

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HAFİF RAYLI SİSTEM İKLİMLENDİRME
ÜNİTESİ TASARIMI

Murat ERTEM

Ekim, 2011
İZMİR

HAFİF RAYLI SİSTEM İKLİMLENDİRME ÜNİTESİ TASARIMI

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Bölümü, Termodinamik Anabilim Dalı

Murat ERTEM

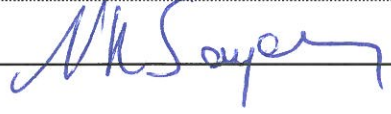
Ekim, 2011

İZMİR

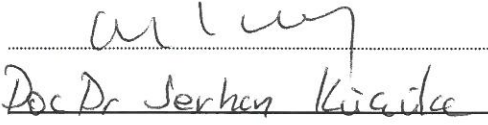
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

MURAT ERTEM, tarafından PROF. DR. NURİ KAYANSAYAN yönetiminde hazırlanan “HAFİF RAYLI SİSTEM İKLİMLENDİRME ÜNİTESİ TASARIMI” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

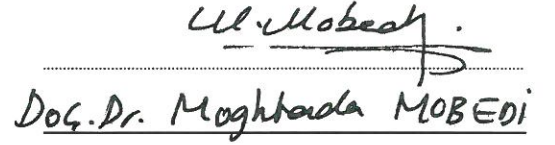
Prof. Dr. Nuri KAYANSAYAN



Yönetici



Jüri Üyesi



Jüri Üyesi



Prof. Dr. Mustafa SABUNCU

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Raylı sistemler klima sistemleri üzerine yapmış olduğum bu yüksek lisans tezinde benimle bilgilerini paylaşan ve bana her konuda rehberlik eden danışman hocam Prof.Dr.Nuri KAYANSAYAN'a , tezin yazımında ve hesaplamalarda bana yardımcı olan Safkar Raylı Sistemler Proje Mühendisi Sn.Sinan ŞEKERCİ' ye ve ayrıca yüksek lisans yapma imkanını , klima cihazının tasarımında, hesaplamalarında, prototip cihazın toplanması için şirketin olanaklarını bana sunan Safkar Ege Soğutmacılık A.Ş.'deki yöneticilerime teşekkür ederim.

Murat ERTEM

RAYLI SİSTEMLERDE İKLİMLENDİRME ÜNİTELERİNİN TASARIMI

ÖZ

Bu çalışmada raylı sistemlerde klima sistemleri hakkında genel bir inceleme yapılmıştır. Raylı sistem iklimlendirme ünitesi soğutma hesaplamaları için 98 kişi taşıma kapasiteli ve yaklaşık 24 m uzunluğunda vagon ele alınmış ve incelenmiştir.

Birinci bölümde giriş ve klima sistemlerinde temel kavramlar, ikinci bölümde ise tren klimalarında temel kavramlar hakkında genel bilgi verilmiştir. Üçüncü bölümde ise ısı kazancı hesaplanmıştır. Dördüncü bölümde vagon için uygun evaporatör dizaynı yapılmıştır. Beşinci bölümde uygun olan kondenser dizaynı yapılmıştır. Altıncı bölümde kompresörün seçimi yapılmıştır. Yedinci bölümde uygun expansion valf seçimi yapılmıştır. Sekizinci bölümde akışkan devresinin boru çapı hesaplanmıştır. Dokuzuncu bölümde uygun kondenser fan seçimi yapılmıştır. Onuncu bölümde uygun evaporatör fan seçimi yapılmıştır. Onbirinci bölümde drier seçimi yapılmıştır. Son bölüm olan onikinci bölümde ise hava kanalı hesabı yapılmıştır.

Anahtar sözcükler : Raylı sistemler , İklimlendirme, Isı kazancı , Evaporatör dizaynı, Kondenser dizaynı, Kompresör seçimi, Expansion valf seçimi, Boru çapı hesabı, Kondenser fan seçimi, Evaporatör fan seçimi, Drier seçimi, Hava kanalı hesabı

DESIGN OF AIR CONDITIONER FOR LIGHT RAILWAY SYSTEMS

ABSTRACT

In this study, some general observations were made on air conditioner system of railway systems. In order to calculate the cooling capacity of the air conditioner unit of railway systems, a railway car with the length of app. 24 meters and the carrying capacity of 98 people has been investigated.

In the first chapter, introduction and the basic concepts of air conditioner systems have been explained. Air conditioner system of the railway systems has been described at the second chapter. At the third chapter, heat gain has been calculated. At the fourth chapter, the convenient evaporator has been designed for the railway cars. The convenient condenser design has been done at the fifth chapter. At the sixth chapter, compressor selection has been done. At the seventh chapter, appropriate expansion valve has been selected. The pipe diameter of refrigerant circuits has been calculated at the eighth chapter. Convenient condenser fan selection has been done at the ninth chapter. At the tenth chapter, convenient evaporator blower has been selected. Drier selection has been done at the eleventh chapter. At the last chapter which is the twelfth, air duct calculation has been worked out.

Keywords : Railway systems, Air conditioning, Heat gain , Evaporator design, Condenser design, Compressor selection, Expansion valve selection, Pipe diameter calculation, Condenser fan selection, Evaporator blower selection, Drier selection, Air duct calculation.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU.....	ii
TEŞEKKÜR	iii
ÖZ	iv
ABSTRACT	v

BÖLÜM 1- GİRİŞ..... 1

1.1 Klima Sistemlerinde Temel Devre Elemanları	1
1.1.1 Kompresörler.....	2
1.1.1.1 Kompresörlerin Yapısına Göre Sınıflandırılması.....	3
1.1.1.1.1 Açık Tip Pistonlu Kompresörler.....	3
1.1.1.1.2 Yarı Açık (Semi-Hermetik) Kompresörler.....	3
1.1.1.1.3 Hermetik Kompresörler.....	3
1.1.1.2 Manyetik Kavrama	4
1.1.2 Kondenserler	4
1.1.3 Genleşme Elemanı.....	5
1.1.3.1 Termostatik Genleşme Valfi	6
1.1.3.1.1 İçten Dengeli Termostatik Genleşme Valfi.....	6
1.1.3.1.2 Dıştan Dengeli Termostatik Genleşme Valfi	7
1.1.4 Evaporatörler.....	9
1.2 Yardımcı Devre Elemanları	9
1.2.1 Sıvı Deposu	9
1.2.2 (Filtre) Kurutucular	10
1.2.3 Gözetleme Camı	11
1.2.4 Selenoid Vana	11
1.2.5 Servis Valfi	12
1.2.6 Evaporatör Basınç Regülatörü	12
1.2.7 Kondenser Basınç Regülatörü.....	13

1.2.8 Kartel Basınç Regülatörü.....	13
1.2.9 Kapasite Regülatörü	14
1.2.10 Yüksek Basınç Otomatiği	14
1.2.11 Alçak Basınç Otomatiği.....	15
1.2.12 Fan Kontrol Otomatiği.....	15

BÖLÜM 2- RAYLI SİSTEM KLİMALARINDA TEMEL KAVRAMLAR.....16

2.1 Havai Hat	17
2.2 Kablo Kesitleri.....	17
2.3 Yüksek Gerilim Sandığı	17
2.4 Kumanda Gerilimi.....	18
2.5 Akü Sandığı	18
2.6 E1 Dolabı.....	18
2.7 E2 Dolabı.....	18
2.8 Konvertörler.....	18
2.8.1 EBU 07 Statik Konvertör.....	19
2.9 İnverter	20
2.9.1 Değişik Gerilimlerin Kullanıldığı Yerler.....	20
2.10 TVS 2000 Serisi Yolcu Vagonları	21
2.11 Genel Servis İşlemleri	22
2.11.1 Genel Servis İşlemleri İçin Gerekli Donanım.....	23
2.11.2 Genel Servis İşlemleri Sırasında Alınacak Güvenlik Önlemleri.....	23
2.12 Bakım Ve Kontrol Noktaları.....	24
2.12.1 Elektrik Tesisatı.....	24
2.12.2 Soğutucu Devreleri	24
2.12.3 Kompresör.....	24
2.12.4 Kondenser Peteği.....	24
2.12.5 Drenaj Tavası	25
2.12.6 Kondenser Fanları	25
2.12.7 Kondenser Fan Motoru	25
2.12.8 Evaporatör Petekleri	25

2.12.9	Evaporatör Fan Ve Motoru	25
2.12.10	Soğutucu Sızıntı Testi	26
2.12.11	Vakumlama Ve Temizleme.....	26
2.12.11.1	Kirlenme	26
2.12.11.2	Hava	27
2.12.11.3	Nem.....	27
2.12.11.4	Pislik Toz Ve Metal Parçacıklar	27
2.12.11.5	Vakumlama.....	27
2.12.11.6	Vakumda Basınç Yükselme Testi.....	28
2.12.11.6.1	Sızıntı.....	28
2.12.11.6.2	Nem..	28
2.12.11.7	Soğutucu Akışkan Dolumu	28

BÖLÜM 3- ISI KAZANCI HESABI.....30

3.1	Tasarım Koşullarının Belirlenmesi	30
3.2	Cihazın Takılacağı Aracın Özellikleri.....	31
3.2.1	Aracın İzolasyon Özellikleri	32
3.2.2	Aracın Pencerelerinde Kullanılan Camların Özellikleri.....	33
3.3	Aracın Yan Duvarlarından İletim Ve Taşınım Olan Isı Transferi.....	33
3.3.1	Yapılan Kabuller	33
3.3.2	Yan Duvarlar İçin Dış Havanın Taşınım Katsayısı (h_o) nun Hesaplanması	33
3.3.3	Yan Duvarlar İçin Aracın İçerisindeki Hava Taşınım Katsayısı (h_i) nin Hesaplanması.....	34
3.3.4	Yan Duvarların Toplam Termal Direncinin Hesaplanması.....	35
3.3.5	Yan Duvarların Toplam Isı Geçiş Katsayısının Hesaplanması.....	35
3.3.6	Yan Duvarlardan İletim Ve Taşınım İle Olan Isı Transferinin Hesaplanması.....	35
3.4	Aracın Tavanından İletim Ve Taşınım Olan Isı Transferinin Hesaplanması.....	35
3.4.1	Tavan İçin Dış Havanın Taşınım Katsayısı (h_o) nun Hesaplanması.....	35

3.4.2 Tavan İçin Aracın İçerisindeki Hava Taşınım Katsayısı (h_i) nin Hesaplanması	36
3.4.3 Tavanın Toplam Termal Direncinin Hesaplanması	36
3.4.4 Tavanın Toplam Isı Geçiş Katsayısının Hesaplanması	37
3.4.5 Tavandan İletim Ve Taşınım İle Olan Isı Transferinin Hesaplanması	37
3.5 Aracın Tabanından İletim Ve Taşınım İle Olan Isı Transferi	37
3.5.1 Taban İçin Dış Havanın Taşınım Katsayısı (h_o) nun Hesaplanması	37
3.5.2 Taban İçin Aracın İçerisindeki Hava Taşınım Katsayısı (h_i) nin Hesaplanması	37
3.5.3 Tabanın Toplam Termal Direncinin Hesaplanması	38
3.5.4 Tabanın Toplam Isı Geçiş Katsayısının Hesaplanması	38
3.5.5 Tabandan İletim Ve Taşınım İle Olan Isı Transferinin Hesaplanması	38
3.6 Aracın Ön Tarafından İletim Ve Taşınım İle Olan Isı Transferi	39
3.6.1 Aracın Ön Tarafı İçin Dış Havanın Taşınım Katsayısı (h_o) nun Hesaplanması	39
3.6.2 Aracın Ön Duvarı İçin Aracın İçerisindeki Havanın Taşınım Katsayısı (h_i) nin Hesaplanması	40
3.6.3 Ön Duvarın Toplam Termal Direncinin Hesaplanması	41
3.6.4 Ön Duvarın Toplam Isı Geçiş Katsayısının Hesaplanması	41
3.6.5 Ön Duvardan İletim Ve Taşınım İle Olan Isı Transferinin Hesaplanması	41
3.7 Aracın Arka Tarafından İletim Ve Taşınım İle Olan Isı Transferi	41
3.7.1 Arka Duvarın Toplam Termal Direncinin Hesaplanması	41
3.7.2 Arka Duvarın Toplam Isı Geçiş Katsayısının Hesaplanması	42
3.7.3 Arka Duvardan İletim Ve Taşınım İle Olan Isı Transferinin Hesaplanması	42
3.8 Aracın Camlarından İletim Ve Taşınım İle Olan Isı Transferi	42
3.8.1 Camların Toplam Termal Direnci	42
3.8.2 Camların Toplam Isı Geçiş Katsayısının Hesaplanması	42
3.8.3 Camlardan İletim Ve Taşınım İle Olan Isı Transferinin Hesaplanması	42
3.9 İnsanlardan Gelen Isı Kazancının Hesaplanması	43
3.10 Vagona Camlardan Solar Radyasyon İle Giren Isı Miktarı:	43

3.10.1 Solar Radyasyon İle Olan Toplam Isı Kazancının Hesaplanması.....	44
3.11 Taze Havadan Olan Isı Kazancı.....	44
3.11.1 Vagona Girmesi Gereken Taze Hava Miktarının Hesaplanması	44
3.11.2 Vagona Taze Havadan Olan Isı Kazancının Hesaplanması.....	44
3.12 İnfiltrasyonla Olan Isı Kazancı	45
3.13 Aydınlatmadan Gelen Isı Kazancı.....	45
3.14 Aracın Toplam Isı Kazancı.....	45
BÖLÜM 4- EVAPORATÖR HESABI.....	46
4.1 Petek İçin Hava Tarafı Taşınım Katsayısı (h_o) nun Hesaplanması.....	46
4.1.1 Hesaplarda Kullanılacak Verilerin Elde Edilmesi.....	46
4.1.2 Re Sayısının Hesaplanması.....	47
4.2 Kanat Veriminin Hesaplanması	48
4.2.1 Dikdörtgen Kanadın Dairesel Kanada Dönüştürülmesi	48
4.2.2 Toplam Yüzey Veriminin Hesaplanması.....	49
4.3 Evaporatörün Toplam Isı Transferi Katsayısının Hesaplanması	49
4.3.1 Boruların İç Yüzeyindeki Kirlilik Faktörü	49
4.3.2 Kanatların Arasındaki Kirlilik Faktörü.....	49
4.3.3 Boru Duvarlarının Termal Direncinin Hesaplanması.....	49
4.3.4 Evaporatörün Termal Direncinin Hesaplanması	49
4.4 Bir Metrelik Evaporatörün Gücünün Belirlenmesi	50
4.4.1 Logaritmik Sıcaklık Farkının Hesaplanması	50
4.5 Cihazda Kullanılacak Evaporatör Gücünün Hesaplanması.....	50
4.6 Cihazda Kullanılacak Evaporatör Boyunun Hesaplanması.....	51
BÖLÜM 5- KONDENSER HESABI.....	52
5.1 Petek İçin Hava Tarafı Taşınım Katsayısı (h_o) nun Hesaplanması.....	52
5.1.1 Hesaplarda Kullanılacak Verilerin Elde Edilmesi.....	52
5.1.2 Re Sayısının Hesaplanması.....	53
5.2 Kanat Veriminin Hesaplanması	54

5.2.1 Dikdörtgen Kanadın Dairesel Kanada Dönüştürülmesi	54
5.2.2 Toplam Yüzey Veriminin Hesaplanması.....	55
5.3 Kondenserin Toplam Isı Transferi Katsayısının Hesaplanması	55
5.3.1 Boruların İç Yüzeyindeki Kirlilik Faktörü	55
5.3.2 Kanatların Arasındaki Kirlilik Faktörü.....	55
5.3.3 Boru Duvarlarının Termal Direncinin Hesaplanması.....	55
5.3.4 Kondenserin Termal Direncinin Hesaplanması	55
5.4 Bir Metrelik Kondenser Gücünün Belirlenmesi	56
5.4.1 Logaritmik Sıcaklık Farkının Hesaplanması.....	56
5.5 Cihazda Kullanılacak Kondenser Gücünün Hesaplanması	56
5.6 Cihazda Kullanılacak Kondenser Boyunun Hesaplanması	57
BÖLÜM 6- KOMPRESÖR SEÇİMİ	58
BÖLÜM 7- GENLEŞME VANASI SEÇİMİ.....	60
BÖLÜM 8- BORU ÇAPI HESABI.....	63
8.1 Boru Dış Çaplarının Belirlenmesi.....	63
8.1.1 Sıvı Hattındaki Basınç Düşümünün Hesaplanması.....	63
8.1.1.1 Gerçek Sıcaklık Farkının Hesaplanması	64
8.1.1.2 Gerçek Boru Basınç Kaybının Hesaplanması	64
8.1.1.3 Toplam Basınç Kaybının Hesaplanması.....	65
8.1.2 Emme Hattındaki Basınç Düşümünün Hesaplanması.....	65
8.1.2.1 Gerçek Sıcaklık Farkının Hesaplanması	65
8.1.2.2 Gerçek Boru Basınç Kaybının Hesaplanması	66
8.1.2.3 Toplam Basınç Kaybının Hesaplanması	66
8.1.3 Seçilen Dış Boru Çapının Cihaza Uygunluğunun Saptanması	66
8.2 Boru İç Çaplarının Belirlenmesi	66
BÖLÜM 9- KONDENSER FANI SEÇİMİ.....	68

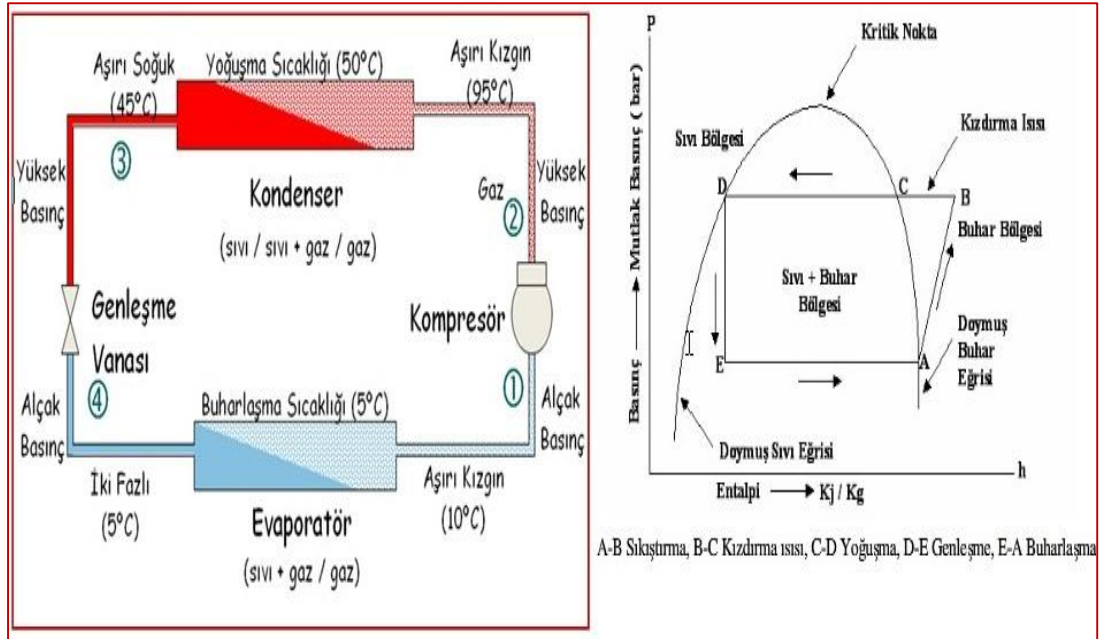
BÖLÜM 10- EVAPORATÖR FANI SEÇİMİ.....	69
BÖLÜM 11- DRIER SEÇİMİ	71
BÖLÜM 12- HAVA KANALI HESABI	74
BÖLÜM 13- SONUÇLAR.....	78
KAYNAKÇA.....	79
EKLER.....	81

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Bir iklimlendirme sistemi çalıştığında, iç ortamdan evaporatör ünitesi ile çekilen ısı enerjisi kondenser ünitesi tarafından dış ortama atılarak iç ortam soğutulur. Bu durum, iklimlendirme sisteminin iç mekandan ısı çektiğini ve çektiği ısıyı taşıyarak dışarı attığını gösterir. Diğer bir deyişle, düşük sıcaklıktaki iç mekanın ısısı çekilerek, yüksek sıcaklıktaki dış mekana aktarılır.

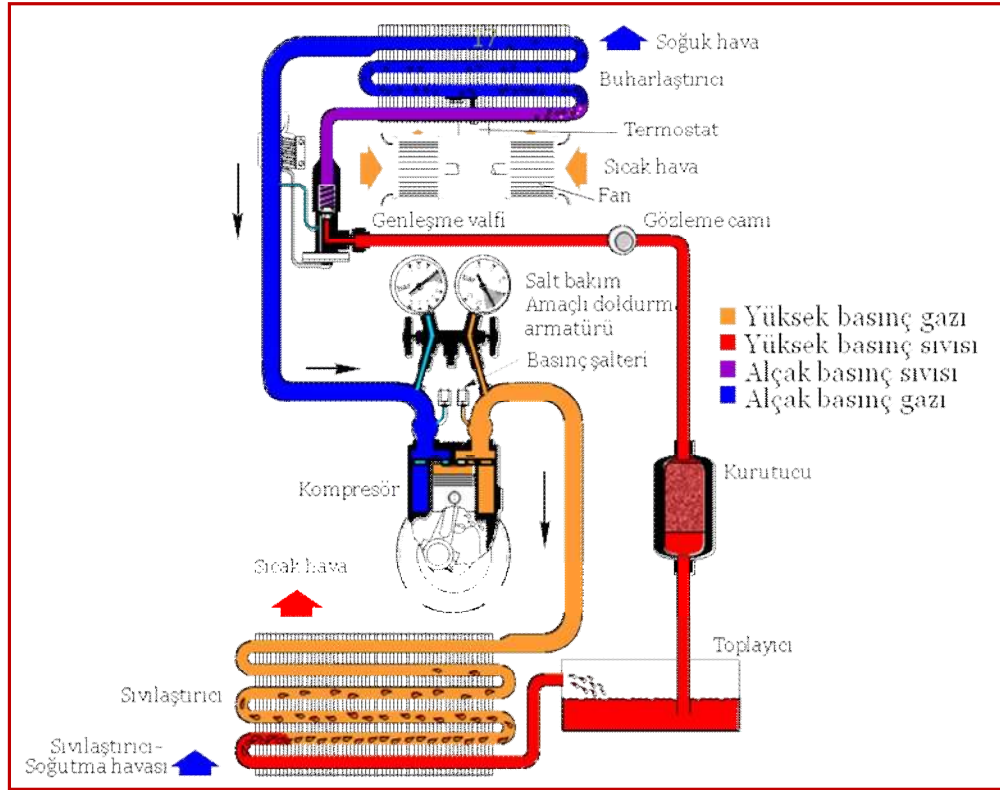
Bu işlem, düşük seviyedeki suyun yüksek bir seviyeye çıkarılması için yapılan pompalama işlemine benzediğinden, soğutma sistemleri ısı pompası olarak da adlandırılır. Klima sisteminin çalışma prensibi şematik olarak Şekil 1.1’de gösterilmiştir.



Şekil 1.1 Klima sisteminde gazın termodinamik özellikleri şeması ve P-h diyagramı.

1.1 Klima Sistemlerinde Temel Devre Elemanları:

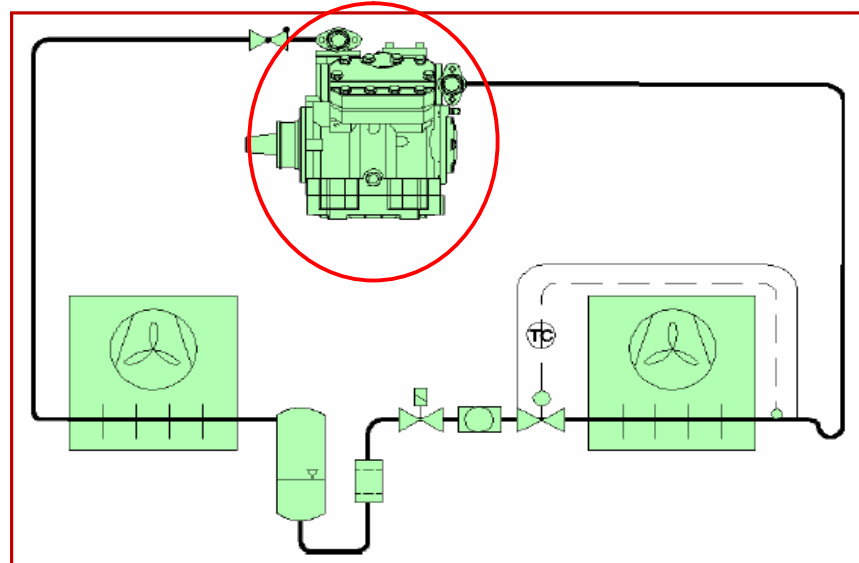
- 1- Kompresör
- 2- Kondenser
- 3- Genleşme Elemanı
- 4- Evaporatör



Şekil 1.2 Klima sisteminde gaz akışının genel görünüşü.

