

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GENLEŞME VANASI KARAKTERİSTİĞİNİN
SOĞUTMA SİSTEMİ PERFORMANSINA
ETKİSİ

Anıl AKARSU

Nisan, 2008
İZMİR

**GENLEŞME VANASI KARAKTERİŐİNİN
SOĞUTMA SİSTEMİ PERFORMANSINA
ETKİSİ**

**Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Yüksek Lisans Tezi
Makine Mühendisliği Bölümü, Termodinamik Anabilim Dalı**

Anıl AKARSU

**Nisan, 2008
İZMİR**

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

ANIL AKARSU, tarafından DOÇ. DR. SERHAN KÜÇÜKA yönetiminde hazırlanan “GENLEŞME VANASI KARAKTERİSTİĞİNİN SOĞUTMA SİSTEMİ PERFORMANSINA ETKİSİ” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

.....

Yönetici

.....

Jüri Üyesi

.....

Jüri Üyesi

Prof. Dr. Cahit HELVACI

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

İlk olarak bana, hayatımın her anında maddi ve manevi desteğini eksik etmeyen, beni yüksek lisansa teşvik eden aileme tezim süresince gösterdikleri anlayış ve sabırdan dolayı teşekkür ediyorum.

Danışmanlığına atandığımdan beri benimle ilgilenen, tezimde çıkan sorunların çözümünde benimle birlikte çözüm arayan hocam Doç. Dr. Serhan KÜÇÜKA 'ya yardımlarından ve rehberliğinden dolayı teşekkür ederim.

Yüksek lisans öğrenimimde olduğu kadar lisans öğrenimimde de benimle ilgilenip bana destek olan sayın hocam Prof. Dr. Nuri KAYANSAYAN 'a bir kez daha teşekkür etmek istiyorum.

Son olarak deneylerim süresince bana yardımcı olan ve büyük sabır gösteren Teknisyen Alim Zorluol 'a, Arş. Gör. M. Akif EZAN 'a ve arkadaşlarıma teşekkür ediyorum.

Anıl AKARSU

GENLEŞME VANASI KARAKTERİŐTİĐİNİN SOĞUTMA SİSTEMİ PERFORMANSINA ETKİŐİ

ÖZ

Bu çalışmada kondenser tarafı hava soğutmalı olan bir su soğutma grubu, farklı hava giriş ve su giriş sıcaklıklarında çalıőtırılmıőtır. Evaporatör ve kondenser basınçlarına bağlı olarak soğutma kapasitesi ve etkinlik katsayısının deđiőtimleri incelenmiştir. Kızgınlık değerinin genleőtme vanası karakteristiğine bağlı olarak deđiőtimi araőtırılmıőt ve kızgınlık ve aőtırı soğuma değerlerinin alıőtma basınlarına bağlı deđiőtimi deneysel olarak incelenmiştir.

Anahtar sözcükler : Buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi, termostatik genleőtme vanası, kızgınlık, aőtırı soğuma, performans

EFFECTS OF EXPANSION VALVE CHARACTERISTICS ON THE COOLING CYCLES

ABSTRACT

In this thesis, a refrigeration system with an air cooled condenser is studied at different inlet temperatures of air and water. According to evaporator and condenser pressures, changes on the cooling capacity and the coefficient of performance are observed. Degree of superheat that depends on the characteristics of TXV is examined. Then effects of evaporator and condenser pressures on superheat and subcooling degrees are observed with experiments.

Keywords : Vapor compression refrigeration cycle, superheat, subcooling, thermostatic expansion valve, performance

İÇİNDEKİLER

Sayfa

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU	ii
TEŞEKKÜR	iii
ÖZ.....	iv
ABSTRACT	v
BÖLÜM BİR – GİRİŞ	1
BÖLÜM İKİ – BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİ	2
2.1 İdeal Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi	3
2.2 Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi	4
BÖLÜM ÜÇ – GENLEŞME ELEMANLARI.....	6
3.1 Kılcal (Kapileri) Borular	6
3.2 Sabit Basıncılı Genleşme Vanası	10
3.3 Şamandıralı Vanalar	12
3.4 Basınç Düşürme Memeleri.....	14
3.5 Elektronik Genleşme Vanası.....	15
BÖLÜM DÖRT – TERMOSTATİK GENLEŞME VANASI.....	19
4.1 Tanımı ve Çalışma Prensibi	19
4.2 TXV Dengeleme Yöntemi	23
4.3 Termostatik Dolgular ve Türleri	26
4.4 TXV Çalışmasını ve Performansını Etkileyen Faktörler	29
4.4.1 Kızgınlık (Superheat)	29

4.4.1 Kızgınlık (Superheat).....	29
4.4.2 Aşırı Soğuma (Subcooling).....	31
4.4.3 Kondenser ve Evaporatör Arası Basınç Farkı.....	32
4.4.4 Avlanma (Hunting)	34
4.5 TXV Seçimi	35
4.5.1 Sıvı soğutkan sıcaklık düzeltme faktörünün tespiti	36
4.5.2 Vana boyunca olan basınç düşümü tespiti	36
4.5.3 Kapasite tablolarından vana seçimi.....	37
4.5.4 Dış dengeleyicinin gerekli olup olmadığının belirlenmesi	37
4.5.5 Gövde seçimi.....	38
4.5.6 Seçici termostatik yük seçimi	38
BÖLÜM BEŞ – DENEY DÜZENEĞİ.....	39
5.1 Deney Düzenekinin Tanıtılması.....	39
5.2 Yapılan Ölçümler	40
5.2.1 Hava Akışının Ölçülmesi	40
5.2.2 Su Debisinin Ölçülmesi.....	42
5.2.3 Basınçların Ölçülmesi	43
5.2.4 Sıcaklıkların Ölçülmesi	43
5.3 Deney Sonuçlarının Hesaplama Yöntemleri.....	44
5.4 Deney Sonuçlarının Belirsizliği	48
BÖLÜM ALTI – DENEY SONUÇLARI VE DEĞERLENDİRİLMESİ.....	50
BÖLÜM YEDİ – SONUÇ	67
KAYNAKÇA	68
EK-1. Termostatik vana seçim tablosu	71

BÖLÜM BİR

GİRİŞ

Kullanım alanı açısından geniş bir yelpazeye sahip olan soğutma sistemleri, başlarda endüstri ve sanayi sektörlerinde kullanılırken teknolojinin ilerlemesiyle birlikte zamanla yaygınlaşmış, buzdolapları, klimalar gibi farklı tip ve boyutlarda üretilerek yaşamımızın vazgeçilmezleri arasına girmişlerdir.

Şüphesiz azalan enerji kaynakları nedeni ile bu cihazların enerji tüketimi önemli bir konu teşkil etmektedir. Soğutma sistemlerinin enerji sarfiyatını azaltmak sistem performanslarını ve verimlerini arttırmaktan geçer. Bu tez çalışmasında genişleme vanası ve onun sistem performansına etkileri araştırılmıştır.

Termostatik vananın fonksiyonunu anlamak için soğutma sistemini tanıtmak gereklidir. Bu nedenle ilk bölümde tez çalışmasında kullanılan deney düzeneğinin çalışma prensibini teşkil eden buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin yapısından bahsedilmiştir.

Daha sonra soğutma çevrimlerinin temel bileşenlerinden olan genişleme elemanları ve soğutma çevrimindeki yerlerinden bahsedilip, bir sonraki bölümde deney düzeneğinde bulunan termostatik genişleme vanası detaylı olarak anlatılmıştır.

Beşinci bölümde deney düzeneği ve ölçümlerde kullanılan cihazlar tanıtılarak hesaplamada kullanılan formüllerden bahsedilmiştir.

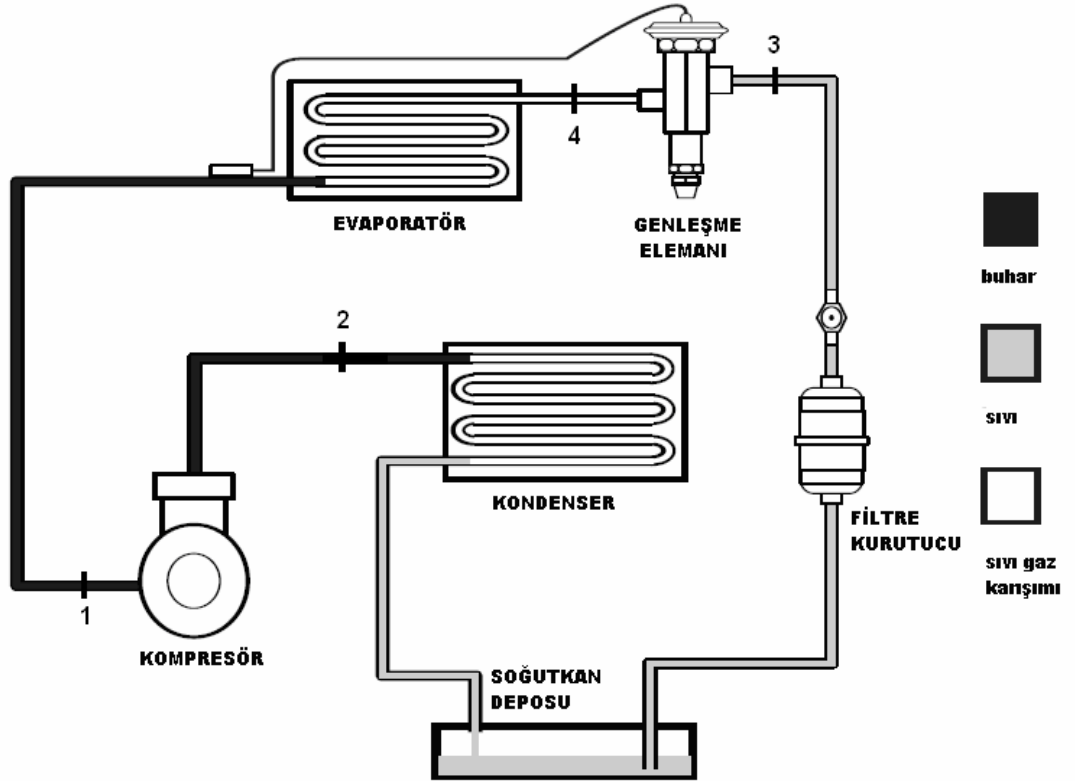
Sonraki bölümde de yapılan deneyler ve alınan sonuçlar verilip değişen evaporatör su giriş ve kondenser hava giriş sıcaklıklarının sistem performansı üzerine etkileri gözlenmiştir.

Yedinci ve son bölümde ise elde edilen sonuçların genel bir değerlendirmesi yapılmıştır.

BÖLÜM İKİ

BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİ

En sık uygulanan ve bu çalışma kapsamındaki deneylerde kullanılan soğutma çevrimidir. Temel olarak beş elemandan oluşur. Bunlar; kompresör, kondenser, evaporatör, genişleme elemanı ve ara bağlantı borularıdır (Şekil 2.1.).

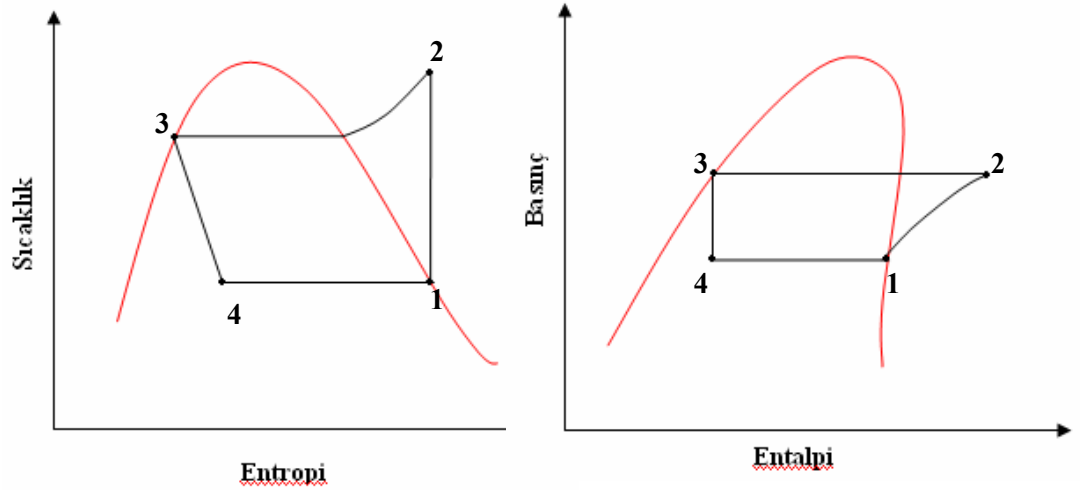


Şekil 2.1 Buhar sıkıştırma soğutma çevriminin temel yapısı.

Kompresör, soğutucu akışını sağladığı için sistemin kalbi olarak düşünülebilir. Görevi düşük basınçtaki (ve sıcaklıktaki) soğutucu buharı evaporatörden alıp onu yüksek basınçtaki (ve sıcaklıktaki) buhar fazdaki soğutkuna sıkıştırmaktadır. Yüksek basınçlı bu buhar kondenser içerisinde sıvı faza dönüşür. Kondenser bu görevi buhardan ısıyı çekerek, havaya atmasıyla yerine getirir. Yüksek basınçta kalan sıvı genişleme elemanından geçerek düşük basınçlı iki fazlı (sıvı-buhar) karışımı haline dönüştürür. Bu soğutucu karışımı evaporatörde ısı emerek buhar fazına döner ve evaporatörü terk edip kompresöre girmesiyle çevrim tamamlanmış olur.

2.1 İdeal Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi

İdeal buhar sıkıştırma soğutma çevriminde, soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar olarak girer ve izentropik olarak kondenser basıncına sıkıştırılır. Buradan kızgın buhar olarak çıkan soğutkan kondensere girerek, çevreye ısı verir ve sabit basınçta yoğuşarak kondenseri terk eder. Doymuş sıvı halindeki soğutucu akışkan genleşme elemanına geçerek evaporatör basıncına kısılır. Soğutkan kuruluk derecesi düşük bir doymuş sıvı-buhar karışım olarak evaporatöre girer ve çevreden ısı olarak sabit basınçta buharlaşır. Buradan kompresöre giderek çevrimini tamamlar. İdeal soğutma çevrimi kompresör girişinden başlayarak aşağıdaki gibi özetlenebilir (Şekil 2.2).

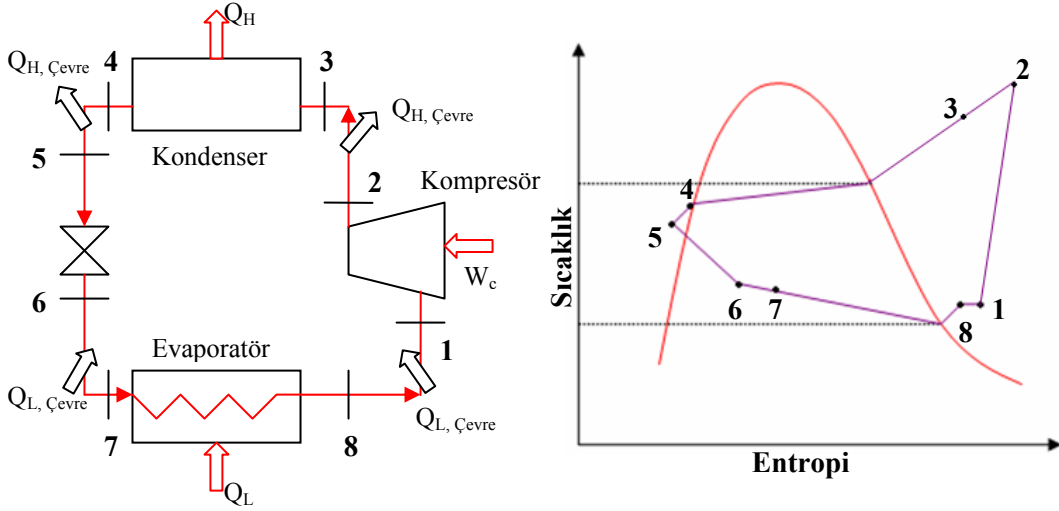


Şekil 2.2 İdeal Buhar Sıkıştırma Soğutma Çevrimi T-S Diyagramı.

- 1-2 Kompresörde izantropik sıkıştırma
- 2-3 Kondenserde çevreye sabit basınçta ısı transferi
- 3-4 Genleşme elemanından geçen akışkanın basınç düşümü
- 4-1 Evaporatöre sabit basınçta ısı transferi

2.2 Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi

Gerçek bir soğutma çevrimi, soğutkan akışı sırasında boru içi sürtünmelerden meydana gelen basınç kayıpları ve çevreden/çevreye olan ısı kayıplar/kazançlar nedeniyle ideal soğutma çevriminden farklılıklar gösterir (Şekil 2.3).



Şekil 2.3 Gerçek Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi ve T-s diyagramı.

Kompresöre giren soğutkan buharı kızgın buhar olacaktır. Sıkıştırma işlemi sırasında tersinmezlikler ve soğutkan ve çevre sıcaklıklarına bağlı olarak çevreden/çevreye ısı transferi meydana gelecektir. Tersinmezlik ve soğutkana ısı transferi entropide artmaya neden olurken, soğutkandan olan ısı kaybı entropinin düşmesine neden olacaktır. Yaygın olarak kullanılan soğutma kompresörlerinde soğutucu akışkanın çıkış entropisi giriş entropisinden daha yüksektir.

Kondenser çıkışında, kondenseri sıvı halde terk eden soğutkanın basıncı, kompresör çıkışındaki soğutkan basıncından daha düşük olacaktır. Kondenseri terk eden sıvı soğutkan sıcaklığı da genellikle doyma sıcaklığından düşük olur. Sıcaklık kondenser ve genişleme elemanı arasındaki borularda daha da düşebilmektedir. Bu sıcaklık düşümü evaporatör girişindeki soğutkan entalpisini düşürüp, soğutkanın evaporatörde daha fazla ısı çekmesini sağladığından sisteme kazanç getirmektedir.

Genleşme vanası ile evaporatör arasındaki akış sırasında meydana gelen basınç düşümü entropiyi biraz artıracaktır. Soğutkanın evaporatörden akışı sırasında basınçta bir miktar daha düşüş görülecektir. Evaporatörü terk eden soğutkan kızgın buhar haline geçecektir. Evaporatör ve kompresör arasındaki boru hattında akışkan basıncı bir miktar düşecek, ayrıca çevreden akışkana ısı geçişi olacaktır (8-1). Emme hattındaki ısı transferi ve basınç düşümü akışkanın özgül hacminin artmasına ve kompresörün emdiği akışkan kütleli debisinin azalmasına eden olduğu için sistem soğutma kapasitesinin azalmasına neden olur.

BÖLÜM ÜÇ

GENLEŞME ELEMANLARI

Soğutma çevriminde genişleme elemanı, içinden geçen akışkan basıncının buharlaşma basıncının altına düşmesini sağlayan kısma cihazdır. Aynı zamanda genişleme elemanı evaporatördeki soğutkan yükünü karşılamak amacıyla, evaporatöre olan soğutkan geçişini kontrol eder. Bu bölümde başlıca genişleme elemanlarından bahsedilecek olup bunlardan asıl konumuz olan termostatik genişleme elemanları bir sonraki bölümde daha detaylı olarak incelenecektir.

3.1 Kılcal (Kapileri) Borular

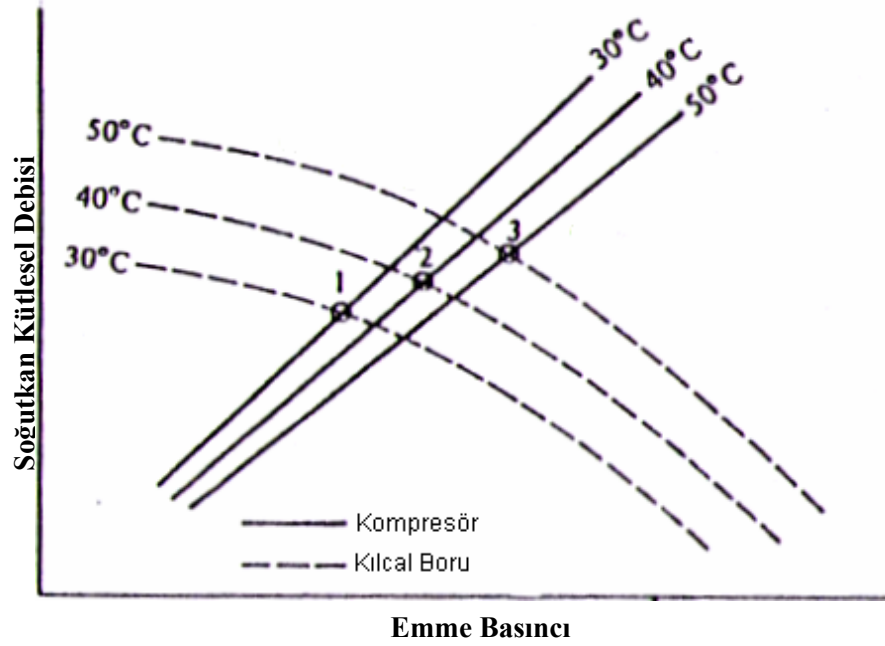
Kılcal boru, kondenser çıkışı ile evaporatör arasına bağlanmış sabit uzunluğa ve çapa sahip olup, içinden geçen akışkanın debisi nedeni ile oluşan sürtünme kayıplarının yüksek ve alçak basınç tarafları arasındaki basınç farkını dengeleyen genişleme elemanıdır. Kılcal boru uzunluğu çoğu sistemde 1-6 m arasında ve iç çapı 0,5-2 mm aralığında değişen spiral sarımlı bir borudan ibarettir (Şekil 3.1).



Şekil 3.1 Kılcal boru.

Soğutma sistemi belirli bir yoğuşma basıncında çalışırken, soğutma yükünde meydana gelecek herhangi bir düşme buharlaşma miktarının azalmasına neden olur.

Kompresörün çalışmaya devam etmesi nedeni ile takiben evaporatör basıncı da düşer. Bu sebepten kılcal boru giriş çıkışı arasındaki basınç farkı artarak evaporatöre daha fazla soğutkan geçişi sağlanır. Bu esnada kompresörün düşük emme (evaporatör) basıncından dolayı, kondensere gönderilen soğutkan kütlesi azalacak ve kondenser basıncında bir miktar düşme görülecektir. Kondenser basıncında meydana gelen düşüş, akışkandan çevreye olan ısı transferinin azalmasına neden olur ve akışkan kondenserde tam olarak yoğuşmaz. Böylece buhar fazdaki bir miktar soğutkan tam yoğuşmadan kılcal boruya girer. Buhar fazındaki soğutkanın kılcal boru içerisinde kütleli akış hızı, sıvı fazdakine göre daha düşük olduğu için evaporatöre gelen soğutkan miktarı azalarak sistemde yeni bir denge oluşur (Şekil 3.2).

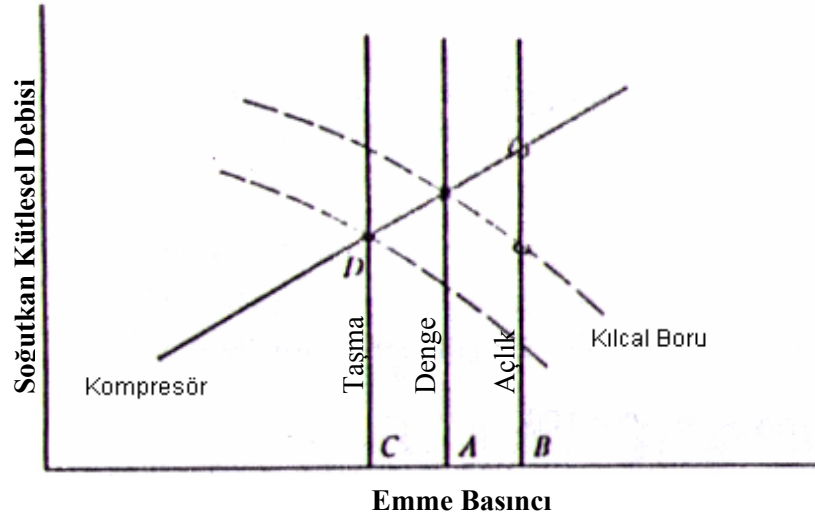


Şekil 3.2 Kılcal boru ve pistonlu kompresör bulunan bir soğutma sisteminde 30, 40 ve 50 °C yoğuşma sıcaklıklarına karşılık gelen kondenser basınçları için kompresör kılcal boru kapasite eğrileri [Dinçer, İ. (2002)].

Aksi yani soğutma yükündeki artış nedeniyle evaporatör basıncının artması durumunda kondenserde soğutkan yığılması gerçekleşir. Bu sırada evaporatördeki soğutkan şarjı noksan gelmektedir. Bu nedenlerden dolayı kondenserdeki ısı transfer alanı azalırken, evaporatördeki ıslak yüzey alanı artar. Sırayla önce kondenser basıncı artar ve ardından evaporatör basıncı azalır. Kılcal borunun giriş çıkışında

meydana gelen basınç farkındaki artış kılcal borudan geçen soğutkan debisini artırır. Ve sistem yeni dengeye kavuşur.

Evaporatörde açlık (starving), kompresör emme basıncının yükselerek, kılcal borunun evaporatörü yeteri miktarda soğutkanla besleyememesi durumuna verilen addır. Şekil 3.3’de sabit yoğuşma basıncı için A emme basıncında kompresör ve kılcal boru arasında denge noktası görülmektedir. Evaporatörün büyük bir ısı yüküne maruz kalması durumunda soğutulacak olan soğutkan sıcaklığı da iyice yükselerek emme sıcaklığı ve basıncı B noktasına taşınacaktır. Bu yeni ve yüksek emme basıncı evaporatörde kılcal borunun besleyebileceğinden daha fazla soğutkan çekerek evaporatörde açlık denen olayın görülmesine neden olur. Kondenser ve genişleme elemanı arasında, ihtiyaç halinde sisteme soğutkan tedarik eden (receiver) soğutkan deposu bulunmadığı durumlarda soğutkan kondensere dönerek burada yoğuşmanın azalmasına ve kondenser basıncının yükselmesine neden olur. Yükselen kondenser basıncı, kılcal boru besleme miktarını artırır.

