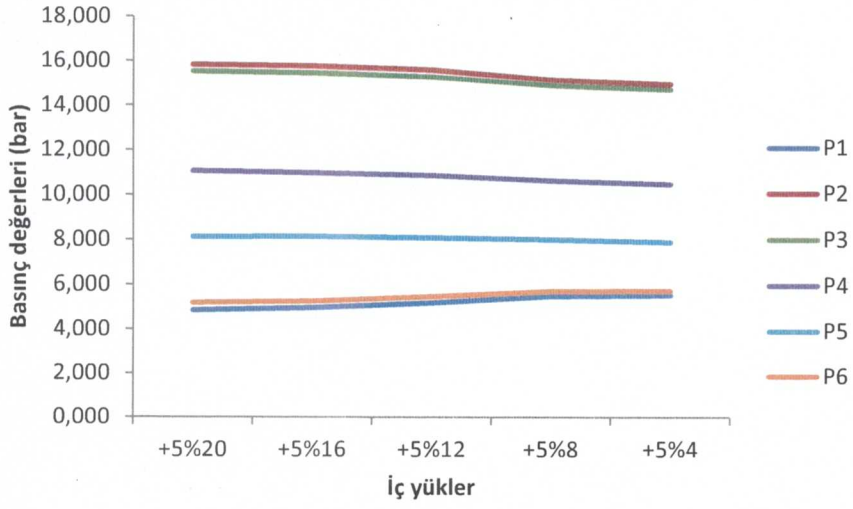
Şekil 3.4: -1 °C set değeri için basmaç d¼Ő¼mleri