1.1.1 Kompresörler

Burada, evaporatörde buharlaşırken ısı emen gaz haldeki soğutucu akışkan sıkıştırarak, yüksek sıcaklık ve basınç altında kondensere gönderilir.



Şekil 1.3 Klima sisteminde kompresörün yerleşimi.

1.1.1.1 Kompresörlerin Yapısına Göre Sınıflandırılması

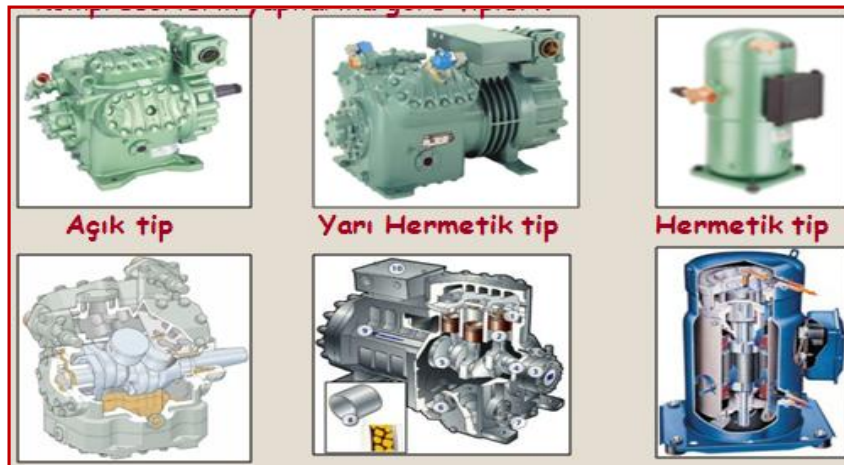
Tablo 1.1 Klima sisteminde kullanılan kompresörlerin sınıflandırılması.

Sıkıştırmasına Mekaniğine göre sınıflandırma	Yapısına göre sınıflandırma	Kullanım Alanı
Pistonlu tip	Açık Tip	Klima ve Soğutma
	Yarı Hermetik	
	Hermetik	
Dönel (Rotatif-Rotary) Tip	Hermetik	
VidalıTip	Açık	Klima
	Yarı Hermetik	
Turbo (Santrifüj) Tip	Yarı Hermetik	Klima
Salyangoz (scroll) Tip	Hermetik	Klima

1.1.1.1.1 Açık Tip Pistonlu Kompresörler. Hareket kaynağı olarak kullanılan motoru gövde içinde yer almayan kayış-kasnak veya aküple bağlantılı olarak kullanılan kompresör tipidir.

1.1.1.1.2 Yarı Açık (Semi-Hermetik) Kompresörler. Elektrik motoru ve sıkıştırma mekaniği aynı gövde içinde bulunan ve ihtiyaç halinde açılabilen flanşlı bağlantıya sahip, yekpare gövdeli kompresör tipidir.

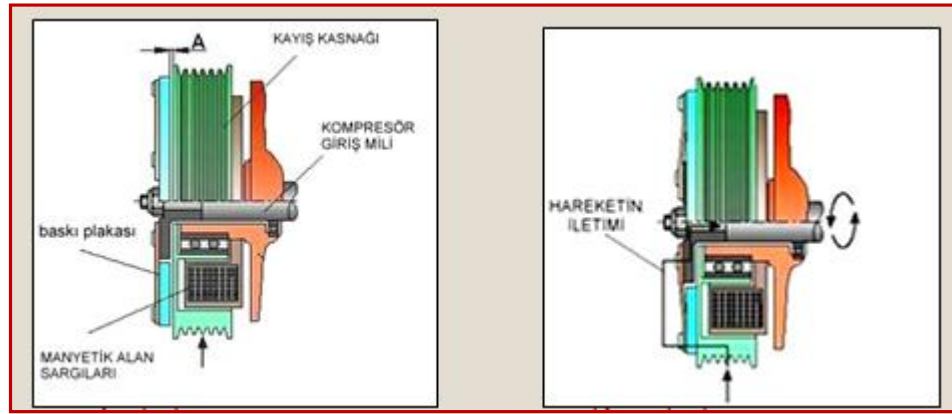
1.1.1.1.3 Hermetik Kompresörler. Elektrik motoru ve mekaniği kaynakla birleştirilmiş gövde içinde bulunan tamiri mümkün olmayan kompresör tipidir.



Şekil 1.4 Klima sisteminde kullanılan kompresörlerden örnekler.

1.1.1.2 Manyetik Kavrama

Araç klima sistemleri hareketini motor kank milinden alır. Klima çalışmadığı zamanlarda kompresörü devre dışı bırakmak için manyetik kavrama sistemleri geliştirilmiştir.



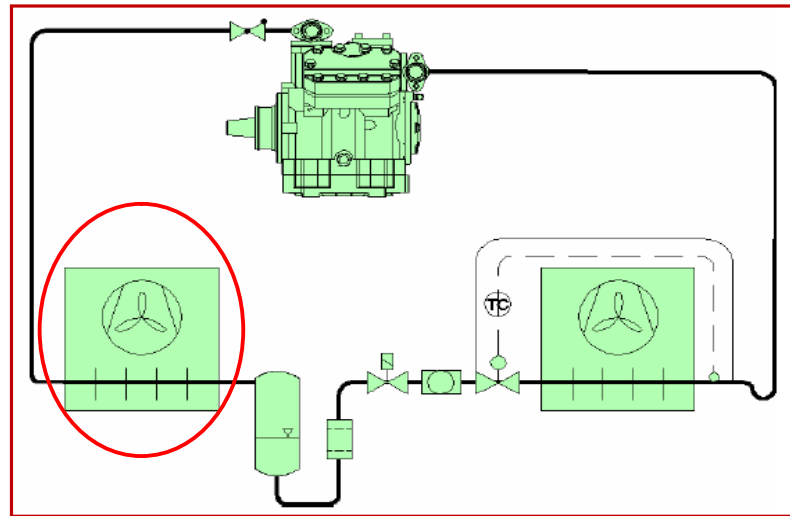
Kavrama **açık** pozisyonu

Kavrama **kapalı** pozisyonu

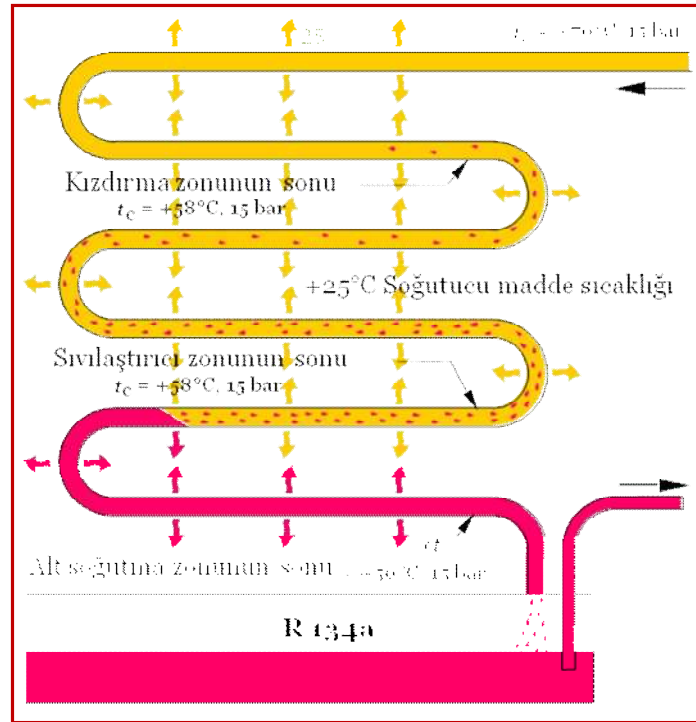
Şekil 1.5 Klima sisteminde kullanılan kompresörlerden örnekler.

1.1.2 Kondenserler

Kompresör tarafından gönderilen yüksek basınçlı gaz haldeki soğutucu akışkanın, sıvı hale geçebilmesi için çevreye ısı vererek soğutulması gerekir. Bu soğuma sonucunda soğutucu akışkan sıvı hale geçer.



Şekil 1.6 Klima sisteminde kondenser ünitesinin yerleşimi.



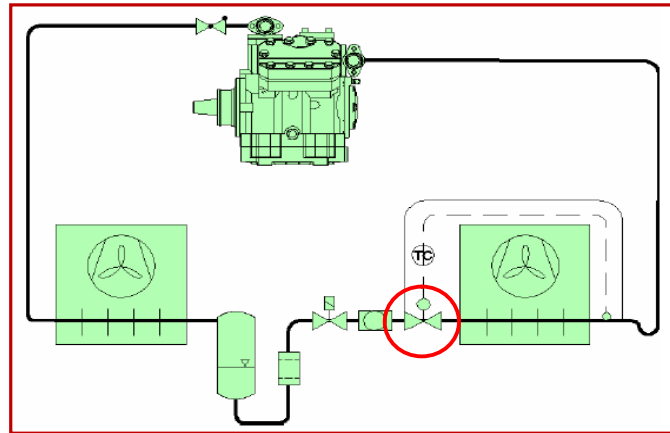
Şekil 1.7 Klima sisteminde kondenser ünitesinde soğutucu akışkanın hal değişimi

1.1.3 Genleşme Elemanı

Genleşme elemanı fonksiyonları:

1- Soğutma çevrimindeki akışı düzenlemek.

2- Soğutucu akışkanın evaporatörde istenen düşük basınçta buharlaşmasını ve aynı zamanda kondenserde yüksek basınçta yoğunlaşmasını sağlamak için, sistemin alçak ve yüksek basınç tarafları arasındaki basınç farkını korumak.



Şekil 1.8 Klima sisteminde genleşme elemanın yerleşimi.

Genleşme elemanı çeşitleri aşağıdaki gibidir.

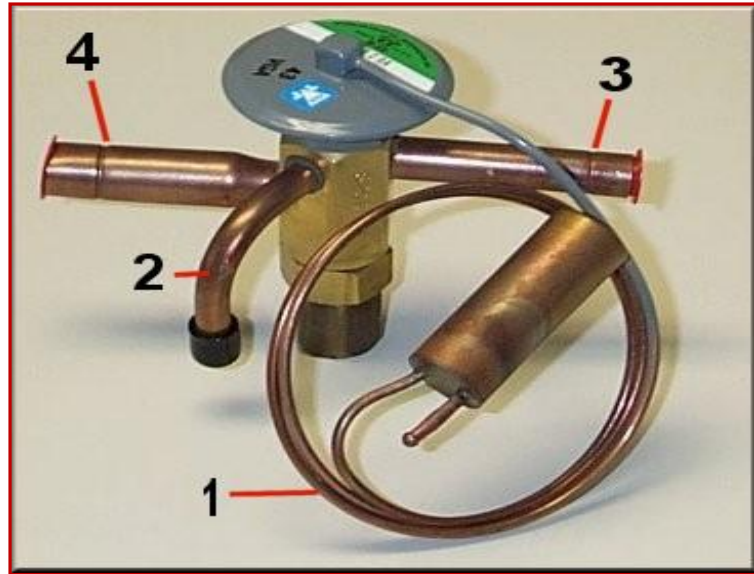
- 1- Kılcal boru (kapilari)
- 2-Otomatic genleşme valfi
- 3-Elektronik genleşme valfi
- 4-Termoelektrik genleşme valfi
- 5-Termostatik genleşme valfi
- 6-Alçak basınç flotörü
- 7-Yüksek basınç flotörü

1.1.3.1 Termostatik Genleşme Valfi

Otomatik genleşme valfleri evaporatörde sabit basınç elde etmek için kullanılırken, termostatik genleşme valfleri ise evaporatör çıkışında sabit bir aşırı ısınma miktarı elde etmek için kullanılır.

İki tip termostatik genleşme vanası vardır:

- 1- İçten dengeli tip
- 2- Dıştan dengeli tip



Şekil 1.9 Genleşme elemanını oluşturan parçaların belirtilmesi ;

1- Kılcal kuyruk 2- Dıştan genge hattı 3- Sıvı girişi 4- Sıvı-gaz çıkışı

1.1.3.1.1 İçten Dengeli Termostatik Genleşme Valfi. Yükteki değişimlere bağlı olarak açma oranı otomatik olarak değişir ve geçen akışkan miktarı ayarlanır.

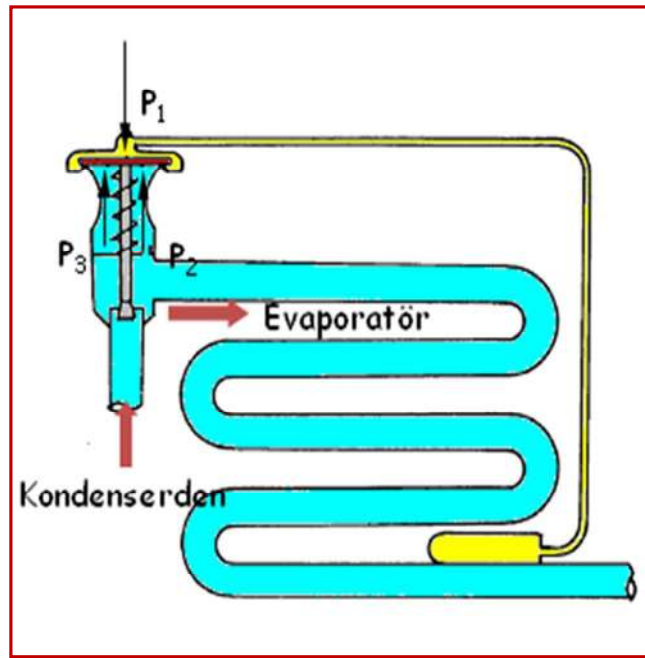
Böylece kompresöre akışkanın likit / kızgın girmemesi sağlanır. Valfin açıklık oranı aşağıdaki üç kuvvetin dengesiyle belirlenir.

P_1 - Hissedici tüpteki gaz basıncı

P_2 - Evaporatör buharlaşma basıncı

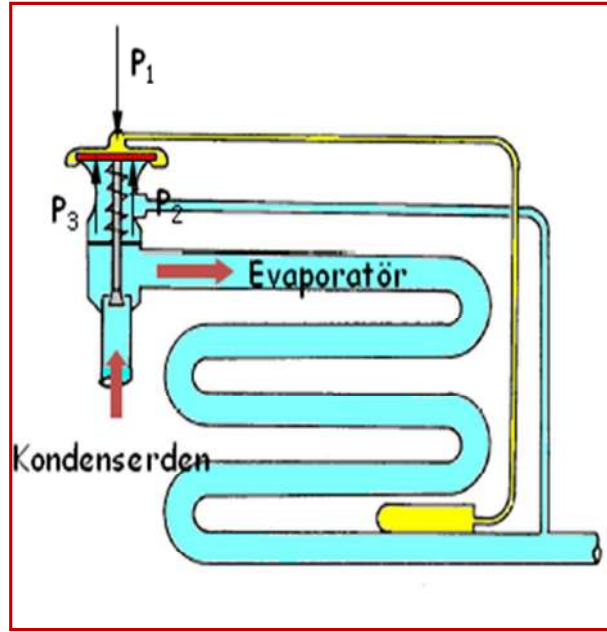
P_3 - Superheat ayar yayı kuvveti

$P_1 = P_2 + P_3$ olduğu durumda, valf akışı dengeli durumda kontrol eder. Yük artarsa hissedici içindeki akışkan sıcaklığı artar ve $P_1 > P_2 + P_3$ olur. Böylece diyafram aşağıya doğru hareket ederek valfin daha çok açılmasını sağlar. Yük azalırsa hissedicideki basınç düşer, $P_1 < P_2 + P_3$, valf kısılır ve daha az akışkan geçer.



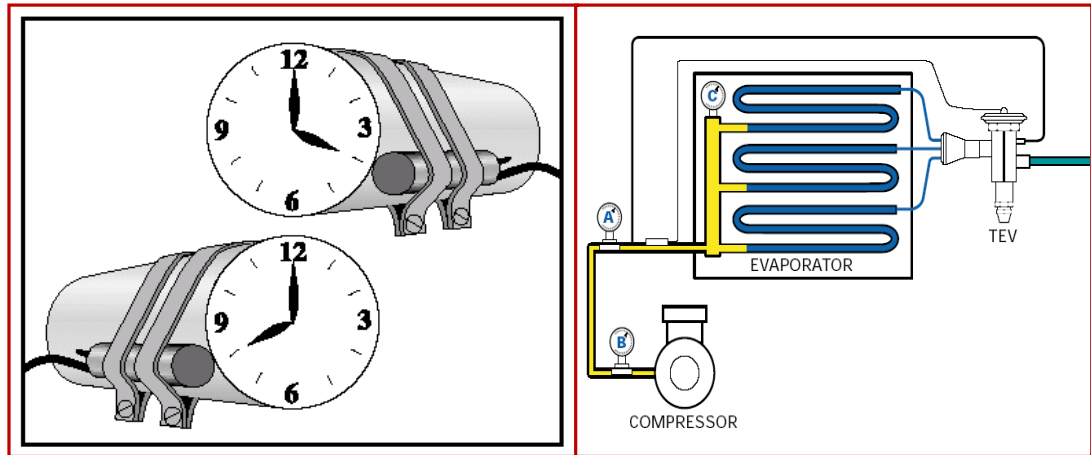
Şekil 1.10 İçten dengeli termostatik genişleme valfinin şematik gösterimi.

1.1.3.1.2 Dıştan Dengeli Termostatik Genleşme Valfi. Akışkan evaporatörden geçerken bir miktar basınç düşümü olur. İçten dengeli temostatik genişleme vanası olması durumunda evaporatördeki basınç düşümü büyük olursa cıkıştaki super heat miktarı artar ve kompresöre aşırı kızgın soğutucu gelir. Evaporatördeki basınç düşümünü telafi etmek için dıştan dengeli termostatik genişleme valfi kullanılır. Bu valfte dahili dengeleme açıklığı kaldırılmıştır ve diyafram altındaki basınç, P_2 , evaporatör çıkışından alınmıştır. Klima soğutma sistemlerinde en çok kullanılan tiptir.



Şekil 1.11 Dıştan dengeli termostatik genişleme valfinin şematik gösterimi.

Genleşme valfi balbının doğru algılama yapabilmesi için balbın bakır boru üzerine montaj pozisyonu aşağıda belirtildiği gibi gazın likid halinin yoğunlukta olduğu bölgeye montaj edilmelidir.



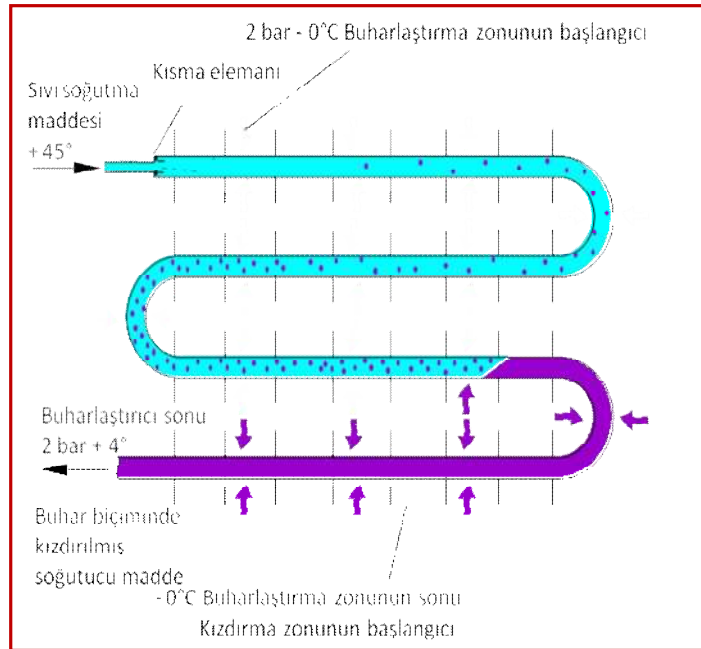
Şekil 1.12 Termostatik genişleme valfinin montaj şeklinin şematik gösterimi.

1.1.4 Evaporatörler

Soğutma çevriminde düşük sıcaklık ve düşük basınçtaki soğutucu akışkanın enerji alarak sıvı fazdan gaz fazına geçtiği ısı değiştiricidir.



Şekil 1.13 Evaporatör peteği ve genişleme valfi kompleksi.



Şekil 1.14 Klima sisteminde evaporatör ünitesinde soğutucu akışkanın hal değişimi

1.2 Yardımcı Devre Elemanları

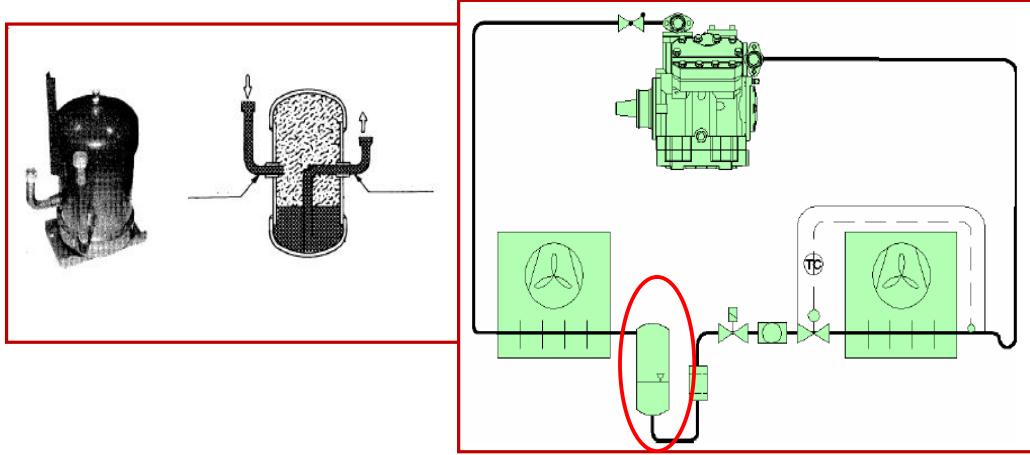
1.2.1 Sıvı Deposu

Kondenser ve genişleme elemanı arasında kullanılır. Genleşme elemanına yalnızca sıvı gönderir. Ayrıca fazla gazı depolamak için de kullanılır. Sistemde dolaşan gaz miktarı aşağıdaki faktörlere bağlı olarak değişir:

1- İç ve dış ünite arasındaki boru boyu

2- Çalışma sıcaklıkları

Genleşme elemanı olarak kılcal boru kullanılan sistemlerde kullanılmaz.

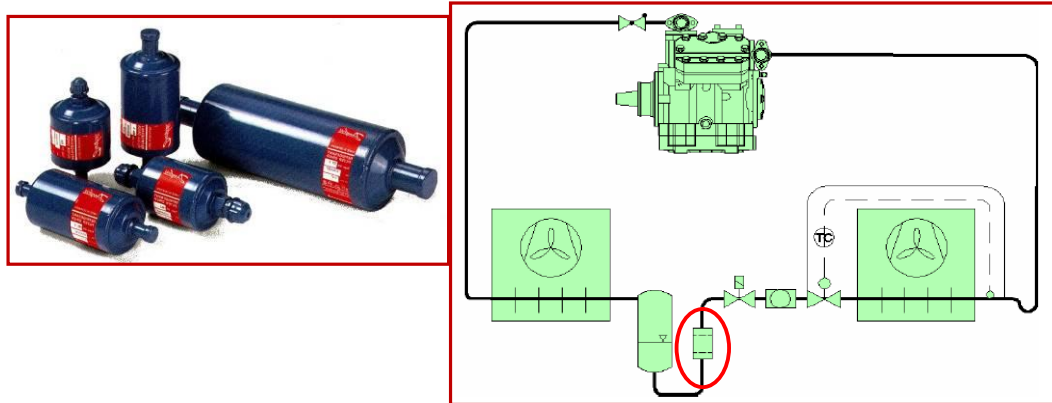


Şekil 1.15 Klima sisteminde sıvı deposunun yerleşimi ve genel görünüşü.

1.2.2 (Filtre) Kurutucular

Pislik tutucu ve kurutucu normalde kondenser ile kılcal boru veya termostatik genleşme vanası arasına yerleştirilmiştir. Üretim ya da montaj esnasında soğutma çevrimine giren nem, toz gibi pislikleri tutmaya yarar.

Kılcal borunun veya termostatik genleşme vanasının çıkışındaki düşük sıcaklık bölümünde, sisteme kaçan nem, donma eğilimi gösterir ve soğutucu akışkanın düzenli akışını engelleyerek hidrolize veya elektrik arızasına neden olur. Toz ise kılcal borunun ve termostatik genleşme vanalarının tıkanmasına neden olur.