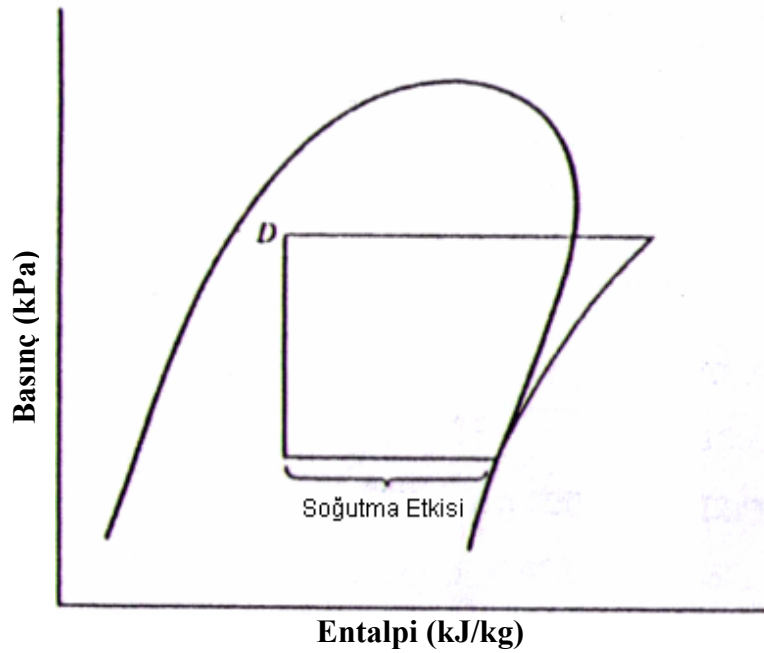


Şekil 3.3 Sabit kondenser basıncı için evaporatörde kompresör-kılcal boru kapasite eğrileri [Dinçer, İ. (2002)].

Yukarıda anlatılanın tersi yani; soğutma yükünün, A denge noktasına karşılık gelen soğutma yükünden daha da düşmesi durumunda, emme basıncı düşerek C gibi bir noktaya gelecektir. Bu durumda genişleme elemanı basınç farkı artarak kılcal boru

evaporatörü kompresörün çekebileceğinden daha fazla beslemeye başlar ve taşma (flooding) adı verilen olay meydana gelir. Bu olay sonucu kompresöre sıvı gidebileceğinden bunun gerçekleşmesi istenmez. Bu olay sisteme gereğinden fazla soğutkan yüklenmemesiyle önlenir. Kılcal boruya gaz fazda soğutkan girmesiyle soğutkan akışı azalarak, sistem yeni denge durumu olan D noktasına gelir.

D noktası yeni denge durumunu temsil etmesine karşın tatmin edici bir durum değildir. Şekil 3.4'te kılcal boruya giren soğutkan sıvı-gaz karışımı halindedir. Bu durum akışkanın birim kütlesi için soğutma etkisinin azalmasına neden olmaktadır.



Şekil 3.4 Kılcal boru içerisindeki soğutkan buharın soğutmadaki azaltıcı etkisi [Dinçer, İ. (2002)].

Kılcal borunun üretiminde kılcal borunun kullanılacağı sistemin, yüksek basınçlı tarafı dikkatli hesaplanıp tasarlanmalıdır. Kondenser hacmi gerektiği durumlarda evaporatördeki soğutkanın tümünü muhafaza edebilecek kadar büyük olmalı, buna karşın evaporatördeki soğutkanın tümünün kondenserde toplanıp, evaporatörde soğutkan şarjı eksikliğine izin vermeyecek kadar küçük olmalıdır. Dikkat edilmesi gereken diğer bir nokta, kondenserde yoğuşan soğutkanın kompresörün durması halinde yerçekimi aracılığıyla kılcal boru girişine toplanmasının sağlanmasıdır. Aksi halde, sıvı soğutkanın kondenserin değişik yerlerinde toplanmasıyla, kılcal boruya

sıcak gaz gelir ve kılcal borudan geçerek evaporatöre gelerek burada yoğuşur. Bu durum alçak ve yüksek basınç taraflarındaki basınçların aynı seviyeye gelmesini geciktirip kompresörün bir sonraki kalkışında zorlanmasına sebep olacağı gibi, kompresöre sıvı gelmesine de sebep olabilir. Alçak basınç tarafının tasarımında ise, soğutkan şarjının mümkün olduğu kadar az olması ve bu şarj miktarındaki toleransın geniş olması istenir. Çünkü evaporatördeki soğutkan miktarı, sistem dururken en yüksek değere erişecek, çalışırken ise aksine en düşük seviyede olacaktır.

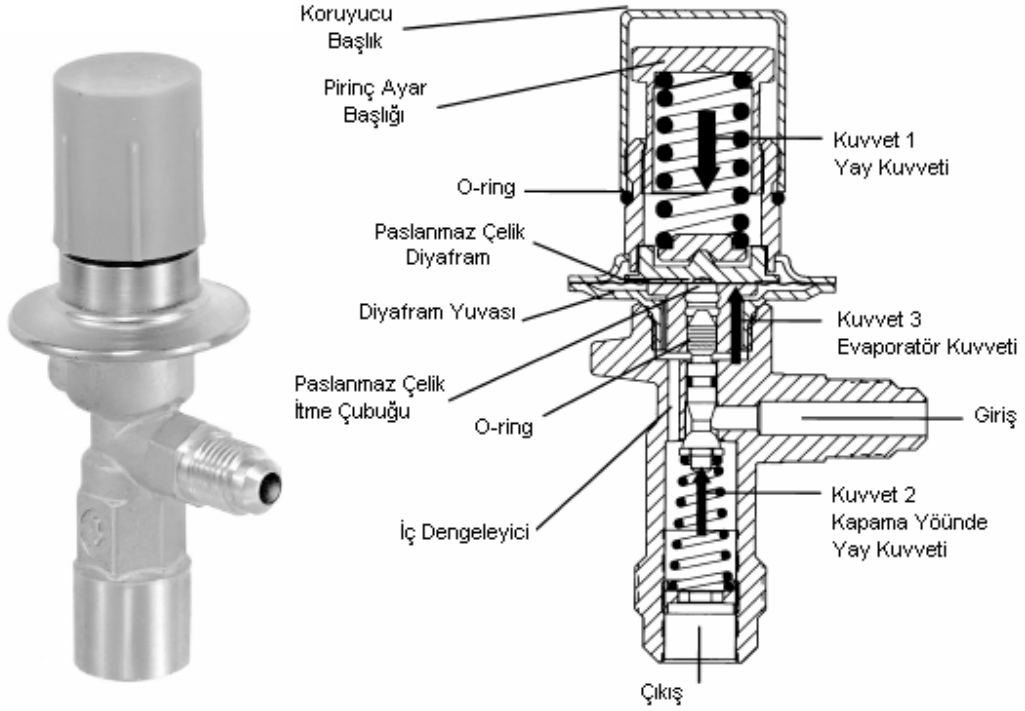
Çoğu uygulamada, kılcal boru kompresör emiş borusuna kaynakla bağlanarak bir ısı değiştirici konumu elde edilir ve sistemin performans katsayısı artırılmış olur. Yang, C. ve Bansal P.K. (2005), yaptıkları sayısal çalışma ile, yoğuşma, buharlaşma sıcaklıklarının, aşırı soğutma ve kızgınlık derecelerinin, kılcal boru çap ve boyunun, ve son olarak da iki fazlı akışkan girişteki değişimlerin böyle bir sistemin performansı üstüne etkilerini araştırmışlardır.

Kılcal borular belli avantajlara ve dezavantajlara sahiptirler. Basit olmaları, hareketli parçalarının bulunmaması ve ucuz olmaları en büyük artılarıdır. Çevrimin çalışmadığı durumda sistemin dengeye gelmesini sağlarlar. Bu sayede kompresör düşük kalkış torku ile çalışmaya başlayabilir.

Dezavantajları arasında farklı durumlar için ayarlanamamaları, küçük iç çaplarından dolayı yabancı maddelerle tikanabilmeleri sayılabilir. Bu tıkanma, kılcal boru önüne iyi bir filtre-kurutucu konulmasıyla giderilir.

3.2 Sabit Basıncılı Genleşme Vanası

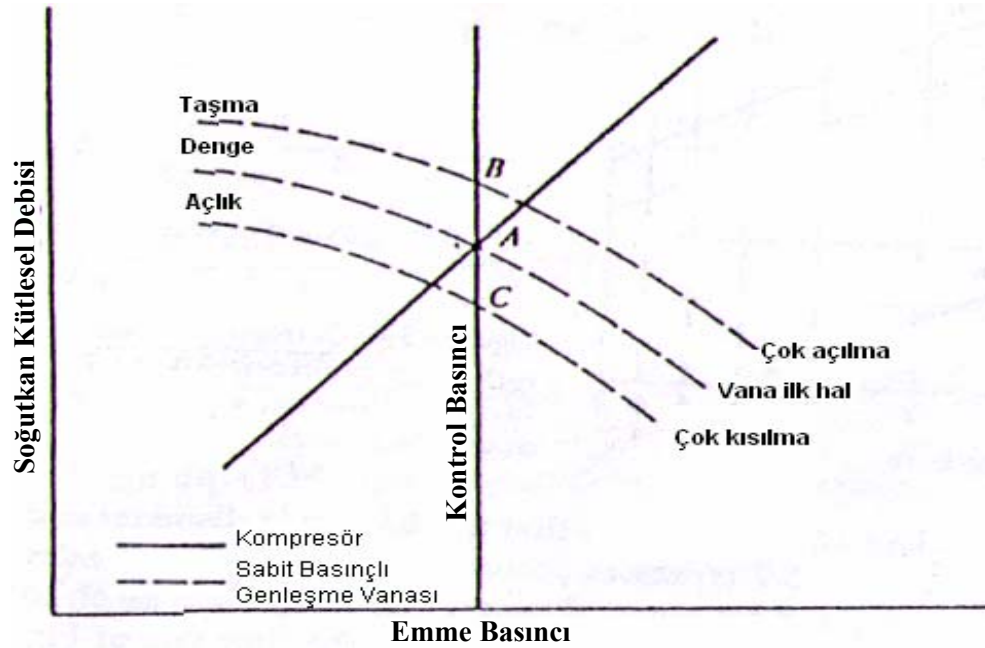
Sabit basıncılı genleşme vanası, el ile ayarlanan vana çıkışındaki (evaporatör girişindeki) basıncın sabit tutulmasını sağlar (Şekil 3.5). Buharlaşma sıcaklığı yapılan basınç kontrolü suretiyle muhafaza edilmeye çalışılır. Sabit basıncılı genleşme vanaları, evaporatör basıncını ölçer. Ölçülen bu basınç kontrol noktasının altına düştüğünde vana daha da açılırken, kontrol noktasının üstüne çıktığında vana kısmen kısılır.



Şekil 3.5 Sabit basınçlı genişleme vanası [Parker Valves].

Şekil 3.6'da sabit yoğuşma basıncı için kompresör kapasite ve vana açıklık değişimleri gösterilmiştir. A noktası kompresörün evaporatörden genişleme vanasının beslediği kadar soğutkan çektiği denge durumunu göstermektedir. Soğutma yükü düştüğünde, emme sıcaklık ve basıncı düşmeye çalışacak fakat vana daha fazla açılarak basınç düşümüne karşı koyacaktır. Oluşan bu durumda kompresör kapasitesi sabit kalacak fakat vana kapasitesi B noktasına yükselecektir. Bu nedenle evaporatörde taşma görülecektir. Evaporatörde açıklık durumu ise vananın C noktasında çalışması durumunda görülür.

Evaporatör yüklerinin değişimlerine bağlı olarak değişen kızgınlık değerini belirli bir seviyede tutmak ve sıvının kompresör emişine yürümesini önlemek bu tip vanalarla mümkün değildir. Evaporatörde meydana gelen soğutkan taşmasını önlemek için, sabit genişleme vanaları, soğutma kapasitesi 30 kW'ın altındaki sistemlerle kısıtlandırılmıştır. Sabit basınç genişleme vanaları, evaporatör sıcaklığının sabit tutularak nem kontrolünün sağlandığı sistemlerde ve evaporatör basıncının aşırı düşmesi ile donmanın olması istenmeyen su soğutucularında kullanılır.

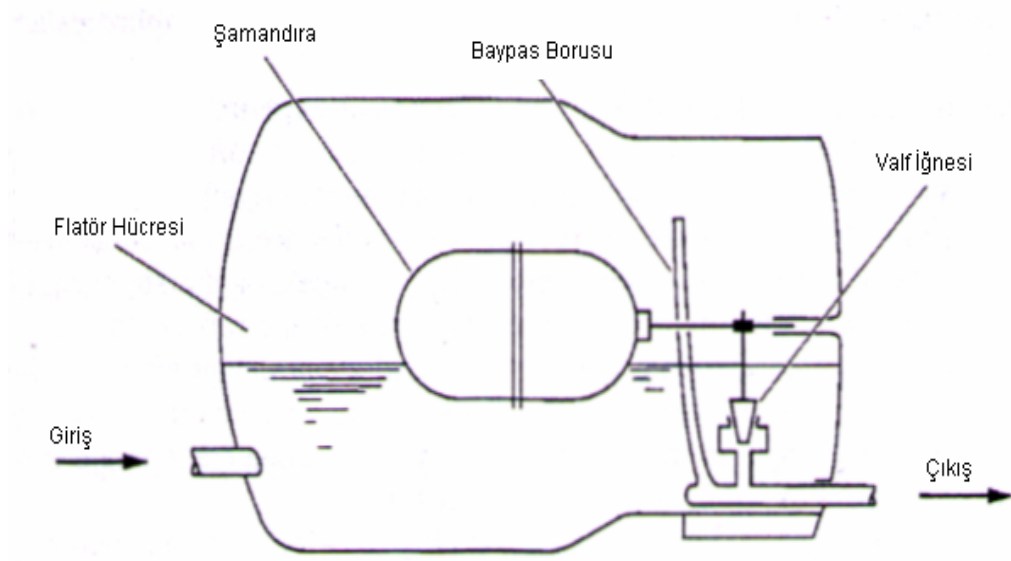


Şekil 3.6 Yoğuşma basıncının sabit olduğu durum için sabit basınçlı genişleme vanasının denge durumu [Dinçer, İ. (2002)].

3.3 Şamandıralı Vanalar

Evaporatördeki sıvı soğutkan seviyesini sabit bir değerde tutarak soğutkan debisini kontrol eden elemanlardır. Soğutma sisteminde yüksek ve alçak basınç tarafı olmak üzere kullanım yerlerine göre 2'ye ayrılırlar.

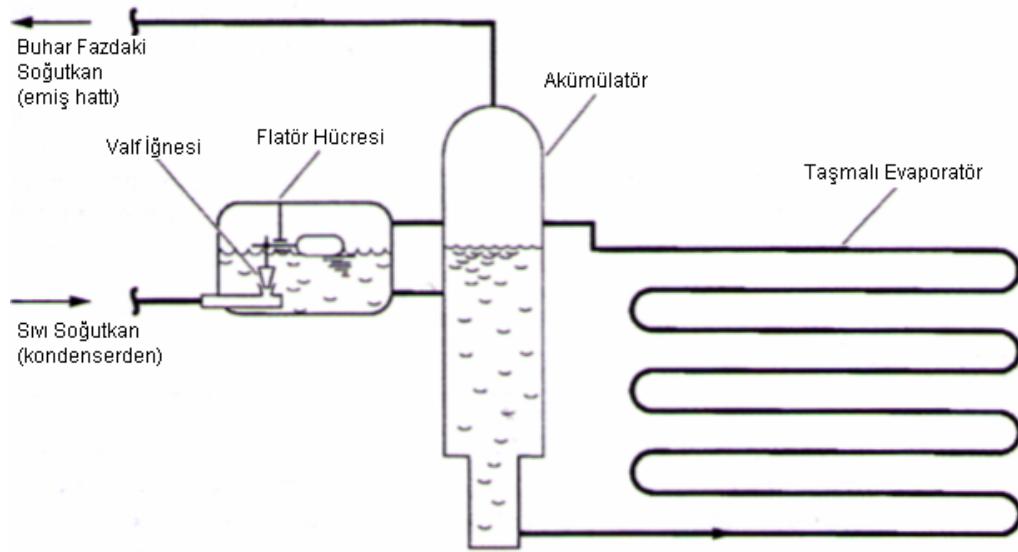
Yüksek basınç tarafı şamandıralı vanası, soğutkan çevriminin yüksek basınç tarafında bulunur. Şekil 3.7'de de gösterildiği üzere yüksek basınç tarafı şamandıralı vanası, dış gövde (flatör hücresi), flatör şamandırası, vana iğnesi-yuvası ve bağlantı borularından meydana gelir. Flatör hücresinin yoğuşmayan gazlarla dolması ve kondenser basıncının aşırı artmasının engellenmesi amacıyla flatör hücresi içerisine baypas borusu konulmuştur. Evaporatörün soğutkan ihtiyacı kondenserdan gelen ve flatör hücresini dolduran sıvı soğutkanın flatör hücresinin belirli bir seviyesini aşıp şamandırayı hareket ettirmesi sonucunda vana iğnesinin açılmasıyla sağlanır.



Şekil 3.7 Yüksek basınç tarafı şamandıralı (flatörlü) vana [Wang, S.K. (2001)].

Sisteme fazla şarj edilen soğutkanın, tümüyle buharlaşmayarak evaporatörü terk edebileceği ve sıvı soğutkanın kompresöre kaçabileceği, eksik şarjın da evaporatör kapasitesini tam olarak karşılayamayacağı bilinmeli ve soğutkan şarjı dikkatli yapılmalıdır. Bu tip sistemlerde soğutkan şarjının büyük bir kısmı evaporatörde bulunur.

Alçak taraf şamandıralı vanası (Şekil 3.8), soğutma sisteminin alçak basınç tarafına bağlanır. Yüksek basınç tarafı şamandıralı vanası, kondenslerden gelen sıvı soğutkana göre açılıp kapanırken, alçak basınç tarafı şamandıralı vanası evaporatördeki sıvı soğutkan seviyesinin düşmesiyle açılır. Evaporatördeki sıvı seviyesi düştüğünde şamandıralı vananın hareketiyle vana iğnesi, vana yuvasından ayrılarak evaporatöre giden soğutkan miktarını artırır. Şamandıranın açma kapama seviyesi dıştan bir ayar vidasıyla ayarlanabilir. Alçak basınç tarafı şamandıralı vanası kullanılan bir sistemde soğutkan şarjının biraz noksan veya biraz fazla olması yüksek basınç tarafı şamandıralı vanasındaki gibi çok kritik bir duruma neden olmaz.



Şekil 3.8 Alçak basınç tarafı şamandıralı vanası [Wang, S.K. (2001)].

Bu tip bir sistemde yüksek buharlaşma gerçekleşen bir evaporatör söz konusu olduğunda, sıvı soğutkanın üst yüzünde dalgalanmalar gerçekleşir ve bu seviye normal sıvı seviyesi olarak alınır. Kompresör durduğunda sıvı seviyesi düşerek evaporatöre şamandıralı vanadan sıvı soğutkan gönderilir. Bu olay kompresör yeniden çalışmaya başladığında kompresöre sıvı soğutkan gitmesine neden olur. Bunu önlemek için sıvı soğutkanın flatöre giriş tarafına solenoid vana konularak bu vana kompresör durduğunda kapatılır.

3.4 Basınç Düşürme Memeleri

Küçük kapasiteli paket tipi klima cihazlarında maliyetlerinin düşük olması, kontrol, tamir bakımı ile değiştirilmesinin kolay oluşu nedeniyle son yıllarda sıkça kullanılan genişleme elemanı tipidirler. Sistem durduğunda alçak ve yüksek basınç taraflarını dengelediği için ekonomik olan düşük kalkış torklu kompresör motorlarının kullanılmasına imkân vermeleri diğer önemli avantajlarıdır.

Basınç düşümünü sağlayan meme sabit veya hareketli olabilir. Sabit meme tipleri daha çok tek yönlü akış için uygun olup soğutma uygulamalarında kullanılır. Hareketli meme/piston türü ise ısı pompası uygulamaları için uygundur.

Soğutucu akışkan cinsi, buharlaşma ve yoğuşma sıcaklık/basınçları, sistemin soğutma kapasitesi gibi uygulama şartlarına göre meme çap ve boyu seçilir. Aynı işi gören kılcal borulara kıyasla boyutlarının daha küçük oluşu basınç düşürme memelerinin tercih edilmesindeki diğer bir nedendir. Soğutkan şarj miktarının doğru seçilmesi diğer genişleme elemanlarında olduğu gibi basınç düşürme memelerinde de önem teşkil eder. [Özkoç, N. (2004)]

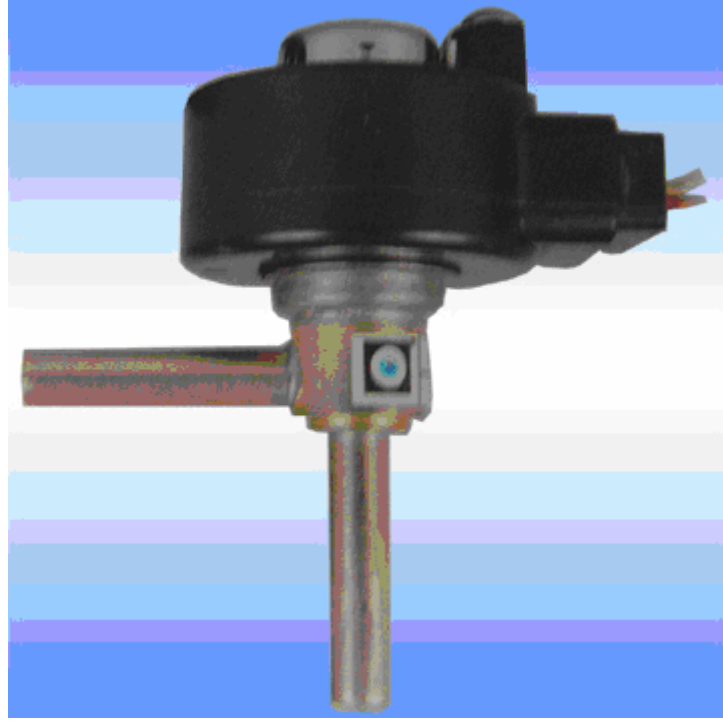
3.5 Elektronik Genleşme Vanası

Son yıllarda kullanımı yaygınlaşmakta olan genişleme vanası tipidir (Şekil 3.10). Çalışma prensibi bakımından evaporatör çıkışındaki soğutkanın sıvı miktarını bir termistör kullanarak ölçer. Sıvı bulunmadığı yani soğutkanın %100 buhar fazda olduğu durumda termistör sıcaklığı yükselerek direnci düşer. Vanada bulunan ısıtıcı, vana tahrik mekanizmasına daha büyük bir akım gönderir. Bu sayede vana daha da açılarak, vanadan geçen soğutkan miktarını artırır.

Elektronik veya mikro işlemci kontrollü genişleme vanaları, termostatik vanalara kıyasla değişen ortam ve sistem koşullarına daha hızlı cevap vererek soğutkan akışının daha doğru kontrol edilmesini sağlarlar. Bu sayede termostatik vanalarda görülen ve istenmeyen bir durum olan avlanma (hunting) durumunun meydana gelmesi önlenir (Avlanma konusundan termostatik vanaları kısmında daha detaylı olarak bahsedilecektir). Aprea, C. ve Mastrullo, R. (2002) termostatik (TXV) ve elektronik (EEV) genişleme vanalarının kararlı hal ve zamanla değişen durumlardaki performanslarını deneylerle araştırmışlardır. Yaptıkları bu çalışmada her iki vana da buhar sıkıştırırmalı bir soğutma çevrimli deney düzeneğinde kullanılmışlardır.

Bu deney düzeneğinde soğutma sisteminin evaporatörü 5m uzunluğundaki bir kanaldan gelen ve debisi 600 ile 300 m³/h arasında değişen 27.5 °C sıcaklığında %50 bağıl neme sahip hava ile ısıtılmakta olup, buharlaşma sıcaklığı -30 °C ile -5 °C arasında değişmektedir. Buradan ayrılan akışkan soğutma kapasitesi 1.6 kw ile 5 kw arasında değişen yarı hermetik kompresörden geçmektedir. Sistemdeki kondenser su

soğutmalı karşıt akışlı bir ısı eşanjörüdür. Suyun debisi sabit tutulmuş olup giriş çıkış sıcaklıkları 20–35 °C dir. Kondenser yoğuşma sıcaklığı ise yaklaşık 35 °C civarındadır. Sistemde soğutucu akışkan olarak R22 ve R407C kullanılmıştır.

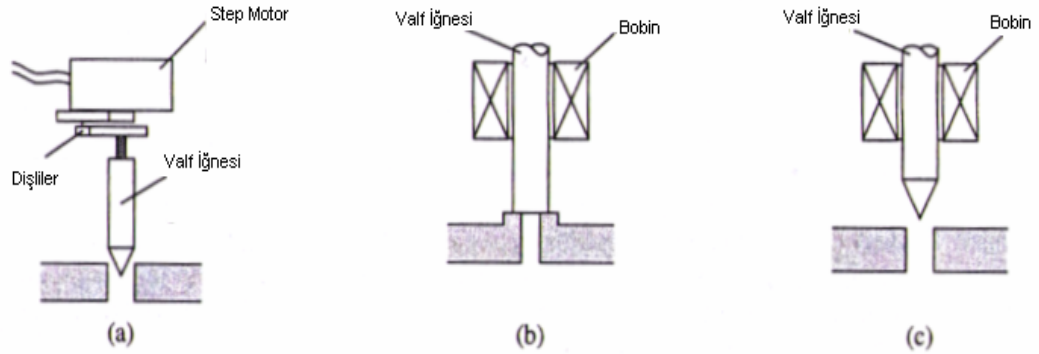


Şekil 3.10 Elektronik genleşme vanası.

Yapılan deneyler sonucunda doğru boyutlarda seçildiklerinde kararlı hal için her iki vananın da hemen hemen aynı performansa sahip olduğu görülmüştür. Bu durumda R22 gazı ile yapılan deneylerde her iki vana da tercih edilen aynı 10 °C kızgın buhar sıcaklığını sağlamaktadırlar. Fakat zamanla değişen durumlar için istenen kızgın buhar sıcaklığına elektronik genleşme vanası daha önce ulaşmaktadır. Bunun nedeni de elektronik vananın daha küçük salınımlarla çalışmasıdır.

Sonuç olarak kararlı hal için EEV ve TXV kullanılan soğutma sistemleri hemen hemen aynı soğutma etkinlik katsayısı (COP) değerini sağlamaktadırlar. Soğutma yükünün zamanla değiştiği dinamik durumlarda ise, elektronik genleşme vanası daha iyi bir performans göstermektedir.