Şekil 3.5: 1 °C set değeri için basınç düşümleri

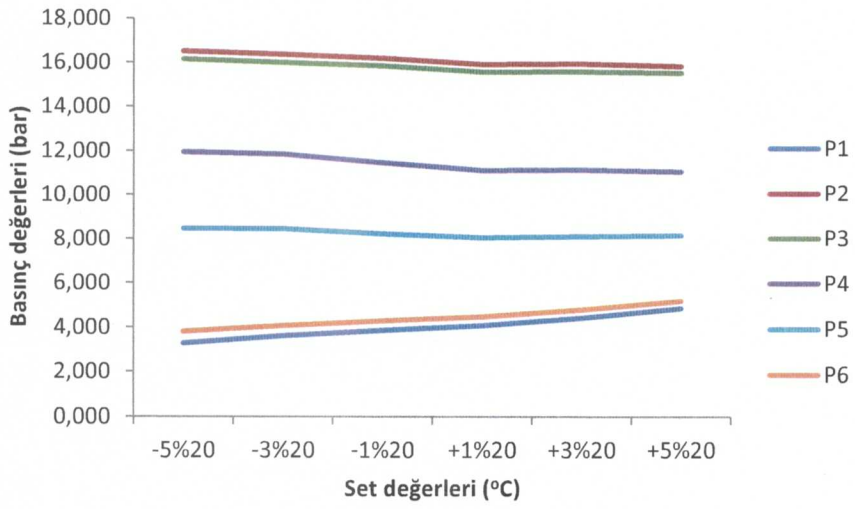


Şekil 3.6: 3 °C set değeri için basınç düşümleri

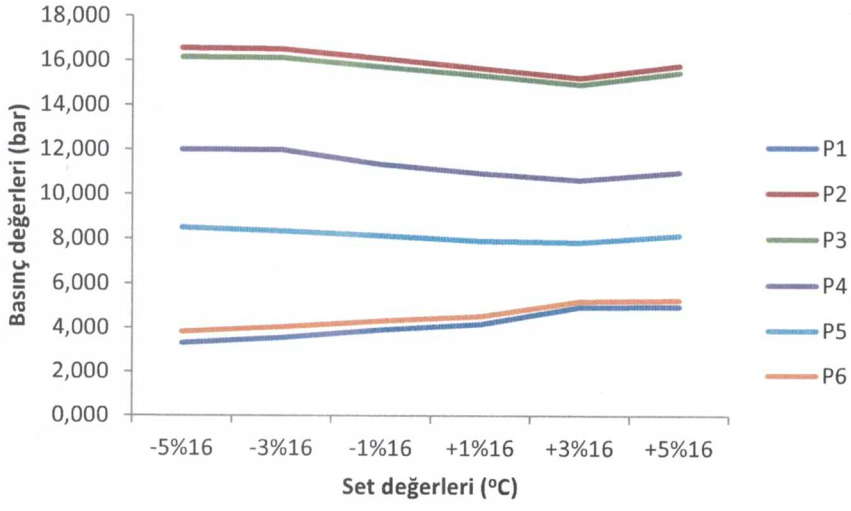


Şekil 3.7: 5 °C set değeri için basınç düşümleri

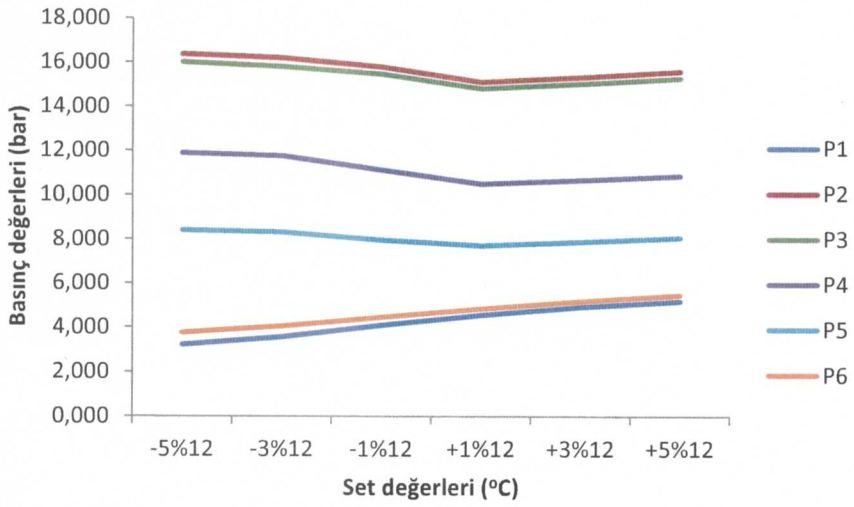
3.2.3 İç Yüklere Göre Basınç Değerleri



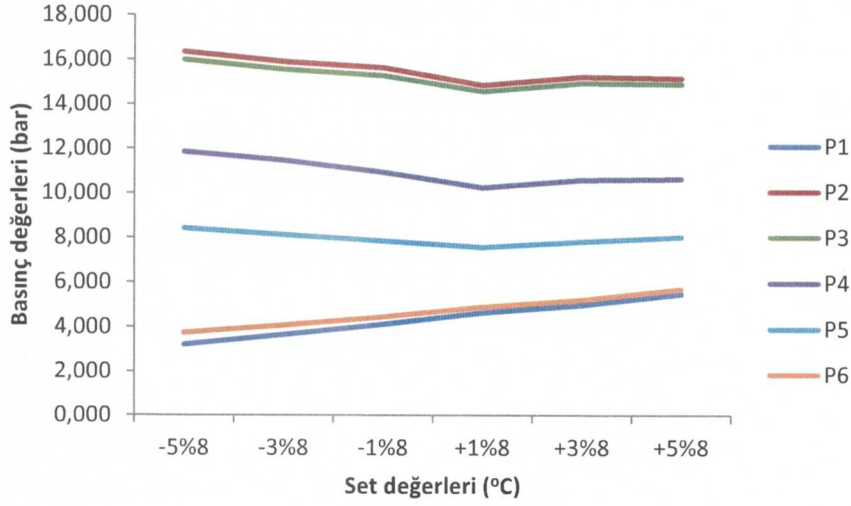
Şekil 3.8: %20 iç yük için basınç düşümleri



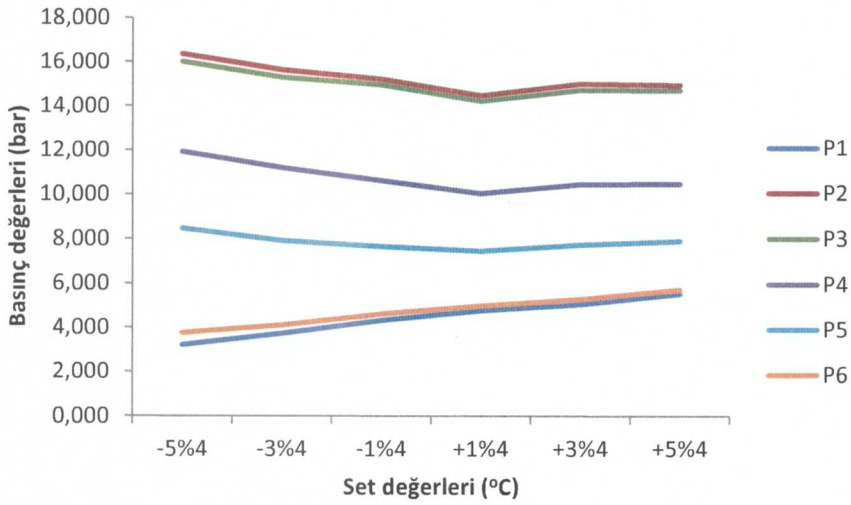
Şekil 3.9: %16 iç yük için basmaç düşümleri



Şekil 3.10: %12 iç yük için basmaç düşümleri



Şekil 3.11: %8 iç yük için basınç düşümleri



Şekil 3.12: %4 iç yük için basınç düşümleri

3.3 Sayısal Sonuçlar

3.3.1 Sıvı kolonu basınç kaybı

Kondanser çıkışı ile termostatik genişleme valfi arasında yükseklik farkı 1.72 m'dir. Soğutucu akışkan olarak kullanılan R404a'nın yükseltilerdeki basınç kaybı 11.9 [kPa/m];

$$\Delta P_{\text{sıvı kolonu}} = 1.72 \times 11.9 \quad [kPa]$$

$$\Delta P_{\text{sıvı kolonu}} = 20.468 \quad [kPa]$$

3.3.2 Lokal ve dinamik basınç kayıpları

Deney düzeneğinin sıvı hattı üzerinde 1 adet ¾", 6 adet ½" dirsek bulunmaktadır. Ayrıca birer adet sıvı deposu, filtre-kurutucu ve gözetleme camı bulunmaktadır.

Sıvı hattı 3.37 m ½" ve 0.68 m ¾" düz borudan oluşmaktadır.

ASHRAE el kitabına göre ve K faktörüne göre oluşan eşdeğer boylar tabloda gösterilmiştir.