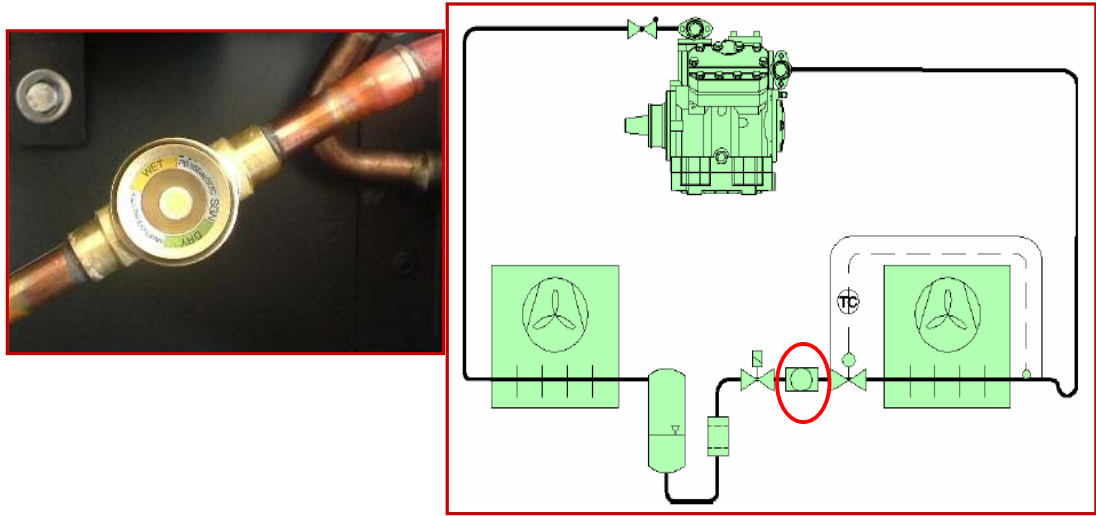
Şekil 1.16 Klima sisteminde kurutucu yerleşimi ve genel görünüşü.

Soğutucu sistemde kullanılan kurutucu maddeler temiz olmalı, kırılıp küçük parçalara ayrılmayacak bir sertliğe sahip olmalı ve geniş bir zaman dilimi içinde yeterince su emme yeteneği olmalıdır.

Filtre – kurutucuların rutubet emme kapasiteleri kurucu iç hacmi ile belirlenir. Kurutucular sisteme bağlanıncaya dek ağızları kapalı tutulmalıdır.Şayet kurutucu yeni ancak, uçları uzun süre açık kalmışsa 200-250°C sıcaklıkta 2 saat ısıtılarak uçları kapatılır ve soğuması sağlanır.Böylelikle yeniden kullanılabilir.

1.2.3 Gözetleme Camı

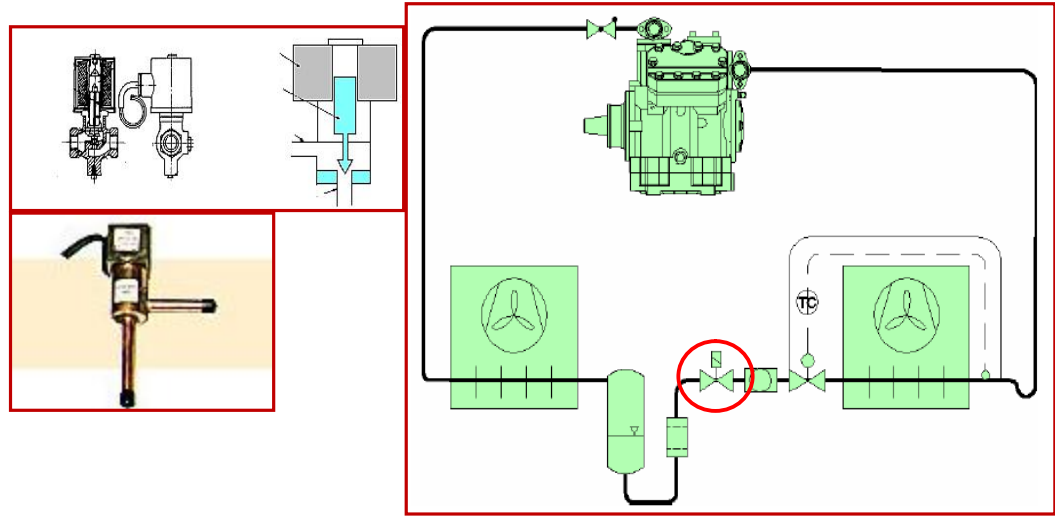
Bir soğutucu devresinde akış ile ilgili hızlı ve güvenli bilgi elde etmek için kullanılır. Sıvı fazdaki akışkanın durumu ve nem içeriğini gösterir. Nem Göstergeleri bu sistemin bir parçasıdır. Nem miktarı arttıkça renk değişimi gözlenir.(Yeşil,dry= kuru - Sarı,wet = nemli)



Şekil 1.17 Klima sisteminde gözetleme camının yerleşimi ve genel görünüşü.

1.2.4 Selenoid Vana

Soğutma devresini tam açmak veya kapamak için kullanılan vanadır. Elektrik bobinine enerji verilerek veya verilen enerji kesilerek kontrol edilir. İki yollu ve üç yollu selenoidler(defrost kontrolünde),dört yollu selenoidler (ısı pompalarında) sıkça kullanılmaktadır.



Şekil 1.18 Klima sisteminde selenoid vananın yerleşimi ve genel görünüşü.

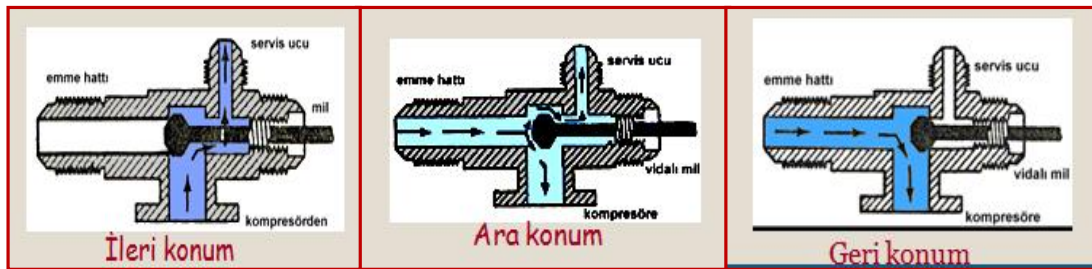
1.2.5 Servis Valfi

Sistemin daimi bir parçasıdır.

Üç pozisyonu mevcuttur:

- Normal çalışma için geri set
- Servis ve basınç kontrolü için aralıkli hali
- Kapama ve aşağı pompalama için ileri set

Dikkat: Basma hattı servis valfini kompresör çalışırken asla ileri konuma getirmeyin.



Şekil 1.19 Klima sisteminde servis valfi genel görünüşü.

1.2.6 Evaporatör Basınç Regülatörü

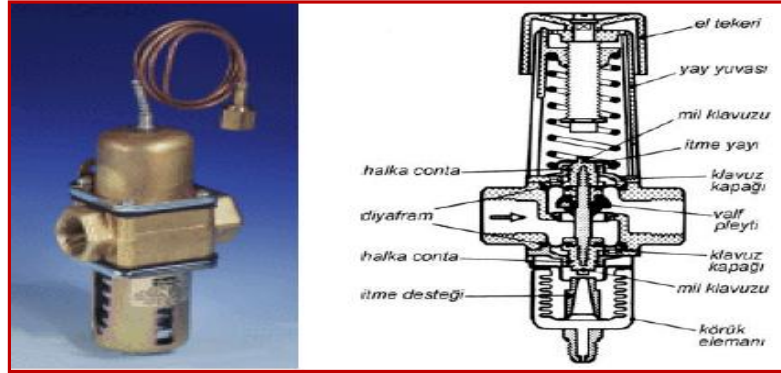
Evaporatör basıncının belli bir basıncın altına düşmesini engellemek amacıyla kullanılır. Ayrıca farklı sıcaklıklara sahip evaporatörlü sistemlerde de kullanılır.



Şekil 1.20 Klima sisteminde evaporatör basınç regülatörü genel görünüşü.

1.2.7 Kondenser Basınç Regülatörü

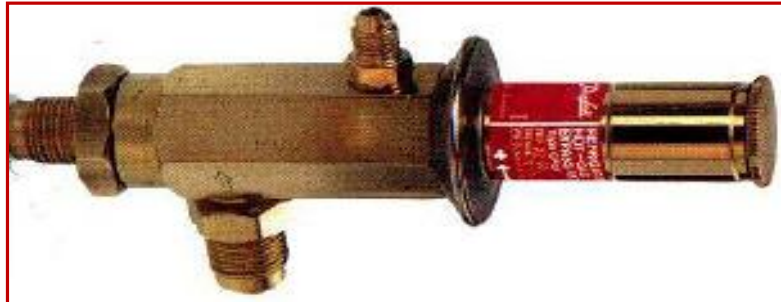
Kış aylarında çevre sıcaklığı aşırı düştüğünde kondenser basıncının belirli bir seviyede kalmasını sağlamak amacıyla kullanılır.



Şekil 1.21 Klima sisteminde kondenser basınç regülatörü genel görünüşü.

1.2.8 Kartel Basınç Regülatörü

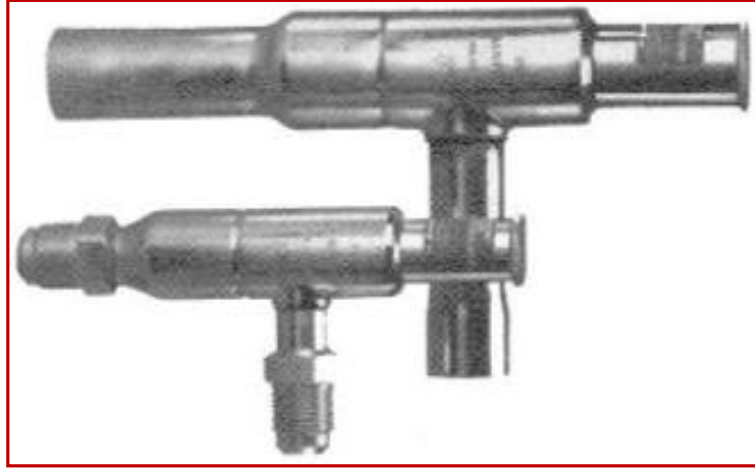
Defrost dönemi sonu yada ilk çalıştırma anında ısı yükünden dolayı oluşacak aşırı kompresör zorlanmalarına karşı emme hattını kısarak koruma sağlar.



Şekil 1.22 Klima sisteminde kondenser basınç regülatörü genel görünüşü.

1.2.9 Kapasite Regülatörü

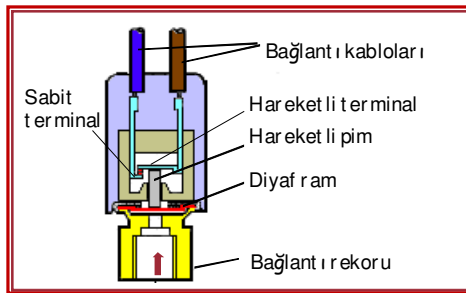
Kompresörün basma hattındaki gazın bir kısmını emme hattına by-pass ederek kapasite ayarı yapar.



Şekil 1.23 Klima sisteminde kapasite regülatörü genel görünüşü.

1.2.10 Yüksek Basınç Otomatığı

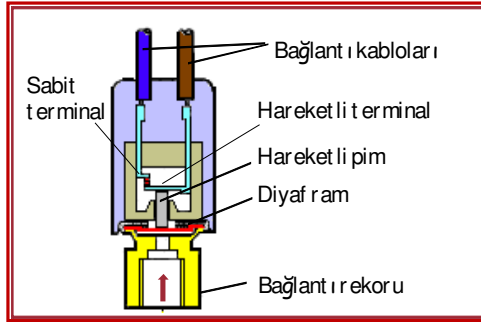
Kondenser kısmındaki boşaltma basıncı anormal bir şekilde artarsa yüksek basınç anahtarı çalışmayı durdurur. Böylece yüksek basınçtan oluşacak arızaların önü kesilmiş olur



Şekil 1.24 Klima sisteminde yüksek basınç otomatığı genel görünüşü.

1.2.11 Alçak Basınç Otomatığı

Evaporatör kısmındaki emme basıncı anormal bir şekilde düşerse alçak basınç anahtarı çalışmayı durdurur. Böylece vakumdan dolayı oluşacak arızaların önü kesilmiş olur.



Şekil 1.25 Klima sisteminde alçak basınç otomatığı genel görünüşü.

1.2.12 Fan Kontrol Otomatığı

Sistemin stabil çalışmasını sağlamak için değişen kondanizasyon basıncına göre fan hızını ayarlar ve soğutma sistemlerinde enerji tasarrufu sağlar.



Şekil 1.26 Klima sisteminde alçak basınç ve fan kontrol otomatığı montaj yerinin genel görünüşü.

BÖLÜM 2

RAYLI SİSTEM KLİMALARINDA TEMEL KAVRAMLAR

Günlük yaşamın değişen sosyal, ekonomik, teknik ve konfor gereksinimleri, önemli bir ulaşım aracı olan, raylı taşıma sistemlerinde de aranmaktadır. Bu gereksinimlerin başında iklimlendirme ihtiyacı gelmektedir. Raylı taşıtlarda bu konfor özelliğini sağlamak için ticari araç iklimlendirme sistemlerinden farklı ve ileri teknoloji ürünleri geliştirmek gerekmektedir.

Ticari araçların aksine, raylı sistem klimalarında güç gereksinimi raylı sistem üzerinde mevcut elektrik enerjisinden elde edilir. Fosil yakıtlı motordan tahrikli bir mekanik güç iletim sistemi mevcut değildir (braket bağlantısı bulunmaz).

Bu durumda soğutma sisteminin kompresör dizaynı da değişiklik gösterir. Hermetik Rotary (paletli) veya hermetik pistonlu kompresör, bazı klimalarda semi-hermetik pistonlu kompresör kullanılır.

Genel olarak raylı taşıma sisteminin elemanlarını; Lokomotif, Yolcu Vagonu, Yemek Vagonu ve Jeneratör Vagonları, Ray-bus, Banliyö (Sakarya, hızlı tramvay) şeklinde gruplandırabiliriz.

Raylı sistem üzerinde mevcut enerji, çoğunlukla kendisi tarafından üretililebileceği gibi havai hat (harici elektrik hattı) üzerinden de alınabilmektedir. Bu raylı sistem gurubuna Elektrikli raylı sistem de denmektedir. Diğer yolcu raylı sistemleri kendi elektrik üretimini jeneratör vagonlarında gerçekleştirmektedir. Lokomotifler ise ilk hareket sonrası kendi enerjisini üreten güçlü jeneratörlere sahiptir.

Günümüzde insan taşıyan raylı taşıma araçlarında,

- Kişisel kullanıma dayalı traş makineleri, telefon şarj aletleri saç kurutma makineleri tv, Cd çalar gibi çeşitli cihazların ihtiyaç duyduğu enerji,
- Raylı sistemin kendi elektrik gereksinimleri; klima, aydınlatma, batarya, otomatik kapı, çalışan cihazların otomasyonu için gereken enerji,
- Makinistin araç işleyişini sağlayabilmesi için gerekli enerjinin sağlanması zorunludur.

UIC standardı ;

Uluslararası Demir Yolları Standardı.

Buna göre : Ülkemizde,

Metro ve Tramvaylarda - 750 V – 1000 V DC akım, (min - max)

Yolcu trenlerinde - 730 V - 1200 V AC / 50Hz tek faz (min - max)

Lokomotiflerde - 72 V DC akım kullanılır.

TCDD yolcu vagonlarında - 1000 V AC / 50 Hz. Tek faz akım benimsenmiştir.

Yolcu Trenlerinde, yukarıda bahsedilen sistemler için gerekli olan enerji türleri,

- 220 V AC / 50 Hz. Tek faz
- 380 V AC / 50 Hz. Üç faz
- 24 V DC gibi farklı voltajlar, jeneratör vagonunda elde edilen 1000 V AC den elde edilir.Farklı elektriksel parametrelili güç kaynaklarını sağlayan cihaz, EBU(Elektrik Besleme Ünitesi) Statik KONVERTÖR dür.

2.1 Havai Hat

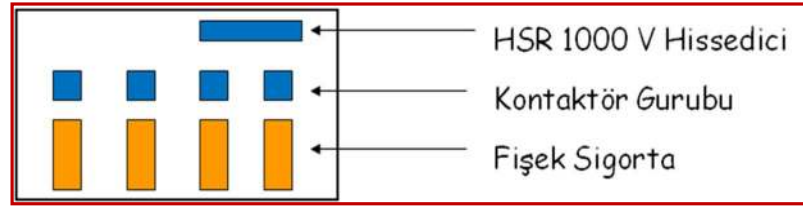
Yolcu raylı sistemleri (Elektrikli Lokomotif), gereksinim duydukları enerjiyi Pantograf Hattı (Havai Hat) üzerinden alırlar. Bu enerji 34,5 K volt gerilim değerindedir.

2.2 Kablo Kesitleri

Raylı sistem üzerinde vagonlar arasında ve pantograf hattı ile Yüksek Gerilim Sandığı arasındaki iletim kabloları 185 mm² kesitinde NSGAF tipi kablodur. (UIC standardına uygun)

2.3 Yüksek Gerilim Sandığı

Yolcu raylı taşıma sistemlerinde bütün vagon türlerinde her vagonun altında 1000 V AC 50 Hz enerjinin ilk girdiği ünitenin ismidir. Enerji Kontaktör gurubundan ve fişek sigortalardan geçerek, konverter ünitesine ve ısıtma tıjlerine küplörlerle taşınır.



Şekil 2.1 Yüksek gerilim sandığına enerjinin akış şeması.

2.4 Kumanda Gerilimi

Raylı sistemlerde Kumanda Gerilimi 24 Volt dur.

2.5 Akü Sandığı

Her vagona 2 adet Akü Sandığı bulunur (300 ve 270 A/h). Akülerin görevi ilk kumanda gerilimlerini sağlamaktır.

2.6 E1 Dolabı

Raylı sistem vagonunun bir başında giriş sahanlığında bulunur. 24 Volt, 220 Volt, 380 Volt ve OK sinyali için 1000 Volt gerilimin bulunduğu dolaptır. PLC1 otomatik kapı kontrolleri, PLC2 gurubu diğer PLC ler ile haberleşme ve kontrol ve kumanda sistemleri ile bağlantıyı kurmak için kullanılmıştır.

2.7 E2 Dolabı

Raylı sistem vagonunun diğer başında bulunur. içerisinde bir PLC gurubu bulundurulur. Hopörler ve ses sistemi, aydınlatma sistemi ve kontrolleri için sadece 24 Volt gerilimle çalışan bir ünitdir.E2 dolabındaki PLC gurubu E1 dolabındaki PLC1 gurubu ile haberleşme halindedir.

2.8 Konvertörler

Raylı sistem vagonların ihtiyacına göre, değişik güçlerde ama aynı elektriksel parametrelerde enerji üreten enerji besleme üniteleridir.



Şekil 2.2 Konvertör ünitesinin genel görünüşü.

TVS 2000 serisine ait değişik yolcu vagonu modellerindeki EBU güç üretim miktarları (380 v)

2.8.1 EBU 07 Statik Konvertör

Jeneratör Vagonlarına 1000 V /AC akımı 380 V AC akıma dönüştürmek için kullanılan EBU 07 Konvertör Enerji Besleme Üniteleri vagonların altına monte edilir. IP 65 koruma sınıfı ile üretilirler.



Şekil 2.3 Statik konvertör ünitesinin genel görünüşü.



Şekil 2.4 Statik konvertör ünitesinin tren üzerine montaj yeri.

2.9 İnverter

Raylı sistem lokomotiflerinde üretilen 72 V DC enerjinin kabin içerisinde makinistin gereksinim duyacağı kabin beslemesi için 220 V AC / 50 Hz. Akım üreten sinüs İNVERTER kullanılır.

Kabin içinde 220 V, buzdolabı ,klima ve priz (500mA)için kullanılır.

TÜLOMSAŞ ta üretilen yada revizyonu yapılan lokomotiflerde kabin beslemesi olarak sinüs inverter kullanılır. Kullanılan lokomotif modelleri : DE 22000 , DE 24000 , DE 33000



Şekil 2.5 İnverter ünitesinin genel görünüşü.

2.9.1 Değişik Gerilimlerin Kullanıldığı Yerler

380 Volt :

- Depo suyu ısıtıcılarında kullanılmaktadır. (Her vagona 2 adet su ısıtıcısı mevcuttur.)
- Yataklı Vagonlarda cam altı ısıtıcılarında kullanılmaktadır. (her biri 500W)
- Klima sisteminde kullanılmaktadır.

220 Volt :

- Priz + WC 'lerde kullanılmaktadır.

24 Volt :

- Otomatik kapı kontrollerinde, Bütün Aydınlatma ses ve anons sisteminde kullanılmaktadır.
- Trenin bütün sistemlerinin kontrol ve kumanda devresinde 24 V kullanılmaktadır.

2.10 TVS 2000 serisi Yolcu Vagonları

TVS 2000 TÜVESAS 'a ait özel bir üretim serisinin ismidir.

M 10 : TVS 2000 serisine ait ilk üretilen yolcu vagonlarıdır. Pulman şeklindedir.

K 10 - 11- 12 : TVS 2000 serisine ait son üretilen yolcu vagonu türüdür. Pulman şeklindedir.

K 50 : TVS 2000 serisi yataklı vagon türüdür.

K 60 : TVS 2000 serisi kuşetli 10 kompartımandan oluşan 4 yataklı vagon türüdür.

K 70 : TVS 2000 serisine ait yemekli vagondur.



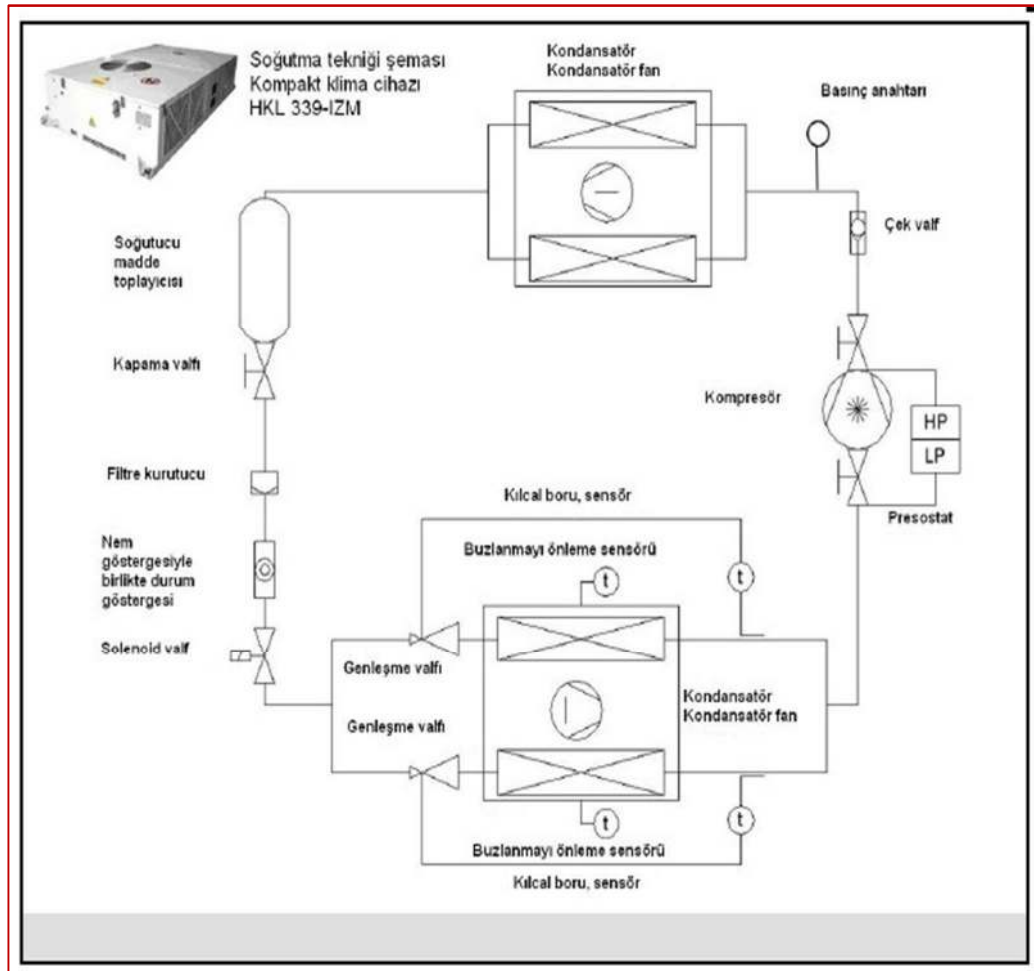
Şekil 2.6 TVS 2000 serisi M10 ve K10 yolcu vagonun genel görünüşü.

2.11 Genel Servis İşlemleri

Raylı sistem klimaları servis gereksinimleri ticari araç klima sistemlerine sağladığımız servis işlemlerine göre bazı farklı uygulamalar gerektirmektedir.