Yaygın olarak kullanılan 3 tip elektronik genişleme vanası bulunmaktadır (Şekil 3.11): Step motorlu vanalar, oransal manyetik bobinli vanalar ve açıp kapama sürelerinin kısaltılıp uzatılması suretiyle soğutkan akışının sağlandığı vanalar (pulse-width modulated valves).



Şekil 3.11 Elektronik genişleme vanası tipleri (a) step motorlu elektronik genişleme vanası (b) oransal manyetik bobinli vana, (c) açma sürelerinin kısaltılıp uzatılmasıyla soğutkan akışının kontrolünün yapıldığı genişleme vanası [Wang, S.K. (2001)].

Elektrikli step motor tahrikli genişleme vanaları diğer elektronik genişleme vanalarına kıyasla daha kullanışlıdır. Step motor, sürekli ileri veya geri hareket eden elektronik olarak kontrolü sağlanan motordur. Step motorlar çalışması esnasında bir cari basamak sinyali alırlar (200/s). Genleşme vanasını açıp kapamak için dairesel hareket doğrusal harekete çevrilir. Torku arttırmak için dişliler kullanılır. Bu sayede daha küçük bir motor fazla zorlanmaya maruz kalmadan kullanılabilir. Bu step motorlar sadece 5,7 W'lık güce ihtiyaç duymaktadırlar.

Dolin, B.J. (1997) bir step motorun milinin 3,2 mm'lik hareketi için 1532 adıma ihtiyacı olduğunu belirtmiştir. Bu her adım R-22 akış debisini 0,001 kg/min arttırabilecektir.

Oransal manyetik bobinli vanalar, tam açık veya tam kapalı çalışmak yerine doğru akımla beslenen bir elektro mıknatısın bobininin manyetik alanının kuvveti değiştirilerek vananın istenen bir açıklıkta kalması sağlanır. Devre şemasının pulse-

width modüllü vanalara veya step motorlu vanalara kıyasla daha karmaşık olması zorluklar çıkabilmektedir.

Açma sürelerinin kısaltılıp uzatılmasıyla soğutkan akışının kontrolünün yapıldığı vanalar (**Pulse-Width Modulated Valves**) on-off çalışan yani tam açık ya da tam kapalı solenoid vanalardır. Burada sistemden geçecek olan soğutkan miktarı vananın açık halde bulunduğu süreyle belirlenir. Örneğin 5 saniye devirle açılıp kapanan bir solenoid vanada debinin %40'a düşürülmesi istendiği takdirde vana 2 sn açık kalıp 3 sn kapalı kalacaktır. Sıvı soğutkanın sıvı hattında yaklaşık 0,5 m/s hızla akarken vananın aniden kapanması halinde birçok titreşim meydana gelir. Bu yüzden kullanımı sakıncalar doğurur [Wang, S.K. (2001), Özkol, N. (2004)]

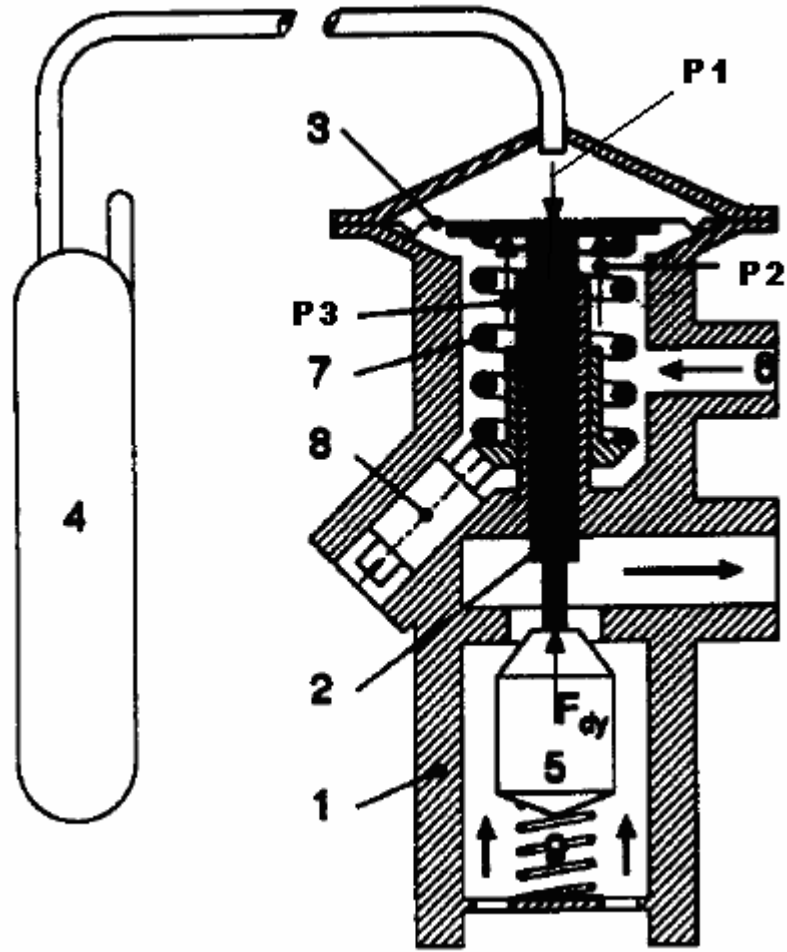
BÖLÜM DÖRT

TERMOSTATİK GENLEŞME VANASI (TXV)

4.1 Tanımı ve Çalışma Prensibi

Orta büyüklükteki soğutma sistemleri için en yaygın kullanılan genleşme elemanı tipi termostatik genleşme vanasıdır. TXV’de kontrol evaporatör sıcaklığıyla değil, evaporatörden çıkan emiş gazının kızgınlık miktarına göre sağlanır. Sıvı soğutkanın akış miktarı, evaporatör çıkışındaki kızgınlık miktarına göre oransal olarak kontrol edilir. Amaç evaporatör çıkışındaki kızgınlık değerini sabit bir derecede tutmaktır.

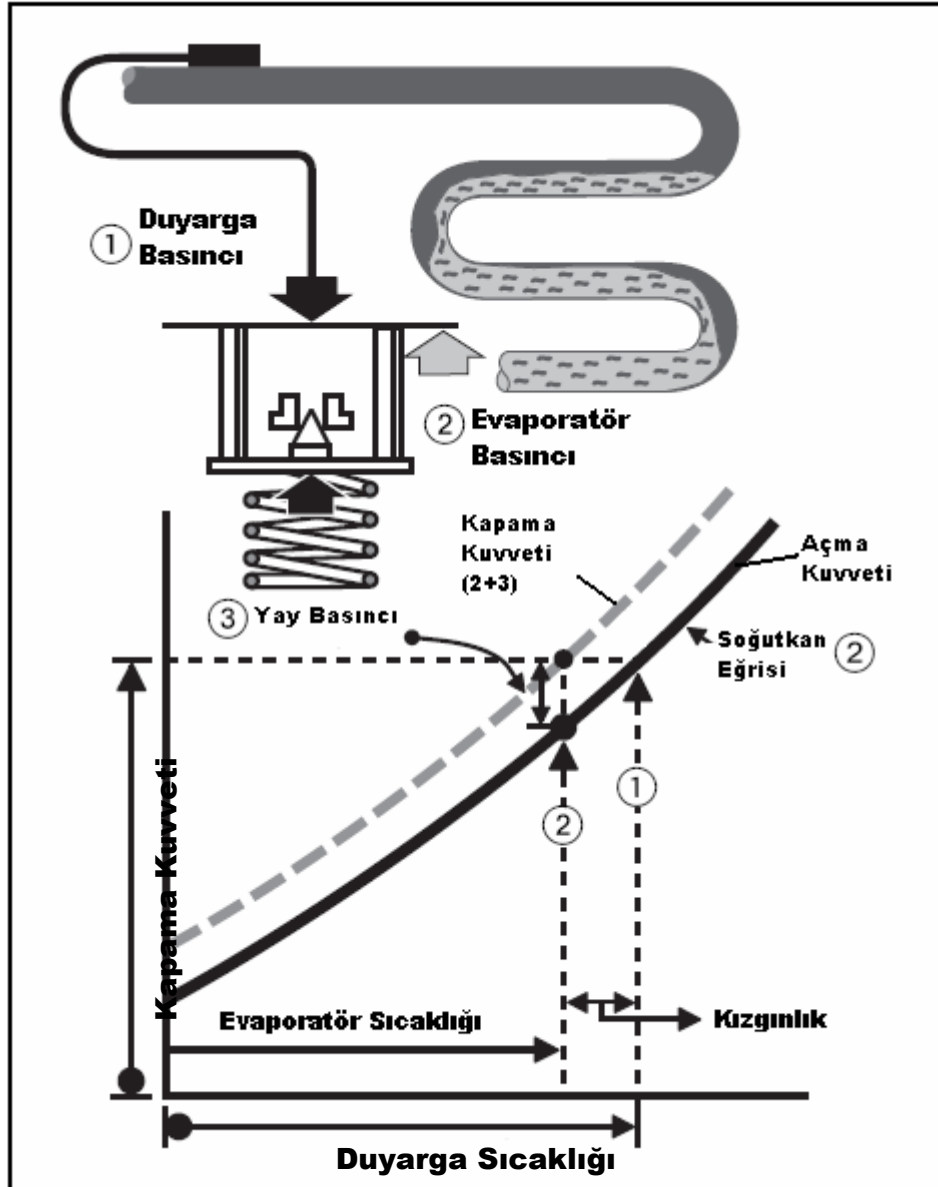
Şekil 4.1’de tipik bir genleşme vanası şematik olarak gösterilmiştir. Termostatik duyarga (bulb) (4) evaporatör çıkış borusuna bağlanmış olup evaporatör çıkışındaki soğutkan sıcaklığını hissetmektedir. Bu ölçüm esnasında duyarga içerisinde oluşan basınç, diyaframın (3) üst yüzeyine iletilmektedir. Bu basınç evaporatör çıkış sıcaklığı evaporatör çıkış sıcaklığı ve duyargadaki yük tipinin bir fonksiyonudur. Diyaframın altında ise asıl buharlaşma basıncı etki etmektedir. Asıl evaporatör basıncı, düşük basınç düşümüne sahip evaporatör sistemleri (içten dengeli TXV’li sistemler) için TXV çıkış basıncı olarak alınırken, büyük basınç düşümüne sahip evaporatör sistemleri (dış dengeli TXV’li sistemler) için soğutkanın evaporatör çıkış basıncına eşittir. Diyafram evaporatör çıkışındaki kızgınlık miktarını diyaframın alt ve üst yüzeylerine etki eden basınçlarını farkını kullanarak ayarlar. Diyaframın altındaki yay (7), duyarga basıncının evaporatör basıncından her zaman daha yüksek olmasını sağlamaktadır. Yayıdaki gerilme miktarı, vana üzerindeki ayar vidasını (8) çevirerek ayarlanabilmektedir. Bu ayar vidası aynı zamanda sistemdeki kararlı hali düzeltmek için de yardımcı olmaktadır. Diyafram, tapayı (5) aktüatör (2) yardımıyla hareket ettirerek soğutkan akışını kontrol eder.



Şekil 4.1 Tipik bir Termostatik genişleme vanası (Conde, M.R. ve Suter, P.)

(1) Vana Gövdesi; (2) Vana İğnesi; (3) Diyafram; (4) Termostatik (Bulb) Duyarga; (5) Tapa; (6) Dış Dengeleme Yuvası; (7) Kızgınlık Ayar Yayı; (8) Kızgınlık Ayar Vidası; (9) Tapa Destek Yayı.

TXV yapacağı işleme 3 temel basıncı karşılaştırarak karar verir. Vanayı açmaya çalıştıran, sıcaklık izleyici duyarga vasıtasıyla diyaframa iletilen duyarga basıncı P_1 , diyafram altına vanayı kapama yönünde etki eden evaporatör basıncı P_2 ve yay basıncı P_3 . Kuyruk duyarga basıncı termostatik yükün bir fonksiyonudur. Bu basınç vananın üstüne etki ederek daha fazla açılmasını sağlar. Evaporatör ve yay basınçları vanayı kapatma yönünde etki eder. TXV basınç dengesi $P_1 = P_2 + P_3$ şeklindedir.



Şekil 4.2 TXV'ye etki eden kuvvetler.

Yay basıncı, yay kuvvetinin diyaframın efektif alanına bölümü olarak tanımlanır. Diyaframın efektif alanı ise toplam diyafram alanının kuyruk duyurga ve dengeleyici basınçlarıyla açma/kapama kuvvetlerini karşılamak için kullandıkları kısımdır. Yay basıncı vana istenilen kızgınlığa ayarlandıktan sonra sabit olmaktadır. Özetle TXV yay basıncını kullanarak kuyruk duyurga ve evaporatör basınç farkını kontrol eder.

Duyarganın görevi evaporatörü terk eden buhar fazdaki soğutkanın sıcaklığını hissetmektir. İstenen, duyurga sıcaklığının soğutkan buhar sıcaklığına tamı tamına eşit olmasıdır. Duyurga sıcaklığı yükselirken, duyurga basıncı da artarak vana

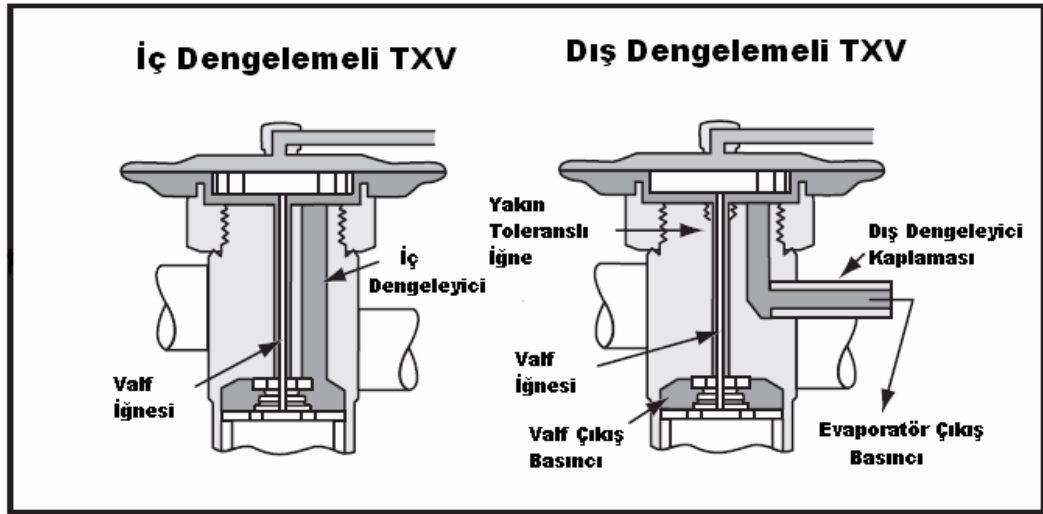
iğnesinin vana yuvasından uzaklaşmasına ve daha fazla soğutkan geçişine neden olur. Vana, $P_1 = P_2 + P_3$ olana, denge yeniden sağlanana kadar açılmaya devam eder. Ters durumda, duyarga sıcaklığı düşerken duyarga basıncı da düşerek vana iğnesinin vana yuvasına yaklaşmasına neden olarak evaporatör basıncı (P_2) ve yay basıncı (P_3) toplamı duyarga basıncını (P_1) karşılayana kadar vana kapanmaya devam eder.

Evaporatör çıkışında soğutkan buhar sıcaklığında değişikliğe neden olan iki etken vardır. Bunlardan ilki vana ayar vidasıyla yay basıncını değiştirmek, diğeri de evaporatördeki ısı yük değişimleridir. Yay basıncı, vana ayar vidası saat yönünde çevrilerek artırıldığında statik kızgınlık artar ve evaporatöre olan soğutkan akışı azalır. Bunun neticesinde evaporatör sıcaklığı artarak, evaporatörde soğutkanın tamamıyla buharlaştığı nokta evaporatör içinde daha geriye gelir, dolayısıyla evaporatörde buhar fazdaki soğutkanın ısınacağı alan daha da artar. Yay ayar vidasının saatin tersi yönünde çevrilmesi durumunda, yay basıncı azalır (statik kızgınlık azalır) ve bu durum vananın soğutkan akışını artırdığı gibi soğutkan buharı ve duyarganın sıcaklıklarını azaltır. Yay basıncı vanayı kontrol eden kızgınlığa karar verir. Yay basıncını arttırmak kızgınlığı artırırken, azaltmak kızgınlığı azaltır.

Evaporatör ısı yükünde meydana gelen artış evaporatörde soğutkanın daha hızlı bir şekilde buharlaşmasını sağlar. Bu sayede buharlaşmanın tümüyle sağlandığı nokta evaporatörde daha bir geriye kayacak ve buhar fazdaki soğutkanın evaporatörden daha yüksek sıcaklıkta çıkması sağlanacaktır. Bu da duyarga sıcaklığını, dolayısıyla duyarga basıncını artırarak vananın daha da açılmasını sağlayacaktır. Ve soğutkan buhar ve duyarga sıcaklıklarındaki bu artış evaporatör ve yay basınçları duyarga basıncını dengeleyene kadar devam edecektir. Ters durumda ise, evaporatör ısı yükünde meydana gelen bir azalma, buhar ve duyarga sıcaklıklarını azaltarak vananın evaporatör, yay ve duyarga basınçları dengeye gelene kadar kapanmasına neden olacaktır. Vana ayar vidasıyla değiştirilen yay basıncının aksine evaporatör yükünde meydana gelen herhangi bir değişiklik TXV çalışmasını belirleyen ayar kızgınlığı etkilemeyecektir. Çünkü TXV, ısı yükten bağımsız olarak duyarga ve evaporatör basınç farkını sabit tutmayı sağlamak amacıyla tasarlanır. Kızgınlık konusu daha detaylı olarak ileride anlatılacaktır.

4.2 TXV Dengeleme Yöntemi

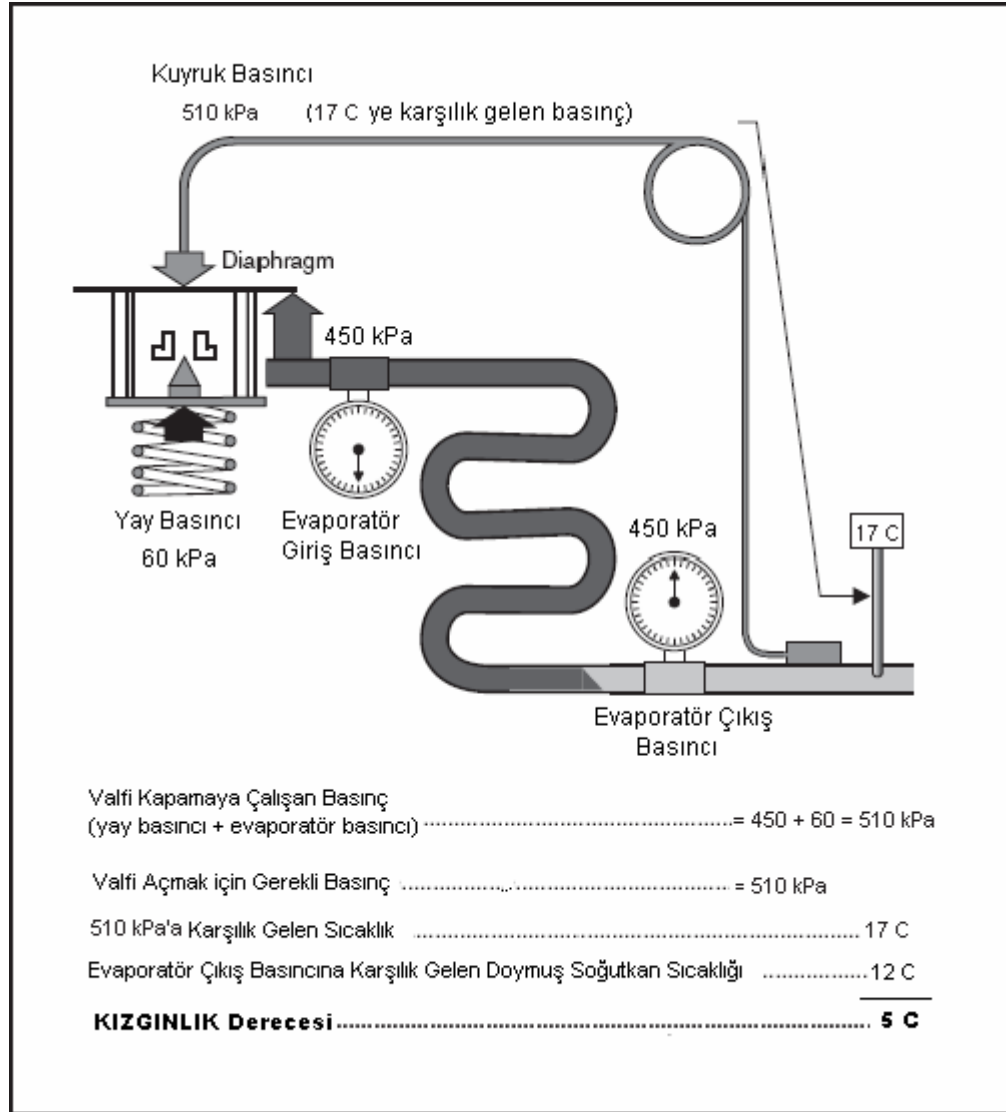
TXV'nin çalışmasını belirleyen üç temel basınç olduğundan bahsedilmişti. Bu basınçlardan evaporatör basıncı (P_2) ile tanımlanan vananın hissettiği evaporatör basıncıdır. Bu basıncın doğru belirlenmesi sistemin düzgün çalışması açısından önem teşkil eder.



Şekil 4.3 İç ve Dış Dengelemeli TXV.

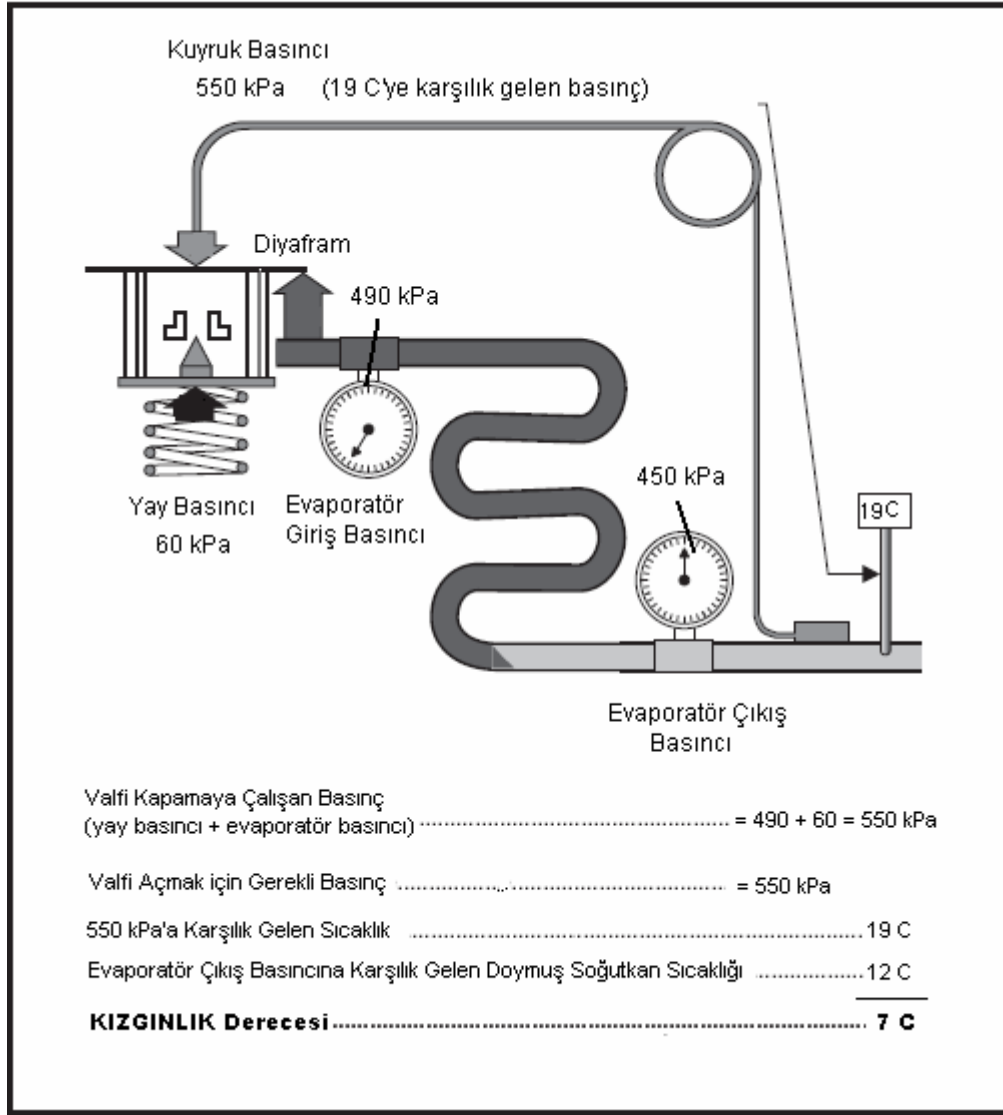
Evaporatör basıncı vana diyaframının alt kısmına iki farklı yöntemle iletilebilir (Şekil 4.3.). Eğer vana içten dengeliyse, vana çıkışındaki evaporatör basıncı vana diyaframına vana gövdesi için bir geçit veya itme çubukları çevresindeki boşluklar boyunca iletilir. Vananın dış dengeli olması durumunda ise, vana diyaframı vana çıkış basıncından izole edilerek, emme hattının evaporatör çıkışına yakın bir yerinden ölçülen evaporatör basıncı ayrı bir boru bağlantıyla vananın dış dengeleyici yuvasına monte edilir. Ve buradan vana diyaframına iletilir.

Evaporatör giriş-çıkış arası basınç kaybına karşılık gelen sıcaklık farkının yüksek olduğu durumda (evaporatör büyük boyutlu ise) içten dengeli TXV normalden daha kısık olarak çalışır. Bu da evaporatör kapasitesini düşürücü etki yapar. Bunu önlemek için dıştan dengeli TXV kullanılır.



Şekil 4.4 Evaporatörde Basınç Kaybı Olmayan İçten Dengeli TXV (sporlan).