Tablo 3.3: Deney sistemindeki elemanların eş değer boru uzunlukları

Eleman	Sayısı	ASHRAE	ASHRAE	K	Toplam
		Eşdeğer Boy	Toplam	Faktörü	K Faktörü
¾' dirsek	1	0.90	0.90	0.90	0.90
½' dirsek	6	0.40	3.60	0.90	5.40
Filtre-Kurutucu	1	3.65	3.65	2.00	2.00
(Sıvı Deposu)	1	5.18	5.18	5.00	5.00
Göz. Camı	1	0.30	0.30	-	-
Toplam			12.13		13.30

Tablo 3.4: Fittings kayıplarına karşılık gelen K faktörleri [24]

Bağlantı elemanı	K faktörü
U dönüşü (kapalı)	2.2
Standart 45° dirsek	0.4
Standart 90° dirsek	0.9
Uzun radüslü (geniş) 90° dirsek	0.6
Dişli birleştirme (ünyon)	0.05
T (akış hat boyunca)	0.4
T (akış yan taraftan)	1.8
Ani genişleme	$(1-A_1/A_2)^2$
Ani daralma (A_1/A_2)	0
	0.1
	0.3
	0.5
	0.7
	0.9
Yavaş daralma	İhmal edilebilir
Yavaş genişleme, açığa bağlı	>50°
	40°
	30°
	20°
	10°
Sürgülü (şiber) vana, (konumu) tam açık	0.2
	¾ açık
	½ açık
	¼ açık
Stop (diskli) vana, (konumu) tam açık	10.0
	¾ açık
	½ açık
	¼ açık
Klapeli valf, filtreli (mafsallı)	2.0
(kaldırmalı)	10.0
Çek valf (klape), (mafsallı)	2.5

(bilyalı)

4.0

(kaldırmalı)

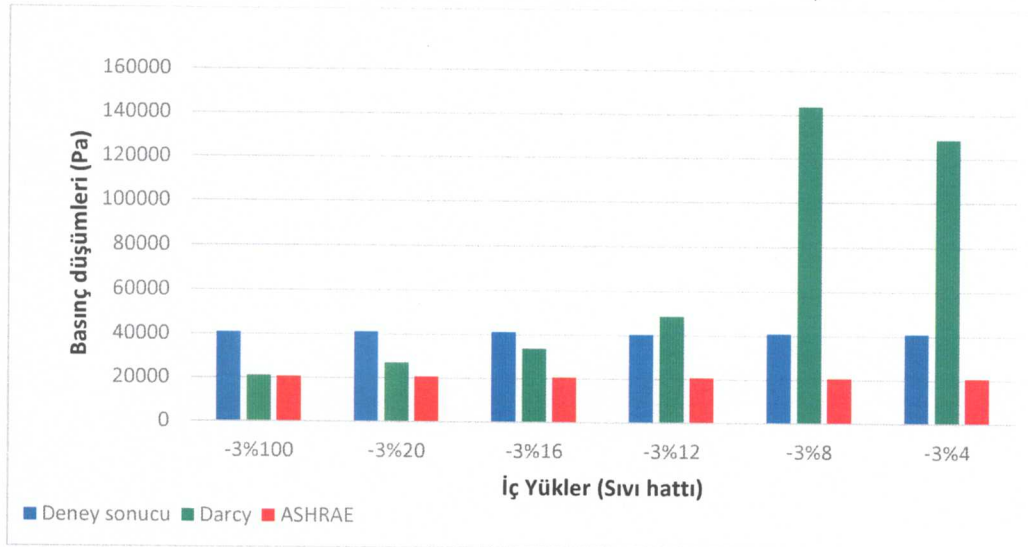
15.0

3.3.3 Hesaplamalar ve Grafikler



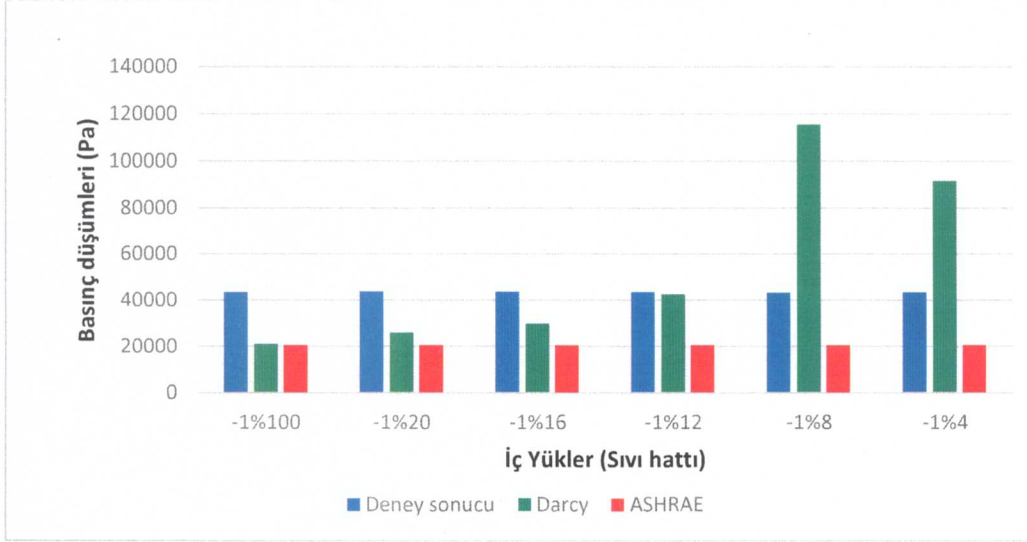
Şekil 3.13: -5 °C için basınç değerleri değişimi

%100 iç yükte deneysel sonuçlarla, Darcy-Weisbach yöntemi ile ASHRAE tablolarıyla bulunan sonucun tutarlılık gösterdiği görülmektedir. %20, %16, %12, %8, %4 iç yüklerde deneyde oluşan basınç düşümlerinin sabit olduğu görülmüştür.