Her modelin ihtiyaç duyduğu servis gereksinimi farklı olsa da bunları genel konu başlıkları altında inceleyeceğiz. Farklı uygulama gerektiren cihazlarda, işlemler ayrıca anlatılacaktır.

Servis işlemlerindeki, üstün hizmet farklılığı, kullanılan alet ve takım açısından da servisi farklı kılmaktadır. Raylı sistem klimalarına servis hizmeti sağlayacak servisler, bu cihazlar için ilave donanımlara sahip olmak durumundadır.



Şekil 2.7 Hafif raylı sistem kliması devre elemanları genel görünüşü.

2.11.1 Genel Servis İşlemleri İçin Gerekli Donanım

- Kullanılan soğutucu akışkana uygun Manifold Bakım Seti, Vakum Pompası (R 22 - R 407 C)
- Soğutucu akışkan geri kazanım sistemi (R 22 ve R 407 C nin atmosfere salınması yasaktır)
- Nitrojen (kuru Azot) sistemi basınç düşürücü regülatör, ve soğutucu dedektörü
- Elektriksel ölçüm aletleri AVOMETRE, MULTİMETRE, İzolasyon MEGERİ
- Sert lehim postası (seyyar), gümüş oranı yüksek lehim teli (en az %30), lehim dekapanı,
- Bakır boru işleme takımı (havşa takımı),
- Servis hizmeti verilecek cihaza ait, kuplör bağlantılarını gösteren devre şeması.
- Her model cihaza ait soğutucu Akışkan Kontrol Sistemi regülasyon değerleri (Warning, emniyet, Fan kontrol otomatiği vb. gibi),
- Kompresör değişimleri için, tavan kaldırma cihazı,
- Emniyet sistemi elemanlarının yedekleri, yedek hava filtreleri,
- Kapalı ambalajında POE Reniso triton 55 yağlama yağı

2.11.2 Genel Servis İşlemleri Sırasında Alınacak Güvenlik Önlemleri

- Servis işlemlerinin tamamında klima cihazının “Main Switch” A/C Anahtar’ını of (kapalı) konuma getirerek, klima sistemine giden tüm yüksek gerilim güç ve alçak gerilim kumanda kontrolünü kapatınız.
- Gözlerinizi ve ellerinizi Soğutucu akışkan sıvıdan koruyun.
- Yüksek basınçlı silindirlerin gerektiği gibi kullanılmaması, sistem bileşenlerinde fiziksel hasara, kişisel yaralanmalara neden olabilir.
- Nitrojen (Azot) 21°C silindir sıcaklığında, 151.70 bar (2200 psig) veya daha yüksek basınç altındadır. Sisteme regülatörsüz

verilmemelidir. Soğutucu sistemlerde veya bileşenlerinde asla, Oksijen (O₂), asetilen (C₂H₂), karbondioksit (CO₂) veya diğer bir gaz kullanmayın.

- Yüksek ve Alçak basınç otomatikleri değiştirilirken, sıvı hattında yüksek basınçlı sıvı olduğunu unutmayın.

2.12 Bakım Ve Kontrol Noktaları

2.12.1 Elektrik Tesisatı

Aracın elektrik sistemine bağlı tüm klima kablolarının bütünlüğünü kontrol edin. Herhangi bir aşınma yada hasarlı kabloyu yenileyin. Soğutucu akışkan kontrol ünitesi üzerindeki kabloları kontrol edin, basınç otomatiklerinin arızalı olduğunu düşünüyorsanız pano üzerindeki klemensden kablolarını ayırarak AVOMETRE nin direnç (sesli ölçüm) konumunda, kontakların açık yada kapalı olduğunu kontrol edebilirsiniz.

2.12.2 Soğutucu Devreleri

Tüm soğutucu borularının lehimli bağlantılarını, basınç anahtarlarının lehimli ve rakorlu bağlantılarını gözden geçiriniz.

2.12.3 Kompresör

Raylı sistem vagon klimalarının tamamında semi – hermetik kompresör kullanıyoruz. Kompresörün kapama valfleri, silindir kapakları, ön ve arka flanş bölgelerini, kapasite kontrol solenoidi ve çevresini yağlanmaya karşı, vibrasyon takozlarının sağlamlığını, sertleşmeye karşı kontrol ediniz.

2.12.4 Kondenser Peteği

Petek ve petek kanatçıklarının temiz olduğunu kontrol edin. Herhangi bir pislik yada moloz varsa elektrik süpürgesi gibi bir araçla vakumlayın yada basınçlı hava ile

temizleyin. Basıncılı hava kanatçıklara zarar verebileceği için dikkatli olun. Gerekirse deterjanlı su ile yıkayınız. Drenaj hattının tıkalı olup olmadığını kontrol ediniz.

2.12.5 Drenaj Tavası

Evaporatör drenaj hattını kontrol edin suyun kabin içine sızmadığından emin olunuz.

2.12.6 Kondenser Fanları

Fan kanatları üzerinde pislik veya yağ birikintilerini temizleyin. Göbeğe sıkı oturup oturmadığını kontrol ediniz. Göbek yada mil hatalı ise fanı yenileyiniz.

2.12.7 Kondenser Fan Motoru

Kondenser fan motorlarında aşırı pislik yada yağ birikmiş ise temizleyin. Motor aksamında gevşek yada yerinde olmayan motor bağlantısı olup olmadığını kontrol ediniz. Gerekğinde donanımı sıkın yada değiştiriniz. Motor şaftını elinizle döndürün, motordan anormal ses gelip gelmediğini kontrol ediniz.

2.12.8 Evaporatör Petekleri

Evaporatör pekeklerini de kondenser peteği gibi kanatçıklarının temiz olduğunu kontrol ediniz. Pekekteki her hangi bir pislik yada molozu düşük basınçlı hava ile süpürünüz. Evaporatör peteğinde su, kimyasal temizleme sıvısı yada deterjan kullanmayınız. Hava filtrelerinin elyaf dokusunu kontrol ediniz.

2.12.9 Evaporatör Fan Ve Motoru

Radial fan tekeri içindeki pislikleri hava ile temizleyiniz. Montaj donanımını kontrol edin, tekerlek göbeğinde ve şaft bağlantı noktasında herhangi bir gevşeme olup olmadığını kontrol ediniz. Fan tekerini elinizle döndürün, kenarlara sürtüp

sürtmediğini kontrol ediniz. Gerekiyorsa ayar ediniz. Fan motorunun içindeki pislikleri ve yağ birikimini varsa temizleyiniz. Motor montaj donanımını kontrol edin gerekirse tekrar sıkın Motor şaftını elinizle çevirerek gelen sesi kontrol edin gerekirse motoru değiştiriniz.

2.12.10 Soğutucu Sızıntı Testi

Soğutma devresinde sızıntı noktasını ilk verecek olan yağ lekelerini kontrol ediniz, eğer soğutucunuzda sızıntı var ise ,

- Çevre güvenliği ve sizin kendi güvenliğiniz için, servis işlemlerinin tamamında klima cihazının “Main Switch” A/C Anahtar’ını of (kapalı) konuma getirerek, klima sistemine giden tüm yüksek gerilim güç ve alçak gerilim kumanda kontrolünü kapatınız.
- Soğutucu akışkan kontrol ünitesindeki servis rakorlarına manifold bağlantılarını yapınız.
- Sisteme önce 3,45 bar (50 psig) soğutucu buharı doldurun ve dedektörle bütün bağlantı noktalarını kontrol ediniz.
- Sızıntı yok ise manifold ortasındaki sarı hortuma nitrojen (azot) silindir hortumunu bağlayarak sisteme iki valfi de kullanarak 13,80 bar (200 psig) değerine kadar azot doldurun 10 dakika bekleyin tekrar aynı basınç değerine tamamlayınız.
- Bu basınçta en az üç saat bekleyin. Sızıntı var ise onarıp aynı işlemi tekrarlayın ve sistemi yeniden kontrol ediniz.

2.12.11 Vakumlama Ve Temizleme

2.12.11.1 Kirlenme

Sisteme kirlenici unsurlar girdiyse kompresörün hasar almaması yada tamamen kaybedilmemesi için sistem temizlenmelidir.

Vakumlama işleminin amacı soğutma sistemindeki nemi ve havayı almaktır. Sistemde olabilecek çok küçük miktardaki nem yada hava bile ciddi problemlere yol açabilir.

2.12.11.2 Hava

Havadaki oksijen yağla birlikte reaksiyon verir.Yağ bozulmaya başlar, buda kompresör içinde karbonlaşmaya ve asit oluşumuna neden olur.Bu bozulma süreci sonunda kompresör yağı kararak rengi siyah olur.Bu da sistem için önemli bir kirliliktir.

2.12.11.3 Nem

Sistemin nemlenmesi metallerin paslanmasına ve yüzeylerinde plakaların oluşmasına neden olur.Bazen genleşme vanasını dondurarak işletme sorunlarına yol açar.Yağ ile reaksiyona girerek asit oluşumu yapar.

2.12.11.4 Pislik Toz Ve Metal Parçacıklar

Sistemde olabilecek bu parçacıklar birbiri ile etkileşimdeki tüm parçalara hasar verirler. Pisliklerin filtrelenmesine filtreyi tıkamasına meydan vermemek için temiz bir ortamda çalışın sistemi uzun süre açık bırakmayın.

2.12.11.5 Vakumlama

- Çevre güvenliği ve sizin kendi güvenliğiniz için, servis işlemlerinin tamamında klima cihazının “Main Switch” A/C Anahtar’ını of (kapalı) konuma getirerek, klima sistemine giden tüm yüksek gerilim güç ve alçak gerilim kumanda kontrolünü kapatın.
- Manifold bakım seti, sızıntı kontrolü için bağladığımız soğutucu akışkan kontrol ünitesi üzerindeki servis rakorlarında kapalı konumda iken,

orta (sarı) hortumunu azot silindirinden sökerek en az iki kademesi olan derin vakum pompasına bağlayın.

- Sistemdeki bütün el ve solenoid valfleri açık konuma getirin
- Manifold vanaları kapalı iken pompayı çalıştırın. Kapalı konumda pompa en yüksek kabiliyette vakum yapar. Bundan emin olduktan sonra, manifold üzerindeki vanaları açın.
- Sistem beş dakika içinde en derin noktaya inmeli. (5 mmHg ve altındaki değerler) inemiyorsa bu durumda sistemin sızıntı yapma olasılığı yada pompanın yağının kirlenmiş olabileceği ihtimalini düşünerek vakuma devam etmemelisiniz.
- -1 bar (5mmHg ve altındaki değerler) vakum değerinde sistemin kirliliğine göre en az bir saat vakuma devam edilmelidir.

2.12.11.6 Vakumda Basınç Yükselme Testi

Manifold üzerindeki vanalar kapandığında basınçlar şekilde görüldüğü gibi iki farklı şekilde yükselebilir.

2.12.11.6.1 Sızıntı. Mikron ölçer manometrenin ibresini izleyin. Eğer ibre atmosfer basıncına ulaşana kadar yükselmeye devam ediyorsa, bu sistemin bir yerlerinde sızıntı olduğunun belirtisidir.

2.12.11.6.2 Nem. İbre yükseliyor ancak atmosfer basıncının altında bir yerde duruyorsa bu durum sistemde kaçak olmadığını ancak kompresör kartelindeki yağ içerisinde nem hala sistemden alınamadığının işaretidir. Böyle bir durumda daha performanslı bir pompa ile vakuma devam edilmelidir. Vakum sonunda ibre yükselişe geçmeyene kadar işlem tekrarlanmalıdır.

2.12.11.7 Soğutucu Akışkan Dolumu

Tren klimalarında, sadece vakumlanmış sistemlere soğutucu akışkan dolumu yapınız. Mümkün olduğunca soğutucu akışkan ilavelerinden sakınınız.

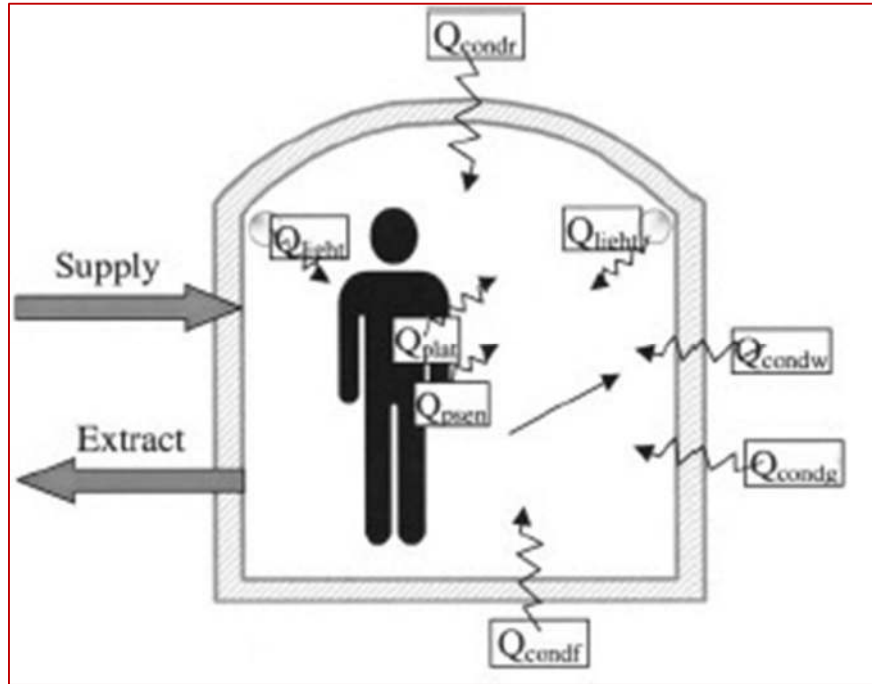
Kullanmakta olduğumuz R 22 ve R 407 C soğutucuları GWP (küresel ısınma potansiyeli) oldukça yüksek geçiş dönemi gazlarıdır. Bu gazların atmosfere salınması ekolojik dengeye zarar vermektedir. İşletmelerimizi günün teknolojik yeniliklerine uygun geri dönüşüm sistemleriyle donatmalı ve hiçbir akışkanı atmosfere salmamalıyız. (avrupa ülkelerinde sadece R600 a üzobütan gazının salınımı serbesttir, çünkü mineral bir soğutucudur)

Bununla beraber R 407 C soğutucu akışkanı sıcaklık kayması (sabit basınçta,kaynama noktasında meydana gelen değişim) en yüksek akışkandır (6,7°C). Dolayısıyla sisteme mutlaka sıvı olarak verilmesi gereken bir soğutucudur. Soğutucu akışkan dolumu hangi cihaz olursa olsun, mutlaka yüksek basınç hattından sıvı olarak sistem duruyor konumda iken yapılmalıdır.

ISI KAZANCI HESABI

Aracın toplam ısı kazancı aşağıda belirtilen formüle göre hesaplanır.

$$Q_{Toplam} = Q_{Yolcu} + Q_{İletim+Taşınım} + Q_{Solar\ Radyasyon} + Q_{Taze\ Hava} \\ + Q_{İnfiltrasyon} + Q_{Aydınlatma}$$



Şekil 3.1 Araç içi toplam ısı kazancının şematik gösterilmesi.

3.1 Tasarım Koşullarının Belirlenmesi

Yapılacaklar hesaplar aşağıdaki tasarım koşullarına göre yapılacaktır:

Tablo 3.1 Cihaz tasarım koşulları

	Kuru Termometre Sıcaklığı (°C)	Yaş Termometre Sıcaklığı (°C)	Bağıl Nem (%)	X (gr/kg)	H (kj/kg)	ρ (kg/m ³)
Dış	40	26	25	14	19,2	1,124
İç	25	17,8	50	9,8	11,8	1,18

Yukarıda verilen dış ve iç hava yoğunluğu aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$\rho_{dış} = \frac{P}{RT_{dış}} = \frac{101}{0,287 \times (273 + 40)} = 1,124 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{iç} = \frac{P}{RT_{iç}} = \frac{101}{0,287 \times (273 + 25)} = 1,18 \text{ kg/m}^3$$

3.2 Cihazın Takılacağı Aracın Özellikleri

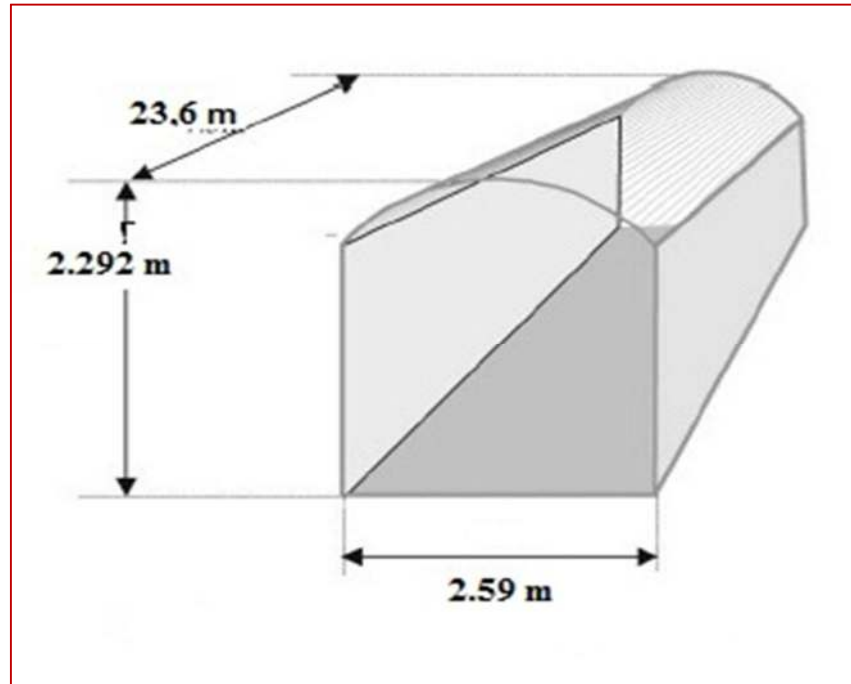
Aracın dış boyutları (H, W, L): 229,2 cm × 259 cm × 2360 cm

Aracın iç boyutları (H, W, L): 220 cm × 252 cm × 2350 cm

Araçtaki maksimum insan sayısı: 98 kişi

Aracın cam yüzey alanı: Aracın yan yüzey alanlarının % 25 i olarak kabul edildi.

Aracın ortalama hızı: 70 km/h



Şekil 3.2 Vagonun dış boyutlarının şematik gösterimi.

3.2.1 Aracın İzolasyon Özellikleri

Tablo 3.2 Tavan malzemeleri

Malzeme Adı	Kalınlık (m)	k , ısı iletkenliği (kW/m°C)
Aluminyum	0,002	0,2
Kontraplak	0,012	$0,151 \times 10^{-3}$
Poliüretan	0,04	$3,137 \times 10^{-5}$
PVC	0,003	$0,232 \times 10^{-3}$

Tablo 3.3 Taban malzemeleri

Malzeme Adı	Kalınlık (m)	k , ısı iletkenliği (kW/m°C)
Poliüretan	0,03	$3,137 \times 10^{-5}$
PVC	0,003	$0,232 \times 10^{-3}$
Aluminyum	0,002	0,2

Tablo 3.4 Yan duvar malzemeleri

Malzeme Adı	Kalınlık (m)	k , ısı iletkenliği (kW/m°C)
Aluminyum	0,002	0,2
Cam yünü – Styrofoam	0,03	$3,784 \times 10^{-5}$
PVC	0,003	$0,232 \times 10^{-3}$

Tablo 3.5 Ön döşemedeki malzemeler

Malzeme Adı	Kalınlık (m)	k , ısı iletkenliği (kW/m°C)
Grp	0,003	$3,486 \times 10^{-5}$
Poliüretan	0,004	$3,137 \times 10^{-5}$
Aluminyum	0,002	0,2

Tablo 3.6 Arka Döşemedeki malzemeler

Malzeme Adı	Kalınlık (m)	k , ısı iletkenliği (kW/m°C)
Grp	0,003	$3,486 \times 10^{-5}$
Poliüretan	0,04	$3,137 \times 10^{-5}$

PVC	0,003	$0,232 \times 10^{-3}$
Kontraplak	0,012	$0,151 \times 10^{-3}$

3.2.2 Aracın Pencerelerinde Kullanılan Camların Özellikleri

Saint-Gobain firmasından alınan verilere göre Double Glazing Unit 6mm (16mm cavity) için ısı iletim katsayısı $K = 1,1 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak verilmiştir. Camın yayma katsayısı 0,8, geçirgenliği ise %77 olarak belirtilmiştir.

3.3 Aracın Yan Duvarlarından İletim Ve Taşınım Olan Isı Transferi

3.3.1 Yapılan Kabuller

Isı transferi tek boyutlu olarak kabul edilecektir.

Radyasyonla ısı transferi ihmal edilecektir.

İzolasyon malzemeleri arasındaki temas direnci de ihmal edilecektir.

3.3.2 Yan Duvarlar İçin Dış Havanın Taşınım Katsayısı (h_o) nun Hesaplanması

Film sıcaklığını dış hava sıcaklığına eşit olarak kabul edersek ($T_f = T_\infty = 313\text{K}$) havanın özellikleri Ek-1' den;

$$\rho = 1,08 \text{ kg/m}^3, c_p = 1,008 \text{ kJ/kgK}, \mu = 196,4 \times 10^{-7} \text{ Ns/m}^2, k = 28,15 \times 10^{-3} \text{ W/mK},$$

$$\alpha = 26,2 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, Pr = 0,703 \text{ olarak elde edilir.}$$

$$Re = \frac{\rho V L}{\mu} = \frac{1,08 \times 70 \times 1000 / 3600 \times 23,6}{196,4 \times 10^{-7}} = 2,524 \times 10^7 > 5 \times 10^5$$

Olduğu için metro aracının yan duvarları üzerindeki akış türbülanslı akıştır.

Metro aracının üzerindeki geçiş bölgesi;

$$x_{cr} = \frac{Re_{xcr} \mu}{\rho V} = \frac{5 \times 10^5 \times 196,4 \times 10^{-7}}{1,08 \times 19,45} = 0,468 \text{ m.}$$

Bulunan bu değer vagonun uzunluğuna göre çok küçük olduğu için duvarlar üzerindeki akışın tamamının türbülanslı akış olduğunu kabul edebiliriz.

Türbülanslı dış akış için ortalama Nusselt Sayısı aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}_o L}{k} = 0.037 \times Re^{0.8} \times Pr^{1/3}$$

Bu formülde yukarıda hesaplanan değerler yerine konulursa ortalama taşınım katsayısı aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\bar{h}_o = \frac{0,037 \times 2,524 \times 10^7^{0.8} \times 0,703^{1/3} \times 28,15 \times 10^{-3}}{23,6} = 32,76 \text{ W/m}^2\text{K}$$

3.3.3 Yan Duvarlar İçin Aracın İçerisindeki Hava Taşınım Katsayısı (h_i) nin Hesaplanması

Aracın içerisindeki yan duvarlar üzerindeki hava hızının çok düşük olması sebebiyle iç duvarlarda doğal taşınım olduğu kabul edilebilir.

Doğal taşınımında dikey duvarlar için ortalama Nusselt Sayısı aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\overline{Nu} = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

Yan duvar boyunca olan Rayleigh Sayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_{siç} - T_{\infty iç})H_{iç}^3}{\nu \alpha}$$

Burada duvarların iç yüzey sıcaklığı 27 °C olarak kabul edilebilir. Buna göre

$T_f = \frac{27+25}{2} = 26^\circ\text{C}$ olarak bulunur. Bu sıcaklığa göre havanın özellikleri Ek-1' den;

$\rho = 1,1614 \text{ kg/m}^3, c_p = 1,007 \text{ kJ/kgK}, \mu = 184,6 \times 10^{-7} \text{ Ns/m}^2, k = 26,3 \times 10^{-3} \text{ W/mK},$

$\alpha = 22,5 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, \nu = 15,89 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, Pr = 0,703$ olarak elde edilir.

Bu değerlere göre;

$$Ra_L = \frac{9,81 \times \frac{1}{273 + 26} \times (27 - 25) \times 2,2^3}{15,89 \times 10^{-6} \times 22,5 \times 10^{-6}} = 1,954 \times 10^9$$

Olarak hesaplanır.