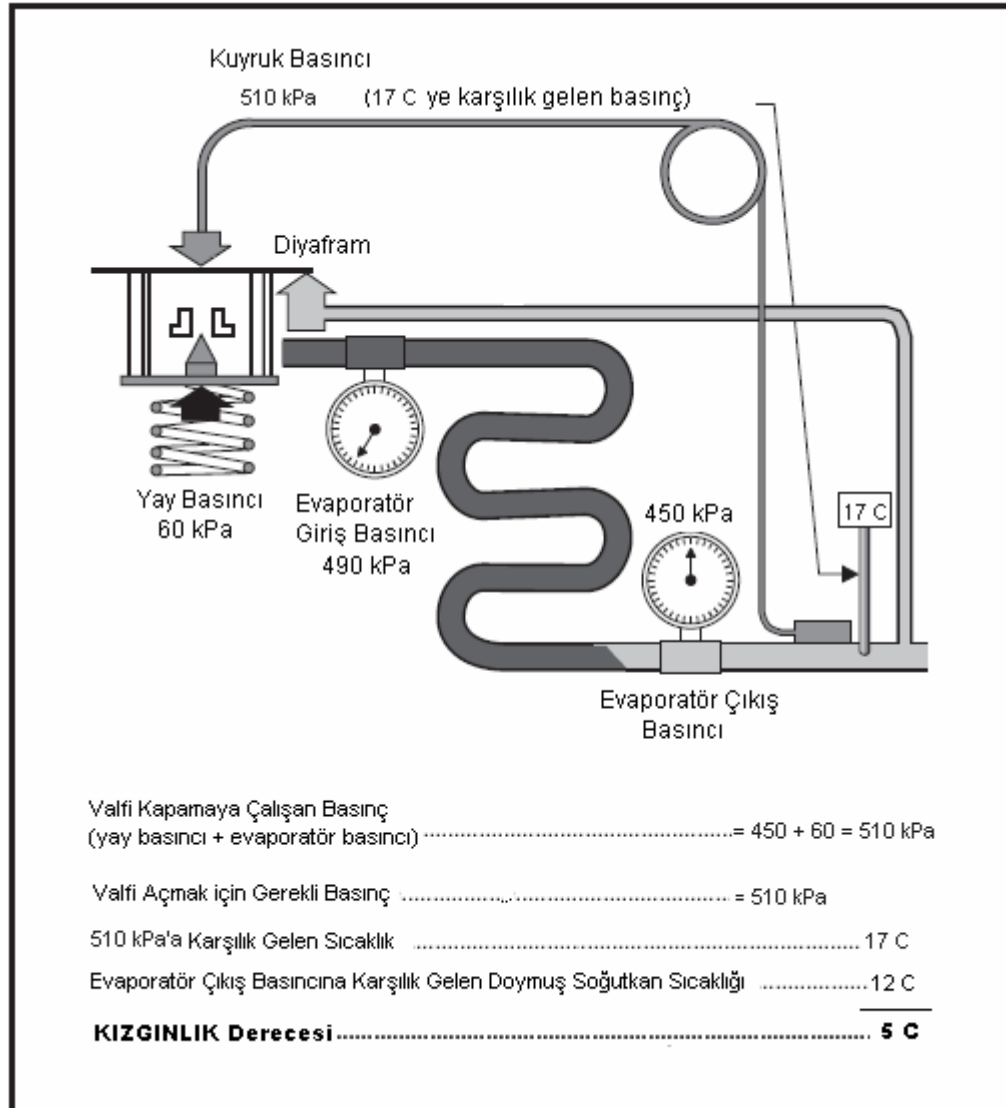
Şekil 4.4'te basınç düşümünün olmadığı bir evaporatörü besleyen içten dengeli bir TXV görülmektedir. Sistem soğutkanı R-134a olup, kuyruk duyargasında aynı sıvı şarj dolgu kullanılmıştır. Vana çıkışında ve vana duyargasının bulunduğu yerde evaporatör basıncı 450 kPa'dır. Evaporatör basıncı ve 60 kPa olan yay basıncı toplamda vanayı kapama yönünde 510 kPa'lık basınç oluşturmaktadır. Vananın düzgün çalışması için vanayı açmaya çalışan 510 kPa'lık kuyruk basıncı sistemde mevcuttur. Vananın kontrol ettiği kızgınlık değeri, duyarga sıcaklığından kuyruk duyargasında ölçülen evaporatör basıncına karşılık gelen doyma sıcaklığının çıkartılmasıyla 5 °C olarak hesaplanır.



Şekil 4.5 Evaporatörde Basınç Kaybı Olması Durumunda İçten Dengeli TXV.

Şekil 4.5'te [www.sporlan.com] Şekil 4.4'teki aynı evaporatör çıkış basıncına sahip yine içten dengeli TXV'nin bulunduğu bir sistem görülmektedir. Fakat bu sefer evaporatörde 40 kPa'lık bir basınç kaybı söz konusudur. İçten dengeli TXV, evaporatör basıncını vana çıkışından ölçtüğü için vanayı kapamaya çalışan toplam basınç yay basıncının da eklenmesiyle 550 kPa bulunur. Vananın doğru çalışmasını sağlayan 550 kPa olan kuyruk basıncı 19 °C'lik kuyruk duyarga sıcaklığına karşılık gelen basınçtır. Bu yeni durum için kızgınlık derecesi 7 °C olarak hesaplanmaktadır. Kızgınlıkta meydana gelen bu artış, vananın istenilen sıcaklıktan daha yüksek bir kızgınlıkta çalışmasına neden olmaktadır.

Şekil 4.6, şekil 4.5 ile aynı sistemi göstermekte olup dıştan dengeli bir TXV'nin kullanıldığı durumu göstermektedir. Dıştan dengeli TXV, evaporatör basıncını evaporatör çıkışından ölçtüğü için sistem evaporatörde meydana gelen basınç kayıplarından etkilenmeyip doğru basıncı ölçmekte ve doğru kızgınlık derecesinde çalışmaktadır.



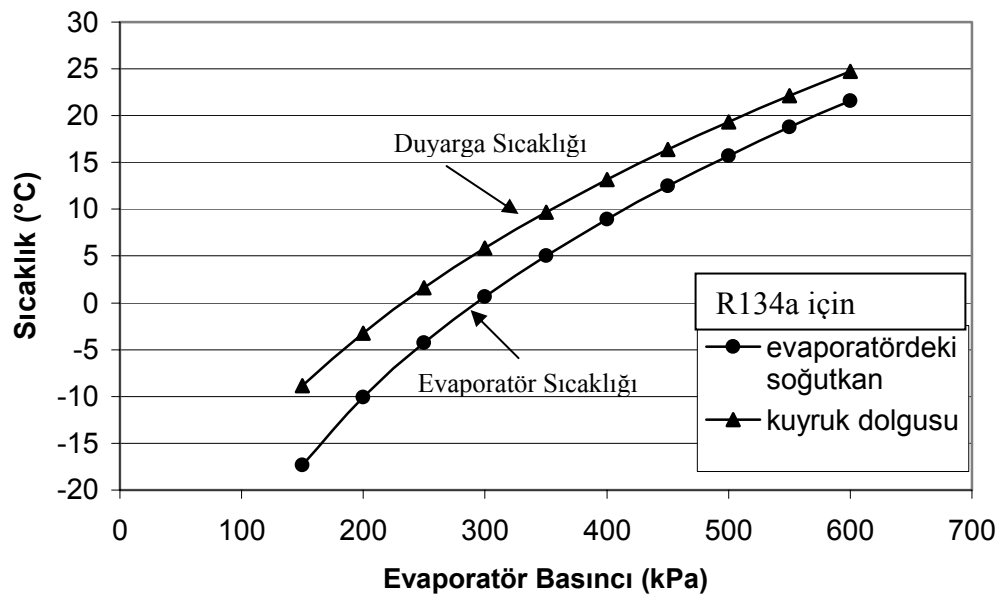
Şekil 4.6 Evaporatörde Basınç Kaybı Olan Dıştan Dengeli TXV (sporlan).

4.3 Termostatik Dolgular ve Türleri

TXV duyargası, kompresör emme hattına bağlanmış olup ölçtüğü basıncı vanaya kılcal boru vasıtasıyla iletmektedir. Duyarga içerisinde bulunan emme hattı sıcaklığına göre kuyruk basıncını oluşturan sıvı veya gaz, Termostatik şarj/dolgu

adı ile adlandırılır. Termostatik dolgu olarak yine soğutucu akışkan kullanılmakta olup birkaç türü vardır ve her bir termostatik dolgunun kendine özgü yanları ve sınırlayıcı etkenleri bulunmaktadır. [Wang, S.K. (2001), Özkol, N. (2004)]

Aynı cins sıvı dolgu (Straight Liquid Charge), kuyruk dolgusu ile sistemdeki soğutucu akışkanı aynı cinsteki olduğu ve tüm çalışma sıcaklıklarında kuyrukta daima sıvı halde akışkanın gaz fazının birlikte bulunduğu (ıslak buhar) dolgu tipidir.



Şekil 4.7 Aynı cins sıvı dolgu ve sabit basınç farkı için kızgınlık miktarının değişimi ($\Delta P = 60$ kPa).

Sıcaklıkta meydana gelen artış doymuş buhar basıncını da artırır. Aynı cins sıvı dolgulu bir TXV'nin evaporatör çıkışına tespit edilmiş duyargada bulunan dolgu, sistemde sürekli olarak sıvı bulunduğu için doymuş buhar halindedir. Evaporatör çıkışındaki soğutkanın sıcaklığının artmasıyla duyarga içerisindeki dolgunun ıslak buhar sıcaklığının dolayısıyla basıncının da artarak kuyruk basıncının artmasına neden olur. Tüm çalışma sıcaklıklarında kuyrukta daima sıvı halde şarj bulunması nedeniyle kuyrukta bir şarj kaybı olmamaktadır ve kuyruk daima vanayı kontrol işlemini sürdürebilmektedir.

Şekil 4.7’de, aynı cins sıvı dolgu anlatılan çalışmada yay basıncı 60 kPa olarak alınmış ve 150 kPa’dan 600 kPa’a kadar evaporatördeki soğutkan ve kuyruk dolgusu sıcaklıkları hesaplanmıştır. Bu çalışmaya göre aynı cins sıvı dolgulu bir sistemde buharlaşma basıncının artması ile birlikte sistemin sağladığı, kuyruk dolgusu sıcaklığı ile evaporatör soğutkan sıcaklığı arasındaki farka eşit olan kızgınlık derecesi azalır. Düşük sıcaklıkta çalışan soğutma sistemlerinde, kızgınlık derecesinin sınırlı tutulması halinde, sistemin ilk çalışmasında kızgınlık derecesinin çok düşük olması nedeniyle kompresörde hasara yol açabilecek sıvı taşması oluşabilecektir.

Farklı cins sıvı dolgu (Liquid Cross Charge), kuyruk dolgusunun sistem soğutkanından farklı olup yine sıvı halde bulunduğu dolgu tipidir. Kuyruk dolgusunun basınç sıcaklık eğrisi, sistem soğutkanının doyma eğrisiyle bir noktada kesişmektedir. Düşük buharlaşma sıcaklıklarında (0 ile -20 °C) çalışan sistemler için düşünülmüştür.

Aynı ve farklı cins sıvı dolgu tipinde duyargada kılcal boru ve diyafram boşluğuna yetecek kadar sıvı soğutkan bulunmaktadır. Bu özellik duyarganın vananın diğer parçalarından daha sıcak hale gelip, duyargadan olacak soğutkan göçünü önlemektedir.

Diğer bir dolgu tipi olan **aynı cins gaz dolgu (Straight Gas Charge)**, duyargadaki dolgunun sistemde kullanılan soğutucu akışkan ile aynı cins ve gaz halinde olduğu dolgu tipidir. Aynı cins gaz dolgulu TXV’lerde duyargada az miktarda sıvı bulunur. Bu yüzden bu dolgu tipi **sınırlı sıvı dolgulu (Limited Liquid Charge)** adını da alır. Duyargada bulunan sıvı dolgu evaporatör çıkış sıcaklıklarının artması ile birlikte doymuş buhar durumundan kızgın buhar durumuna geçmektedir. Kızgın buhar basıncının sıcaklıkla artışı doymuş buhara göre oldukça küçüktür. Bu sebepten gaz dolgu kızgın buhar haline geçtikten sonra emiş borusu sıcaklığında gelecek herhangi bir artış kuyruk basıncında önemli bir artışa neden olmaz. **Maksimum işletme basıncı (MOP-Maximum Operating Pressure)** adı verilen bu özellik belirli bir evaporatör basıncının üzerine çıkıldığında TXV’nin kapanarak

evaporatöre olan soğutkan akışını ve maksimum evaporatör basıncını sınırlaması anlamına gelir.

Gaz dolgulu sistemlerde, TXV kafa sıcaklığı, kuyruk sıcaklığından daha yüksek olmalıdır. Soğuk bir yüzeye temas etmemeli, aşırı düşük hava akımına maruz kalmamalıdır. Aksi halde dolgu göçü denen kuyruktaki şarjın kafaya akması gerçekleşerek vana kısacak veya tamamıyla kapanacaktır.

Farklı gaz dolgu (gas cross charge), kuyruk dolgusu olarak sistemdekinden farklı bir akışkan kullanıldığı dolgu tipidir. Aynı cins gaz dolgulu sistemlerde olduğu gibi, kuyrukta gene sınırlı miktarda bir sıvı (farklı) dolgu mevcuttur ve belirli bir sıcaklıktan sonra kuyruktaki sıvı tamamıyla buharlaşarak bu konumda vananın aktif çalışma basıncı sınırlandırılmış olmaktadır (MOP).

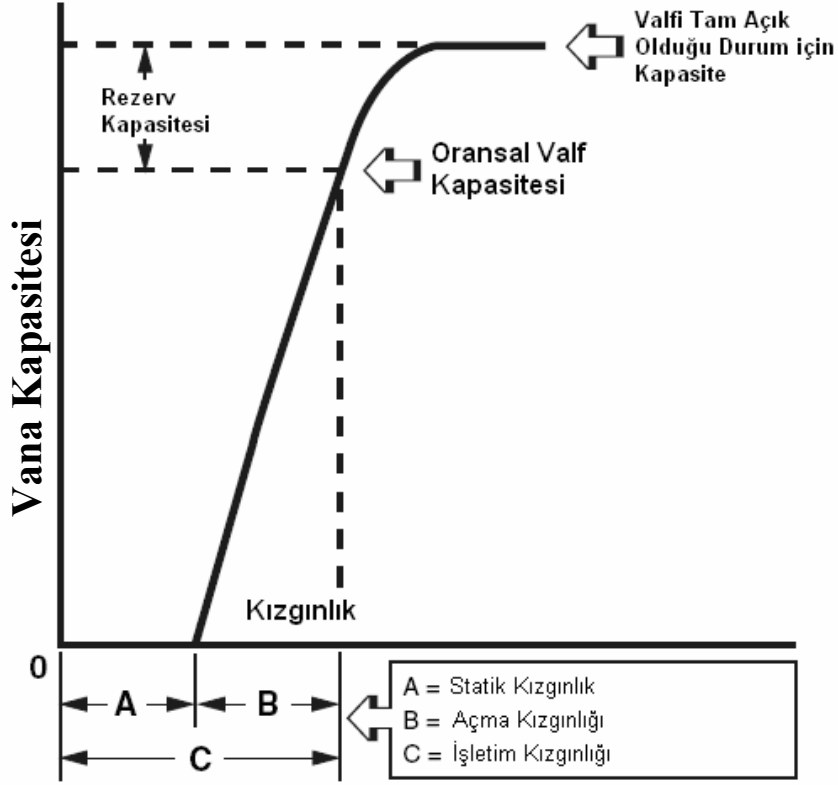
Emici dolgu, duyargada yoğuşmayan gaz ve emici maddenin oluşturduğu dolgu tipidir. Duyarga sıcaklığı artarken, gaz emici maddeden ayrılarak duyarga basıncını artırır. Duyarga sıcaklığının düşmesi de gazın emilerek duyarga basıncına düşmesine neden olur. Bu dolgu tipinde emici madde olarak silikajel, aktif karbon, vs ve emilen/geri verilen gaz olarak CO₂ vb gazlar kullanılmıştır.

4.4 TXV Çalışmasını ve Performansını Etkileyen Faktörler

4.4.1 Kızgınlık (*Superheat*)

Soğutkan evaporatör çıkış buhar sıcaklığı ile buharlaşma sıcaklığı arasındaki fark olarak tanımlanır. Kızgınlığı düzgün bir şekilde ölçebilmek için basınç-sıcaklık yöntemi kullanılır. Bu yöntemle göre duyarganın bağlı bulunduğu emme hattındaki soğutkan basıncı ölçülür. Bu basınca karşılık gelen soğutkan doyma sıcaklığı soğutkan P-T tablolarından bulunur ve duyarganın bulunduğu yerin sıcaklığından çıkartılır.

Kızgınlığı ölçmede kullanılan diğer bir yöntemde soğutkan doyma sıcaklığı boru gövde tipi bir evaporatör boru boyunun 1/2'i ile 2/3'ü arasında bir noktadan ölçülür. Ölçümler yeterince güvenilir olmadığından bu yöntem pek tercih edilmez.



Şekil 4.8 TXV için Kızgınlık – Vana Kapasite Eğrisi.

TXV, duyarganın bulunduğu noktadan ölçülen kızgınlığı sabit tutmak için tasarlanır. Kızgınlığın derecesi vananın ne kadar açıklıkta olacağını belirler. Yüksek kızgınlık derecesine sahip bir vana, düşük kızgınlık derecesine sahip olan diğer vanaya göre çok daha fazla açılır. Şekil 4.8'de TXV için kızgınlık- vana kapasite eğrisi verilmiştir. Kızgınlık tanımlanırken üç farklı kızgınlıktan bahsedilir. Bunlar;

Statik Kızgınlık, kızgınlığın yay ve evaporatör basınçlarını karşılayan kısmıdır. Kızgınlığın statik kızgınlıktan daha fazla artması halinde vana açılmaya başlar.

Açma Kızgınlığı, vana iğnesini hareket ettirerek, vana daha fazla açılmasını sağlayan kızgınlık değeridir.

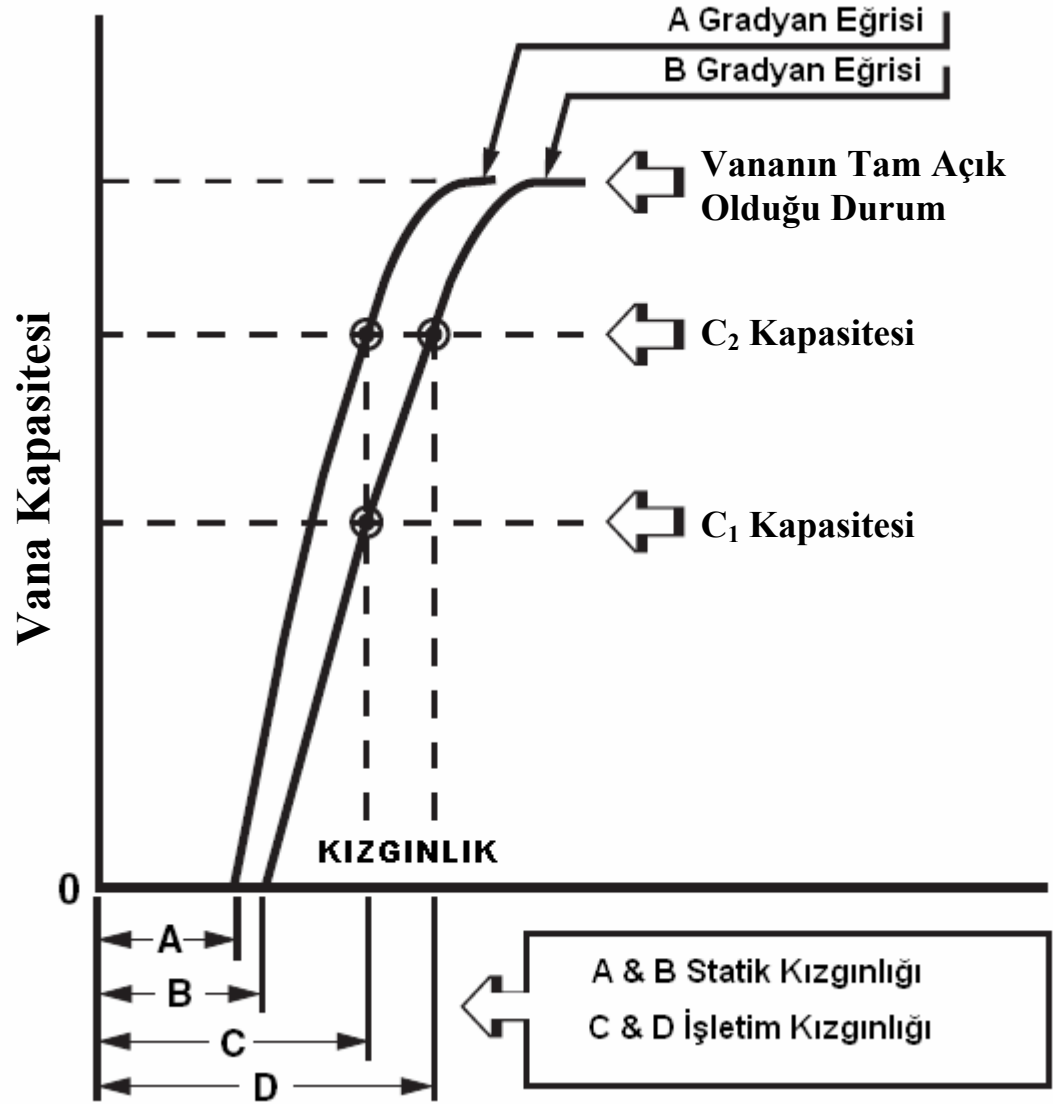
İşletim Kızgınlığı, soğutma sisteminde TXV'nin çalışma kızgınlığı olup, statik ve açma kızgınlıklarının toplamına eşittir. Vana kapasitesi-işletme kızgınlığı eğrisi kızgınlık gradyanı olarak tanımlanır.

Üretimi sırasında vana belirli bir işletim kızgınlığına göre ayarlanarak üretilir. Daha sonradan kızgınlığı değiştirilmek istendiği takdirde, vana üzerindeki ayar vidasını döndürülerek istenilen yeni kızgınlık elde edilir. Yay ayar vidasını saat yönünde çevirmek, yayın diyaframa uyguladığı basıncı artırarak, statik kızgınlığı artıracak ve vana kapasitesinde düşüşe neden olacaktır. Yay ayar vidasını saat yönünün tersine çevirmek ise statik kızgınlığı azaltarak vana kapasitesini bir limit değere kadar artıracaktır.

Şekil 4.9'daki A gradyan eğrisine bakarsak, A statik kızgınlığı ve C işletim kızgınlığı için vana kapasitesinin C_2 elde edildiği görülmüştür. Yay ayar vidasını saat yönünde döndürmek, statik kızgınlığı A noktasından B noktasına taşıyacak ve bu durum A gradyan eğrisini öteleyerek yeni B gradyan eğrisi elde edilecektir. Bu yeni eğride aynı C işletim kızgınlığı için vana kapasitesinin C_1 noktasına düştüğü görülmektedir. C_2 vana kapasitesinin tekrar elde edilmesi için işletim kızgınlığının D noktasına taşınması gerekmektedir.

4.4.2 Aşırı Soğuma (Subcooling)

Aşırı soğutma, sıvı haldeki soğutkan sıcaklığı ile sahip olduğu basınçtaki doyma sıcaklığı arasındaki fark olarak tanımlanır. Soğutkanın aşırı soğutulması, sıvı hattında sürtünme ve statik basınç düşümlerinden dolayı oluşan soğutkan içi buhar baloncuklarını önlemek açısından gereklidir. Bu buhar kabarcıkları genleşme vanası kapasitesini dolayısıyla, evaporatöre sıvı geçişini azaltacaktır. Genel olarak 4-5 K aşırı soğutma, soğutma sistemleri için uygun görülmektedir.



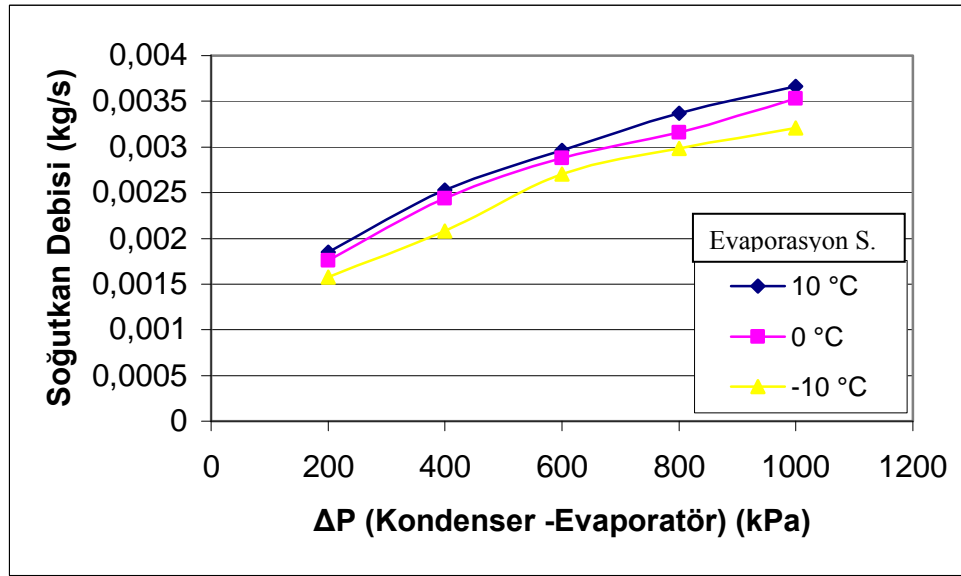
Şekil 4.9 Farklı Kızgınlık Değerleri için Kızgınlık Gradyanları.