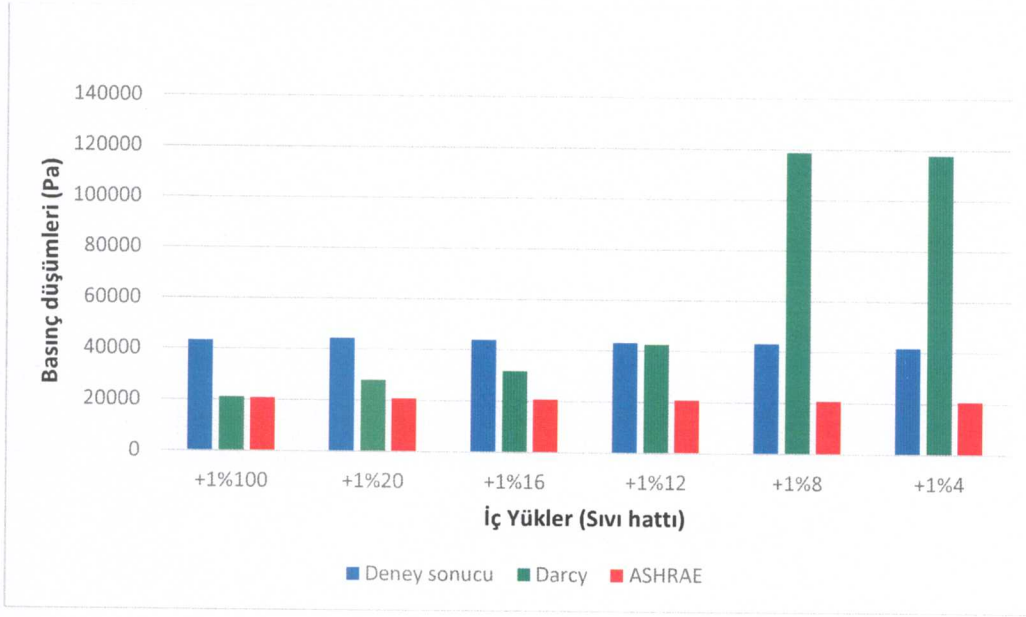
Şekil 3.14: -3 °C için basınç değerleri değişimi

Tam yükte ASHRAE basınç düşümü yöntemi ile ve Darcy-Weisbach yöntemi ile hesaplanan sonucun, deney sonucu elde edilen veri ile çok farklı olmasının sebebi, sistem dizaynı esnasında boru çaplarının Ek A'da bulunan R404A tablosuna uygun olarak seçilmemesinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 3.15: -1 °C için basınç değerleri değişimi

Yapılan hesaplamalar sonucu ASHRAE yöntemi ile bulunan sonucun Darcy-Weisbach yöntemi ile bulunan sonuç ile en fazla tutarlılık gösterdiği yük % 100 olarak görülmektedir. Bunun sebebi Ek B'da bulunan uygun boru çaplarının seçilmiş olmasıdır.



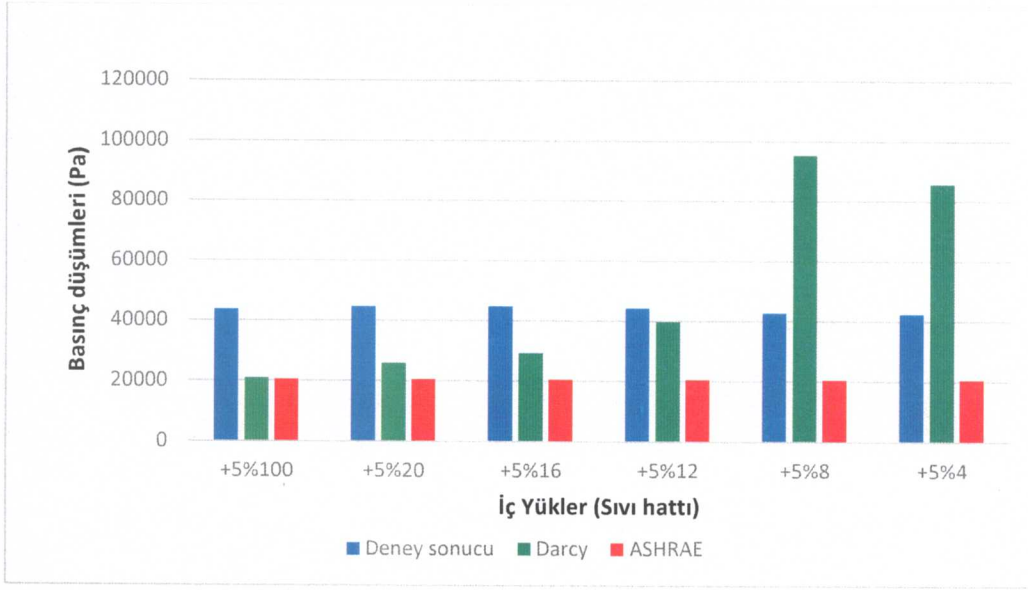
Şekil 3.16: 1 °C için basınç değerleri değişimi

Deney sonuçlarının bütün yüklerde yaklaşık olarak sabit kalmasının sebebi, boru çapları her ne kadar sabit kalsa da, kullanılan kompresör deneyler esnasında düşük iç yüklerde hızı düşürerek basınç düşümünün sabit olmasını sağlamıştır.