Bu değeri kullanarak ortalama Nu sayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\overline{Nu} = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \times (1,954 \times 10^9)^{1/6}}{[1 + (0,492/0,707)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 = 151,16$$

Buradan aracın iç yan duvarlarındaki ortalama taşınım katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\bar{h}_i = \frac{151,16 \times 26,3 \times 10^{-3}}{2,2} = 1,807 W/m^2 K$$

3.3.4 Yan Duvarların Toplam Termal Direncinin Hesaplanması

$$\begin{aligned} R''_{tot} &= \frac{1}{\bar{h}_o} + \frac{l_{Al}}{k_{Al}} + \frac{l_{c,yün}}{k_{c,yün}} + \frac{l_{Pvc}}{k_{Pvc}} + \frac{1}{\bar{h}_i} \\ &= \frac{1}{32,76 \times 10^{-3}} + \frac{0,002}{0,2} + \frac{0,03}{3,784 \times 10^{-5}} + \frac{0,003}{0,232 \times 10^{-3}} \\ &\quad + \frac{1}{1,807 \times 10^{-5}} = 1390 m^2 \text{ } ^\circ C/kW \end{aligned}$$

3.3.5 Yan Duvarların Toplam Isı Geçiş Katsayısının Hesaplanması

$$U = \frac{1}{R''_{tot}} = \frac{1}{1390} = 7,2 \times 10^{-4} kW/m^2 \text{ } ^\circ C$$

3.3.6 Yan Duvarlardan İletim Ve Taşınım ile Olan Isı Transferinin Hesaplanması

$$\begin{aligned} Q_{yan duvar} &= U \times A_{yan} \times (T_{dış} - T_{iç}) \\ &= 7,2 \times 10^{-4} \times 2 \times (2,292 \times 23,6) \times \frac{3}{4} \times (40 - 25) = 0,876 kW \end{aligned}$$

Olarak hesaplanır.

3.4 Aracın Tavanından İletim Ve Taşınım ile Olan Isı Transferinin Hesaplanması

3.4.1 Tavan İçin Dış Havanın Taşınım Katsayısı ($\bar{h}_o$) nun Hesaplanması

Aracın hızı ve dış hava koşulları değişmediği için dış ortamın ortalama taşınım katsayısı bir önceki hesaptakiyle aynı olacaktır.

$$\bar{h}_o = 32,76 W/m^2 K$$

3.4.2 Tavan İçin Aracın İçerisindeki Hava Taşınım Katsayısı (h_i) nin Hesaplanması

Aracın içerisindeki tavan altındaki hava hızının çok düşük olması sebebiyle iç duvarlarda doğal taşınım olduğu kabul edilebilir.

Yatay bir levha üzerindeki doğal taşınımına göre ortalama taşınım katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$L = \frac{A_s}{P} = \frac{2,52 \times 23,5}{2 \times (2,52 + 23,5)} = 1,14 \text{ m}$$

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_{siç} - T_{\infty iç})L^3}{\nu \alpha}$$

Burada duvarların iç yüzey sıcaklığı 27°C olarak kabul edilebilir. Buna göre $T_f = \frac{27+25}{2} = 26^\circ\text{C}$ olarak bulunur. Bu sıcaklığa göre havanın özellikleri Ek-1' den ; $\rho = 1,1614 \text{ kg/m}^3, c_p = 1,007 \text{ kJ/kgK}, \mu = 184,6 \times 10^{-7} \text{ Ns/m}^2, k = 26,3 \times 10^{-3} \text{ W/mK},$

$\alpha = 22,5 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, \nu = 15,89 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, Pr = 0,703$ olarak elde edilir.

Bu değerlere göre;

$$Ra_L = \frac{9,81 \times \frac{1}{273+26} \times (27 - 25) \times 1,14^3}{15,89 \times 10^{-6} \times 22,5 \times 10^{-6}} = 2,719 \times 10^8$$

Olarak hesaplanır.

$$\overline{Nu}_L = 0,27 \times Ra_L^{0,25}$$

Bu formüle göre iç ortamdaki ortalama taşınım katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\bar{h}_i = \frac{\overline{Nu}_L k}{L} = \frac{0,27 \times (2,719 \times 10^8)^{0,25} \times 26,3 \times 10^{-3}}{1,14} = 0,8 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} ^\circ\text{C}$$

3.4.3 Tavanın Toplam Termal Direncinin Hesaplanması

$$R''_{tot} = \frac{1}{\bar{h}_o} + \frac{l_{Al}}{k_{Al}} + \frac{l_{kontraplak}}{k_{kontraplak}} + \frac{l_{Poliüretan}}{k_{Poliüretan}} + \frac{l_{Pvc}}{k_{Pvc}} + \frac{1}{\bar{h}_i}$$

$$= \frac{1}{32,76 \times 10^{-3}} + \frac{0,002}{0,2} + \frac{0,012}{0,151 \times 10^{-3}} + \frac{0,04}{3,137 \times 10^{-5}}$$

$$+ \frac{0,003}{0,232 \times 10^{-3}} + \frac{1}{0,8 \times 10^{-3}} = 2648 \text{ m}^2 ^\circ\text{C/kW}$$

3.4.4 Tavanın Toplam Isı Geçiş Katsayısının Hesaplanması

$$U = \frac{1}{R_{tot}} = \frac{1}{2648} = 3,78 \times 10^{-4} kW/m^2 \text{ } ^\circ C$$

3.4.5 Tavandan İletim Ve Taşınım ile Olan Isı Transferinin Hesaplanması

$$\begin{aligned} Q_{tavan} &= U \times A_{tavan} \times (T_{dış} - T_{iç}) = 3,78 \times 10^{-4} \times (2,59 \times 23,6) \times (40 - 25) \\ &= 0,347 kW \end{aligned}$$

Olarak hesaplanır.

3.5 Aracın Tabanından İletim Ve Taşınım ile Olan Isı Transferi

3.5.1 Taban İçin Dış Havanın Taşınım Katsayısı (h_o) nun Hesaplanması

Aracın hızı ve dış hava koşulları değişmediği için dış ortamın ortalama taşınım katsayısı bir önceki hesaptakiyle aynı olacaktır.

$$\bar{h}_o = 32,76 W/m^2 K$$

3.5.2 Taban İçin Aracın İçerisindeki Hava Taşınım Katsayısı (h_i) nin Hesaplanması

Aracın içerisindeki tabanın üzerindeki hava hızının çok düşük olması sebebiyle iç duvarlarda doğal taşınım olduğu kabul edilebilir.

Yatay bir levha üzerindeki doğal taşınımına göre ortalama taşınım katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\begin{aligned} L &= \frac{A_s}{P} = \frac{2,52 \times 23,5}{2 \times (2,52 + 23,5)} = 1,14 m \\ Ra_L &= \frac{g\beta(T_{siç} - T_{\infty iç})L^3}{\nu \alpha} \end{aligned}$$

Burada duvarların iç yüzey sıcaklığı 27 °C olarak kabul edilebilir. Buna göre $T_f = \frac{27+25}{2} = 26 \text{ } ^\circ C$ olarak bulunur. Bu sıcaklığa göre havanın özellikleri Ek-1' den;

$\rho = 1,1614 \text{ kg/m}^3, c_p = 1,007 \text{ kJ/kgK}, \mu = 184,6 \times 10^{-7} \text{ Ns/m}^2, k = 26,3 \times 10^{-3} \text{ W/mK},$

$\alpha = 22,5 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, \nu = 15,89 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, Pr = 0,703$ olarak elde edilir.

Bu değerlere göre;

$$Ra_L = \frac{9,81 \times \frac{1}{273 + 26} \times (27 - 25) \times 1,14^3}{15,89 \times 10^{-6} \times 22,5 \times 10^{-6}} = 2,719 \times 10^8$$

Olarak hesaplanır.

$$\overline{Nu}_L = 0,15 \times Ra_L^{1/3}$$

Bu formüle göre iç ortamdaki ortalama taşınım katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\bar{h}_i = \frac{\overline{Nu}_L k}{L} = \frac{0,15 \times (2,719 \times 10^8)^{1/3} \times 26,3 \times 10^{-3}}{1,14} = 2,24 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.5.3 Tabanın Toplam Termal Direncinin Hesaplanması

$$\begin{aligned} R''_{tot} &= \frac{1}{\bar{h}_o} + \frac{l_{Al}}{k_{Al}} + \frac{l_{Polüüretan}}{k_{Polüüretan}} + \frac{l_{Pvc}}{k_{Pvc}} + \frac{1}{\bar{h}_i} \\ &= \frac{1}{32,76 \times 10^{-3}} + \frac{0,002}{0,2} + \frac{0,03}{3,137 \times 10^{-5}} + \frac{0,003}{0,232 \times 10^{-3}} \\ &\quad + \frac{1}{02,24 \times 10^{-3}} = 1446 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/kW} \end{aligned}$$

3.5.4 Tabanın Toplam Isı Geçiş Katsayısının Hesaplanması

$$U = \frac{1}{R''_{tot}} = \frac{1}{1446} = 6,92 \times 10^{-4} \text{ kW/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.5.5 Tabandan İletim Ve Taşınım İle Olan Isı Transferinin Hesaplanması

$$\begin{aligned} Q_{taban} &= U \times A_{taban} \times (T_{dış} - T_{iç}) = 6,92 \times 10^{-4} \times (2,59 \times 23,6) \times (40 - 25) \\ &= 0,6344 \text{ kW} \end{aligned}$$

Olarak hesaplanır.

3.6 Aracın Ön Tarafından İletim ve Taşınımın Olan Isı Transferi

Hesabı yapılan vagonun bir önündeki vagondan dolayı üzerindeki dış hava akış hızı yaklaşık olarak sıfır kabul edilir. Bu yüzden bu yüzeyde doğal taşınım olduğu kabul edilir.

3.6.1 Aracın Ön Tarafı İçin Dış Havanın Taşınım Katsayısı (h_o) nun Hesaplanması

Doğal taşınımında dikey duvarlar için ortalama Nusselt Sayısı aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\overline{Nu} = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

Ön duvar boyunca olan Rayleigh Sayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_{\infty d\text{ış}} - T_{s d\text{ış}})H_{iç}^3}{\nu \alpha}$$

Dışarıdaki taşınım katsayısı hesabında film sıcaklığı dış ortam sıcaklığına eşit olarak kabul edilebilir.

$T_f = T_{\infty} = 313K$ için havanın özellikleri Ek-1' den;

$\rho = 1,08 \text{ kg/m}^3, c_p = 1,008 \text{ kJ/kgK}, \mu = 196,4 \times 10^{-7} \text{ Ns/m}^2, k = 28,15 \times 10^{-3} \text{ W/mK},$

$\alpha = 26,2 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, Pr = 0,703$ olarak elde edilir.

Bu değerlere göre;

$$Ra_L = \frac{9,81 \times \frac{1}{273 + 26} \times (40 - 38) \times 2,2^3}{181,85 \times 10^{-7} \times 26,2 \times 10^{-6}} = 1,39 \times 10^9$$

Olarak hesaplanır.

Bu değeri kullanarak ortalama Nu sayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\overline{Nu} = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \times (1,39 \times 10^9)^{1/6}}{[1 + (0,492/0,703)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 = 135,82$$

Buradan aracın dış ön duvarlarındaki ortalama taşınım katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\bar{h}_o = \frac{135,82 \times 28,15 \times 10^{-3}}{2,2} = 1,74 W/m^2 K$$

3.6.2 Aracın Ön Duvarı İçin Aracın İçerisindeki Havanın Taşınım Katsayısı (h_i) nin Hesaplanması

Aracın içerisindeki ön duvar üzerindeki hava hızının çok düşük olması sebebiyle iç duvarlarda doğal taşınım olduğu kabul edilebilir.

Doğal taşınımında dikey duvarlar için ortalama Nusselt Sayısı aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\overline{Nu} = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$$

Ön duvar boyunca olan Rayleigh Sayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_{\infty d\text{ış}} - T_{s d\text{ış}})H_{iç}^3}{\nu \alpha}$$

Burada duvarların iç yüzey sıcaklığı 27 °C olarak kabul edilebilir. Buna göre $T_f = \frac{27+25}{2} = 26$ °C olarak bulunur. Bu sıcaklığa göre havanın özellikleri Ek-1' den; $\rho = 1,1614 \text{ kg/m}^3, c_p = 1,007 \text{ kJ/kgK}, \mu = 184,6 \times 10^{-7} \text{ Ns/m}^2, k = 26,3 \times 10^{-3} \text{ W/mK},$

$\alpha = 22,5 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, \nu = 15,89 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, Pr = 0,703$ olarak elde edilir.

Bu değerlere göre;

$$Ra_L = \frac{9,81 \times \frac{1}{273+26} \times (27-25) \times 2,2^3}{15,89 \times 10^{-6} \times 22,5 \times 10^{-6}} = 1,954 \times 10^9$$

Olarak hesaplanır.

Bu değeri kullanarak ortalama Nu sayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\overline{Nu} = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 \times (1,954 \times 10^9)^{1/6}}{[1 + (0,492/0,707)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 = 151,16$$

Buradan aracın iç ön duvarındaki ortalama taşınım katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\bar{h}_i = \frac{151,16 \times 26,3 \times 10^{-3}}{2,2} = 1,807 W/m^2 K$$

3.6.3 Ön Duvarın Toplam Termal Direncinin Hesaplanması

$$\begin{aligned}
 R''_{tot} &= \frac{1}{\bar{h}_o} + \frac{l_{Al}}{k_{Al}} + \frac{l_{Grp}}{k_{Grp}} + \frac{l_{Poliüretan}}{k_{Poliüretan}} + \frac{1}{\bar{h}_i} \\
 &= \frac{1}{1,74 \times 10^{-3}} + \frac{0,002}{0,2} + \frac{0,003}{3,486 \times 10^{-5}} + \frac{0,04}{3,137 \times 10^{-5}} \\
 &\quad + \frac{1}{1,807 \times 10^{-3}} = 2489,73 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{ kW}
 \end{aligned}$$

3.6.4 Ön Duvarın Toplam Isı Geçiş Katsayısının Hesaplanması

$$U = \frac{1}{R''_{tot}} = \frac{1}{2489,73} = 4,01 \times 10^{-4} \text{ kW} / \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.6.5 Ön Duvardan İletim Ve Taşınım ile Olan Isı Transferinin Hesaplanması

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{ön duvar}} &= U \times A_{\text{ön}} \times (T_{dış} - T_{iç}) = 4,84 \times 10^{-4} \times (2,2 \times 2,52) \times (40 - 25) \\
 &= 0,04038 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Olarak hesaplanır.

3.7 Aracın Arka Tarafından İletim Ve Taşınım ile Olan Isı Transferi

Arka taraf için iç ve dış koşullar ön taraf ile aynı olduğundan $\bar{h}_o$ ve $\bar{h}_i$ ön taraftaki değerler ile aynıdır.

$$\bar{h}_o = 1,74 \text{ W} / \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ ve } \bar{h}_i = 1,807 \text{ W} / \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

3.7.1 Arka Duvarın Toplam Termal Direncinin Hesaplanması

$$\begin{aligned}
 R''_{tot} &= \frac{1}{\bar{h}_o} + \frac{l_{Grp}}{k_{Grp}} + \frac{l_{Poliüretan}}{k_{Poliüretan}} + \frac{l_{Pvc}}{k_{Pvc}} + \frac{l_{kontraplak}}{k_{kontraplak}} + \frac{1}{\bar{h}_i} \\
 &= \frac{1}{1,74 \times 10^{-3}} + \frac{0,003}{3,486 \times 10^{-5}} + \frac{0,04}{3,137 \times 10^{-5}} + \frac{0,003}{0,232 \times 10^{-3}} \\
 &\quad + \frac{0,012}{0,151 \times 10^{-3}} + \frac{1}{1,807 \times 10^{-3}} = 2582,13 \text{ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} / \text{ kW}
 \end{aligned}$$

3.7.2 Arka Duvarın Toplam Isı Geçiş Katsayısının Hesaplanması

$$U = \frac{1}{R''_{tot}} = \frac{1}{2582,13} = 4,63 \times 10^{-4} kW/m^2 \text{ } ^\circ C$$

3.7.3 Arka Duvardan İletim Ve Taşınım İle Olan Isı Transferinin Hesaplanması

$$\begin{aligned} Q_{arka\ duvar} &= U \times A_{arka} \times (T_{dış} - T_{iç}) \\ &= 4,63 \times 10^{-4} \times (2,29 \times 2,59) \times (40 - 25) = 0,04038\ kW \end{aligned}$$

Olarak hesaplanır.

3.8 Aracın Camlarından İletim ve Taşınım ile Olan Isı Transferi

Camların iç ve dış yüzeyindeki ortalama taşınım katsayıları yan duvarlardakine aynı koşullarda olduğu için birbirine eşittir.

$$\bar{h}_o = 32,76\ W/m^2K\ ve\ \bar{h}_i = 1,807\ W/m^2K$$

3.8.1 Camların Toplam Termal Direnci

$$R''_{tot} = \frac{1}{\bar{h}_o} + \frac{l_{cam}}{k_{cam}} + \frac{1}{\bar{h}_i} = \frac{1}{32,76 \times 10^{-3}} + \frac{0,028}{1,1 \times 10^{-3}} + \frac{1}{1,807 \times 10^{-3}} = 609,4$$

3.8.2 Camların Toplam Isı Geçiş Katsayısının Hesaplanması

$$U = \frac{1}{R''_{tot}} = \frac{1}{609,4} = 1,64 \times 10^{-3} kW/m^2 \text{ } ^\circ C$$

3.8.3 Camlardan İletim Ve Taşınım ile Olan Isı Transferinin Hesaplanması

$$\begin{aligned} Q_{cam} &= U \times A_{cam} \times (T_{dış} - T_{iç}) \\ &= 2 \times [1,64 \times 10^{-3} \times (2,292 \times 23,6) \times 0,25 \times (40 - 25)] \\ &= 0,665\ kW \end{aligned}$$

3.9 İnsanlardan Gelen Isı Kazancının Hesaplanması

İnsanlardan gelen ısı kazancı aşağıda verilen formüle göre hesaplanır.

$$Q_{passenger} = n \times q_{human}$$

Yukarıdaki formülde,

n (Vagon içerisindeki maksimum insan sayısı) = 98

q_{human} (EN 14750-1 standardına göre bir insandan yayılan ısı miktarı) = 115 W

Bu değerlere göre vagon içerisindeki insanlardan yayılan toplam ısı miktarı:

$$Q_{passenger} = 98 \times 0,115 = 11,27kW$$

3.10 Vagona Camlardan Solar Radyasyon İle Giren Isı Miktarı:

Bayındırlık Bakanlığı' nın konuyla ilgili yayınladığı Tablo 7 ye göre Türkiye' de solar radyasyonun en yüksek olduğu ay Temmuz ayı saat 16:00 olarak belirlenmiştir.

Temmuz ayına ait solar radyasyon miktarları tablo 3.1'de verilmiştir.

Tablo 3.1 Bayındırlık Bakanlığı'nın temmuz ayı solar radyasyon miktarı tablosu.

YÖN	$G_{solar\ rad.}(kcal/ hm^2)$
Kuzey	62
Güney	33
Doğu	33
Batı	442

Camlardan giren solar radyasyon miktarı aşağıdaki formüle göre hesaplanır.

$$Q_{rad} = \tau \times G_{solar} \times A_{cam}$$

Aracın maksimum çalışma koşullarına göre, Temmuz ayında saat 16:00 da Kuzey-Güney doğrultusunda gittiğini kabul ederek maksimum ısı kazancı hesaplanabilir.

$$Q_{rad, batı} = 0,77 \times 0,514 \times (2,292 \times 23,6) \times 0,25 = 5,35kW$$

$$Q_{rad, doğu} = 0,77 \times 0,04 \times (2,292 \times 23,6) \times 0,25 = 0,416kW$$

Camların yüzeyi ile çevre arasındaki radyasyonla olan ısı transferi miktarı:

Camın yüzey sıcaklığı çevre sıcaklığından 0,1 K daha yüksek kabul edilirse ;

$$Q_{rad\ çevre} = \varepsilon \sigma A_{cam} \Delta T^4 = \varepsilon \sigma A_{cam} (T_{cam\ dış\ yüzeyi}^4 - T_{çevre}^4)$$

Buna göre verileri bu formülde yerine koyarsak,

$$Q_{rad\ çevre} = 2 \times [0,2 \times 5,67 \times 10^{-8} \times (2,292 \times 23,6) \times 0,25 \times (313,1^4 - 313^4)] \\ = 3,734 \text{ kW}$$

3.10.1 Solar Radyasyon İle Olan Toplam Isı Kazancının Hesaplanması

$$Q_{solar\ rad} = Q_{rad, batı} + Q_{rad, doğu} + Q_{rad\ çevre} = 5,35 + 0,416 + 3,734 \\ = 9,5 \text{ kW}$$

3.11 Taze Havadan Olan Isı Kazancı

3.11.1 Vagona Girmesi Gereken Taze Hava Miktarının Hesaplanması

EN 14750-1 standardına göre tren içerisindeki bir insanın ihtiyacı olan taze hava miktarı $10m^3/h$ dir.

Buna göre,

$$V_{Taze\ Hava} = 98 \times 10 = 980m^3/h$$

Vagona taze hava evaporatör petekleri üzerinden girmekte, ve tekrar havalandırma kanallarından dışarı çıkmaktadır. Taze havanın bu noktalardan ölçülen sıcaklık değerleri $T_g = 40^\circ C$ ve $T_ç = 22^\circ C$ dir.

Bu sıcaklıklara göre taze havanın yoğunluğu aşağıdaki gibi hesaplanır,

$$P = 1 \text{ atm ve } T_g = 40^\circ C \text{ için, } \rho_{Hava} = \frac{P}{RT} = \frac{101}{0,287 \times 313} = 1,13 \text{ kg/m}^3$$

$$P = 1 \text{ atm ve } T_ç = 22^\circ C \text{ için, } \rho_{Hava} = \frac{P}{RT} = \frac{101}{0,287 \times 295} = 1,2 \text{ kg/m}^3$$

İki değer arasındaki fark çok fazla olmadığı için $\rho_{hava} = 1,2 \text{ kg/m}^3$ olarak alınabilir.

3.11.2 Vagona Taze Havadan Olan Isı Kazancının Hesaplanması

$T_g = 40^\circ C$ ve $T_ç = 22^\circ C$ sıcaklıkları için havanın entalpi değerleri termodinamik tablosu Ek 4 'ten $h_g = 312,76 \text{ kJ/kg}$ ve $h_ç = 295,17 \text{ kJ/kg}$ olarak bulunur.

$$Q_{Taze Hava} = \rho_{Hava} \times V_{Taze Hava} \times (h_g - h_{\phi})$$

Elde edilen veriler yukarıdaki formülde yerlerine konularak;

$$Q_{Taze Hava} = 1,22 \times \frac{980}{3600} \times (312,76 - 295,17) = 5,746 \text{ kW}$$

3.12 İnfiltrasyonla Olan Isı Kazancı

Metronun yer altında durduğu duraklardaki dış hava sıcaklıkları, metronun içerisindeki hava sıcaklığına hemen hemen eşittir. Bu yüzden metro ile dış ortam arasında herhangi bir ısı transferi olmamaktadır.

3.13 Aydınlatmadan Gelen Isı Kazancı

Aracın aydınlatma gücü ortalama, 30 W/m^2 olarak alınabilir.

$$\text{Aracın toplam iç yüzey alanı} = 2 \times (2,20 \times 2,52) + 2 \times (2,20 \times 23,5) + 2 \times (2,52 \times 23,5) = 232,93 \text{ m}^2$$

$$Q_{aydınlatma} = 232,93 \times 30 = 6980 \text{ W} = 6,98 \text{ kW}$$

3.14 Aracın Toplam Isı Kazancı

$$Q_{Toplam} = Q_{Yan} + Q_{Tavan} + Q_{Taban} + Q_{Ön} + Q_{Arka} + Q_{İletim+Taşınım} + Q_{Yolcu} \\ + Q_{Solar Radyasyon} + Q_{Taze Hava} + Q_{Aydınlatma}$$

$$Q_{toplam} = 0,876 + 0,347 + 0,6344 + 0,04038 + 0,665 + 11,27 + 9,5 + 5,746 \\ + 6,98 = 36,058 \text{ kW}$$

BÖLÜM 4

EVAPORATÖR HESABI

Bu bölümde vagon için belirlenen ısı kapasitesini karşılayacak şekilde evaporatör tasarımı yapılacaktır.

Evaporatör peteğinin notasyonu 2522 – 10 – 06G16 – X – 08 – LL şeklinde olacaktır. Notasyon yazımının açıklanması Ek 5’ te verilmiştir. Bu bölümde öncelikle petek uzunluğu 1 m olarak düşünülüp hesaplar yapılacak ve bulunan kapasite ile istenen evaporatör kapasitesi oranlanarak X ile belirtilen petek uzunluğu hesaplanacaktır. Bu evaporatörde boru başına düşen bir kanat için, kanat genişliği 65 mm, kanat yüksekliği ise 40 mm olarak belirlenmiştir.

4.1 Petek İçin Hava Tarafı Taşınım Katsayısı (h_o) nun Hesaplanması

$$j = \frac{h_o}{\rho c_p U_\infty} = 0,15 \times Re^{-0,28} \varepsilon^{-0,362} \quad 500 < Re < 30000$$

Formülüne göre hava tarafı taşınım katsayısı hesaplanacaktır.