4.4.3 Kondenser ve Evaporatör Arası Basınç Farkı

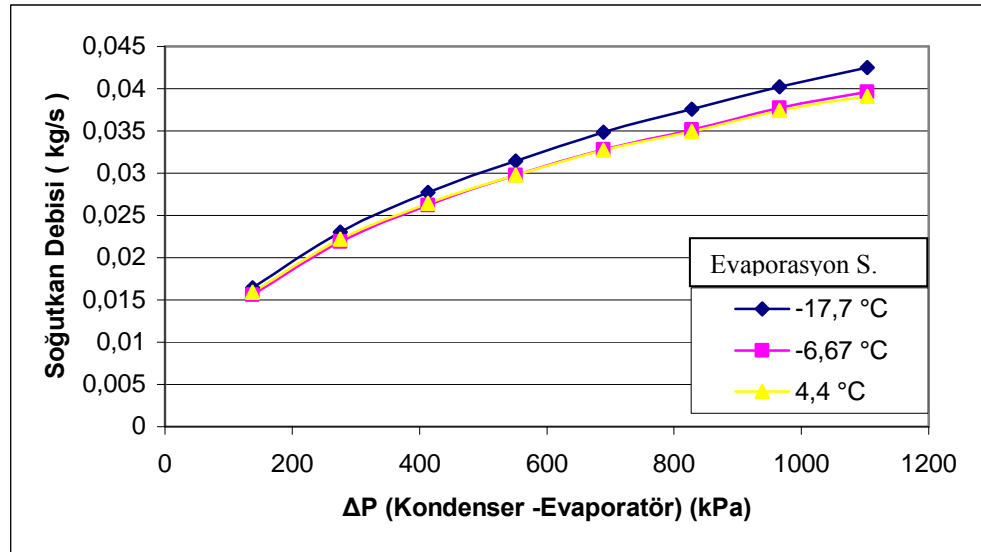
Yu, F. W., Chan, K.T. ve Chu, H. Y. (2006) yaptıkları çalışmada TXV'den geçen soğutkan kütleli debisinin kondenser-evaporatör basınç farkıyla olan ilişkisine değinmişlerdir. Bu çalışmaya göre ;

$$m_r = K * \sqrt{P_{\text{kon}} - P_{\text{evap}}} \quad \dots(4.1)$$

olmaktadır. Burada m_r soğutkanın vananın maksimum açıklığı için vanadan geçen soğutkan debisidir. 4.1 numaralı eşitlikte verildiği gibi, genişleme vanası akışkan kapasitesi, kondenser ve evaporatör basınç farkının karekökü ile değişmektedir. Sporlan ve Castel marka termostatik genişleme vanaları için maksimum akışkan debisi katalog değerleri kullanılarak aşağıdaki grafiklerde gösterilmiştir. Şekil 4.10 ve 4.11’de görüldüğü gibi kondenser evaporatör arası basınç farkı soğutkan debisinin karesiyle değişmektedir.



Şekil 4.10 Castel katalog değerlerine göre R134a için farklı evaporasyon sıcaklıklarında kondenser çıkış- evaporatör giriş basınç farkı ile soğutkan debi eğrisi.



Şekil 4.11 Sporlan katalog değerlerine göre R134a için farklı evaporasyon sıcaklıklarında kondenser çıkış- evaporatör giriş basınç farkı ile soğutkan debi eğrisi.

4.4.4 Avlanma (Hunting)

Soğutma sisteminde evaporatör yükünün artması, soğutkan kızgınlığında artışa neden olacaktır. Kızgınlıktaki bu artışın emme hattında bulunan TXV duyargası tarafından hissedilip, kızgınlıktaki bu artışın vanaya iletilip, vananın açılarak evaporatöre daha fazla sıvı göndermesi için geçen süre içerisinde duyarganın hissettiği kızgınlık daha da artarak sisteme gereğinden fazla soğutkan gönderilecektir. Bunun sonucunda duyurga kızgınlıkta istenenden daha fazla düşüş olduğunu görecektir ve soğutkan debisini kısması için vanayı tekrar uyaracaktır. TXV'in tekrar kapama durumuna gelmesi için geçecek zaman aralığı ve gecikme sebebiyle yukarıdaki olay devam edip gidecektir. Bu olayın büyük boyutlara ulaşarak, sürekli oluşan ve gittikçe büyüyen vana açıp kapamaları şekline gelmesi avlanma (hunting) olarak adlandırılır. Özet olarak avlanma, TXV kontrollü evaporatörlerde belli işletme şartlarında soğutucu akışkan debisi, evaporatör basıncı ve kızgın buhar sıcaklığı gibi sistem değişkenlerinin değerlerinde sürekli bir dalgalanma oluşarak, evaporatörün kısa sürelerle bir fazla soğutkan besleme, bir noksan soğutkan ile beslenmesi ve düzgün soğutkan akış rejiminin kaybolması olayıdır.

Sistemde avlanmanın olup olmadığı, kompresör giriş basıncı ve kızgınlık değerleri kontrol edilerek ölçülür. Avlama olayı gerçekleştiğinde bu değerlerde sürekli bir dalgalanma görülmektedir.

Mithraratne, P. ve Wijesundera, N.E. (2002) TXV kontrollü ve su soğutmalı evaporatör, hava soğutmalı kondenser ve hermetik tip kompresörden oluşan bir soğutma sistemi kullanılarak, kararlı hal için, zamanla değişimin gerçekleştiği durumlar için ve dalgalanmaların olduğu (avlanmanın gerçekleştiği) şartlar için deneyler yapmışlardır. Burada kararlı hal için yapılan deneyler sistemdeki donanımların düzgün çalışıp çalışmadığını görmek ve TXV karakteristiklerini çıkarmak amacıyla yapılmıştır. Deney girdilerinin zamanla değiştiği durum için deneyler, kararlı haldeki sistemin ısı yükünü basamak basamak değiştirilmesiyle

yapılmıştır. Bu ısı yük değişimini, su akış debisini değiştirerek yapmak suyun giriş sıcaklığını değiştirerek yapmaktan daha uygundur. Avlanma olayını gözlemek için yapılan deneylerde TXV'in statik kızgın buhar ayarları (SSS) ve evaporatörün ısı yükü sürekli değerlerde sürekli dalgalanmalar görülene kadar değiştirilmiştir. Bu durum için soğutucu akışkan debisi, evaporatör basıncı ve kızgın buhar sıcaklığı değişimleri kaydedilmiştir.

Yapılan deneylerde, sabit ısı yük için akış debisi ve kızgın buhar sıcaklığının avlanma dalgalanmalarının genliğinin, SSS azalırken artmakta olduğu görülmüştür. Sabit SSS için ise avlanma genliği evaporatördeki ısı yük düşerken yükselmektedir.

4.5 TXV Seçimi

Bir soğutma sisteminde uygun TXV'yi seçebilmek için aşağıdaki tasarım özelliklerinin bilinmesi gerekmektedir;

- Soğutkanın cinsi
- Evaporatör kapasitesi, Q_e
- Buharlaştırma sıcaklık/basıncı, T_e/P_e
- Olası en düşük yoğuşma sıcaklığı ve basıncı T_c/P_c
- Sıvı haldeki soğutucu akışkanın vanaya geliş sıcaklığı
- Sıvı hattındaki, dağıtıcıdaki ve evaporatördeki basınç düşümü ΔP

Bunların bilinmesiyle üretici firma düzeltme faktörleri kataloglardan bulunarak uygun vanaya karar verilir. Örnek olarak seçilen Sporlan vana firması kataloglarına göre TXV seçimi için bir tanıtım yazısında (Balcı,2005) verilen örnek aşağıya aktarılmıştır. Buna göre sistem özellikleri;

R22 için;

Tasarım evaporatör sıcaklığı:	-20 °C
Tasarım kondenser sıcaklığı:	34 °C
Soğutkan sıvı sıcaklığı:	20 °C
Tasarım sistem kapasitesi:	3,2 kW

olsun.

4.5.1 Sıvı soğutkan sıcaklık düzeltme faktörünün tespiti

Vana girişindeki sıvı soğutkan sıcaklığına göre her soğutkan tipi için hazırlanmış olan düzeltme faktörü ilgili tablolardan (Ek 1_Tablo B) 1,21 olarak seçilir.

4.5.2 Vana boyunca olan basınç düşümü tespiti

Basınç düşüm düzeltme faktörü, evaporatör sıcaklığı ve TXV boyunca olan basınç düşümüne göre belirlenir. Basınç düşümü, evaporatör çıkış sıcaklığına karşılık gelen soğutkan doymuş sıvı basıncını, kondenser yoğuşma basıncından çıkartılarak hesaplanır. Burada bahsi geçen kondenser basıncı, işletmede karşılaşılan minimum yoğuşma basıncıdır. Bundan basınç kayıpları çıkartılarak, vanadaki net basınç düşümü hesap edilir. Ve bu elde ettiğimiz değerle basınç düşümü düzeltme faktörü (Ek 1_Tablo C) bulunur.

Basınç kayıpları hesaplanırken;

1. Evaporatör ve kondenser dahil olmak üzere soğutma hattındaki sürtünme kayıpları
2. Solenoid vana, filtre-kurutucu gibi sıvı hattı üzerinde bulunan elemanlardan olan basınç kayıpları
3. Eğer kullanılıyorsa soğutkan dağıtıcısında gerçekleşen basınç düşümü
4. Sıvı hattındaki düşey yükseklikten kaynaklanan basınç kaybı veya kazanımı

dikkate alınır. Örneğimizden TXV'deki basınç düşümü:

Yoğuşma basıncı (bar) :	13,2
Evaporatör basıncı (bar):	_ 2,5

Sıvı hattı ve elemanlardan	10,7
olan kayıplar (bar)	-0,3
Dağıtıcı ve boru kayıpları	-2,4
(bar)	-----

olarak hesaplanıp, Ek 1_Tablo C'den basınç düşümü düzeltme katsayısı 0,89 bulunur.

4.5.3 Kapasite tablolarından vana seçimi

Evaporatör tasarım sıcaklığına bağlı olarak vana seçilir. Bunu yaparken eğer mümkünse seçilen vana kapasitesi, sistem tasarım kapasitesine eşit ya da biraz daha fazla olmalıdır. İstenen vana kapasitesine karar verildikten sonra tabloların 2. sütunundan nominal vana kapasitesi belirlenir. Birden fazla evaporatör bulunması halinde her bir evaporatör için ayrı ayrı seçim yapılır.

DF_L: Sıvı sıcaklık düzeltme faktörü olup, DF_P: Basınç düşüm düzeltme faktörü olmak üzere;

$$\begin{aligned} \text{TEV kapasitesi} &= \text{TEV değeri (TEV değerlendirme tablosu)} * \text{DF}_L * \text{DF}_P \\ &= 3,28 * 1,17 * 0,89 \\ &= 3,53 \text{ kW} \end{aligned}$$

olarak hesaplanır.

4.5.4 Dış dengeleyicinin gerekli olup olmadığının belirlenmesi

Vana çıkışı ile duyurga noktası arasındaki basınç düşümüne göre dış dengeleyici gerekli olup olmadığına bakılır. 3,52 kW ve üzeri kapasiteli sistemler ve soğutkan dağıtıcısı olan evaporatörlerde dıştan dengeli vanaların kullanılması üretici firmalar tarafından tavsiye edilmektedir.

Soğutkan dağıtıcısı bulunduran evaporatörlerde, dağıtıcı içi basınç kayıplarından dolayı üreticiler tarafından dış dengeleyici kullanılması tavsiye edilmektedir. Ayrıca termostatik dolgunun yer değiştirme olasılığını azaltmak için klima sistemlerinde her zaman dıştan dengeli vanalar kullanılmalıdır.

4.5.5 Gövde seçimi

Gövde tipi istenilen baēlantı Şekline, gövde yapısına göre seçilir. Buna göre kaynak, rakor veya flanŖlı kaynak baēlantılar ile düz veya açılı gövde tipleri mevcuttur.

Yine TXV deēerlendirme tablolarından (Ek 1) hesaplanan TXV kapasitesine, evaporatör sıcaklıēına göre en uygun gövde tipi FVE-1 olarak seçilir.

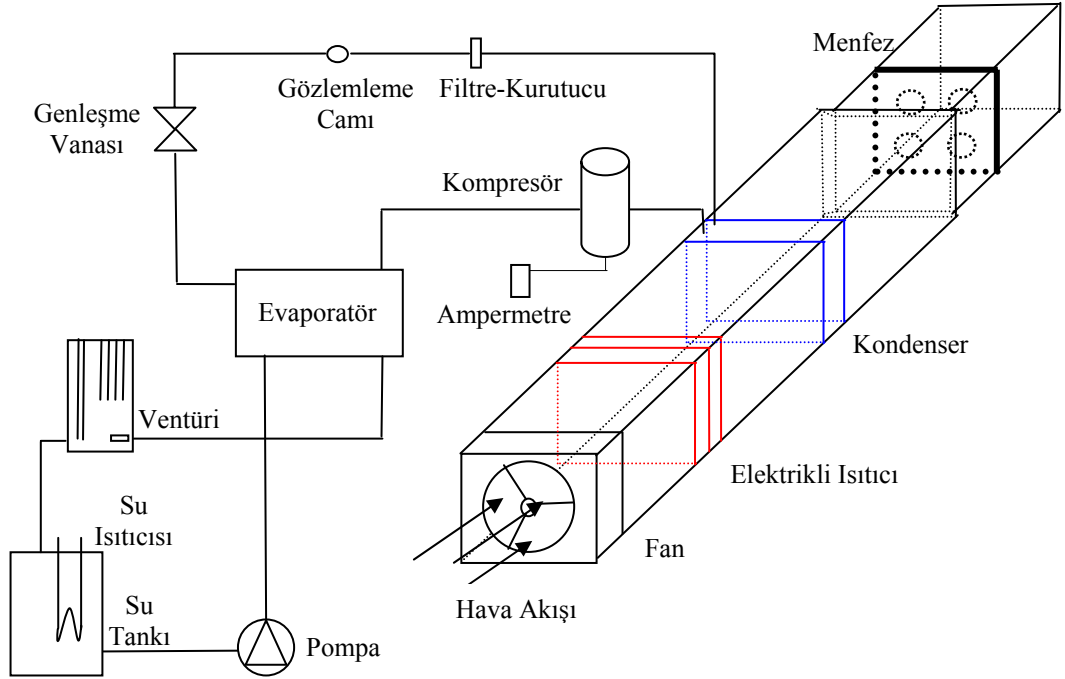
4.5.6 Seçici termostatik yk seçimi

İlgili tablolardan (Ek 1_Tablo D) tavsiye edilene ve tasarım evaporatör sıcaklıēına göre seçilir. Buna göre en uygun dolgu tipi VC olmaktadır.

BÖLÜM BEŞ DENEY DÜZENEĞİ

5.1 DeneY Düzeneginin Tanıtılması

DeneYlerde kullanılan sistem, içerisinde R-134a soğutkanı dolaşan bir Scroll kompresör, su soğutmalı gövde boru tipi bir evaporatör, hava soğutmalı kondenser ve bir adet termostatik genleşme vanasından oluşmaktadır. Kullanılan sistem Sunu, S. (2007) tarafından yapılan tez çalışmasında geliştirilmiş olup yine bu çalışma da sistem detaylı olarak anlatılmıştır. Burada kondenser kesit alanı $0,417 \text{ m}^2$ olan bir hava kanalı içerisine yerleştirilmiş olup bu kanal çıkışına hava akışını ölçmemizi sağlayan dördü menfez yerleştirilmiştir (Şekil 5.1). Ayrıca filtre-kurutucu, solenoid vana, su tankı, kontrol panosu, manometre ve sıcaklıkları ölçmemizi sağlayan data logger cihazları sistemin diğer elemanlarıdır.

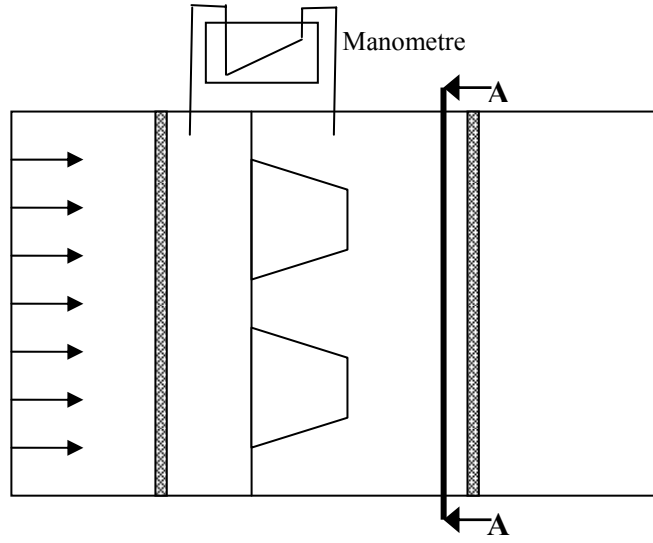


Şekil 5.1 DeneY düzenegİ şematik gösterimi.

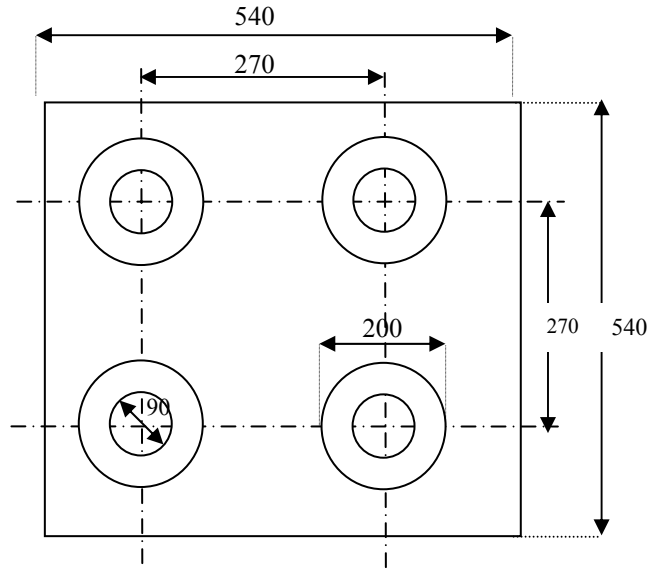
5.2 Yapılan Ölçümler

5.2.1 Hava Akışının Ölçülmesi

Sistemdeki hava akışı, hava kanalı çıkışındaki menfez yardımıyla ölçülür. Basınç ölçüm noktalarından difüzör öncesi ve sonrası ölçülen basınçlar kullanılarak hız elde edilir ve bu hız kesit alanı ile çarpılarak hava akış debisi bulunur.



Şekil 5.2 Hava kanalında bulunan menfez şematik gösterimi.



Şekil 5.3 Şekil 5.2.'nin A-A kesiti ve ölçüleri.

Buna göre kanal içerisindeki havanın hızı;

$$V_{hava} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_{hava}}{\rho_{hava}}} \quad (5.1)$$

formülünden hesaplanır. Kanaldan geçen havanın kütleli debisi ise;

$\dot{m}_{hava} = \text{difüzör sayısı} \cdot \text{difüzör kesit alanı} \cdot \text{hava akış hızı} \cdot \text{havanın özkütlesi}$

$$\dot{m}_{hava} = n_{\text{difüzör}} \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_{\text{dif}}^2}{4} \right) \cdot V_{hava} \cdot \rho_{hava} \quad \dots(5.2)$$

formülüyle hesaplanır. Hava hız formülü, kütleli debi formülünde yerine konulursa, aşağıdaki;

$$\begin{aligned} \dot{m}_{hava} &= n_{\text{dif}} \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_{\text{dif}}^2}{4} \right) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_{hava}}{\rho_{hava}}} \cdot \rho_{hava} \\ &= 4 \cdot (\pi \cdot 0,045^2) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P_{hava}}{\rho_{hava}}} \cdot \rho_{hava} \\ &= 0,0255 \cdot \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{\Delta P_{hava} \cdot \rho_{hava}^2}{\rho_{hava}}} \\ &= 0,036 \cdot \sqrt{\Delta P_{hava} \cdot \rho_{hava}} \end{aligned} \quad \dots(5.3)$$

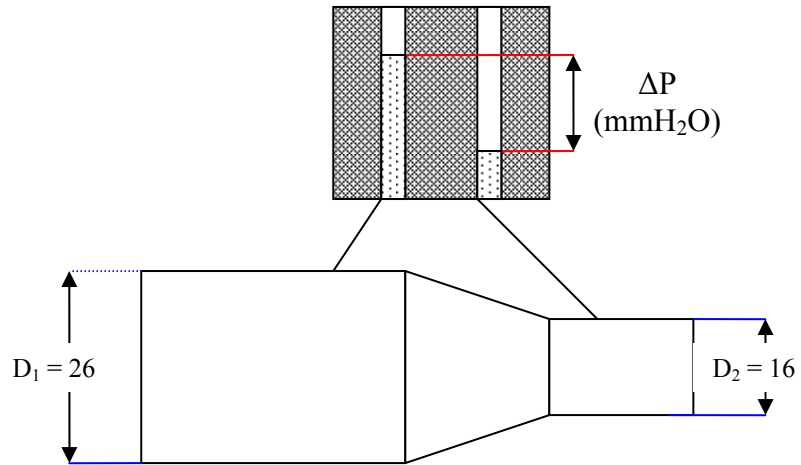
formülü elde edilerek, işlemler tek formüle indirgenmiş olur. (Şekil 5.3’de difüzör çapı 90 mm olarak gösterilmiştir.)



Şekil 5.4 U tipi manometre.

5.2.2 Su Debisinin Ölçülmesi

Su Debisi, soğutma sistemiyle su deposu arasında bağlanmış olan bir ventüri yardımıyla ölçülmektedir.



Şekil 5.5 Su debisi ölçmekte kullanılan ventürinin şematik gösterimi.

Ventüri giriş ve boğaz kesitlerindeki kütleli debilerin eşitliğinden ve Bernolli denkleminde yola çıkarak, ventüriden geçen suyun kütleli debisi;

$$\dot{m}_{su} = \rho_{su} * \left(\frac{\pi D_2^2}{4} \right) * \sqrt{\frac{2.(P_1 - P_2)}{\rho_{su} \left[1 - \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right]}} \quad \dots(5.4)$$

formülünden hesaplanır.

5.2.3 Basınçların Ölçülmesi



Şekil 5.6 Kontrol panosu.

Hesaplarda gerekli olan kompresör çıkış, kondenser çıkış, evaporatör giriş ve kompresör giriş basınçları kontrol panosu üzerindeki manometrelerden sırasıyla okunabilmektedir. Kondenser çıkış basıncı bir basınç probundan gelen sinyalin aktarıldığı dijital basınç göstergesinden ayrıca okunmaktadır.

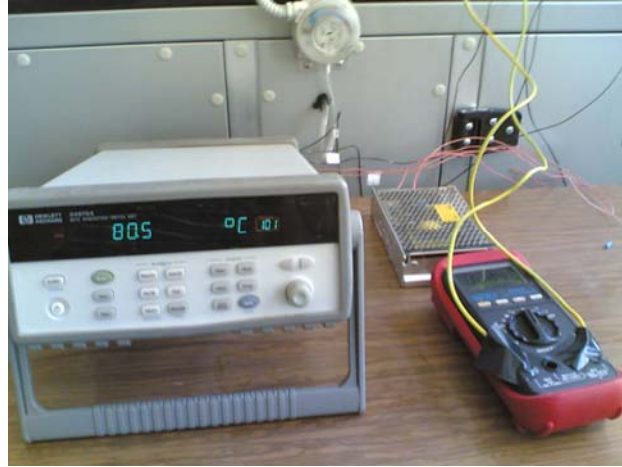
5.2.4 Sıcaklıkların Ölçülmesi

Soğutma sisteminin sıcaklıkları Hewlett-Packard Data-Logger cihazına bağlı 10 adet ısıl çift yardımıyla ölçülmektedir. Bu ısıl çiftler soğutucu akışkan, su ve hava sıcaklıklarını ölçmekte olup, bağlı oldukları yerler aşağıdaki gibidir:

- Kompresör çıkışı soğutkan sıcaklığı

- Kondenser çıkışı soğutkan sıcaklığı
- Genleşme vanası girişi soğutkan sıcaklığı
- Evaporatör girişi soğutkan sıcaklığı
- Kompresör girişi soğutkan sıcaklığı
- Hava akış ünitesinde kondenser öncesinde hava sıcaklığı
- Hava akış ünitesinde kondenser çıkışında hava sıcaklığı
- Su evaporatör giriş sıcaklığı
- Su evaporatör çıkış sıcaklığı
- Dış ortam sıcaklığı

Her ölçüm için 2 saniyede bir alınan toplam 20 değerın ortalaması esas alınmıştır.



Şekil 5.7 Hewlett-Packard Data-Logger ve ampermetre.

5.3 Deney Sonuçlarının Hesaplama Yöntemleri

Termostatik vana çalışma prensibi ve Termostatik vananın sistem performansı üzerine etkisi anlatılırken kızgınlık, aşırı soğuma gibi özelliklerden bahsedildi. Bu tez çalışmasında yapılan deneylerin amacı, literatür ve kitaplardan elde edilen bilginin deney sonuçlarından elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmasıdır. Bunun için ölçülen sıcaklık değerleri, su ve hava debileri kullanarak evaporatör ve kondenser kapasitesi, soğutkan debisi, kızgınlık aşırı soğuma, kompresör verimi ve işi hesaplanmıştır.

Kondenser ve evaporatör kapasitesi soğutkandan bağımsız olarak da hesaplanabilen iki değer olduğundan ilk olarak bunlar hesaplanmıştır. Kondenser kapasitesi;

$$\dot{Q}_{\text{kon}} = \dot{m}_h \times c_{p,h} \times (T_{h,\text{ç}} - T_{h,\text{g}}) \quad \dots(5.5)$$

formülünden hesaplanabilir. Burada;

\dot{Q}_{kon} : Kondenser kapasitesi [kW]

\dot{m}_h : Hava kütleli debisi [kg/s]

$c_{p,h}$: Hava özgül ısısı [kJ/kgK]

$T_{h,\text{ç}}$: Hava çıkış sıcaklığı [°C]

$T_{h,\text{g}}$: Hava giriş sıcaklığı [°C]

olmaktadır. Hesaplanan kondenser yükü aynı zamanda soğutkan tarafı kondenser giriş çıkış sıcaklık ve basınç değerlerinden, kondenser giriş çıkış entalpileri bulunup aşağıdaki formül kullanılarak da hesaplanabilir.

$$\dot{Q}_{\text{kon}} = \dot{m}_r \times (h_2 - h_3) \quad \dots(5.6)$$

Burada \dot{m}_r soğutkan kütleli debisi, h_2 ve h_3 sırasıyla kondenser giriş çıkış entalpileridir. Isıl kayıplar ihmal edilerek hava tarafından hesaplanan kondenser yükünün soğutkan tarafından hesaplananla eşit olduğu kabul edilirse soğutkan debisi aşağıdaki formülden;

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_{\text{kon}}}{(h_2 - h_3)} \quad \dots(5.7)$$

şeklinde hesaplanır.