Şekil 3.17: 3 °C için basınç değerleri değişimi

Darcy-Weisbach bağıntısı ile hesaplanan sonuçların %8 ve %4 iç değerlerde oldukça yüksek çıkmasının sebebi boru çaplarının diğer yüklerle göre nazaran daha düşük seçilmesinden kaynaklanmıştır.



Şekil 3.18: 5 °C için basınç değerleri değişimi

Düşük iç yüklerde kapasite düştüğünden debi de düşmektedir, boru çapları sabit kaldığından hız da düşmektedir. ASHRAE tabloları ile hesaplanan basınç düşümünün sabit gözükmesinin sebebi, tabloların düşük yüklerde istenilen farklılıkları vermemesinden kaynaklanmıştır.

4. TARTIŞMA

Enerjinin sürekli daha pahalı hale geldiği günümüzde en fazla enerji sarfiyatı oluşturan alanlardan birisi de soğutma endüstrisidir. Hem konfor hem de endüstriyel alandan oldukça yoğun kullanılan soğutma teknolojisinde enerji verimliliğini yükseltmek bir zorunluluk haline gelmiştir.

Soğutma sistemi tasarımı yapılırken, eleman seçimi ve boru çapları belli sınırlamalar dahilinde maksimum yüke göre seçilir. Borulamada bu sınırlamalar sıvı hattı için hızın 1.5 m/s'yi geçmemesi, emme ve basma hatlarında ise akışkan hızının 2.5 m/s'yi aşmamasıdır [2]. Günümüzde kullanımı gittikçe artan inverter kompresörler sayesinde farklı yük seviyeleri sebebiyle eleman seçiminden kaynaklanan enerji kaybı en az seviyeye indirilmişse de, borulama tesisatının farklı iç yüklere göre değişiklik göstermesinin mümkün olmaması sebebiyle oluşan basınç kayıpları, soğutma sistemlerinin verimlerinin düşmesine sebep olmaktadır. ASHRAE tablolarında en küçük değerin R404 için 8 kW ve boru çapı olarak da 12mm olması, bu değerlerden daha küçük yüklerde ASHRAE tabloları yardımıyla hesaplanan değerlerin hassasiyetini oldukça düşürmektedir.

Soğutma sisteminin tasarımı aşamasında kullanılan hesaplamalar, Darcy-Weisbach denklemi, bu denklemin sadeleştirilmiş hali olan ASHRAE el kitabında bulunan basınç düşüm denklemi, Hazen-Williams denklemi ve pratikte kullanılan Solkane ve Xpress gibi paket programlardır.

5. KAYNAKLAR

- [1] R. Yamankaradeniz, İ. Horuz, Ö. Kaynaklı, S. Coşkun ve N. Yamankaradeniz, *Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları*, Bursa: Dora Yayınları, 2013.
- [2] H. Bulgurcu, *Soğutma Sistemleri*, No: 645, İstanbul: Makine Mühendisleri Odası Yayını, 2015.
- [3] İ. Dinçer and M. Kanoğlu, *Refrigeration Systems and Applications*, Second Edition, John Wiley & Sons, Ltd, (2010).
- [4] A. Arora and SC. Kaushik, "Theoretical analysis of vapour compression refrigeration system with R502, R404A and R507A" *International Journal of Refrigeration*, 31, 998-1005, 2008.
- [5] A. Greco and GP. Vanoli, "Flow-boiling of R22, R134a, R507, R404A and R410A inside a smooth horizontal tube", *International Journal of Refrigeration*, 28, 872-880, 2005.
- [6] YW. Hwang and MS. Kim, "The pressure drop in microtubes and the correlation development", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, 1804-1812, 2006.
- [7] AS. Pamitran, K. Choi, JT. Oh and PS. Hrnjak, "Characteristic of two-phase flow pattern transitions and pressure drop of five refrigerants in horizontal circular small tubes", *International Journal of Refrigeration*, 33, 578-588, 2010.
- [8] CY. Park and PS. Hrnjak, "CO₂ and R404A flow boiling heat transfer, pressure drop, and flow pattern at low temperatures in horizontal smooth tube", *International Journal of Refrigeration*, 30, 167-178, 2007.
- [9] SL. Qi, P. Zhang, RZ Wang and LX. Xu, "Single-phase pressure drop and heat transfer characteristic of turbulent liquid nitrogen in micro-tubes", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50, 1993-2001, 2007.
- [10] SN. Sapali and A. Patil, "Two-phase condensation heat transfer coefficients and pressure drop of R404A for different condensing temperatures in a smooth and micro-fin tube", *International Journal of Engineering Science and Technology*, 1 (12), 43-58, 2009.