4.1.1 Hesaplarda Kullanılacak Verilerin Elde Edilmesi

$$d_o = d_{to} + 2 \times t_c = 9,525 + 1,4 = 10,925 \text{ mm} = 10,925 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$s_1 = 25,4 \text{ mm}, s_2 = 22,2 \text{ mm}$$

$$s_f = \frac{10}{0,0254} = 393,7 \text{ adet/ m}$$

$$t_f = 0,12 \text{ mm}$$

$$t_{sf} = t_f \times s_f = 0,2 \times 393,7 \times 10^{-3} = 0,0787$$

$$\rho_{hava} = 1,23 \text{ kg/ m}^3$$

$$c_{p \text{ hava}} = 1,007 \text{ kJ/ kgK}$$

$$\sigma = \left(1 - \frac{d_o}{s_1}\right) (1 - t_{sf}) = \left(1 - \frac{10,925}{25,4}\right) (1 - 0,0787) = 0,525$$

$$A_{min} = n \times (s_1 - d_o) (1 - t_{sf}) = 6 \times (25,4 \times 10^{-3} - 10,925 \times 10^{-3}) \times (1 - 0,0787) = 0,08 \text{ m}^2/ \text{ m}$$

$$\varepsilon = 1 + \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1}{d_o} \cdot \frac{s_2}{d_o} - 1 \right) \left(1 - \frac{d_o}{s_1} \right) \left(\frac{d_o s_f}{2\sigma} \right) = 1 + \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{25,4}{10,925} \cdot \frac{22,2}{10,925} - 1 \right) \left(1 - \frac{10,925}{22,2} \right) \left(\frac{10,925 \times 0,001 \times 393,7}{2 \times 0,525} \right) = 12,731$$

$$A_o = N n \pi d_o \left[\left(1 - t_{sf} \right) + \frac{d_o}{2} \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1}{d_o} \cdot \frac{s_2}{d_o} - 1 \right) s_f \right] = 16 \times 6 \times \pi \times 10,925 \times 10^{-3} \left[\left(1 - 0,0787 \right) + \frac{10,925 \times 10^{-3}}{2} \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{25,4}{10,925} \cdot \frac{22,2}{10,925} - 1 \right) 393,7 \right] = 38,59 m^2 / m$$

$$A_f = N n \frac{\pi d_o^2}{2} \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1}{d_o} \cdot \frac{s_2}{d_o} - 1 \right) s_f = \frac{6 \times 16 \times \pi \times (10,925 \times 10^{-3})^2}{2} \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{25,4}{10,925} \cdot \frac{22,2}{10,925} - 1 \right) 393,7 = 35,563 m^2 / m$$

4.1.2 Re Sayısının Hesaplanması

$$Re = \frac{G_M \cdot d_o}{\mu_b}$$

Havanın evaporatöre giriş ve çıkış sıcaklığının aritmetik ortalamasına denk gelen dinamik viskozite değeri aşağıdaki gibi hesaplanır.

$T = 15^\circ C$ için, $\mu_b = 1,79 \times 10^{-5} Ns / m^2$ olarak termodinamik Ek-1'den elde edilir.

$$G_M = \frac{\rho \dot{V}}{A_{min}}$$

Araç için evaporatör üzerinden akması öngörülen hava debisi, $\dot{V} = 4000 m^3 / h$ olarak belirlenmiştir.

$$G_M = \frac{1,23 \times \frac{4000}{3600}}{0,08} = 17,08 kg / m^2 s$$

$$Re = \frac{17,08 \times 10,925 \times 10^{-3}}{1,79 \times 10^{-5}} = 10425$$

Bu değer $500 < Re < 30000$ aralığında olduğu için bu hesabı kullanabiliriz.

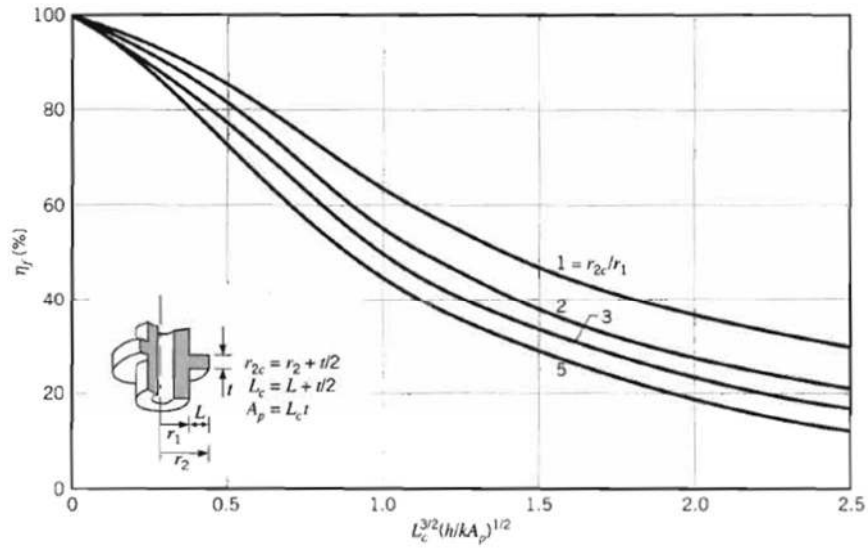
$$U = \frac{\dot{V}}{A_{min}} = \frac{4000 / 3600}{0,08} = 13,89 m / s$$

Yukarıdaki veriler kullanılarak,

$$h_o = 1,23 \times 1007 \times 13,89 \times 0,15 \times 10425^{-0,28} \times 12,731^{-0,362} = 76,84 W / m^2 K$$

Olarak hesaplanır.

4.2 Kanat Veriminin Hesaplanması



Şekil 4.1 Dikdörtgen profilli dairesel kanatların verimi

Kullandığımız evaporatörde dairesel boru dikdörtgen kanat uygulaması vardır. Dikdörtgen kanat dairesel kanada dönüştürülüp sonra da şekil 4.1 ‘den kanat verimi hesaplanacaktır.

4.2.1 Dikdörtgen Kanadın Dairesel Kanada Dönüştürülmesi

Dairesel kanadın dış yarıçapı aşağıdaki formüle göre belirlenir;

$$r_2 = \sqrt{xy/\pi} = \sqrt{65 \times 40/\pi} = 28,78 \text{ mm}$$

$$L = r_2 - r_1 = 28,78 - 4,763 = 23,017 \text{ mm}$$

$$r_{2c} = r_2 + \frac{t_f}{2} = 28,78 + \frac{0,12}{2} = 28,84 \text{ mm}$$

$$L_c = L + \frac{t_f}{2} = 23,017 + \frac{0,12}{2} = 23,077 \text{ mm}$$

$$A_p = L_c t_f = 23,077 \times 0,12 = 2,77 \text{ mm}^2$$

$$r_{2c}/r_1 = 28,84/4,763 = 6,055$$

$$k_f = 237 \text{ W/mK}$$

$$L_c^{1,5} (h/kA_p)^{0,5} = (26,497 \times 10^{-3})^{1,5} [76,84/(237 \times 2,77 \times 10^{-6})]^{0,5} = 1,48$$

Bu değerlere göre yukarıdaki grafikten kanat verimi %28 olarak elde edilir.

4.2.2 Toplam Yüzey Veriminin Hesaplanması

Toplam yüzey verimi aşağıdaki formüle göre hesaplanır.

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta_f)$$

Yukarıda hesaplanan değerleri bu formülde yerine yazarsak,

$$\eta_0 = 1 - \frac{35,563}{38,59} (1 - 0,28) = 0,41$$

Olarak hesaplanır.

4.3 Evaporatörün Toplam Isı Transferi Katsayısının Hesaplanması

4.3.1 Boruların İç Yüzeyindeki Kirlilik Faktörü

(Kakaç, 1997, Konu 5.5) den $R_{fi} = 0,000352$ olarak alınır.

4.3.2 Kanatların Arasındaki Kirlilik Faktörü

(Kakaç, 1997, Konu 5.5) den $R_{fo} = 0,000176$ olarak alınır.

4.3.3 Boru Duvarlarının Termal Direncinin Hesaplanması

Dairesel boruların termal direnci aşağıdaki formüle göre hesaplanır.

$$R_w = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi Lk} = \frac{\ln(9,525/8,125)}{2\pi \times 0,77 \times 390} = \frac{0,1589}{1886,84} = 8,42 \times 10^{-5}$$

4.3.4 Evaporatörün Termal Direncinin Hesaplanması

Evaporatörün termal direnci aşağıdaki formüle göre hesaplanmaktadır.

$$R_{tot} = \frac{1}{\eta_o A_o h_o} + \frac{R_{fi}}{A_i} + R_w + \frac{R_{fo}}{\eta_o A_o}$$

Değerler yerine konulursa;

$$R_{top} = \frac{1}{0,41 \times 38,59 \times 76,84} + ihmal$$

Evaporatörün toplam ısı transferi katsayısı,

$$UA = \frac{1}{R_{top}} = 1215,76 \text{ W/K}$$

Olarak elde edilir.

4.4 Bir Metrelik Evaporatörün Gücünün Belirlenmesi

4.4.1 Logaritmik Sıcaklık Farkının Hesaplanması

Logaritmik sıcaklık farkının hesaplanması aşağıdaki formüle göre hesaplanmaktadır.

$$\Delta T_{lm} = (t_{\dot{c}} - t_g) / \ln(t_{\dot{c}} / t_g)$$

Yukarıdaki formülde yer alan terimler aşağıdaki gibi açıklanabilir.

$$\Delta t_{\dot{c}} = t_{b\dot{c}} - t_{i\dot{c}} \text{ (Çıkan birincil ve ikincil akışkanın sıcaklık farkı)}$$

$$\Delta t_g = t_{bg} - t_{ig} \text{ (Giren birincil ve ikincil akışkanın sıcaklık farkı)}$$

Testlerden ölçülen değerlere göre,

$$\text{Hava için; } T_{evap,giriş} = 22,1^\circ\text{C}, T_{evap,çıkış} = 9,3^\circ\text{C}$$

$$\text{Soğutkan için; } T_{evap,giriş} = -5,2^\circ\text{C}, T_{evap,çıkış} = 1,2^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\dot{c}} = 9,3 - 1,2 = 8,1$$

$$\Delta t_g = 22,1 - (-5,2) = 27,3$$

Olarak hesaplanır.

$$\Delta T_{lm} = (8,1 - 27,3) / \ln(8,1 / 27,3) = 15,802$$

Olarak hesaplanır.

4.5 Cihazda Kullanılacak Evaporatör Gücünün Hesaplanması

Evaporatör gücü aşağıdaki formüle göre hesaplanır.

$$Q_{evap} = UA \Delta T_{lm} F$$

Bu formüldeki F değeri logaritmik sıcaklık farkı düzeltme faktörüdür. (Kakaç, 1997, syf. 49) dan $F = 0.98$ olarak elde edilir.

Yukarıda hesaplanan değerler formülde yerine konularak evaporatör gücü aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Q_{evap} = 1215,76 \times 15,802 \times 0,98 = 18827 \text{ W} = 18,827 \text{ kW}$$

4.6 Cihazda Kullanılacak Evaporatör Boyunun Hesaplanması

Cihazın toplam evaporatör gücü yaklaşık 36 kW olarak bölüm 3'de hesaplanmıştır. Cihazda 2 adet evaporatör peteği olduğu düşünüldüğünde bir adet evaporatör peteğinin karşılaması gereken güç aşağıdaki gibi hesaplanır. Cihaz için gerekli toplam evaporatör gücü aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Q_{Evap} = Q_{Toplam\ evap.} / 2 = 36 / 2 = 18 \text{ kW}$$

Bir evaporatör peteği için hesaplanan değer ile gerekli olan evaporatör gücü oranlanarak bir peteğin uzunluğu aşağıdaki gibi bulunur.

$$L_{petek} = \frac{18}{18,827} = 0,956 \text{ m}$$

BÖLÜM 5

KONDENSER HESABI

Bu bölümde sistemin gerek duyduğu kondenser kapasitesini karşılayacak şekilde kondenser tasarımı yapılacaktır.

Sistemin gerek duyduğu kondenser kapasitesi aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{Q}_{evap.} + \dot{Q}_{komp.} = 36 + 11,14 = 47,14 \text{ kW}$$

Gerekli olan bu kondenser kapasitesi sistemdeki 2 adet kondenser peteği ile sağlanacaktır. Bu yüzden bir petek başına düşen güç 23,57 kW olarak hesaplanır.

Kondenser peteğinin notasyonu 2522 – 11 – 07K18 – X – 09 – LL şeklinde olacaktır. Notasyon yazımının açıklanması Ek 5’ te verilmiştir. Bu bölümde öncelikle petek uzunluğu 1 m olarak düşünülüp hesaplar yapılacak ve bulunan kapasite ile istenen kondenser kapasitesi oranlanarak X ile belirtilen petek uzunluğu hesaplanacaktır. Bu evaporatörde boru başına düşen bir kanat için, kanat genişliği 68 mm, kanat yüksekliği ise 44,87 mm olarak belirlenmiştir.

5.1 Petek İçin Hava Tarafı Taşınım Katsayısı (h_o) nun Hesaplanması

$$j = \frac{h_o}{\rho c_p U_\infty} = 0,15 \times Re^{-0,28} \varepsilon^{-0,362} \quad 500 < Re < 30000$$

Formülüne göre hava tarafı taşınım katsayısı hesaplanacaktır.

5.1.1 Hesaplarda Kullanılacak Verilerin Elde Edilmesi

$$d_o = d_{to} + 2 \times t_c = 9,525 + 1,4 = 10,925 \text{ mm} = 10,925 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$s_1 = 25,4 \text{ mm}, s_2 = 22,2 \text{ mm}$$

$$s_f = \frac{11}{0,0254} = 433,1 \text{ adet/m}$$

$$t_f = 0,12 \text{ mm}$$

$$t_{sf} = t_f \times s_f = 0,2 \times 433,1 \times 10^{-3} = 0,0866$$

$$\rho_{air} = 1,23 \text{ kg/m}^3$$

$$c_{p \text{ air}} = 1,007 \text{ kJ/kgK}$$

$$\sigma = \left(1 - \frac{d_o}{s_1}\right)(1 - t_{sf}) = \left(1 - \frac{10,925}{25,4}\right)(1 - 0,0866) = 0,520$$

$$A_{min} = n \times (s_1 - d_o)(1 - t_{sf}) = 7 \times (25,4 \times 10^{-3} - 10,925 \times 10^{-3}) \times (1 - 0,0866) = 0,093 m^2/m$$

$$\varepsilon = 1 + \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1}{d_o} \cdot \frac{s_2}{d_o} - 1\right) \left(1 - \frac{d_o}{s_1}\right) \left(\frac{d_o s_f}{2\sigma}\right) = 1 + \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{25,4}{10,925} \cdot \frac{22,2}{10,925} - 1\right) \left(1 - \frac{10,925}{22,2}\right) \left(\frac{10,925 \times 0,001 \times 433,1}{2 \times 0,520}\right) = 11,596$$

$$A_o = N n \pi d_o \left[\left(1 - t_{sf}\right) + \frac{d_o}{2} \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1}{d_o} \cdot \frac{s_2}{d_o} - 1\right) s_f \right] = 18 \times 7 \times \pi \times 10,925 \times 10^{-3} \left[(1 - 0,0866) + \frac{10,925 \times 10^{-3}}{2} \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{25,4}{10,925} \cdot \frac{22,2}{10,925} - 1\right) 433,1 \right] = 55,27 m^2/m$$

$$A_f = N n \frac{\pi d_o^2}{2} \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1}{d_o} \cdot \frac{s_2}{d_o} - 1\right) s_f = \frac{18 \times 7 \times \pi \times (10,925 \times 10^{-3})^2}{2} \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{25,4}{10,925} \cdot \frac{22,2}{10,925} - 1\right) 433,1 = 51,32 m^2/m$$

5.1.2 Re Sayısının Hesaplanması

$$Re = \frac{G_M \cdot d_o}{\mu_b}$$

Havanın kondensere giriş ve çıkış sıcaklığının aritmetik ortalamasına denk gelen dinamik viskozite değeri aşağıdaki gibi hesaplanır.

$T = 46,15^\circ C$ için, $\mu_b = 1,96 \times 10^{-5} Ns/m^2$ olarak termodinamik tablolarından elde edilir

$$G_M = \frac{\rho \dot{V}}{A_{min}}$$

Araç için evaporatör üzerinden akması öngörülen hava debisi, $\dot{V} = 10692 m^3/h$ olarak belirlenmiştir.

$$G_M = \frac{1,07 \times \frac{10692}{3600}}{0,093} = 34,17 kg/m^2s$$

$$Re = \frac{34,17 \times 10,925 \times 10^{-3}}{1,96 \times 10^{-5}} = 19046$$

Bu değer $500 < Re < 30000$ aralığında olduğu için bu hesabı kullanabiliriz.

$$U = \frac{\dot{V}}{A_{min}} = \frac{10692/3600}{0,093} = 31,94 \text{ m/s}$$

Yukarıdaki veriler kullanılarak,

$$\begin{aligned} h_o &= 1,07 \times 1008 \times 31,94 \times 0,15 \times 19046^{-0,28} \times 11,596^{-0,362} \\ &= 134,78 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

Olarak hesaplanır.

5.2 Kanat Veriminin Hesaplanması

Kullandığımız kondenserde dairesel boru dikdörtgen kanat uygulaması vardır. Dikdörtgen kanat dairesel kanada dönüştürülüp sonra da şekil 4.1 'den kanat verimi hesaplanacaktır.

5.2.1 Dikdörtgen Kanadın Dairesel Kanada Dönüştürülmesi

Dairesel kanadın dış yarıçapı aşağıdaki formüle göre belirlenir;

$$r_2 = \sqrt{xy/\pi} = \sqrt{68 \times 44,87/\pi} = 31,17 \text{ mm}$$

$$L = r_2 - r_1 = 31,17 - 4,763 = 26,41 \text{ mm}$$

$$r_{2c} = r_2 + \frac{t_f}{2} = 31,17 + \frac{0,12}{2} = 31,23 \text{ mm}$$

$$L_c = L + \frac{t_f}{2} = 26,41 + \frac{0,12}{2} = 26,47 \text{ mm}$$

$$A_p = L_c t_f = 26,47 \times 0,12 = 3,176 \text{ mm}^2$$

$$r_{2c}/r_1 = 31,23/4,763 = 6,56$$

$$k_f = 237 \text{ W/mK}$$

$$L_c^{1,5} (h/kA_p)^{0,5} = (26,47 \times 10^{-3})^{1,5} [134,78/(237 \times 3,176 \times 10^{-6})]^{0,5} = 1,82$$

Bu değerlere göre yukarıdaki grafikten kanat verimi %19 olarak elde edilir.

5.2.2 Toplam Yüzey Veriminin Hesaplanması

Toplam yüzey verimi aşağıdaki formüle göre hesaplanır.

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta_f)$$

Yukarıda hesaplanan değerleri bu formülde yerine yazarsak,

$$\eta_0 = 1 - \frac{51,32}{55,27} (1 - 0,19) = 0,25$$

Olarak hesaplanır.

5.3 Kondenserin Toplam Isı Transferi Katsayısının Hesaplanması

5.3.1 Boruların İç Yüzeyindeki Kirlilik Faktörü

(Kakaç, 1997, Konu 5.5) den $R_{fi} = 0,000352$ olarak alınır.

5.3.2 Kanatların Arasındaki Kirlilik Faktörü

(Kakaç, 1997, Konu 5.5) den $R_{fo} = 0,000176$ olarak alınır.

5.3.3 Boru Duvarlarının Termal Direncinin Hesaplanması

Dairesel boruların termal direnci aşağıdaki formüle göre hesaplanır.

$$R_w = \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi Lk} = \frac{\ln(9,525/8,125)}{2\pi \times 0,77 \times 390} = \frac{0,1589}{1886,84} = 8,42 \times 10^{-5}$$

5.3.4 Kondenserin Termal Direncinin Hesaplanması

Kondenserin termal direnci aşağıdaki formüle göre hesaplanmaktadır.

$$R_{tot} = \frac{1}{\eta_o A_o h_o} + \frac{R_{fi}}{A_i} + R_w + \frac{R_{fo}}{\eta_o A_o}$$

Değerler yerine konulursa;

$$R_{tot} = \frac{1}{0,25 \times 55,27 \times 134,78} + ihmal$$

Kondenserin toplam ısı transferi katsayısı,

$$UA = \frac{1}{R_{tot}} = 5369,64 \text{ W/K}$$

Olarak elde edilir.

5.4 Bir Metrelik Kondenser Gücünün Belirlenmesi

5.4.1 Logaritmik Sıcaklık Farkının Hesaplanması

Logaritmik sıcaklık farkının hesaplanması aşağıdaki formüle göre hesaplanmaktadır.

$$\Delta T_{lm} = (t_{\dot{c}} - t_g) / \ln(t_{\dot{c}} / t_g)$$

Yukarıdaki formülde yer alan terimler aşağıdaki gibi açıklanabilir.

$$\Delta t_{\dot{c}} = t_{b\dot{c}} - t_{i\dot{c}} \text{ (Çıkan birincil ve ikincil akışkanın sıcaklık farkı)}$$

$$\Delta t_g = t_{bg} - t_{ig} \text{ (Giren birincil ve ikincil akışkanın sıcaklık farkı)}$$

Testlerden ölçülen değerlere göre,

$$\text{Hava için; } T_{kond,giriş} = 40,3^\circ\text{C}, T_{kond,çıkış} = 52^\circ\text{C}$$

$$\text{Soğutkan için; } T_{kond,giriş} = 83,2^\circ\text{C}, T_{kond,çıkış} = 51,3^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\dot{c}} = 52 - 51,3 = 0,7$$

$$\Delta t_g = 83,2 - 40,3 = 42,9$$

Olarak hesaplanır.

$$\Delta T_{lm} = (0,7 - 42,9) / \ln(0,7 / 42,9) = 10,16$$

Olarak hesaplanır.

5.5 Cihazda Kullanılacak Kondenser Gücünün Hesaplanması

Kondenser gücü aşağıdaki formüle göre hesaplanır.

$$Q_{kond} = UA \Delta T_{lm} F$$

Bu formüldeki F değeri logaritmik sıcaklık farkı düzeltme faktörüdür. (Kakaç, 1997, syf. 49) dan $F = 0,98$ olarak elde edilir.

Yukarıda hesaplanan değerler formülde yerine konularak toplam kondenser gücü aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Q_{kond} = 5369,64 \times 10,16 \times 0,98 = 53464W = 53,464kW$$

1 ad. 1m.'lik kondenser peteğinin gücü

$$Q_{Kond.} = Q_{Toplam Kond.} / 2 = 53,464/2 = 26,732kW$$

5.6 Cihazda Kullanılacak Kondenser Boyunun Hesaplanması

Cihazın toplam kondenser gücü yaklaşık 47 kW olarak bölüm 5'de hesaplanmıştır. Cihazda 2 adet kondenser peteği olduğu düşünüldüğünde bir adet kondenser peteğinin karşılaması gereken güç aşağıdaki gibi hesaplanır. Cihaz için gerekli toplam kondenser gücü aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Q_{Kond.} = Q_{Toplam Kond.} / 2 = 47/2 = 23,5 kW$$

Bu hesaplanan değer ile gerekli olan kondenser gücü oranlanarak peteğin uzunluğu aşağıdaki gibi bulunur.

$$L_{petek} = \frac{23,5}{26,732} = 0,882 m$$

BÖLÜM 6

KOMPRESÖR SEÇİMİ

Bu cihazda kompresör olarak Dorin marka kompresör tercih edilmiştir. Bu yüzden bu kompresör firmasına ait yazılıma göre kompresör gücü ve gerekli kondenser gücü belirlenecektir.

Kompresör seçim yazılımında girmemiz istenilen veriler aşağıdaki gibidir.

Soğutma Kapasitesi: 36 kW

Kondenizasyon Sıcaklığı: Kondenizasyon sıcaklığı firmamızın genel tasarım kabulüne göre cihazın çalışacağı normal koşullardaki sıcaklık değerinin 15 °C yukarısidir. Buna göre kondenizasyon sıcaklığı 50 °C olarak belirlenmiştir.