Evaporatör kapasitesi de kondenser kapasitesi gibi su tarafı giriş sıcaklık farkı ve soğutkanın evaporatöre giriş çıkış entalpileri farkı kullanılarak 2 farklı şekilde hesaplanabilir.

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_r \times (h_1 - h_4) \quad \dots(5.8)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{su} \times c_{p,su} \times (T_{su,g} - T_{su,\phi}) \quad \dots(5.9)$$

Burada;

\dot{Q}_{ev} : Evaporatör kapasitesi [kW]

\dot{m}_{su} : Su kütleli debisi [kg/s]

$c_{p,su}$: Suyun özgül ısısı [kJ/kgK]

$T_{su,g}$: Su giriş sıcaklığı [°C]

$T_{su,\phi}$: Su çıkış sıcaklığı [°C]

h_1 : Evaporatör çıkış entalpisi [kJ/kg]

h_4 : Evaporatör giriş entalpisi (kondenser çıkış basıncı ve TXV giriş sıcaklığından hesaplanan entalpiye eşittir) [kJ/kg]

Kompresör işi ise evaporatör çıkış entalpisi, kondenser giriş entalpisi ve soğutkan debisi kullanılarak aşağıdaki gibi bulunur;

$$\dot{W}_{komp,r} = (\dot{W}_{komp} - \dot{Q}_{kayıp}) = \dot{m}_r \times (h_2 - h_1) \quad \dots(5.10)$$

Burada bahsi geçen $\dot{Q}_{kayıp}$, kompresörün çevreye olan ısı kaybı olup, silindirden havaya olan ısı transferi şeklinde düşünülüp;

$$\dot{Q}_{kayıp} = h \times A \times (T_{yüzey} - T_{\infty}) \quad \dots(5.11)$$

formülüyle hesaplanıp;

h : Isı transfer katsayısı, $20 \text{ W/m}^2\text{°C}$

A : Isı transfer yüzeyinin toplam alanı, $0,141 \text{ m}^2$ (Kompresör tabanı $0,15 \text{ m}$, boyu $0,3 \text{ m}$ olan bir silindir olarak kabul edilmiştir.)

$T_{\text{yüzey}}$: Kompresör yüzey sıcaklığı, 66 °C (çalışma esnasında ölçülen ortalama kompresör sıcaklığı)

T_{∞} : Dış ortam sıcaklığı, 15 °C (çalışma esnasında ölçülen ortalama ortam sıcaklığı)

olmaktadır. Sistemde kullanılan kompresör için bu formül;

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{kayıp}} &= 20 \times (\pi * 0,15 * 0,30) \times (66 - 15) \\ \dot{Q}_{\text{kayıp}} &= 144,2W\end{aligned}\quad \dots(5.12)$$

şeklini alır. Bu tez çalışmasının yürütüldüğü deney şartlarında çevreye aktarılan ısı miktarı, kompresör gücünün yaklaşık %15'i veya diğer bir ifade ile toplam kompresör gücü, soğutkana aktarılan gücün %118'i olarak kabul edilmiştir. Diğer önemli bir bulgu olan kompresör verimi ise aşağıdaki formülle bulunur.

$$\eta_s = \frac{\dot{m}_r \times (h_{2s} - h_1)}{\dot{m}_r (h_2 - h_1) + \dot{Q}_{\text{kayıp}}}\quad \dots(5.13)$$

Burada;

η_s : Kompresör izentropik verimi

h_{2s} : İzentropik işlem için soğutkan entalpisidir.

Kompresör emiş hattında bulunan buhar fazdaki soğutkanı kondenser basıncına sıkıştırır. Sıkıştırılan soğutkan miktar, kompresör girişindeki soğutkan kütleli debisi ve özgül hacmi kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\dot{V}_e = \dot{m}_r \times v_r\quad \dots(5.14)$$

\dot{V}_e : Kompresör emiş hacmi [m^3/h]

v_i : Kompresör girişindeki soğutkanın özgül hacmi [m^3/kg]

olmaktadır.

Aşırı soğutma, sıvı haldeki soğutkan sıcaklığı ile sahip olduğu basınçtaki doyma sıcaklığı arasındaki fark olarak tanımlanır. Aşırı soğuma miktarını kondenser çıkış sıcaklığından kondenser basıncına karşılık gelen doyma sıcaklığı çıkartılarak bulunur. Aynı şekilde kızgınlık hesabında da evaporatör çıkış sıcaklığı ile evaporatör basıncına karşılık gelen doyma sıcaklığının farkı alınır.

5.4 Deney Sonuçlarının Belirsizliği

Önceden bahsedildiği gibi su ve hava kütleli debisi, sıcaklık ve basınç deney sırasında ölçülmüştür. Bu ölçümlerin doğruluğu da kontrol edilmesi gereken önemli bir etkidir. Bu yüzden de bu bölümde ölçümlerdeki hata payları işlenecektir.

Sunu S. (2007) yaptığı deneylerde bu değerlendirmeyi yapmıştır. Bu tez çalışmasında da aynı sistem kullanılacağından Sunu'nun çalışmasından faydalanılmıştır. Buna göre ventüri ile ölçülen su kütleli debisinin hata miktarı %1 olup bu değer yaklaşık 0,003 kg/s'ye denk gelmektedir.

Kondenserde kanal içerisinden geçen hava kütleli debisi, değişkenler cinsinden;

$$\dot{m}_{\text{hava}} = 4\sqrt{2} \times \pi \times r_{\text{Dif}}^2 \times P_{\text{ven}}^{0,5} \times \rho_{\text{hava}}^{0,5} \quad \dots(5.15)$$

bağıntısıyla hesaplanabilir. Bu formülden görüldüğü üzere hava kütleli debisi hata payına sahip 3 farklı değişkenden oluşur. Çapı 90 ± 1 mm olan menfez için hata %1 iken 308 ± 2 Pa basınç farkı için hata payı yaklaşık %0,67 kadardır. Hava debisi hesaplanırken kullanılan diğer bir değer sıcaklığa bağlı olan hava yoğunluğudur. Kondenser çıkışında $1,118 \pm 0,01$ kg/ m^3 olarak hesaplanan hava yoğunluğu için hata

payı %0,89 olmaktadır. Hava kütleli debisi için belirsizlik faktörü aşağıdaki formülle hesaplanır [Hepbaşlı, A., Akdemir, O. (2002)];

$$w_m = \left[\left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial r_{Dif}} w_{r_{Dif}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial P_{ven}} w_{P_{ven}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial \rho_{hava}} w_{\rho_{hava}} \right)^2 \right]^{1/2} \dots(5.16)$$

Denklemler 5.16'daki türev ifadeleri denklemler 5.15'den yerine yazılıp denklemler 5.15'e bölüldüğünde hava kütleli toplam debisi bulunur.

$$\frac{w_{\dot{m}}}{\dot{m}} = \left[4 \left(\frac{w_{r_{Dif}}}{r_{Dif}} \right)^2 + \frac{1}{4} \left(\frac{w_{P_{ven}}}{P_{ven}} \right)^2 + \frac{1}{4} \left(\frac{w_{\rho_{hava}}}{\rho_{hava}} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\frac{w_{\dot{m}}}{\dot{m}} = \left[4(1)^2 + \frac{1}{4}(0,67)^2 + \frac{1}{4}(0,89)^2 \right]^{1/2} \dots(5.17)$$

$$\frac{w_{\dot{m}}}{\dot{m}} = 2.076$$

olarak hesaplanır. Burada;

\dot{m}_{hava} : hava kütleli debisinden kaynaklanan toplanan belirsizlik miktarı

r_{Dif} : Difüzör çapından kaynaklanan belirsizlik miktarı

P_{ven} : ventüri basınç farkından kaynaklanan belirsizlik miktarı

ρ_{hava} : hava yoğunluğundan kaynaklanan belirsizlik miktarı

w : kütleli debideki belirsizlik miktarı

olmaktadır.

Kullanılan T-tipi ısı çiftleri için hata payı genel bir denklemlerle $\pm 0,5^\circ\text{C}$ alınmaktadır. Deneylerde her noktadaki sıcaklık 2 saniye ara ile 20 kere ölçülmüş ve ortalama değer kullanılmıştır. Her noktadaki ölçümlerde sıcaklık salınımlarından dolayı en büyük ve en küçük sıcaklık arasındaki fark en çok $2,6^\circ\text{C}$ olmuştur.

BÖLÜM ALTI

DENEY SONUÇLARI ve DEĞERLENDİRİLMESİ

Bölüm 5'te gösterilmiş olan buhar sıkıştırımlı soğutma düzeneğinin farklı şartlarda çalıştırılarak soğutma sisteminin davranış değişimi incelenmiştir. Deneyler boyunca, kondenser üzerinden geçirilen havanın ve evaporatör üzerinden geçirilen soğuk suyun debileri yaklaşık sabit tutulmuştur. Buna karşılık dış ortam şartlarının değişiminin etkisini izlemek üzere hava ve suyun besleme sıcaklıkları kontrollü olarak değiştirilmiştir. Her bir deneyde, önce elektrikli ısıtıcılar yardımı ile hava sıcaklığı istenilen değere getirilmiş, daha sonra soğutma sistemi devreye alınarak su banyosundan elde edilen suyun soğutulması sağlanmıştır. Su besleme tankı sıcaklığının en az 20 °C sıcaklıkta olduğu durumda deney başlatılmış, daha sonra kontrollü olarak 12 °C civarına kadar soğumasına izin verilmiştir. Soğuma hızının 3 °C /saati aşmamasına özen gösterilmiştir.

Deneyler üç ayrı hava sıcaklığında, su besleme sıcaklığı değiştirilerek yapılmıştır. Deney sonuçları tablo 6.1, 6.2 ve 6.3'de verilmiştir.

Deneylerde kondenser çıkış basıncı dijital basınçölçer kullanılarak ölçülmüştür. Kondenser basınç düşümünün analog manometre çifti kullanılarak 10 kPa olduğu görülmüştür. Böylece kondenser giriş basıncı, çıkış basıncına 10 kPa sabit değer eklenmesi ile hesaplanmıştır. Evaporatör giriş basıncı ise, giriş şartlarındaki ıslak buhar durumundaki soğutucu akışkanın sıcaklığına karşı gelen basınç olarak değerlendirilmiştir. Çıkış basıncı, giriş basıncından 10 kPa düşük kabul edilmiştir.

Kondenseri terk eden soğutkan, genleşme elemanına girmeden önce bir miktar daha soğumaktadır. Kondenser çıkış sıcaklığı ve genleşme vanası giriş sıcaklığı ayrı ayrı gösterilmiştir.

Tablo 6.1 17 °C hava giriş sıcaklığı için yapılan deneyler

	Deney I	Deney II	Deney III	Deney IV	Deney V	Deney VI
ÖLÇÜMLER						
Kompresör Çıkış Sıcaklığı (°C)	52,41	56,097	57,048	56,92	57,032	57,45
Kondenser Çıkış Sıcaklığı (°C)	33,125	32,8	32,65	31,12	31,646	31,132
Genleşme Vanası Giriş Sıcaklığı (°C)	31,636	31,277	31,118	30,64	30,298	29,692
Evaporatör Giriş Sıcaklığı (°C)	3,443	2,561	1,825	0,91	0,137	-0,349
Kompresör Giriş Sıcaklığı (°C)	10,454	9,144	8,142	7,058	6,321	5,413
Hava Giriş Sıcaklığı (°C)	16,816	16,993	17,099	17	16,966	17
Hava Çıkış Sıcaklığı (°C)	22,208	22,339	22,299	22,021	21,91	21,877
Su Giriş Sıcaklığı (°C)	18,873	17,283	15,945	14,759	13,761	13,051
Su Çıkış Sıcaklığı (°C)	16,736	15,178	13,95	12,84	11,897	11,208
Ortam Sıcaklığı (°C)	14,329	14,443	14,504	14,455	14,539	14,568
Hava Kütleli Debisi (kg/s)	0,942	0,941	0,940	0,940	0,943	0,941
Su Kütleli Debisi (kg/s)	0,441	0,444	0,445	0,444	0,445	0,446
BASINÇLAR						
Kompresör Çıkış Basıncı (kPa)	950	950	950	930	930	920
Kondenser Çıkış Basıncı (kPa)	940	940	940	920	920	910
Evaporatör Giriş Basıncı (kPa)	331,1	321	312,7	302,6	294,3	289,1
Evaporatör Çıkış Basıncı (kPa)	321,1	311	302,7	292,6	284,3	279,1
ENTALPİLER						
Kompresör Çıkış Entalpi (kJ/kgK)	434,7	438,5	439,5	439,7	439,9	440,5
Kondenser Çıkış Entalpisi (kJ/kgK)	246,3	245,8	245,6	243,3	244,1	243,4

Evaporatör Giriş Entalpisi (kj/kgK) (Genleşme Vanası Giriş Entalpisi)	407	406	405,4	404,6	404,2	403,6
Evaporatör Çıkış Entalpisi (kj/kgK)	407	406	405,4	404,6	404,2	403,6
HESAPLAMALAR						
Kondenser Kapasitesi (hava) (kW)	5,0980	5,0534	4,9071	4,7404	4,6808	4,6096
Soğutkan Kütleli Debisi (kg/s)	0,0271	0,0262	0,0253	0,0241	0,0239	0,0234
Evaporatör Kapasitesi (kW) (su sıcaklığı değişiminden hesaplanan)	3,937	3,906	3,710	3,561	3,467	3,436
Evaporatör Kapasitesi (kW) (soğutucu akışkan debisinden hesaplanan)	4,348	4,201	4,044	3,893	3,827	3,747
Soğutkana iletilen kompresör işi (kW)	0,7954	0,8523	0,8630	0,8472	0,8535	0,8630
Kompresör Toplam İş (kW) (soğutkan işi + ısı kaybı)	0,9454	1,0023	1,0130	0,9972	1,0035	1,0130
Kompresör İzotropik Verimi (%)	0,6768	0,7138	0,6921	0,6809	0,6863	0,6640
Kompresör Girişinde Özgül Hacim (m ³ /kg)	0,0638	0,0656	0,0672	0,0693	0,0712	0,0722
Kompresör Emiş Hacmi (m ³ /saat)	6,2140	6,1912	6,1196	6,0190	6,1242	6,0822
Soğutma Etkenlik Katsayısı	4,8340	4,1915	3,9923	3,9042	3,8142	3,6986
Yoğuşma Sıcaklığı (°C)	37,11	37,11	37,11	36,32	36,32	35,93
Buharlaştırma Sıcaklığı (°C)	2,574	1,676	0,921	-0,019	-0,8136	-1,316
Kızgınlık Derecesi (°C)	7,88	7,468	7,221	7,077	7,1346	6,729
Aşırı Soğuma (°C)	3,985	4,31	4,46	5,2	4,674	4,798
Kuruluk Derecesi (evaporatör giriş basıncı ve entalpisine göre hesaplanan)	0,2014	0,2042	0,2071	0,2091	0,2111	0,2100

Tablo 6.2 28 °C hava giriş sıcaklığı için yapılan deneyler

	Deney I	Deney II	Deney III	Deney IV	Deney V	Deney VI	Deney VII	DeneyVIII	Deney IX	Deney X	Deney XI	Deney XII	DeneyXIII
ÖLÇÜMLER													
Kompresör Çıkış Sıcaklığı (°C)	68,46	70,327	71,02	70,898	71,009	71,445	70,231	69,763	69,569	70,371	71,169	71,665	72,199
Kondenser Çıkış Sıcaklığı (°C)	45,511	44,466	43,929	43,562	43,372	42,846	42,328	42,164	41,833	41,81	42,027	41,995	42,422
Genleşme Vanası Giriş Sıcaklığı (°C)	43,255	42,15	41,677	41,408	41,096	40,722	40,242	39,87	39,791	39,749	39,952	40,033	40,249
Evaporatör Giriş Sıcaklığı (°C)	7,337	6,375	5,556	4,857	4,331	3,529	3,248	2,792	2,304	2	1,506	1,418	1,715
Kompresör Giriş Sıcaklığı (°C)	11,749	10,429	9,703	8,566	7,609	7,921	6,6	5,836	5,456	5,291	5,076	5,832	4,814
Hava Giriş Sıcaklığı (°C)	27,983	28,288	28,501	28,476	28,475	28,494	28,12	28,17	28,076	28,429	28,688	28,801	28,982
Hava Çıkış Sıcaklığı (°C)	33,958	34,072	33,842	33,999	33,93	33,758	33,377	33,189	33,102	33,243	33,575	33,663	33,874
Su Giriş Sıcaklığı (°C)	19,074	17,779	16,726	15,819	15,118	14,449	13,823	13,241	12,711	12,328	12,103	11,943	11,891
Su Çıkış Sıcaklığı (°C)	16,989	15,76	14,748	13,944	13,177	12,621	12,047	11,443	10,943	10,553	10,402	10,276	10,194
Ortam Sıcaklığı (°C)	16,047	16,399	16,416	16,532	16,613	16,662	16,673	16,931	16,803	16,895	16,919	16,997	17,128
Hava Kütleli Debisi (kg/s)	0,9122	0,9104	0,9107	0,9105	0,9106	0,9125	0,9130	0,9100	0,9102	0,9132	0,9111	0,9110	0,9090
Su Kütleli Debisi (kg/s)	0,4460	0,4480	0,4491	0,4501	0,4501	0,4501	0,4501	0,4491	0,4491	0,4470	0,4501	0,4501	0,4501
BASINÇLAR													
Kompresör Çıkış Basıncı (kPa)	1340	1350	1330	1330	1310	1300	1280	1270	1260	1270	1270	1270	1290
Kondenser Çıkış Basıncı (kPa)	1330	1340	1320	1320	1300	1290	1270	1260	1250	1260	1260	1260	1280
Evaporatör Giriş Basıncı (kPa)	379,5	366,7	356,5	347,9	341,6	332,1	328,9	323,6	318	314,6	309,1	308,1	311,4
Evaporatör Çıkış Basıncı (kPa)	369,5	356,7	346,5	337,9	331,6	322,1	318,9	313,6	308	304,6	299,1	298,1	301,4
ENTALPİLER													
Kompresör Çıkış Entalpi (kJ/kgK)	444,8	446,7	447,8	447,7	448,2	448,8	447,8	447,5	447,4	448,1	449	449,6	449,8
Kondenser Çıkış Entalpisi (kJ/kgK)	264,7	263,1	262,3	261,7	261,4	260,7	259,9	259,6	259,1	259,1	259,4	259,4	260

Evaporatör Giriş Entalpisi (kJ/kgK) (Genleşme Vanası Giriş Entalpisi)	261,2	259,6	258,9	258,5	258	257,4	256,7	256,2	256,1	256	256,3	256,4	256,7
Evaporatör Çıkış Entalpisi (kJ/kgK)	406,9	406	405	404,8	404,1	404,6	403,5	403	402,8	402,7	402,7	403,4	402,4
HESAPLAMALAR													
Kondenser Kapasitesi (hava) (kW)	5,4720	5,2867	4,8836	5,0487	4,9871	4,8225	4,8190	4,5858	4,5929	4,4139	4,4704	4,4469	4,4648
Soğutkan Kütleli Debisi (kg/s)	0,0304	0,0288	0,0263	0,0271	0,0267	0,0256	0,0256	0,0244	0,0244	0,0234	0,0236	0,0234	0,0235
Evaporatör Kapasitesi (kW) (su sıcaklığı değişiminden hesaplanan)	3,8866	3,7811	3,7128	3,5275	3,6517	3,4391	3,3413	3,3750	3,3186	3,3165	3,2002	3,1362	3,1927
Evaporatör Kapasitesi (kW) (soğutucu akışkan debisinden hesaplanan)	4,321	4,115	3,757	3,884	3,810	3,689	3,683	3,500	3,505	3,354	3,379	3,367	3,350
Soğutkana iletilen kompresör işi (kW)	1,1515	1,1719	1,1268	1,1645	1,1774	1,1332	1,1362	1,0860	1,0878	1,0603	1,0917	1,0802	1,1150
Kompresör Toplam İş (kW) (soğutkan işi + ısı kaybı)	1,3015	1,3219	1,2768	1,3145	1,3274	1,2832	1,2862	1,2360	1,2378	1,2103	1,2417	1,2302	1,2650
Kompresör İzotropik Verimi (%)	0,7045	0,6757	0,6495	0,6597	0,6417	0,6561	0,6479	0,6449	0,6502	0,6476	0,6436	0,6515	0,6308
Kompresör Girişinde Özgül Hacim (m ³ /kg)	0,0552	0,0569	0,0584	0,0598	0,0608	0,0628	0,06303	0,06293	0,06505	0,06578	0,067	0,0675	0,06637
Kompresör Emiş Hacmi (m ³ /saat)	6,0345	5,9024	5,5311	5,8444	5,8388	5,7943	5,8195	5,5290	5,7119	5,5304	5,6870	5,6814	5,6205
Soğutma Etkenlik Katsayısı	3,320	3,113	2,942	2,955	2,870	2,875	2,863	2,831	2,832	2,771	2,721	2,737	2,648
Yoğuşma Sıcaklığı (°C)	50,36	50,66	50,06	50,06	49,46	49,15	48,53	48,22	47,91	48,22	48,22	48,22	48,84
Buharlaştırma Sıcaklığı (°C)	6,598	5,575	4,739	4,02	3,484	2,661	2,38	1,909	1,405	1,095	0,5887	0,4959	0,8014
Kızgınlık Derecesi (°C)	5,151	4,854	4,964	4,546	4,125	5,26	4,22	3,927	4,051	4,196	4,4873	5,3361	4,0126
Aşırı Soğuma (°C)	4,849	6,194	6,131	6,498	6,088	6,304	6,202	6,056	6,077	6,41	6,193	6,225	6,418
Kuruluk Derecesi (evaporatör giriş basıncı ve entalpisine göre hesaplanan)	0,2655	0,2632	0,2645	0,2666	0,2671	0,2687	0,2668	0,2669	0,2693	0,2705	0,2749	0,2759	0,2757

Tablo 6.3 40 °C hava giriş sıcaklığı için yapılan deneyler

	Deney I	Deney II	Deney III	Deney IV	Deney V	Deney VI	Deney VII	Deney VIII	Deney IX	Deney X	Deney XI	Deney XII
ÖLÇÜMLER												
Kompresör Çıkış Sıcaklığı (°C)	84,929	84,86	84,644	85,361	85,854	86,53	84,737	86,678	87,017	87,244	87,343	87,524
Kondenser Çıkış Sıcaklığı (°C)	55,342	53,817	53,527	53,174	53,666	53,812	52,848	52,957	52,932	52,639	52,352	52,228
Genleşme Vanası Giriş Sıcaklığı (°C)	52,236	51,021	50,81	50,799	50,981	50,928	50,52	50,427	49,854	49,859	50,103	50,007
Evaporatör Giriş Sıcaklığı (°C)	10,408	8,634	7,871	7,382	6,942	6,992	5,958	5,507	5,327	4,671	4,227	3,713
Kompresör Giriş Sıcaklığı (°C)	12,132	11,008	9,894	10,202	9,229	9,04	8,545	8	6,876	6,267	5,937	6,036
Hava Giriş Sıcaklığı (°C)	39,732	39,113	39,006	39,271	39,984	40,057	39,408	39,437	39,834	39,839	39,953	39,801
Hava Çıkış Sıcaklığı (°C)	44,919	44,134	44,146	43,973	44,757	44,933	44,239	44,565	44,381	44,358	44,212	44,264
Su Giriş Sıcaklığı (°C)	19,658	18,434	17,586	16,93	16,39	16,023	15,117	14,268	13,651	13,088	12,635	12,241
Su Çıkış Sıcaklığı (°C)	17,816	16,448	15,806	15,015	14,581	14,23	13,512	12,77	12,044	11,47	11,033	10,731
Ortam Sıcaklığı (°C)	16,617	16,63	16,757	16,683	16,751	16,746	16,819	16,761	16,846	16,84	16,869	16,448
Hava Kütleli Debisi (kg/s)	0,887	0,888	0,888	0,888	0,885	0,887	0,888	0,887	0,887	0,886	0,888	0,889
Su Kütleli Debisi (kg/s)	0,438	0,439	0,439	0,438	0,439	0,439	0,440	0,440	0,438	0,439	0,439	0,440
BASINÇLAR												
Kompresör Çıkış Basıncı (kPa)	1830	1770	1750	1750	1760	1760	1720	1720	1720	1700	1700	1690
Kondenser Çıkış Basıncı (kPa)	1820	1760	1740	1740	1750	1750	1710	1710	1710	1690	1690	1680
Evaporatör Giriş Basıncı (kPa)	420,3	396,0	385,9	379,5	373,9	374,5	361,5	355,9	353,7	345,7	340,4	334,3
Evaporatör Çıkış Basıncı (kPa)	410,3	386,0	375,9	369,5	363,9	364,5	351,5	345,9	343,7	335,7	330,4	324,3
ENTALPİLER												
Kompresör Çıkış Entalpi (kJ/kgK)	455,1	456	456,1	457	457,4	458,2	456,7	459	459,4	460	460,1	460,5
Kondenser Çıkış Entalpisi (kJ/kgK)	279,8	277,4	277	276,4	277,2	277,4	275,9	276,1	276,1	275,6	275,2	275

Evaporatör Giriş Entalpisi (kJ/kgK) (Genleşme Vanası Giriş Entalpisi)	274,9	274	272,7	272,7	273	272,9	272,1	271,2	271,3	271,6	271,5	272,3
Evaporatör Çıkış Entalpisi (kJ/kgK)	406,4	406	405,3	405,7	405	404,8	404,7	404,3	403,4	403	402,9	403,1
HESAPLAMALAR												
Kondenser Kapasitesi (hava) (kW)	4,6175	4,4752	4,5812	4,1920	4,2422	4,3405	4,3052	4,5675	4,0512	4,0190	3,7956	3,9843
Soğutkan Kütleli Debisi (kg/s)	0,0263	0,0251	0,0256	0,0232	0,0235	0,0240	0,0238	0,0250	0,0221	0,0218	0,0205	0,0215
Evaporatör Kapasitesi (kW) (su sıcaklığı değişiminden hesaplanan)	3,369	3,641	3,264	3,503	3,317	3,287	2,950	2,753	2,939	2,967	2,937	2,775
Evaporatör Kapasitesi (kW) (soğutucu akışkan debisinden hesaplanan)	3,335	3,222	3,282	3,001	3,009	3,059	3,067	3,201	2,813	2,777	2,621	2,751
Soğutkana iletilen kompresör işi (kW)	1,283	1,253	1,299	1,191	1,234	1,282	1,238	1,366	1,238	1,242	1,174	1,233
Kompresör Toplam İş (kW) (soğutkan işi + ısı kaybı)	1,433	1,403	1,449	1,341	1,384	1,432	1,388	1,516	1,388	1,392	1,324	1,383
Kompresör İzotropik Verimi (%)	0,577	0,568	0,570	0,570	0,565	0,555	0,576	0,558	0,538	0,535	0,535	0,542
Kompresör Girişinde Özgül Hacim (m ³ /kg)	0,05	0,05391	0,05522	0,05639	0,05708	0,05691	0,05912	0,06	0,0601	0,06151	0,0625	0,06384
Kompresör Emiş Hacmi (m ³ /saat)	4,741	4,863	5,085	4,712	4,838	4,919	5,068	5,394	4,782	4,826	4,619	4,936
Soğutma Etkinlik Katsayısı	2,327	2,297	2,264	2,238	2,175	2,136	2,209	2,112	2,027	1,994	1,980	1,990
Yoğuşma Sıcaklığı (°C)	63,370	61,930	61,440	61,440	61,690	61,690	60,700	60,700	60,700	60,210	60,210	59,960
Buharlaştırma Sıcaklığı (°C)	9,688	7,877	7,099	6,598	6,154	6,201	5,151	4,690	4,507	3,834	3,381	2,853
Kızgınlık Derecesi (°C)	2,4440	3,1310	2,7950	3,6040	3,0750	2,8390	3,3940	3,3100	2,3690	2,4330	2,5560	3,1830
Aşırı Soğuma (°C)	11,1340	10,9090	10,6300	10,6410	10,7090	10,7620	10,1800	10,2730	10,8460	10,3510	10,1070	9,9530
Kuruluk Derecesi (evaporatör giriş basıncı ve entalpisine göre hesaplanan)	0,3191	0,3247	0,3223	0,3252	0,3292	0,3284	0,3301	0,3281	0,3296	0,3348	0,3368	0,3438

Termostatik genleşme vanasının kontrol ettiği kızgınlık miktarının hesaplanmasında, akışkanın evaporatör çıkışındaki sıcaklığı ve buharlaşma sıcaklığı göz önüne alınmıştır.