- [11] Y. Yan and T. Lin, "Condensations heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a small pipe", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42, 697-708, (2004).
- [12] SH. Yoon, ES. Cho, Y.W. Hwang, MS. Kim, K. Min and Y. Kim, "Characteristics of evaporative heat and pressure drop of carbon dioxide and correlation development", *International Journal of Refrigeration*, 27, 11-119, 2004.
- [13] JM. Cho and MS. Kim, "Experimental studies of evaporative heat transfer and pressure drop of CO₂ in smooth and micro-fin tubes of diameters of 5 and 9,52 mm", *International Journal of Refrigeration*, 30, 986-994, 2007.
- [14] S. Wellsandt and L. Vamling, "Evaporation of R407C and 410A in a horizontal herringbone microfin tube: heat transfer and pressure drop", *International Journal of Refrigeration*, 28, 901-911, 2005.
- [15] MJ. Wilson, TA. Newell and JC. Chato, CAI. Ferreira, "Refrigerant charge, pressure drop, and condensation heat transfer in flattened tubes", *International Journal of Refrigeration*, 26, 442-451, 2003.
- [16] O. Samoteeva, E. Granryd, B. Palm and P. Fernando, "Modelling of the amount of refrigerant and pressure drop in rectangular copper microchannel evaporator", *Proceedings of Zero leakage-Minimum Charge IIR/IIF conference*, Stockholm, August, 2002.
- [17] C. Babajimopoulos and G. Terzidis, "Accurate explicit equations for the determination of pipe diameters", *International Journal of Hydraulic Engineering*, 2(5), 115-120, 2013.
- [18] VEMG Diniz and PA. Souza, "Four explicit formulae for friction factor calculations in pipe flow", *Water Resources Management* 125, 369-380, 2009.
- [19] M. Niazkar, N. Talebbeydokhti and SH. Afzali, "Relations between Hazen-William coefficient and Colebrook-White friction factor: Applications in water network analysis", *European Water*, 58, 513-520, 2017.

- [20] YA. Çengel and JM. Cimbala, *Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları*, İzmir: Güven Bilimsel, 2012.
- [21] M. Soğukoğlu, *Akışkanlar Mekaniği*, İstanbul: Birsen Yayınevi, 2007.
- [22] ASHRAE, “Ashrae Handbook, Refrigeration, SI Edition” 2006.
- [23] Anonim, (02.05.2018), [Online] Erişim adresi: <https://www.elektronika-sa.com.pl/tcmodel.php?line=HCSSC-ZBD-2009&model=ZBD38KCE-TFD&RID=3&Tab=2> Erişim tarihi: 11 Mayıs 2020
- [24] R. Kinsky, *Thermodynamics and Fluid Mechanics: An Introduction*, McGraw-Hill, 1995.
- [25] SOLKANE, (08.05.2018), [Online] Erişim adresi: <http://solkane-refrigerants.software.informer.com/8.0/> Erişim tarihi: 11 Mayıs 2020

EKLER

6. EKLER

EK A: ASHRAE soğutma el kitabı

2.6

2006 ASHRAE SOĞUTMA EL KİTABI

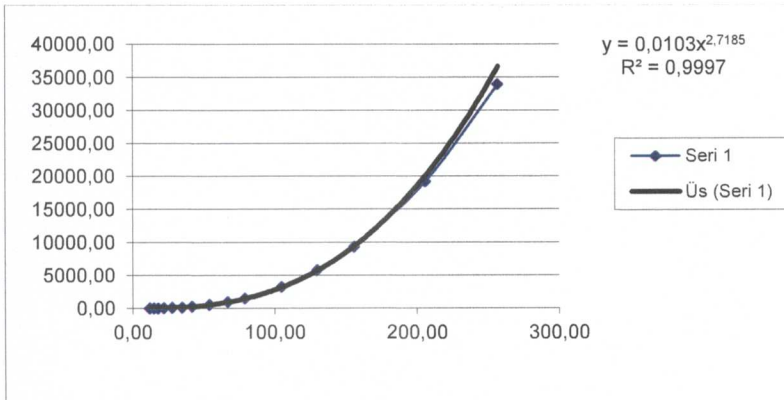
Tablo 6 Soğutulan 404a için Kilowatt Soğutma Başına Emme, Basma ve Sıvı Hattı Kapasiteleri (Tek ya da Çift Kademe Uygulamaları)