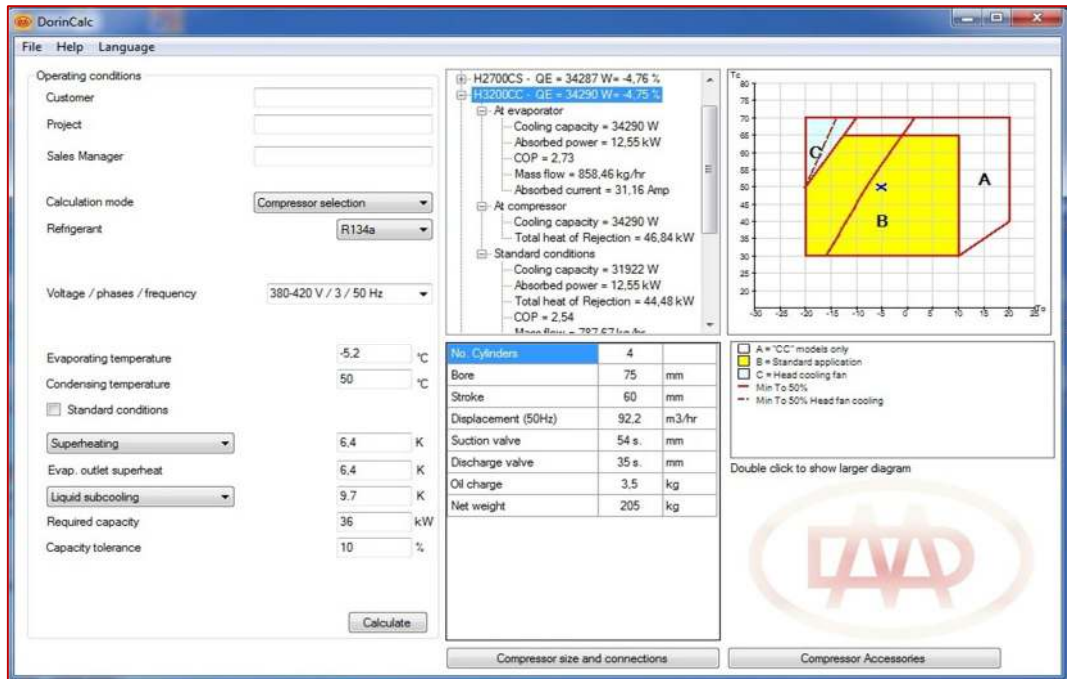
Evaporasyon Sıcaklığı: Evaporasyon sıcaklığı firmamızın genel tasarım kriterlerine göre R 134a gazı için -5 °C civarında olmaktadır. Bu cihazda evaporasyon sıcaklığı -5,2 °C olarak seçilmiştir.

Superheat: Superheat sıcaklığı firmamızın genel tasarım kriterlerine göre R 134a gazı için 6°C civarında olmaktadır. Kompresöre % 100 gaz gidişini garantilemek için superheat sıcaklığı yaklaşık 6,4°C olarak seçilmiştir.

Subcooling: Subcooling sıcaklığı firmamızın genel tasarım kriterlerine göre R 134a gazı için 10°C civarında olmaktadır. Genleşme vanasına % 100 gaz gidişini garantilemek için subcooling sıcaklığı yaklaşık 9,7°C olarak seçilmiştir.

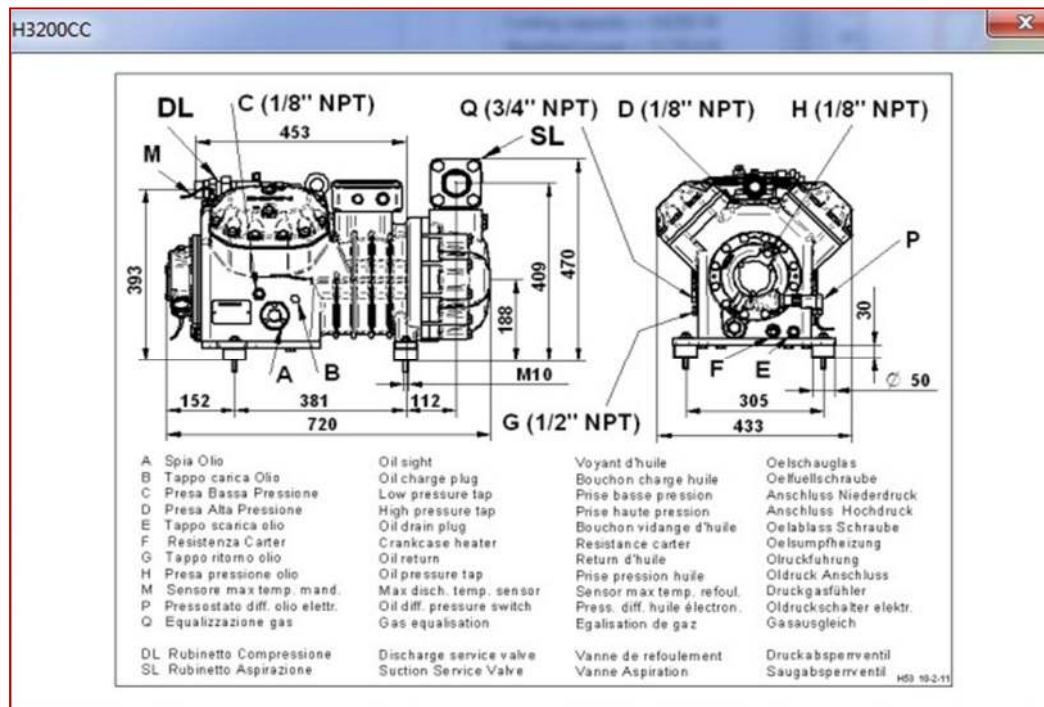
Cihazın Çalışma Gerilimi: Cihaz için tasarlanan inverterin kompresöre verdiği gerilim 380V/3faz/50 Hz olduğu için çalışma gerilimi buna göre seçilmiştir.

Yukarıdaki tüm bu kriterler kompresör seçim programına girildiği takdirde program tarafından H3200CC kompresör seçilir.



Şekil 6.1 Kompresör yazılım programına girilen değerler ve program çıktısı.

Bu kompresöre ait bağlantı elemanları şekil 6.2'deki gibi program tarafından verilir.



Şekil 6.2 Kompresör yazılım programına girilen değerler sonucunda belirlenen kompresörün boyutları.

BÖLÜM 7 GENLEŞME VANASI SEÇİMİ

Metronun servis süresi boyunca çok farklı termal koşullarla çalıştığı düşünüldüğünde kılcal boru yerine değişimlere karşı daha esnek olan termostatik genleşme vanasının kullanılması daha uygun olacağı düşünülmüştür.

Genleşme vanasının seçimi nominal gücünün belirlenmesine ve evaporasyon sıcaklığına göre hesaplanmaktadır. Valfin nominal gücü aşağıdaki formüle göre belirlenmektedir.

$$Q_n = Q_Q \times K_t \times K_{\Delta P}$$

Cihazda iki adet evaporatör kullanıldığı için her bir evaporatör 1 adet olmak üzere 2 adet genleşme valfi takılacaktır. Bu yüzden bir tane genleşme Vanasına düşen yük $Q_Q = 18 \text{ kW}$ dır. R 134a ya göre verilen tablolarda 8°C evaporasyon sıcaklığına ve 50°C kondenzasyon sıcaklığına göre ve ek-2'deki R-134a soğutucu akışkanın doymuş sıcaklık tablosundan belirtilen sıcaklık değerlerine karşılık gelen basınçların farkı $\Delta P = 9,1244 \text{ bar}$ olduğuna göre tablo 7.1'den $K_t = 1,23$ ve $K_{\Delta P} = 0,83$ olarak bulunur. Bu değerler yukarıdaki formülde yerine konulursa,

$$Q_n = 18 \times 1,23 \times 0,83 = 18,38 \text{ kW}$$

Olarak hesaplanır.

Tablo 7.1 Alco expansion valf seçim tablosu.

Liquid Temperature entering Valve °C	R 134a														Correction Factor K_t													
	Evaporating Temperature °C																											
°C	+30	+25	+20	+15	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30															
+60	1,22	1,25	1,27	1,30	1,33	1,36	1,40	1,44	1,48	1,75	2,08	2,46	2,94															
+55	1,14	1,16	1,18	1,21	1,23	1,26	1,29	1,33	1,36	1,60	1,90	2,25	2,68															
+50	1,07	1,08	1,10	1,13	1,15	1,17	1,20	1,23	1,26	1,48	1,76	2,07	2,46															
+45	1,00	1,02	1,04	1,06	1,08	1,10	1,12	1,15	1,17	1,38	1,63	1,92	2,28															
+40	0,93	0,96	0,98	0,99	1,01	1,03	1,05	1,08	1,10	1,29	1,52	1,79	2,12															
+35	0,90	0,91	0,92	0,94	0,96	0,97	0,99	1,01	1,03	1,21	1,43	1,68	1,99															
+30	0,85	0,86	0,88	0,89	0,91	0,92	0,94	0,96	0,98	1,14	1,35	1,58	1,87															
+25		0,82	0,83	0,85	0,86	0,87	0,89	0,91	0,92	1,08	1,27	1,49	1,76															
+20			0,80	0,81	0,82	0,83	0,85	0,89	0,88	1,02	1,21	1,41	1,67															
+15				0,77	0,78	0,79	0,81	0,82	0,84	0,97	1,15	1,34	1,58															
+10					0,75	0,76	0,77	0,78	0,80	0,93	1,09	1,28	1,51															
+5						0,73	0,74	0,75	0,76	0,89	1,04	1,22	1,44															
0							0,71	0,72	0,73	0,85	1,00	1,17	1,37															
-5								0,69	0,70	0,82	0,96	1,12	1,31															
-10									0,68	0,79	0,92	1,07	1,26															
Correction Factor $K_{\Delta p}$																												
Δp (bar)	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0												
$K_{\Delta p}$	3,50	2,48	2,02	1,75	1,57	1,43	1,32	1,24	1,17	1,11	1,06	1,01	0,97	0,94	0,90	0,88												
Δp (bar)	8,5	9,0	9,5	10,0	10,5	11,0	11,5	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0	18,0	19,0	20,0												
$K_{\Delta p}$	0,85	0,83	0,80	0,78	0,76	0,75	0,73	0,72	0,69	0,66	0,64	0,62	0,60	0,58	0,57	0,55												
In cases of subcooling of more than 15K please use additionally the correction factors on page 64 of this brochure.																												

Tablo 7.2 Alco expansion valf seçim tablosu.

Series	Selection Criteria				Catalogue Page
	Capacity Range kW / R134a	Evaporating Temp. Range °C	Main Application	Features	
EX2	0.3 to 17.2	+15 to -40	Refrigeration	Pulse width modulated Wide regulation range	8
EX7	30 to 330	+15 to -45	Air Conditioning Water Chillers	Stepper motor driven Wide regulation range	*
TI	0,5 to 19,5	+20 to -45	Refrig./Air-Cond. Heat Pumps	Interchangeable Orifices	11
TX2	0.8 to 21,3	+20 to -45	Air-Cond. Heat Pumps	Hermetic, fixed Superheat Setting, optional with check valve	*
TX3	0.8 to 21,3	+20 to -45	Refrig./Air-Cond. Heat Pumps	Hermetic, Superheat adjustable	*
TX6	13.3 to 80.8	+20 to -45	Refrig./Air-Cond. Heat Pumps	Hermetic Superheat adjustable	15
T	2 to 302	+30 to -45	Refrig./Air-Cond. Heat Pumps	Interchangeable Orifices, Power-Assembly and Flange	17
POS	325 to 1500	+10 to -5	Air-Conditioning Chillers	Pilot Operated	23
ZZ	1,9 to 116	-45 to -120	Low Temperature Application	Interchangeable Orifices, Power-Assembly and Flange	25
L	2 to 216	+20 to -50	Liquid Injection Superheat Control	Interchangeable Orifices, Power-Assembly and Flange	29
935	5,2 to 60	+20 to -45	Liquid Injection Temperature Control	Interchangeable Orifices, Power-Assembly and Flange	31

* Ask your ALCO wholesaler for datasheets

Tablo 7.2'den TI serisi seçilir.

The TI series has interchangeable cages capable of changing valve capacity in the field.

Features

- Stainless steel power element eliminates corrosion and prevents valve failure
- Wrench flats on inlet and outlet
- Forged brass valve body
- Inlet strainer assembly



Options

- Interchangeable capacity cages

Specifications

- Inlet connection size: 3/8" SAE, Outlet 1/2" SAE
- Maximum working pressure: 450 psig
- Maximum bulb temperature: 165°F

Nomenclature example: TIE4 HW

TI	E	4	H	W
Valve Series	Equalizer E=External (Omit for internal)	Orifice Size Valves sold less cage (Select proper cage from interchangeability table below)	Refrigerant Code • H = R-22 M = R-134a • N = R-407C *P = R-507 *S = R-404A	Charge Code W = medium temp W(MOP) = press. limiting

* = R-507 and R-404a are interchangeable refrigerant charges
* = R-22 and R-407C are interchangeable refrigerant charges

Şekil 7.1 Seçilen alco expansion valfin özellikleri ve adlandırılması.

Tablo 7.3 Alco orifis seçim tablosu.

Nominal Capacity Charts [kW] for Expansion Valves							
Commercial refrigerants							
Orifice size	R12	R22	R124	Refrigerant R134a	R227	R401A	R502
0.3	0.3	0.5	0.29	0.34	0.2	0.4	
0.5	0.5	1.0	0.55	0.65	0.4	0.75	
0.7 (AEL 0.5)	0.7	1.3	0.75	0.9	0.5	1.0	
1.0 (AEL 1.0)	1.0	1.9	1.1	1.3	0.75	1.5	
1.5	1.7	3.1	1.8	2.1	1.3	2.4	
2.0 (AEL 2.0)	2.1	3.9	2.3	2.7	1.6	3.1	
2.5	2.9	5.6	3.3	3.8	2.3	4.4	
3.0 (AEL 3.0)	5.3	8.9	5.1	6.2	3.6	7.1	
3.5 (AEL 4.0)	6.1	11.7	6.8	8.2	4.7	9.3	
4.5	9.3	16.3	9.4	11.1	6.6	13.0	
4.75 (AEL 5)	11.9	21.5	12.4	15.0	8.7	17.1	
5 (AEL 6)	15.1	27.9	16.1	18.8	11.3	22.2	
6	20.9	40.7	23.5	26.0	16.4	32.4	
7	26.7	52.3	30.2	33.3	21.1	41.6	
8	32.6	61.6	35.6	40.8	24.9	49.0	
10	38.4	72.1	41.7	48.0	29.1	57.3	
11	49.0	92.0	52.7	61.2	37.0	73.8	
Capacities are based on following nominal conditions:							
t_o	-10 °C	-10 °C	+10 °C	-10 °C	+10 °C	-10 °C	
t_c	+25 °C	+25 °C	+50 °C	+25 °C	+50 °C	+25 °C	
Δt_{c2w}	1 K	1 K	1 K	1 K	1 K	1 K	

Tablo 7.3 'den Alco expansion valf için 6 no'lu orifis seçilir. Şekil 7.1'deki adlandırmaya göre cihaz için TIE6 MW kodlu genleşme valfi seçilmiş olur.

BÖLÜM 8

BORU ÇAPI HESABI

8.1 Boru Dış Çaplarının Belirlenmesi

8.1.1 Sıvı Hattındaki Basınç Düşümünün Hesaplanması

Tablo 8.1'deki eşdeğer boru boyları tasarlanacak cihazda kullanılması gereken elemanların adetleri belirlenerek hesaplanmıştır.

Tablo 8.1: Sıvı hattında kullanılan elemanların eşdeğer boru boyları

Elemanlar	Adet	Eşdeğer Boru Boyu
$\phi 28mm$ 90° dirsek	4	$0,8 \cdot 4 = 3,2m$
5/8'' selenoid valf	1	5,5m
$\phi 12mm$ 90° dirsek	12	$0,4 \cdot 12 = 4,8m$
18 x 18 x 26 T 90°	1	0,7m
8 x 8 x 12 T 90°	1	0,4m
10 x 10 x 16 T 90°	1	0,3m
Köşe çekvalf	1	3m

Cihazın sıvı hattında kullanılması gereken boru uzunluğu 4,995m dir.

Cihazın sıvı hattındaki toplam eşdeğer boru uzunluğu 22,895m dir.

36 kW soğutma kapasitesi ve R134a sıvı hattı için tablo 8.2 incelendiğinde 50,1 kW kapasitesine uygun 22mm boru çapı seçilir. Daha sonra bu değere denk gelen diğer değerler tablo 8.2'den alınarak gerçek sıcaklık farkı , gerçek boru basınç kaybı ve toplam basınç kaybı hesaplanmış olur.

Tablo 8.2: R 134a için boru hattı kapasiteleri (kW)

Doyma bas.	Emme Hattı									Basma hattı			Sıvı hattı	
	0°C			5°C			10°C			-10°C	0°C	10°C	hız = 0.5 m/s	0.02
ΔT (K/m)	0.04	0.02	0.01	0.04	0.02	0.01	0.04	0.02	0.01	0.02	0.02	0.02		
Δp (Pa/m)	425	212	106	487	243	121	555	278	136	538	538	538		538
Dış çap (mm)														
12	0.92	0.63	0.43	1.11	0.76	0.51	1.33	0.91	0.62	1.69	1.77	1.84	6.51	8.50
15	1.76	1.20	0.82	2.12	1.45	0.99	2.54	1.74	1.19	3.23	3.37	3.51	10.6	16.30
18	3.60	2.09	1.43	3.69	2.53	1.72	4.42	3.03	2.07	5.61	5.85	6.09	16.0	28.40
22	5.40	3.69	2.52	6.50	4.46	3.04	7.77	5.34	3.66	9.87	10.3	10.7	24.5	50.1
28	10.7	7.31	5.01	12.8	8.61	6.02	15.3	10.6	7.24	19.5	20.3	21.1	41.0	99.5
36	19.5	13.4	9.21	23.5	16.2	11.1	28.1	19.4	13.3	35.6	37.2	38.7	64.9	183.0
42	32.4	22.3	15.3	39.0	26.9	18.4	46.5	32.1	22.1	59.0	61.6	64.1	95.2	304.0
54	64.4	44.4	30.5	77.3	53.4	36.7	92.2	63.6	44.0	117.0	122.0	127.0	160.0	605.0
67	115.0	79.0	54.4	138.0	95.0	65.4	164.0	113.0	78.3	208.0	217.0	226.0	248.0	1080.0
79	177.0	122.0	84.3	213.0	147.0	101.0	253.0	176.0	122.0	321.0	335.0	349.0	346.0	1670.0
105	379.0	262.0	181.0	454.0	315.0	217.0	541.0	375.0	260.0	666.0	715.0	744.0	618.0	3580.0

NOT: Tablo 6 +40°C yoğunlaşma sıcaklığına göre verilmiştir. Farklı yoğunlaşma sıcaklıkları için kapasite değerleri aşağıdaki düzeltme faktörleri ile çarpılmalıdır:

Yoğunlaşma sıcaklığı (°C)	Emme hattı	Basma hattı
20	1.239	0.682
30	1.120	0.856
50	0.888	1.110

8.1.1.1 Gerçek Sıcaklık Farkının Hesaplanması

Gerçek sıcaklık farkı aşağıdaki formül yardımıyla hesaplanır.

$$\Delta T_{gerçek} = tablo \Delta T \cdot \left(\frac{Gerçek L_e}{30,48} \cdot \frac{Gerçek kapasite}{Tablo kapasite} \right)^{1,8}$$

Gerekli değerler tablo 8.2' den alınarak yukarıdaki formülde yerine konularak gerçek sıcaklık farkı hesaplanır.

$$\Delta T_{gerçek} = 2 \cdot \left(\frac{22,895}{30,48} \cdot \frac{36}{50,1} \right)^{1,8} = 0,66$$

8.1.1.2 Gerçek Boru Basınç Kaybının Hesaplanması

Tablo 8.2' ye göre 100 feet standart eşdeğer boy için 538 Pa/m basınç kaybı mevcuttur. Gerçek eşdeğer boru boyu için basınç kaybı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\Delta P_{gerçek} = \Delta P_{tablo} \left(\frac{\Delta T_{gerçek}}{\Delta T_{tablo}} \right)$$

Gerekli değerler tablo 8.2' den alınarak aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\Delta P_{gerçek} = 538 \cdot \left(\frac{0,66}{2} \right) = 177,54 \text{ Pa/ m}$$

8.1.1.3 Toplam Basınç Kaybının Hesaplanması

Yoğunlaşma sıcaklığı 50 °C olduğu için bulunan değer 1,11 ile çarpılır.

$$\Delta P_{toplamlam} = 177,54 \cdot 22,895 \cdot 1,11 = 4,511 \text{ kPa}$$

8.1.2 Emme Hattındaki Basınç Düşümünün Hesaplanması

Tablo 8.3: Emme hattında kullanılan elemanların eşdeğer boru boyları

Elemanlar	Adet	Eşdeğer Boru Boyu
$\phi 28\text{mm } 90^\circ \text{ dirsek}$	6	$0,8 \cdot 6 = 4,8\text{m}$
$28 \times 28 \times 42 \text{ T } 90^\circ$	1	1,1m
$\phi 42\text{mm } 90^\circ \text{ dirsek}$	8	$1,2 \cdot 8 = 9,6\text{m}$

Cihazın sıvı hattında kullanılması gereken boru uzunluğu 4,007m dir.

Cihazın sıvı hattındaki toplam eşdeğer boru uzunluğu 19,507m dir.

36 kW soğutma kapasitesi ve R134a sıvı hattı için tablo 8.2 incelendiğinde 50,1 kW kapasitesine uygun 22mm boru çapı seçilir. Daha sonra bu değere denk gelen diğer değerler alınarak aşağıdaki hesaplamalar yapılır.

8.1.2.1 Gerçek Sıcaklık Farkının Hesaplanması

Gerçek sıcaklık farkı aşağıdaki formül yardımıyla hesaplanır.

$$\Delta T_{gerçek} = \text{tablo } \Delta T \cdot \left(\frac{\text{Gerçek } L_e}{30,48} \cdot \frac{\text{Gerçek kapasite}}{\text{Tablo kapasite}} \right)^{1,8}$$

Gerekli değerler tablo 8.2' den alınarak yukarıdaki formülde yerine konularak gerçek sıcaklık farkı hesaplanır.

$$\Delta T_{gerçek} = 2 \cdot \left(\frac{19,507}{30,48} \cdot \frac{36}{50,1} \right)^{1,8} = 0,494$$

8.1.2.2 Gerçek Boru Basınç Kaybının Hesaplanması

Tablo 8.2' ye göre 100 feet standart eşdeğer boy için 243 Pa/m basınç kaybı mevcuttur. Gerçek eşdeğer boru boyu için basınç kaybı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\Delta P_{gerçek} = \Delta P_{tablo} \left(\frac{\Delta T_{gerçek}}{\Delta T_{tablo}} \right)$$

Gerekli değerler tablo 8.2' den alınarak aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\Delta P_{gerçek} = 243 \cdot \left(\frac{0,494}{2} \right) = 60,02 \text{ Pa/m}$$

8.1.2.3 Toplam Basınç Kaybının Hesaplanması

Yoğunlaşma sıcaklığı 50 °C olduğu için bulunan değer 0,888 ile çarpılır.

$$\Delta P_{toplamlam} = 60,02 \cdot 19,507 \cdot 0,888 = 1,039 \text{ kPa}$$

8.1.3 Seçilen Dış Boru Çapının Cihaza Uygunluğunun Saptanması

Cihazda kullanılan kompresörün basma basıncı 1461,7 kPa ve emme basıncı 137,9 kPa dir. Borulama sistemindeki toplam basınç kaybı, kompresörün basma ve emme basınçları arasındaki farktan daha küçük olduğu için tesisatta kullanılan borular uygundur.

8.2 Boru İç Çaplarının Belirlenmesi

Tablo 8.4'den 40 kW soğutma gücü ve 5 °C' lik buharlaşma sıcaklığı için emme hattının iç çapı 39,04 mm, basma hattı iç çapı 26,04 ve sıvı hattı için 17,04 mm iç çap seçilir.