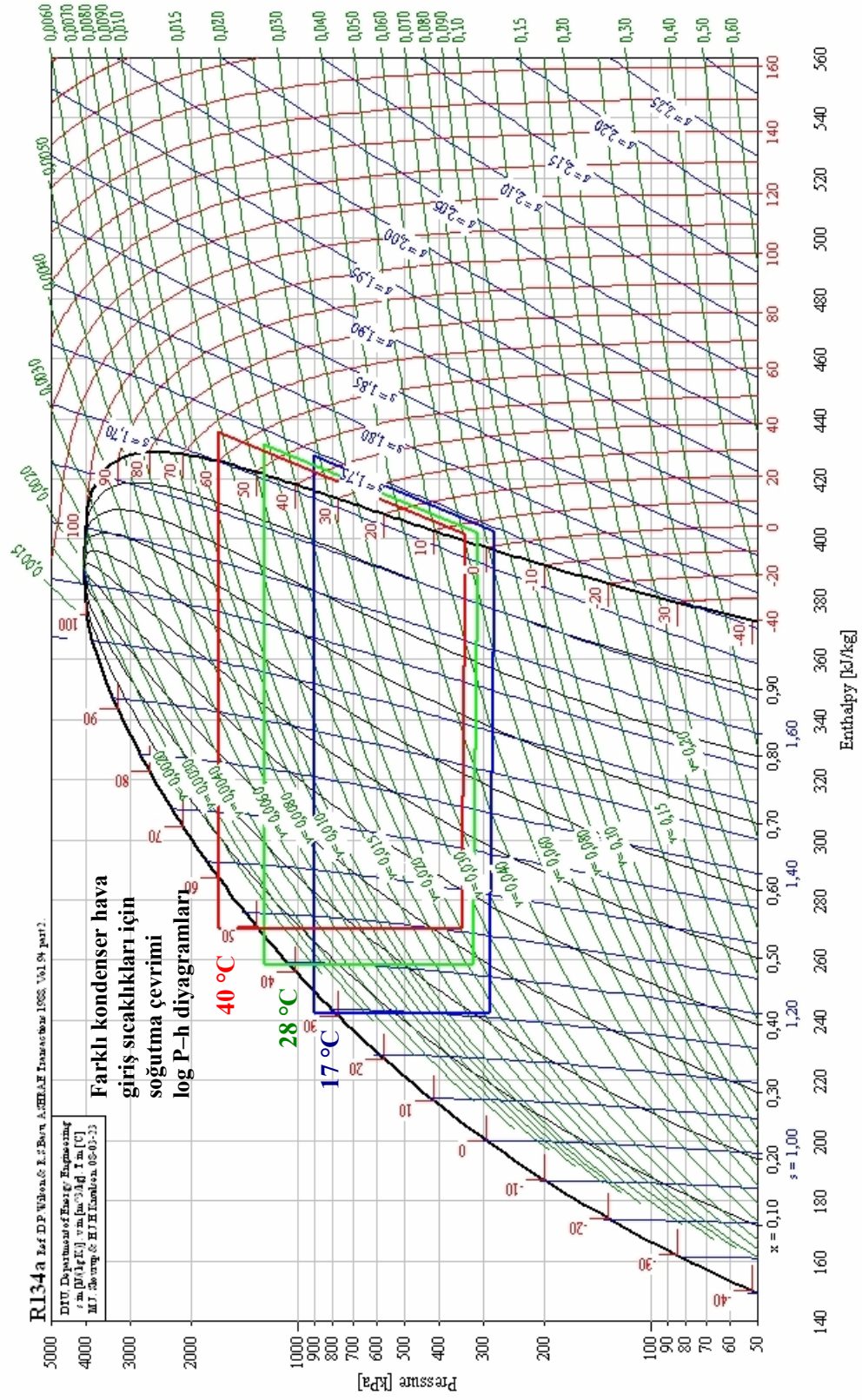
Kondenslerden çıkan akışkan, genleşme vanasına kadar soğumaya devam etmektedir. Termostatik vana giriş entalpisinin sağlıklı değerlendirilebilmesi için, aşırı soğuma miktarının hesaplanmasında kondenser çıkış basınç ve genleşme vanası giriş sıcaklığı esas alınmıştır.

Her bir deney için, soğutma grubu devreye alınmadan önce kondenser üzerinden su dolaşımı sağlanarak, havanın ve suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları ölçülmüştür. Deney öncesi boşta çalışma sırasında havanın kondenslerden ve suyun evaporatörden çıkış sıcaklıkları, giriş sıcaklıklarına eşit olmalıdır. Bu şartı sağlamak için kondenseri terk eden hava sıcaklığına $0,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ve evaporatörü terk eden su sıcaklığına $0,05 \text{ }^{\circ}\text{C}$ düzeltme terimi eklenmiştir.

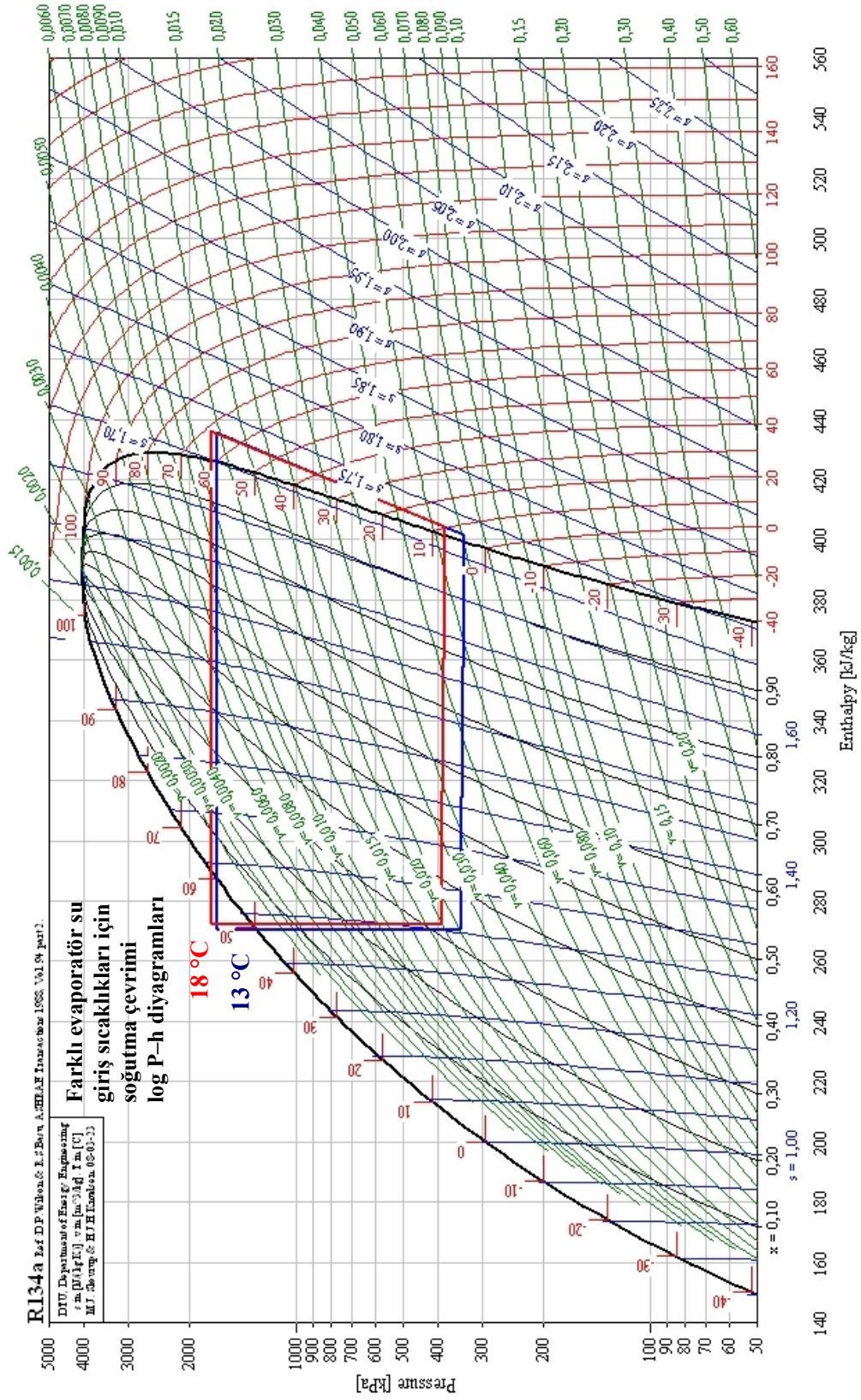
Havanın kondenserde aldığı ısı miktarı, soğutucu akışkanın bıraktığına eşittir. Soğutucu akışkan debisi denklem 5.7'den hesaplanmıştır. Evaporatör tarafında ise, soğutucu akışkanın aldığı ısı (denklem 5.9), suyun verdiği ısıya (denklem 5.8) eşit olmalıdır. Buradan soğutucu akışkan kütleli debisi tekrar hesaplanmış ve kondenser tarafından hesaplanan kütleli debi ile karşılaştırılmıştır. Deney sonuçlarının değerlendirilmesinde kondenser tarafından hesaplanan akışkan debisi esas alınmıştır.

Kompresör işi, akışkanın kazandığı entalpi ile kompresörden çevreye olan ısı kaybının toplamına eşittir. Hesaplamalarda kompresör gücü, soğutkana aktarılan gücün %118'i olarak kabul edilmiş ve kompresör verimi denklem 5.13'te gösterildiği şekilde hesaplanmıştır.

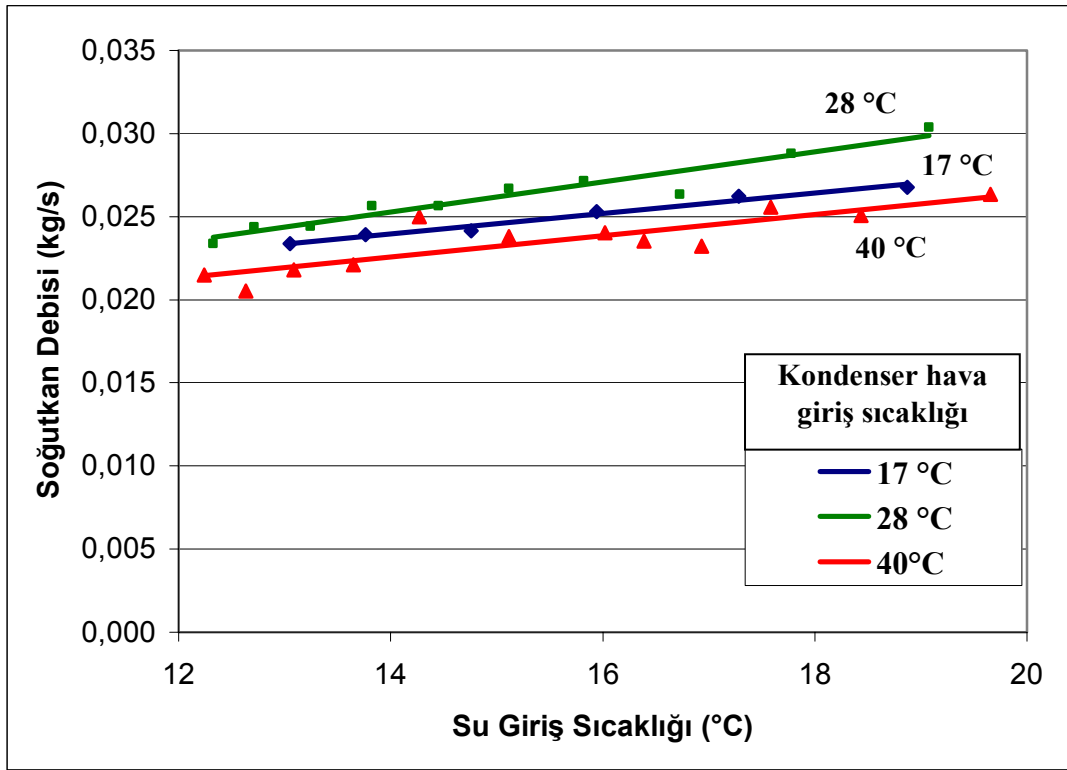
Hava giriş ve su giriş sıcaklıklarının değişiminin soğutma çevrimi üzerine etkisi log P-h diyagramında gösterilmiştir.



Şekil 6.1 Hava giriş sıcaklığındaki değişimin soğutma çevrimine etkisinin log P – h diyagramında gösterimi



Şekil 6.2 Su giriş sıcaklığındaki değişimin soğutma sistemine etkisinin log P-h diyagramında gösterimi

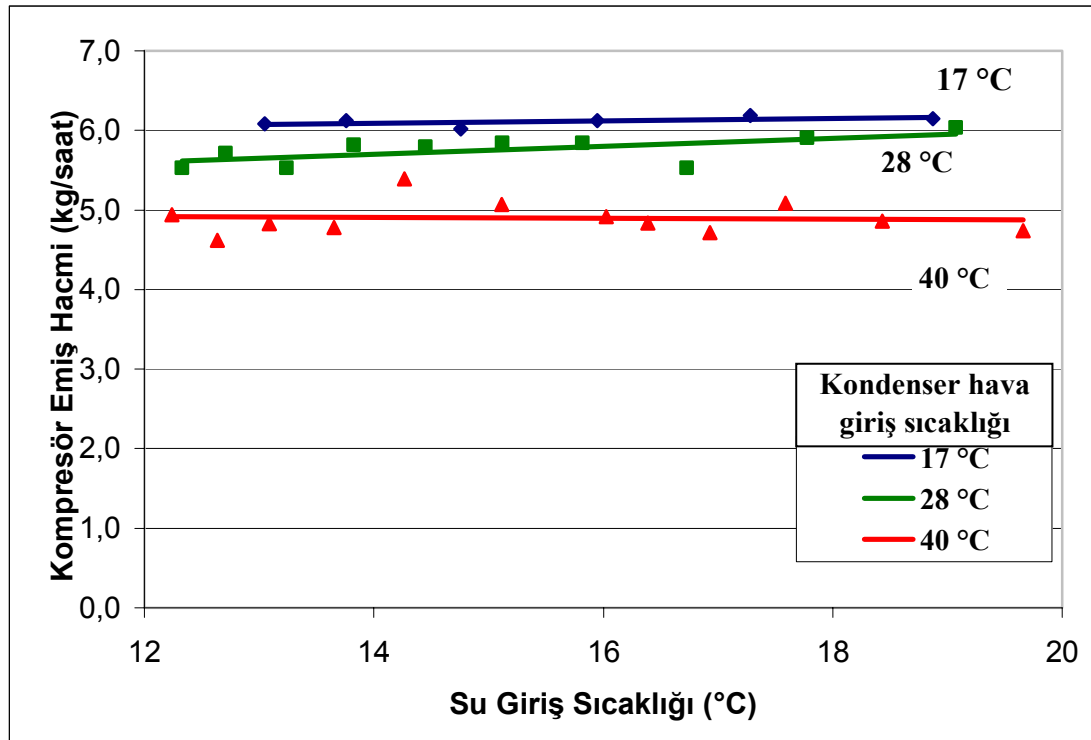


Şekil 6.3 Su giriş sıcaklığındaki değişimin soğutkan debisine etkisi

Su giriş sıcaklığının artması ile birlikte, buharlaşma sıcaklığı ve basıncı artarak evaporatör çıkış noktasındaki soğutucu akışkanın özgül hacminin azalmasına ve kompresör tarafından emilen soğutucu akışkan kütleli debisinin artmasına neden olur (Şekil 6.3).

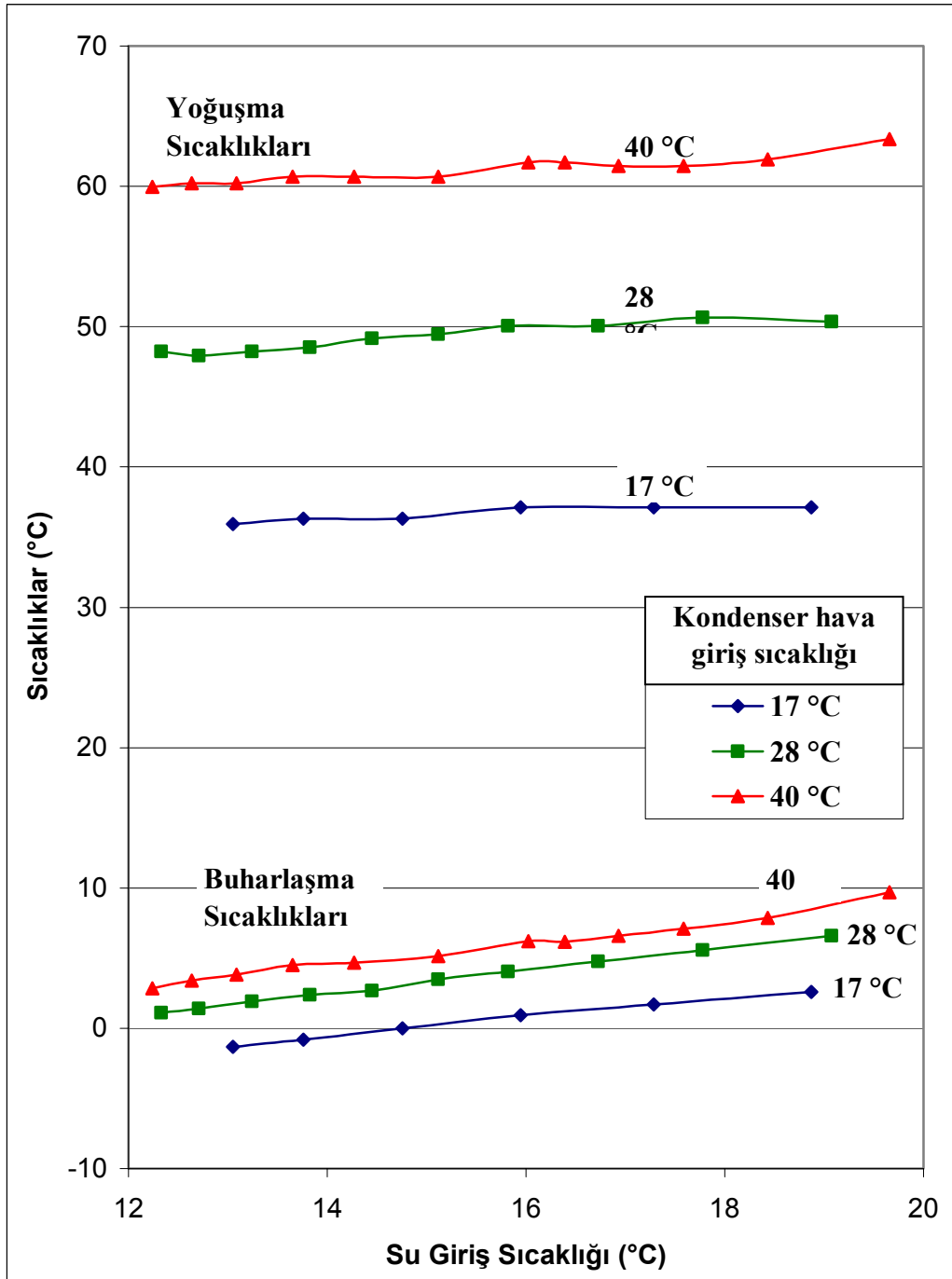
Benzer şekilde önceki paragrafta anlatıldığı gibi, su giriş sıcaklığının artması ile birlikte soğutucu akışkanın dolaşım debisi artmaktadır. Bunun bir sonucu olarak kondenser yükü ve yoğunlaşma basıncı artar (Şekil 6.2). Yine burada görüldüğü gibi kondenser basıncındaki artış, evaporatör basıncındaki artıştan daha küçüktür. Böylece çevrimde dolaşan soğutucu akışkan kütleli debisinin artmasına karşın, kompresör işi aynı oranda değişmez (Şekil 6.8). Kütleli debinin artması ile birlikte soğutma kapasitesi ve soğutma etkenlik katsayısı artar (Şekil 6.7, 6.9).

Kondenser üzerinden gönderilen hava sıcaklığının artması ise, yoğuşma basıncının artmasına neden olur (Şekil 6.5). Basınç farkının artması nedeni ile oluşacak kütle artışını dengelemek üzere genişleme vanası kısılmalıdır. Bu durum, kızgınlık derecesinin azalması ile sağlanır (Şekil 6.10). Diğer yandan, kondenseri terk eden soğutucu akışkanın sıcaklığı ve entalpisi artmıştır. Buna bağlı olarak, evaporatör girişindeki kuruluk derecesi artar ve soğutma kapasitesi azalır. Soğutma kapasitesinin azalması ile birlikte buharlaşma sıcaklığı artarak su sıcaklığına yaklaşır (Şekil 6.5). Evaporatör basıncının artması ile kompresör girişindeki akışkanın özgül hacminin azalması ve kütleli debinin bir miktar artması beklenir. Kütleli debinin artması deneylerde net olarak tespit edilememiştir. Bu durum, çıkış basıncının artması ile kompresör emiş hacminin azalmasından kaynaklanmaktadır.

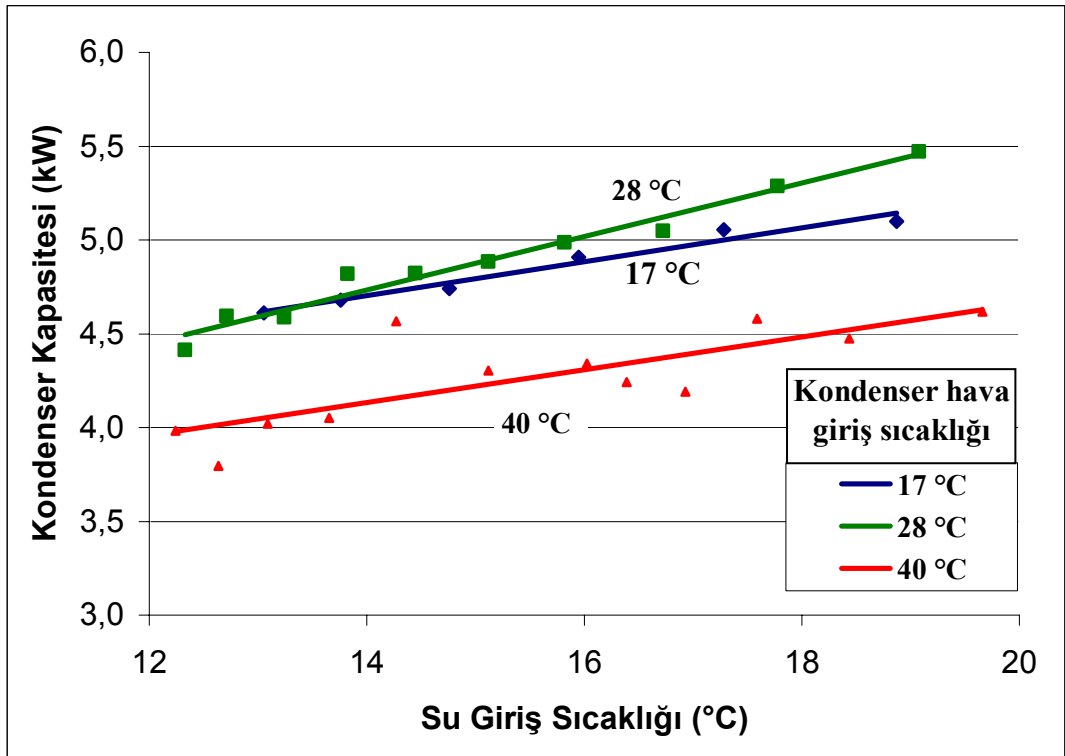


Şekil 6.4 Su giriş sıcaklığındaki değişimin kompresör emiş hacmine etkisi

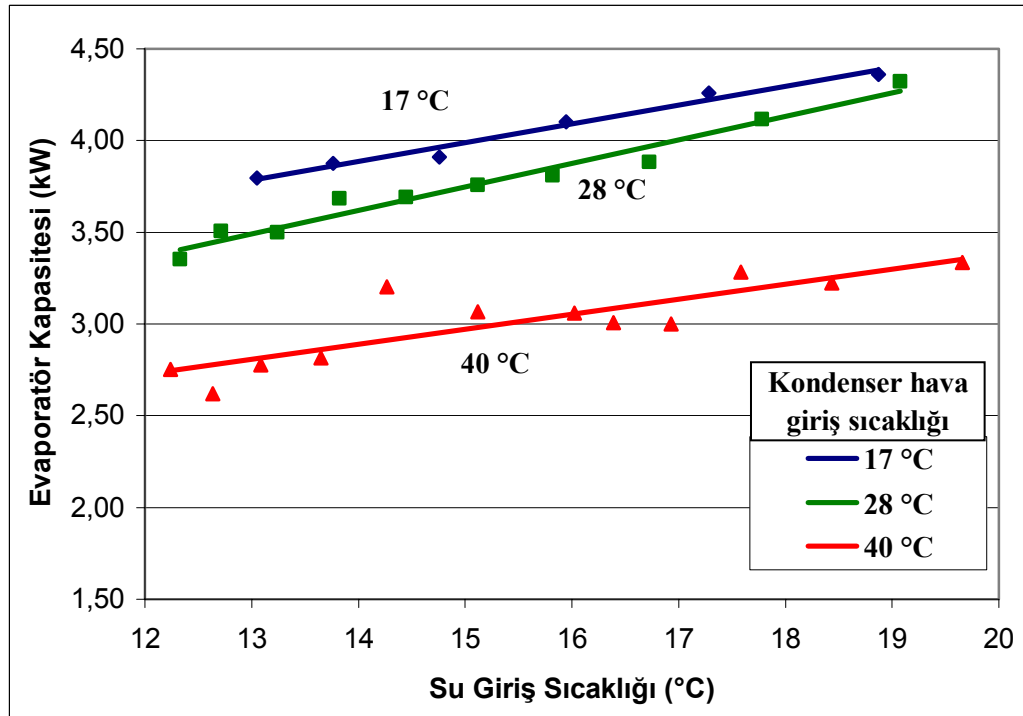
Diğer yandan kondenser yoğuşma basıncının artması ile, genişleme vanasına giren soğutkanın entalpisi ve evaporatör girişindeki kuruluk derecesi artar. Evaporatör girişindeki hava sıcaklığının artmasıyla kuruluk derecesinin arttığı şekil 6.11’de görülmektedir. Su giriş sıcaklığının artması buharlaşma basıncını artırır ve buna bağlı olarak kuruluk derecesi azalır (Şekil 6.2, 6.11). Ancak bu etki önemli ölçüde değildir.