Hattın Boyu L (Yıldız Bakır Boru) OD mm	Emme Hattının (ΔT=0,01 K) Emme Hattının (ΔT=0,02 K) Ap = 71,30 Pa			Basma Hattının (ΔT=0,02 K) Ap = 875,6 Pa			Sıvı Hattının (40°C)						
	-50	-30	-20	-50	-30	-20	-50	-30	-20				
12	0,16	0,27	0,43	0,67	1,19	1,69	875,6	875,6	875,6	4,1	5,0	6,2	13,3
15	0,30	0,52	0,83	1,26	2,27	3,22	3,29	3,59	3,91	4,05	4,42	4,61	6,7
18	0,53	0,89	1,45	2,22	3,84	5,37	5,71	6,16	6,59	7,02	7,62	7,99	10,1
21	0,84	1,59	2,55	3,91	6,03	8,39	10,00	10,79	11,56	12,30	13,00	14,00	16,5
25	1,36	3,14	5,04	7,72	13,66	19,25	19,08	21,23	22,34	24,21	26,59	27,37	36,9
30	3,43	5,78	9,36	14,15	23,55	33,16	33,16	36,45	38,15	41,06	44,11	47,11	63,5
35	5,71	9,61	15,59	23,55	40,48	58,48	58,48	64,15	68,72	74,16	80,45	83,32	110,4
40	9,24	15,51	25,15	38,16	64,15	92,48	92,48	100,86	107,11	114,99	124,67	130,28	174,6
45	13,91	23,55	38,16	56,72	92,48	131,96	131,96	143,88	153,89	164,67	177,11	184,26	246,9
50	20,19	35,42	56,72	84,12	128,09	184,26	184,26	200,87	214,06	228,79	245,29	253,79	335,4
60	35,42	64,15	100,86	149,43	228,79	335,42	335,42	364,97	391,31	420,67	452,99	479,99	635,4
75	64,15	114,99	184,26	273,26	415,73	609,69	609,69	664,97	709,31	757,62	809,63	857,62	1115,4
90	100,86	184,26	298,91	440,67	641,57	924,80	924,80	1000,86	1066,91	1137,06	1211,21	1259,26	1646,1
105	150,43	273,26	440,67	641,57	924,80	1319,04	1319,04	1420,86	1500,86	1586,91	1678,06	1754,21	2292,9
120	214,06	391,31	609,69	884,26	1280,90	1842,60	1842,60	1984,26	2100,86	2222,50	2349,14	2450,78	3174,6
150	354,20	641,57	1008,60	1494,30	2140,60	3048,00	3048,00	3300,86	3486,91	3688,06	3894,21	4090,36	5319,7
200	609,69	1092,40	1684,26	2480,90	3542,00	5000,00	5000,00	5400,86	5742,50	6084,14	6425,78	6767,42	8815,4
250	924,80	1646,10	2469,10	3649,10	5000,00	6924,80	6924,80	7440,86	7857,50	8274,14	8690,78	9107,42	11746,1
300	1280,90	2287,90	3354,20	4840,60	6649,10	9131,30	9131,30	9780,86	10297,50	10814,14	11330,78	11847,42	15466,1
400	2008,60	3649,10	5389,10	7576,20	10319,00	14208,00	14208,00	15040,86	15872,50	16704,14	17535,78	18367,42	23854,6
500	2732,60	4924,80	7248,00	10319,00	14208,00	19400,00	19400,00	20480,86	21560,78	22640,70	23720,62	24800,54	31926,1
600	3456,60	6200,00	9000,00	12809,00	17542,00	23916,00	23916,00	25160,86	26404,78	27648,70	28892,62	30136,54	39011,6
750	4924,80	8690,78	12592,90	17542,00	23916,00	32448,00	32448,00	34000,86	35552,78	37104,70	38656,62	40208,54	52266,6
900	6415,73	11499,00	16842,60	23916,00	32448,00	43968,00	43968,00	46000,86	48032,78	50064,70	52096,62	54128,54	70011,6
1050	8096,91	14943,00	21406,00	29891,00	41573,00	56160,00	56160,00	58500,86	60840,78	63180,70	65520,62	67860,54	87766,6
1200	9878,06	18426,00	26537,00	49248,00	66491,00	89240,00	89240,00	92800,86	95760,78	98720,70	101680,62	104640,54	135466,6
1500	14208,00	26537,00	39131,00	70931,00	97999,00	131904,00	131904,00	137600,86	143300,78	149000,70	154700,62	160400,54	207466,6
2000	21406,00	39131,00	56720,00	100860,00	137280,00	184260,00	184260,00	191800,86	199400,78	207000,70	214600,62	222200,54	285466,6
2500	29891,00	53891,00	78090,00	131904,00	175420,00	232800,00	232800,00	241400,86	250000,78	258600,70	267200,62	275800,54	355466,6
3000	38672,00	72480,00	100860,00	175420,00	232800,00	308160,00	308160,00	317800,86	327400,78	337000,70	346600,62	356200,54	457466,6
4000	50000,00	95000,00	128090,00	232800,00	308160,00	403200,00	403200,00	414400,86	425600,78	436800,70	448000,62	459200,54	594466,6
5000	62000,00	119430,00	168426,00	298910,00	403200,00	531600,00	531600,00	544000,86	557400,78	570800,70	584200,62	597600,54	769466,6
6000	7576,20	14208,00	20086,00	27326,00	35420,00	45924,00	45924,00	47560,86	49196,78	50832,70	52468,62	54104,54	70011,6
7500	10086,00	18426,00	26537,00	36491,00	47999,00	62016,00	62016,00	64000,86	66032,78	68064,70	70096,62	72128,54	92266,6
9000	12809,00	22879,00	33542,00	48406,00	62016,00	79248,00	79248,00	81800,86	84352,78	86906,70	89460,62	92014,54	118466,6
10500	15869,10	28000,00	41573,00	60969,00	79248,00	100860,00	100860,00	103920,86	107000,78	110080,70	113160,62	116240,54	149466,6
12000	19248,00	33542,00	50000,00	75762,00	97999,00	125929,00	125929,00	129560,86	133200,78	136840,70	140480,62	144120,54	185466,6
15000	26537,00	44067,00	60969,00	100860,00	131904,00	170400,00	170400,00	175040,86	180000,78	184800,70	189600,62	194400,54	249466,6
20000	39131,00	64157,00	88426,00	137280,00	184260,00	239160,00	239160,00	245400,86	251800,78	258200,70	264600,62	271000,54	351466,6
25000	51726,00	84157,00	114990,00	184260,00	239160,00	308160,00	308160,00	315400,86	322800,78	330200,70	337600,62	345000,54	445466,6
30000	64157,00	109240,00	149430,00	239160,00	308160,00	391310,00	391310,00	399600,86	408000,78	416800,70	425600,62	434400,54	561466,6
40000	8690,78	14943,00	20086,00	27326,00	35420,00	45924,00	45924,00	47560,86	49196,78	50832,70	52468,62	54104,54	70011,6
50000	10924,00	18426,00	26537,00	36491,00	47999,00	62016,00	62016,00	64000,86	66032,78	68064,70	70096,62	72128,54	92266,6
60000	12809,00	22879,00	33542,00	48406,00	62016,00	79248,00	79248,00	81800,86	84352,78	86906,70	89460,62	92014,54	118466,6
75000	16842,60	29891,00	44067,00	60969,00	79248,00	100860,00	100860,00	103920,86	107000,78	110080,70	113160,62	116240,54	149466,6
90000	21406,00	39131,00	56720,00	78090,00	97999,00	125929,00	125929,00	129560,86	133200,78	136840,70	140480,62	144120,54	185466,6
105000	26537,00	49248,00	66491,00	97999,00	125929,00	161280,00	161280,00	165440,86	170000,78	174560,70	179120,62	183680,54	237466,6
120000	31668,00	59460,00	84157,00	119430,00	154200,00	199680,00	199680,00	204800,86	210000,78	215200,70	220400,62	225600,54	291466,6
150000	41573,00	78090,00	109240,00	149430,00	199680,00	259200,00	259200,00	265400,86	271600,78	277800,70	284000,62	290200,54	375466,6
200000	56720,00	109240,00	149430,00	199680,00	259200,00	338400,00	338400,00	345600,86	352800,78	360000,70	367200,62	374400,54	481466,6
250000	72480,00	142080,00	199680,00	259200,00	338400,00	439680,00	439680,00	448000,86	457400,78	466800,70	476200,62	485600,54	627466,6
300000	88426,00	175420,00	232800,00	308160,00	391310,00	500000,00	500000,00	509600,86	519200,78	528800,70	538400,62	548000,54	713466,6
400000	114990,00	228790,00	308160,00	391310,00	500000,00	641570,00	641570,00	652000,86	663400,78	674800,70	686200,62	697600,54	903466,6
500000	149430,00	298910,00	391310,00	500000,00	641570,00	809690,00	809690,00	821000,86	832400,78	843800,70	855200,62	866600,54	1119466,6
600000	184260,00	364910,00	492480,00	620160,00	792480,00	1008600,00	1008600,00	1020000,86	1031400,78	1042800,70	1054200,62	1065600,54	1385466,6
750000	239160,00	492480,00	620160,00	792480,00	979990,00	1259290,00	1259290,00	1271600,86	1284000,78	1296400,70	1308800,62	1321200,54	1721466,6
900000	308160,00	620160,00	792480,00	979990,00	1259290,00	1612800,00	1612800,00	1625200,86	1638600,78	1652000,70	1665400,62	1678800,54	2161466,6
1050000	386720,00	780900,00	979990,00	1259290,00	1612800,00	2008600,00	2008600,00	2023600,86	2038600,78	2053600,70	2068600,62	2083600,54	2721466,6
1200000	479990,00	979990,00	1259290,00	1612800,00	2008600,00	2592000,00	2592000,00	2608000,86	2624000,78	2640000,70	2656000,62	2672000,54	3481466,6
1500000	620160,00	1259290,00	1612800,00	2008600,00	2592000,00	3384000,00	3384000,00	3400000,86	3416000,78	3432000,70	3448000,62	3464000,54	4511466,6
2000000	841570,00	1612800,00	2008600,00	2592000,00	3384000,00	4396800,00	4396800,00	4412800,86	4428800,78	4444800,70			