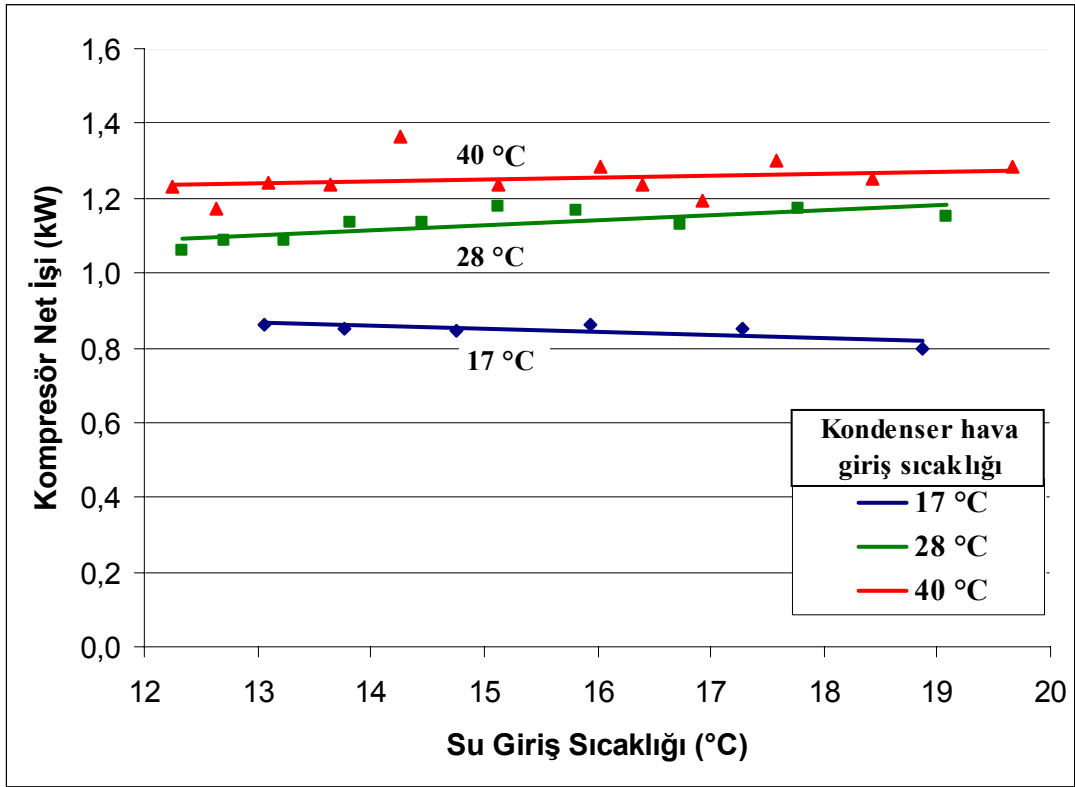
Şekil 6.5 Su giriş sıcaklığı değişiminin yoğuşma ve buharlaşma sıcaklığına etkisi



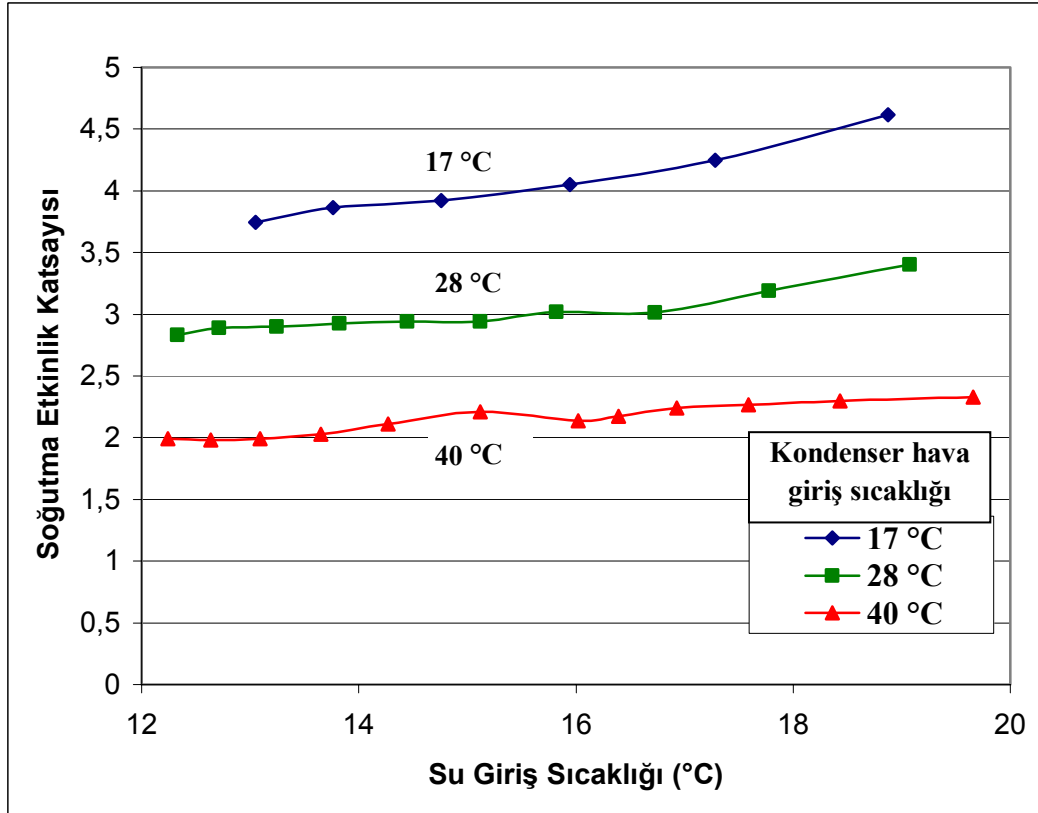
Şekil 6.6 Su giriş sıcaklığındaki değişimin kondenser yüküne etkisi



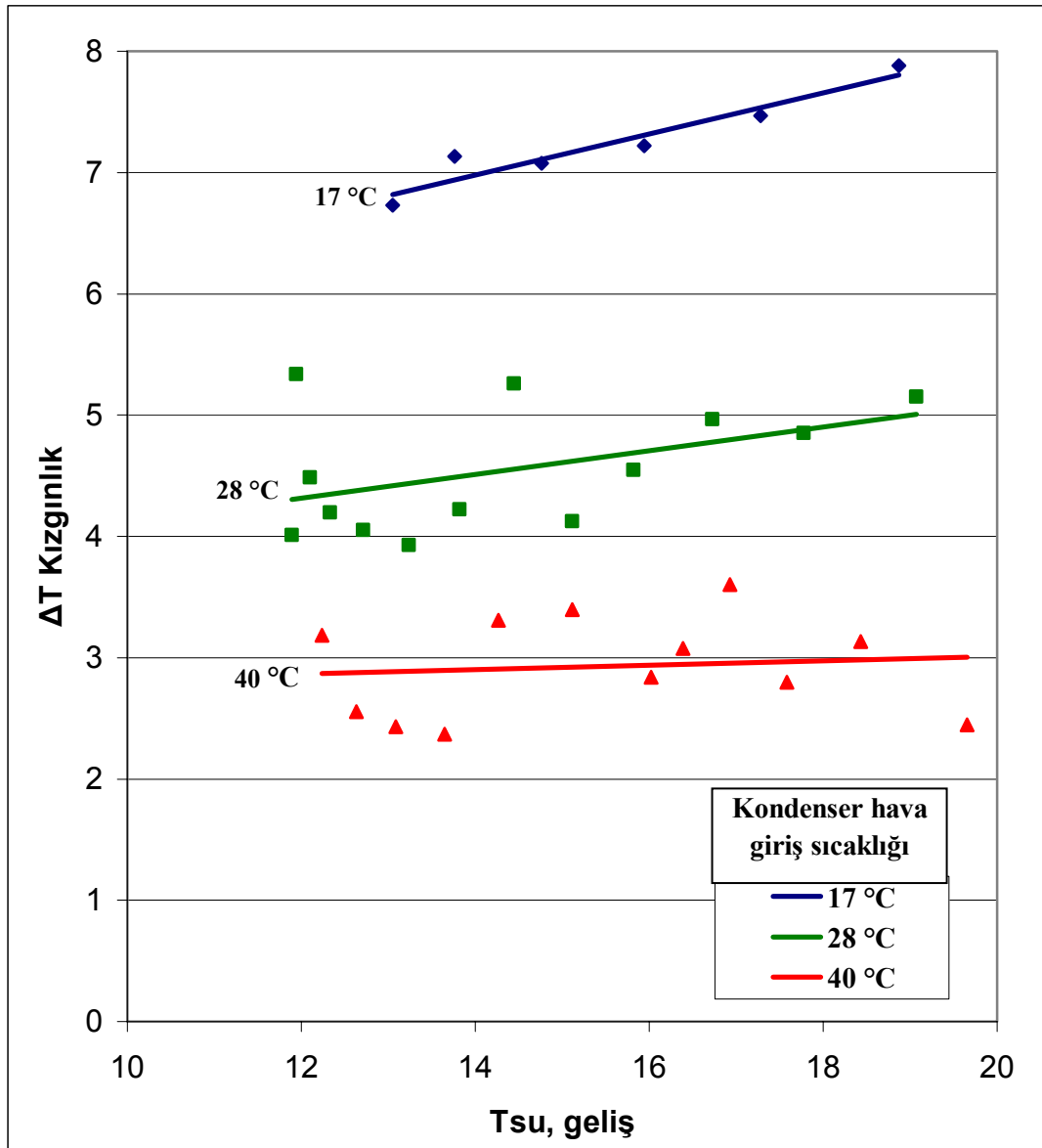
Şekil 6.7 Su giriş sıcaklığındaki değişimin evaporatör yüküne etkisi



Şekil 6.8 Su giriş sıcaklığındaki değişimin kompresör yüküne etkisi

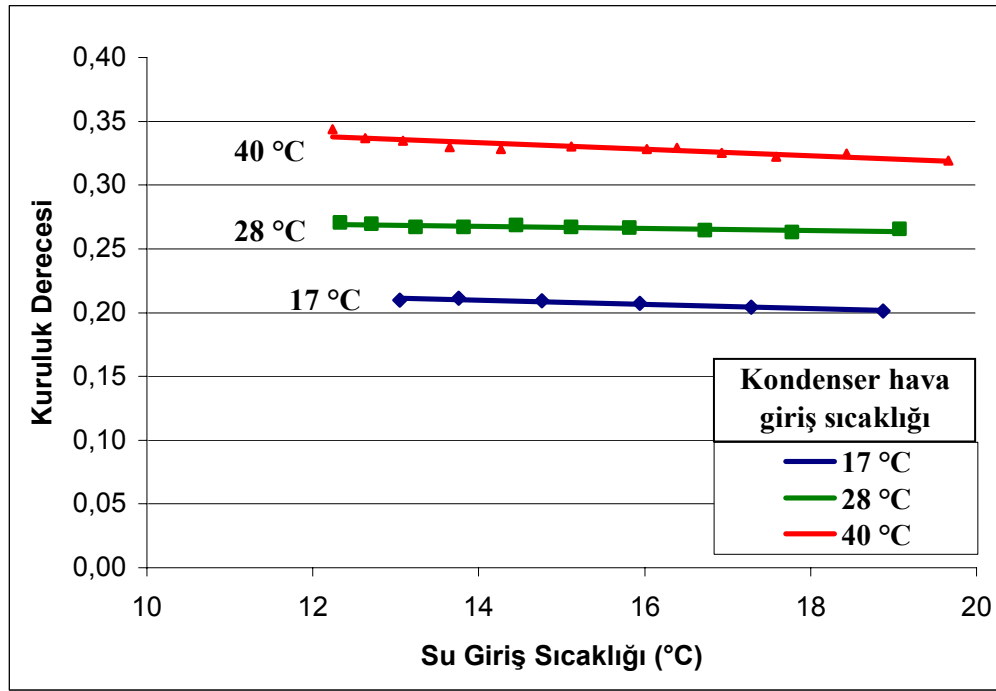


Şekil 6.9 Su giriş sıcaklığındaki değişimin soğutma etkenlik katsayısına etkisi

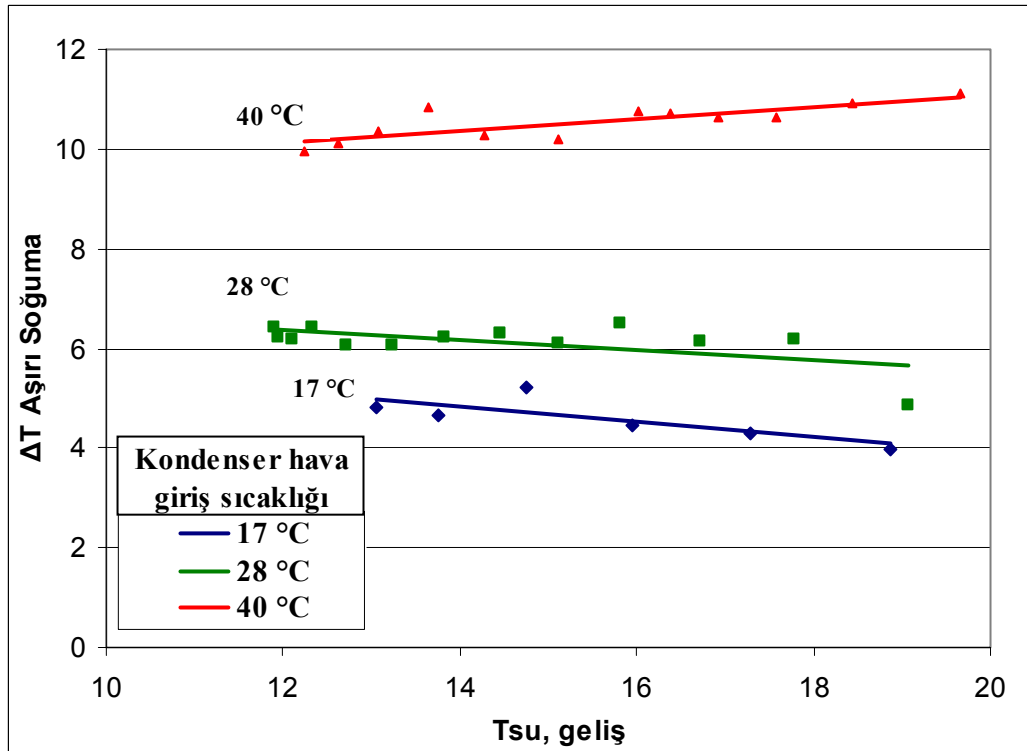


Şekil 6.10 Su giriş sıcaklığının kızgınlık derecesine etkisi

Su ve hava sıcaklıklarının değişiminin aşırı soğumaya etkisi şekil 6.12’de gösterilmiştir. Buna göre kondensere gelen hava sıcaklığı arttıkça soğutucu akışkanın evaporatör girişindeki kuruluk derecesi artmakta ve evaporatörde bulunan akışkan kütlesi azalmaktadır. Bu durumda kondenserde soğutkan yığılması meydana gelir. Sonuç olarak aşırı soğuma miktarı artar. Yapılan çalışmada hava sıcaklığının 17 °C’den 40 °C’ye çıkması ile aşırı soğuma miktarı yaklaşık 5-7 °C artmaktadır.



Şekil 6.11 Su giriş sıcaklığı değişiminin evaporatör girişindeki kuruluk derecesine etkisi



Şekil 6.12 Su giriş sıcaklığı değişiminin aşırı soğumaya etkisi

BÖLÜM YEDİ

SONUÇ

Önceki bölümlerde gösterildiği gibi, kondenseri hava soğutmalı bir su soğutma grubunun çalışma performansı hava ve su sıcaklıklarına doğrudan bağlıdır. Deneysel sonuçlarında kondensere geçen hava sıcaklığının artması ile soğutma kapasitesinin azaldığını ve kompresörün güç ihtiyacının arttığı görülmektedir. Evaporatöre gönderilen su sıcaklığının azalması durumunda ise, kompresör gücü yaklaşık sabit kalmakla birlikte soğutma kapasitesi azalmaktadır.

Yapılan bu tez çalışmasında ayrıca hava ve su sıcaklıklarının değişiminin kızgınlık miktarı ve aşırı soğumaya etkisi incelenmiştir. Deneysel yapıldığı termostatik vana kullanılan ve kondenser sonrası sıvı tutucu (receiver) bulunmayan soğutma grubunda hava sıcaklığının artması ile birlikte soğutkanın genişleme vanası sonrası evaporatöre girişteki kuruluk miktarı artmış, evaporatördeki akışkan kütlesinin azalmasına bağlı olarak kondenserde soğutucu akışkan yığılması olmuş ve bu durum aşırı soğuma miktarını artırmıştır. Diğer yandan, hava sıcaklığının artması ile birlikte yoğunlaşma ve buharlaşma basınçları arasındaki fark artmakta, bunu dengelemek üzere evaporatör çıkışındaki kızgınlık derecesi azalmakta ve termostatik vana daha çok kısılmaktadır.

Su giriş sıcaklığının değişiminin aşırı soğuma ve kızgınlık derecesine etkisi daha düşük seviyede olup çok genel bir ifade elde edilememiştir.

KAYNAKÇA

Apra, C. ve Mastrullo, R. (2002). Experimental evaluation of electronic and thermostatic expansion valves performances usin R22 and R407c. *Applied Thermal Engineering*, 22, 205-218

ASHRAE (1998). *Refrigeration*. Atlanta, GA: ASHRAE Inc

Balcı, H. İ. (2005). Termostatik genişleme valfi nedir? Nasıl seçilir?. *Soğutma Dünyası*, 29, 54-55

Castel TXV (b.t.). *TXV Katologu*. 2007, www.castel.it

Choi, J. M. ve Kim Y. C. (2002). The effects of improper refrigerant charge on the performance of a heat pump with a electronic expansion valve and capillary tube. *Energy*, 27, 391-404

Conde, M.R. ve Suter P. (1992). A mathematical simulation model for thermostatic expansion valves. *Heat Recovery Systems & CHP*, 12, 3, 271-282

Dinçer, İ. (2002). *Refrigeration systems and applications*. Michigan: John Wiley & Sons Inc.

Dolin, B.J. (1997). Introduction and characteristics electronic expansion valves. Air conditioning, heating & refrigeration news.

Hepbaşlı, A., Akdemir, O. (2002). Energy and exergy analysis of a ground source (geothermal) heat pump system. *Energy Conversion and Managament*, 45, 737-753

- Kakaç, S. ve Liu, H. (1997). *Heat exchangers selection, rating and thermal design*. Florida: CRC Pres
- Lee, G.H. ve Yoo, J.Y. (2000). Performance analysis and simulation of automobile air conditioning system. *International Journal of Refrigeration*, 23, 243-254
- Li, H. ve Brown, J.E. (2007). An overall performance index for characterizing the economic impact of faults in direct expansion cooling equipment. *International Journal of Refrigeration*, 30, 299-310
- Mithraratne, P. ve Wijesundera, N.E. (2002). An experimental and numerical study of hunting in thermostatic expansion valve controlled evaporators. *Internal Journal of Refrigeration*, 25, 992-998s
- Munson, B.R., Young, D. F. ve Okiishi, T. H. (2002). *Fundamentals of fluid mechanics* (4. Baskı). Danvers, MA: John Wiley & Sons Inc.
- Özkol, N. (2004). *Uygulamalı soğutma tekniği* (6. Baskı). Ankara: Makine Mühendisleri Odası Yayınları
- Parker, (bt). *Sabit basınçlı genişleme vanası*. 2007, www.parker.com/cig/catalogs
- Shanwei, M., Chuan, Z., Jianging, C. ve Zhiujiu, C. (2005). Experimental research on refrigerant mass flow coefficient of electronic expansion valve. *Applied Thermal Engineering*, 25, 2351-2366
- Sonntag, R.E., Borgnakke, C. ve Van Wylen, G.J. (1997). *Fundamentals of thermodynamics* (5. Baskı). Michigan: John Wiley & Sons Inc.
- Sporlan, (bt). *Thermostatic Expansion Valves* katalog. 2007, www.sporlan.com/tevs.shtm.

- Sunu, S. (2007). Performance change of cooling system depending on evaporation and condensation temperatures. Yüksek lisans tezi. İzmir: Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Wang, S.K. (2001). *Handbook of air conditioning and refrigeration* (2. Baskı). New York: Mc Graw-Hill
- Yang, C. ve Bansal P.K. (2005). Numerical investigation of capillary tube-suction line heat exchanger performance. *Applied Thermal Engineering*, 25, 2014-2028
- Yu, F. W., Chan, K.T. ve Chu, H. Y. (2006). Constraints of using thermostatic expansion valves to operate air-cooled chillers at lower condensing temperatures. *Applied Thermal Engineering*, 26, 2470-2478

EK-1 Termostatik vana seçim tablosu

Bilimsel

soğutma
dünyası

TERMOSTATİK GENLEŞME VALF KAPASİTELERİ KW		KLİMA, ISI POMPASI						
VALF TİPİ	NOMİNAL KAPASİTE	22						
		VC, VCP100, VGA	VZ, VZ	RECO				
	tons	kw	5°	0°	-10°	-20°	-30°	
F-EF	1/5	0.70	0.64	0.73	0.69	0.65	0.45	
F-EF	1/3	1.17	1.12	1.28	1.22	1.10	0.75	
F-EF	1/2	1.76	1.45	1.65	1.56	1.42	1.02	
F-EF	1	3.52	3.21	3.67	3.47	3.20	2.52	

Tablo A

Valfin kapasitesi sistemin tasarım kapasitesine eşit ya da biraz fazla alınmalıdır.

Dizayn Buharlaşma Sıcaklığı

SOĞUTKAN	TG' E GİREN LİKİDİN SICAKLIĞI °C								
	-20°	-10°	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°
	LİKİD SICAKLIĞI DÜZELTME FAKTÖRÜ								
22	1.63	1.53	1.42	1.32	1.21	1.11	1.00	0.89	0.78
407A	1.85	1.71	1.57	1.44	1.30	1.15	1.00	0.84	0.66
407C	1.88	1.74	1.60	1.46	1.31	1.16	1.00	0.84	0.66

Tablo B

EVAPORATÖR SICAKLIĞI °C	TG' TEKİ BASINÇ DÜŞMESİ bar							
	2	4	6	8	10	12	14	16
	BASINÇ DÜŞMESİ DÜZELTME FAKTÖRÜ							
5°	0.58	0.82	1.00	1.15	1.29	1.41	1.53	1.63
0° & -10°	0.50	0.71	0.87	1.00	1.12	1.22	1.32	1.41
-20° & -30°	0.45	0.63	0.77	0.89	1.00	1.10	1.18	1.26
-40°	0.41	0.58	0.71	0.82	0.91	1.00	1.08	1.15

Tablo C

TAVSİYE EDİLEN TERMOSTATİK ŞARTLAR										
UYGULAMA	SOĞUTKAN									GERÇEK TERMOSTATİK ŞARJLAR
	12 409A	12 407A	134a	401A	402A	404A	407C	502 408A	507	
KLİMA	FCP60	-	JCP60	XCP60	-	-	-	-	-	FCP60
	-	VCP100	-	-	-	-	NCP100	-	-	VCP100
	-	VGA	-	-	-	-	NGA	-	-	VGA
	-	-	-	-	-	SCP115	-	RCP115	-	SCP115
TİCARİ SOĞUTMA 10 C to -25 C	FC	-	JC	XC	-	-	-	-	-	FC
	-	VC	-	-	-	-	NC	-	-	VC
	-	-	-	-	-	SC	-	RC	-	SC
	-	-	-	-	LC	-	-	-	PC	PC
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	AC, AL
DÜŞÜK SICAKLIKTAKI SOĞUTMA -20 C to -40 C	FZ	-	-	-	-	-	-	-	-	FZ
	FZP	-	-	-	-	-	-	-	-	FZP
	-	VZ	-	-	-	-	-	-	-	VZ
	-	VZP40	-	-	-	-	-	-	-	VZP40
	-	-	-	-	LZ	SZ	-	RZ	PZ	SZ
	-	-	-	-	LZP	SZP	-	RZP	PZP	SZP
	-	-	-	-	-	-	-	-	-	AZ, AL
ÇOK DÜŞÜK SICAKLIKTAKI SOĞUTMA -40 C to -70 C	-	VX	-	-	-	-	-	-	-	VX
	-	-	-	-	LX	SX	-	RX	PX	SX

Tablo D