EK B: İnterpolasyon hesabı

Çap (x)	Güç (y)	Hesaplanan Güç (y)	Güç - Hesapla nan Güç (y)
12.00	8.00	8.84	0.84
15.00	15.30	16.22	0.92
18.00	26.60	26.63	0.03
22.00	46.80	45.94	-0.86
28.00	92.50	88.50	-4.00
35.00	169.30	162.33	-6.97
42.00	280.40	266.47	-13.93
54.00	556.90	527.65	-29.25
67.00	989.80	948.47	-41.33
79.00	1529.90	1484.35	-45.55
105.00	3264.90	3216.92	-47.98
130.00	5788.80	5749.00	-39.80
156.00	9382.50	9437.27	54.77
206.00	19177.40	20094.87	917.47
257.00	33992.30	36664.05	2671.75

Regresyon eğri uydurma işlemi sonucunda $R^2 = 0.9997$ olacak şekilde $y = 0.0103x^{2.7185}$ denklemi verileri %99 olarak temsil etmektedir. Buradan daha küçük çap değerleri hesaplanabilir.



7. ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Adı Soyadı : Mehmet Onur İLHAN

Doğum tarihi ve yeri : 25.01.1990 - Balıkesir

e-posta : mehmetonur_ilhan@hotmail.com

Öğrenim Bilgileri

Derece	Okul/Program	Yıl
Lisans	Yıldız Teknik Üniversitesi/Makina Mühendisliği	2015
Lise	Sırrı Yırcalı Anadolu Lisesi	2008