Tablo 8.4: R 134a gazı için boru iç çapı seçim tablosu ($T_c = 45^\circ\text{C}$)R-134a İçin Boru İç Çapları ($T_c=45^\circ\text{C}$)

Soğutma kapasitesi [kW]	Buhar. Sıcak. T_e [$^\circ\text{C}$]	Emme Hattı [mm]	Basma hattı [mm]	Sıvı hattı [mm]	Soğutma kapasitesi [kW]	Buhar. Sıcak. T_e [$^\circ\text{C}$]	Emme Hattı [mm]	Basma hattı [mm]	Sıvı hattı [mm]
0.5	5	7,51	4,98	3,35	30	5	35,00	23,34	15,29
	0	8,05	5,03	3,38		0	37,53	23,56	15,40
	-10	9,35	5,14	3,43		-10	43,53	24,05	15,65
	-20	11,01	5,25	3,49		-20	51,19	24,59	15,91
1	5	9,72	6,46	4,32	40	5	39,04	26,04	17,03
	0	10,43	6,52	4,36		0	41,85	26,29	17,16
	-10	12,11	6,66	4,42		-10	48,54	26,83	17,43
	-20	14,25	6,81	4,50		-20	57,08	27,43	17,73
2	5	12,60	8,38	5,58	50	5	42,49	28,34	18,52
	0	13,52	8,46	5,62		0	45,55	28,62	18,61
	-10	15,69	8,64	5,71		-10	52,82	29,21	18,95
	-20	18,47	8,83	5,81		-20	62,11	29,86	19,28
4	5	16,35	10,88	7,21	60	5	45,54	30,38	19,83
	0	17,54	10,99	7,27		0	48,81	30,67	19,98
	-10	20,35	11,21	7,38		-10	56,61	31,30	20,30
	-20	23,95	11,46	7,51		-20	66,56	32,01	20,64
6	5	19,05	12,68	8,39	70	5	48,28	32,22	21,01
	0	20,43	12,80	8,45		0	51,76	32,53	21,17
	-10	23,71	13,07	8,58		-10	60,02	33,20	21,51
	-20	27,89	13,36	8,73		-20	70,56	33,94	21,87
8	5	21,23	14,14	9,33	80	5	50,80	33,90	22,09
	0	22,77	14,28	9,40		0	54,45	34,23	22,26
	-10	26,42	14,57	9,55		-10	63,14	34,93	22,61
	-20	31,08	14,90	9,71		-20	74,23	35,72	23,00
10	5	23,10	15,39	10,14	90	5	53,13	35,46	23,09
	0	24,77	15,53	10,22		0	56,94	35,80	23,27
	-10	28,74	15,85	10,38		-10	66,03	36,54	23,64
	-20	33,81	16,21	10,55		-20	77,63	37,36	24,04
15	5	26,92	17,94	11,80	100	5	55,30	36,91	24,03
	0	28,87	18,11	11,89		0	59,27	37,27	24,21
	-10	33,49	18,49	12,07		-10	68,73	38,03	24,60
	-20	39,39	18,90	12,28		-20	80,79	38,89	25,02
20	5	30,02	20,01	13,14	120	5	59,27	39,57	25,73
	0	32,18	20,20	13,23		0	63,53	39,95	25,93
	-10	37,33	20,62	13,44		-10	73,66	40,77	26,34
	-20	43,91	21,08	13,67		-20	86,59	41,69	26,80
25	5	32,67	21,78	14,28	150	5	64,53	43,09	27,99
	0	35,02	21,99	14,39		0	69,17	43,50	28,20
	-10	40,62	22,44	14,62		-10	80,19	44,40	28,66
	-20	47,78	22,94	14,86		-20	94,26	45,40	29,15

Not: Tablo 14 $+45^\circ\text{C}$ yoğunlaşma sıcaklığına göre verilmiştir. Farklı yoğunlaşma sıcaklıkları için kapasite değerleri aşağıdaki düzeltme faktörleri ile çarpılmalıdır:

Yoğunlaşma sıcaklığı ($^\circ\text{C}$)	Emme hattı	Basma hattı
30	1.180	0.762
50	0.944	1.055

BÖLÜM 9

KONDENSER FANI SEÇİMİ

Kondenser fanının gücü kondenser peteği üzerinden akan hava ile gerekli petek kapasitesini sağlayacak şekilde aşağıdaki gibi hesaplanarak bulunacaktır.

$$\dot{Q}_{kond} = \rho \cdot \dot{V} \cdot c_p \cdot \Delta T = 47,14 \text{ kW (Bölüm 3'de hesaplanmıştır)}$$

Ek'1 deki termodinamik tablodan hava için petek giriş çıkış sıcaklıklarına göre özellikleri aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$$T_{giriş} = 40^\circ\text{C} \text{ için ;}$$

$$T_{çıkış} = 52^\circ\text{C} \text{ için ;}$$

$$\rho = 1,139 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho = 1,085 \text{ kg/m}^3$$

$$c_p = 1,007 \text{ kJ/kg K}$$

$$c_p = 1,008 \text{ kJ/kg K}$$

$$\dot{Q}_{kond} = 47,14 \text{ kW} = \frac{1,139 + 1,085}{2} \cdot \dot{V} \cdot \frac{1,007 + 1,008}{2} \cdot (52 - 40)$$

$$\dot{V} = 3,59 \text{ m}^3/\text{s} = 12946 \text{ m}^3/\text{h}$$

Tablo 9.1 Nicotra eksenel fan seçim tablosu.

NICOTRA Gebhardt AFQ 4-4 poli trifase 2 velocità 400V 50 Hz AFQ 4-4 poles 3 phase 2 speed 400 V 50 Hz								
Ventilatore Fan type	Codice Code	Motore Motor type (*)		Portata (m3/h) Flow rate (m3/h) 1/2 (**)	Pot. ass.(W) W abs. 1/2 (**)	db (A) Lps at 3 m 1/2 (**)	Corrente Amp 1/2 (**)	T min/max °C
AFQ 315-35°/4-4T-A	6.801.00	110/35	alta/high	1200 / 2000	125 / 111	49.0 / 48.8	0.35 / 0.35	-30/ +70
			bassa/low	1100 / 1850	80 / 67	44.4 / 45.2	0.14 / 0.13	
AFQ 355-30°/4-4T-A	6.801.01	110/35	alta/high	1700 / 2700	156 / 130	49.5 / 49.5	0.38 / 0.36	-30/ +70
			bassa/low	1400 / 2400	100 / 81	43.4 / 45.1	0.17 / 0.14	
AFQ 400-30°/4-4T-B	6.801.02	110/50	alta/high	2500 / 3900	260 / 208	52.3 / 52.3	0.54 / 0.50	-30/ +70
			bassa/low	2100 / 3400	172 / 143	45.6 / 48.7	0.28 / 0.24	
AFQ 450-30°/4-4T-B	6.801.03	135/50	alta/high	3600 / 6000	460 / 330	56.5 / 57.7	0.88 / 0.74	-30/ +70
			bassa/low	2900 / 5000	290 / 240	51.2 / 53.6	0.48 / 0.39	
AFQ 500-30°/4-4T-B	6.801.04	135/70	alta/high	4700 / 8100	720 / 560	61.5 / 61.3	1.36 / 1.16	-30/ +60
			bassa/low	3650 / 6400	440 / 390	55.3 / 57.1	0.75 / 0.63	
AFQ 560-30°/4-4T-B	6.801.05	135/90	alta/high	6700 / 10900	1030 / 780	62.3 / 63.3	1.83 / 1.47	-30/ +70
			bassa/low	4100 / 8800	620 / 557	56.7 / 57.3	1.05 / 0.87	
AFQ 630-25°/4-4T-B	6.801.06	135/90	alta/high	8500 / 13900	1230 / 900	67.3 / 62.0	2.13 / 1.73	-30/ +40
			bassa/low	6100 / 11600	850 / 690	60.2 / 58.1	1.35 / 1.10	

Tablo 9.1'den AFQ 560 30° / 4T-B kondenser fanı seçilir.

BÖLÜM 10

EVAPORATÖR FANI SEÇİMİ

Evaporatör fanının gücü evaporatör peteği üzerinden akan hava ile gerekli petek kapasitesini sağlayacak şekilde aşağıdaki gibi hesaplanarak bulunacaktır.

$$\dot{Q}_{evap} = \rho \cdot \dot{V} \cdot c_p \cdot \Delta T = 36 \text{ kW (Bölüm 2'de hesaplanmıştı)}$$

Ek'1 deki termodinamik tablodan hava için petek giriş çıkış sıcaklıklarına göre özellikleri aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$$T_{giriş} = 40^\circ\text{C} \text{ için ;}$$

$$T_{çıkış} = 10^\circ\text{C} \text{ için ;}$$

$$\rho = 1,139 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho = 1,217 \text{ kg/m}^3$$

$$c_p = 1,007 \text{ kJ/kg K}$$

$$c_p = 1,006 \text{ kJ/kg K}$$

$$\dot{Q}_{evap} = 36 \text{ kW} = \frac{1,139 + 1,217}{2} \cdot \dot{V} \cdot \frac{1,007 + 1,006}{2} \cdot (40 - 15)$$

$$\dot{V} = 1,2 \text{ m}^3/\text{s} = 4320 \text{ m}^3/\text{h}$$

Tablo 10.1'den 6000m³/h ve ortam sıcaklığı 40°C için DD serisi 10/10 M9F1 3F 4P 1B evap. fanı seçilir.

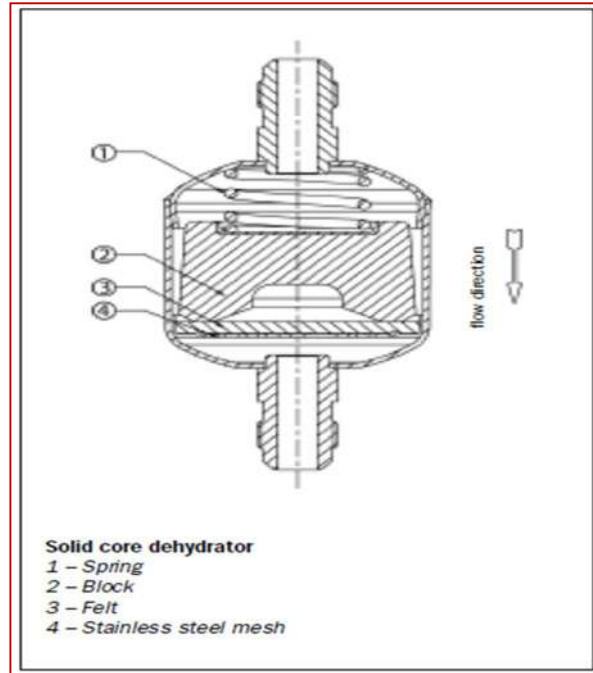
BÖLÜM 11

DRIER SEÇİMİ

Filtre ve bağlantı yerleri çelikten imal edilmiş olup, bağlantı yerlerinde nikel kaplı vidalı bağlantılar bulunmaktadır. Belirli müşterilerin isteği üzerine, Castel 42-43 filtre serilerinin teminiyle birlikte:

- EN 12735-1 – Cu-DHP bakır boru lehim bağlantıları
- SAE J 1453 standardına göre ORFS (O-Ring Face Seal) cıvata bağlantılarını içerir.

Üretim prosesleri hem çekirdeğe hem de dış kabına önemli ölçüde kompaktlık ve dayanıklılık kazandırarak şoklara ve aşınmalara karşı büyük ölçüde direnç sağlamaktadır. Bloğun şekli, gelen sıvıya mümkün olan en büyük yüzey alanını sağlayacak şekilde tasarlanmıştır. İçerideki boşluk, üniform duvar kalınlığını sağlayacak şekilde konumlandırılmıştır. Sonuç olarak, sıvı, bütün noktalarda sabit bir güçle karşılandığından, doğrusal blok üzerinden akar ve verimli dehidrasyon, asgari kayıp sağlar. Kimyasal olarak inert, nem ile sıvılaşan, soğutma sıvılarıyla reaksiyona girmeyen, çevrimde sürüklenen petrol yan ürünlerini engelleme yeteneğine sahip değildir. Saf olmayan maddeler, metal kabuk ile blok arasında yer alan halkada birikir, bu da filtre tıkanmasını önler.



Şekil 11.1. Drier kesit görünüşü

Eğer ürünün dehidrasyon kapasitesi su damlacıklarıyla ifade edilmek istenirse:

1g H₂O = 20 su damlası

Bu durumda moleküler elek tutucu seçildiğinde; elde edilen sonuç:

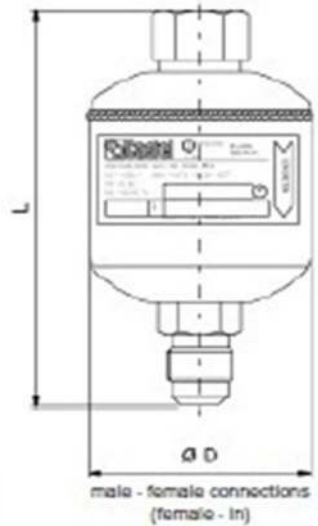
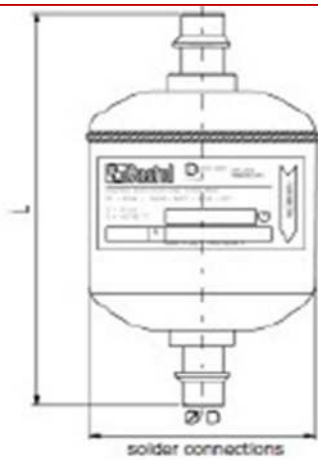
34 x 20 = 680 su damlası.

Eğer nem, DIN 8949:2000deki değerleri aşarsa; yüksek soğurma kapasitesine sahip bir kurutucu seçilmelidir.

Oringli yüksek basınç hattı boru çapı 5/8" olduğu için; drier mod.4316/5S Tablo 11.2'deki değerlere göre seçilir.

Tablo 11.2 Castel drier genel ölçü ve ağırlık tablosu.

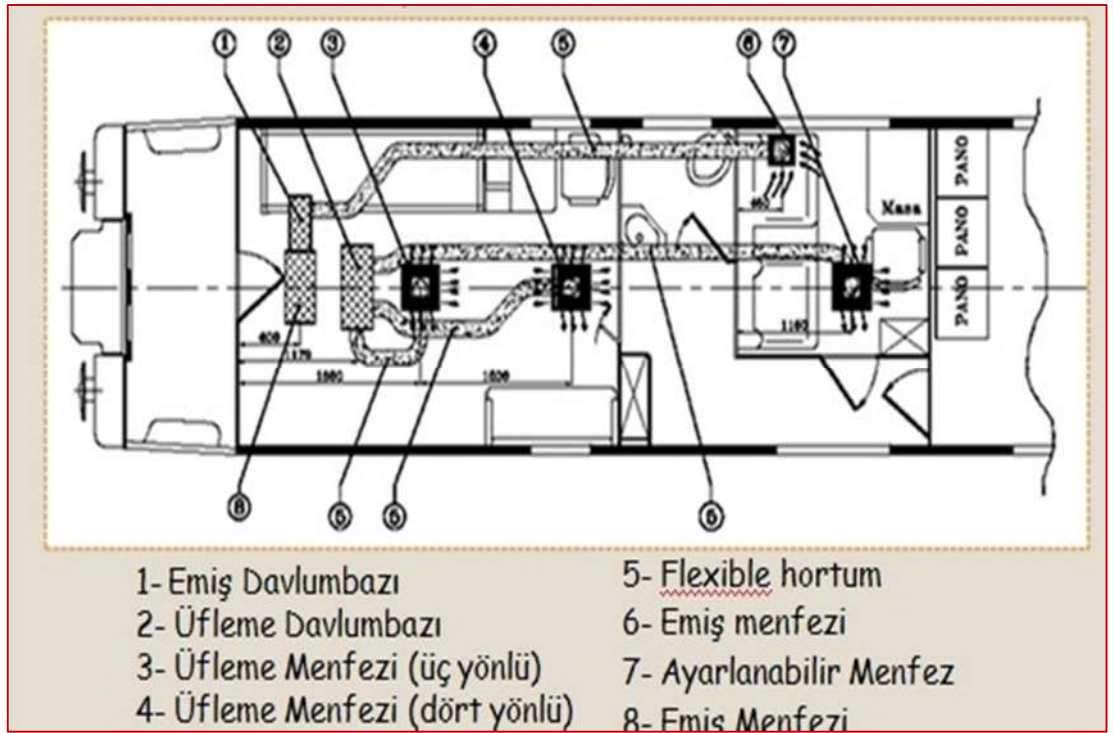
Castel numbresi	Connections	SAT Flare	ODS		Dimensions [mm]		Weight [g]
			ø [in.]	ø [mm]	ø D	L	
4303/2	4203/2	1/4"	-	-	52	103	240
4303/2F	-	1/4"	-	-		92	230
4303/2S	4203/2S	-	1/4"	-		94	220
4303/3	4203/3	3/8"	-	-		111	235
4305/2	4205/2	1/4"	-	-		119	275
4305/2F	-	1/4"	-	-		109	
4305/2S	4205/2S	-	1/4"	-		110	260
4305/3	4205/3	3/8"	-	-		127	295
4305/3S	4205/3S	-	3/8"	-		112	260
4305/M10S	-	-	-	10			
4308/2	4208/2	1/4"	-	-		146	380
4308/2F	-	1/4"	-	-		135	
4308/2S	4208/2S	-	1/4"	-		137	345
4308/3	4208/3	3/8"	-	-		154	395
4308/3F	-	3/8"	-	-		142	380
4308/3S	4208/3S	-	3/8"	-		139	345
4308/M10S	-	-	-	10			
4308/M12S	-	-	-	12		146	380
4308/4	4208/4	1/2"	-	-		162	430
4308/4S	4208/4S	-	1/2"	-		146	380
4316/2	4216/2	1/4"	-	-	73	158	635
4316/3	4216/3	3/8"	-	-		166	690
4316/3F	-	3/8"	-	-		154	680
4316/3S	4216/3S	-	3/8"	-		151	620
4316/M10S	-	-	-	10			
4316/M12S	-	-	-	12		158	640
4316/4	4216/4	1/2"	-	-		174	680
4316/4S	4216/4S	-	1/2"	-		158	640
4316/5	4216/5	5/8"	-	-		183	740
4316/5S	4216/5S	-	5/8"	16		166	640
4330/2	4230/2	1/4"	-	-		242	1300
4330/3S	4230/3S	-	3/8"	-		230	1240
4330/4	4230/4	1/2"	-	-		253	1360
4330/4S	4230/4S	-	1/2"	-		237	1280



BÖLÜM 12

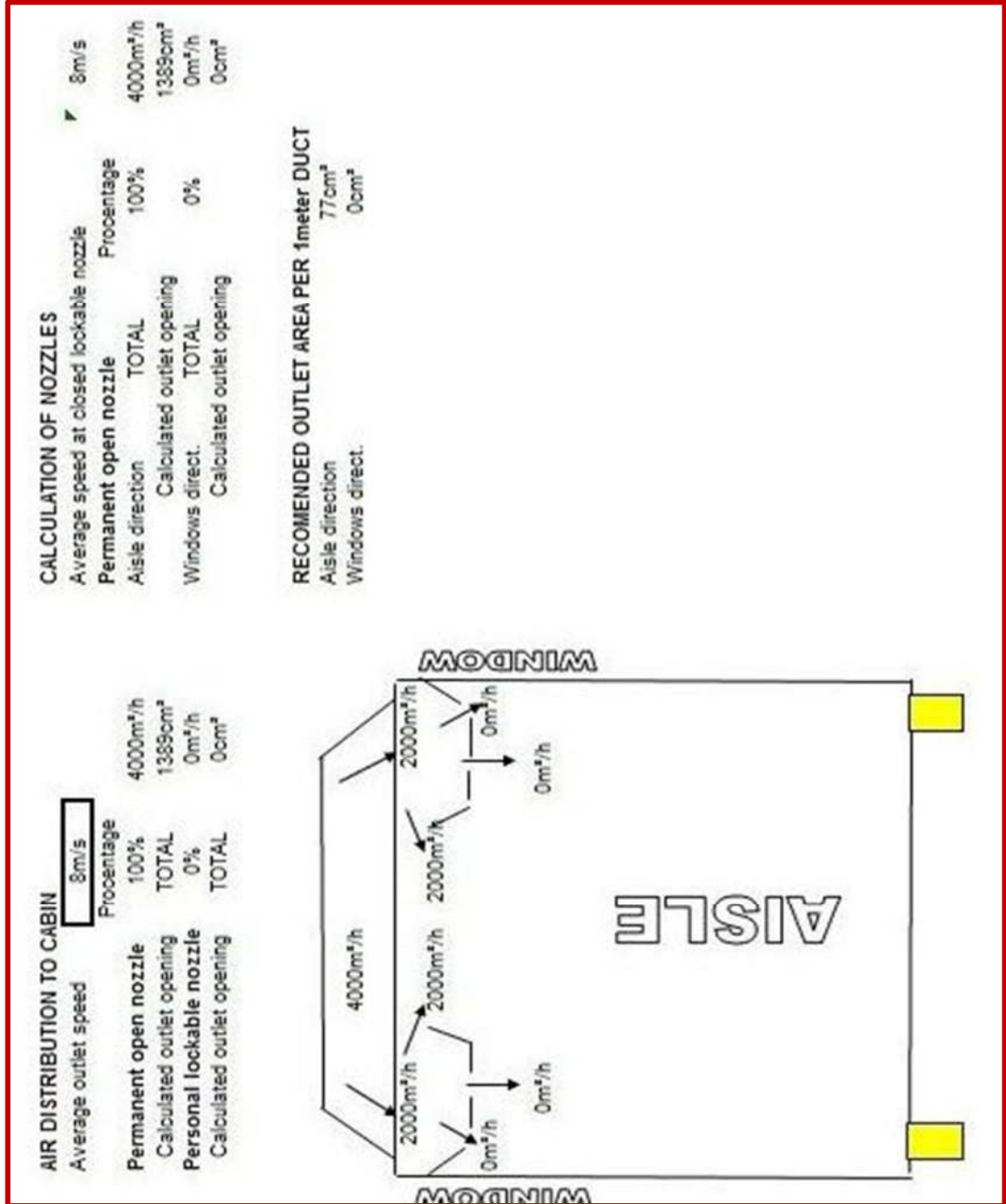
HAVA KANALI HESABI

Hafif raylı sistemleri klima ünitelerinde üfleme menfezleri ve emiş menfezleri davlumbazlarla kendinden yalıtkanlı flexible (esnek-folyo) hava kanalları kullanarak bağlantı yapılmaktadır. Hafif raylı sistemlerde menfezlerin sürekli açık olması için yolcular tarafından kontrol edilemeyen sabit nozullar kullanılmaktadır. Bu sistemlerde ayarlanabilir menfez yoktur.

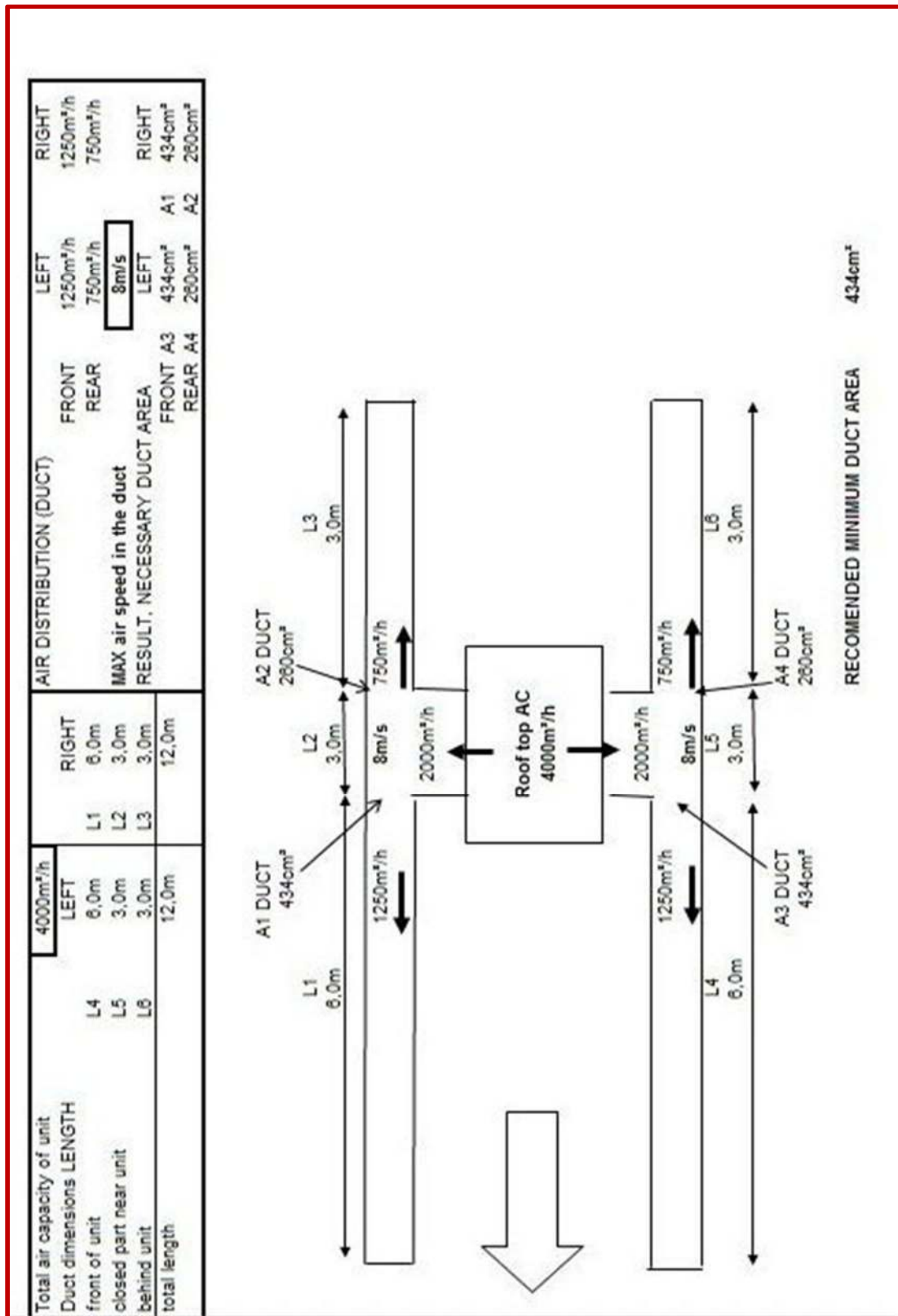


Şekil 12.1 Raylı sistem klimasında havanın vagon içerisine dağıtılmasında kullanılan componentler in yerleşiminin şematik gösterimi.

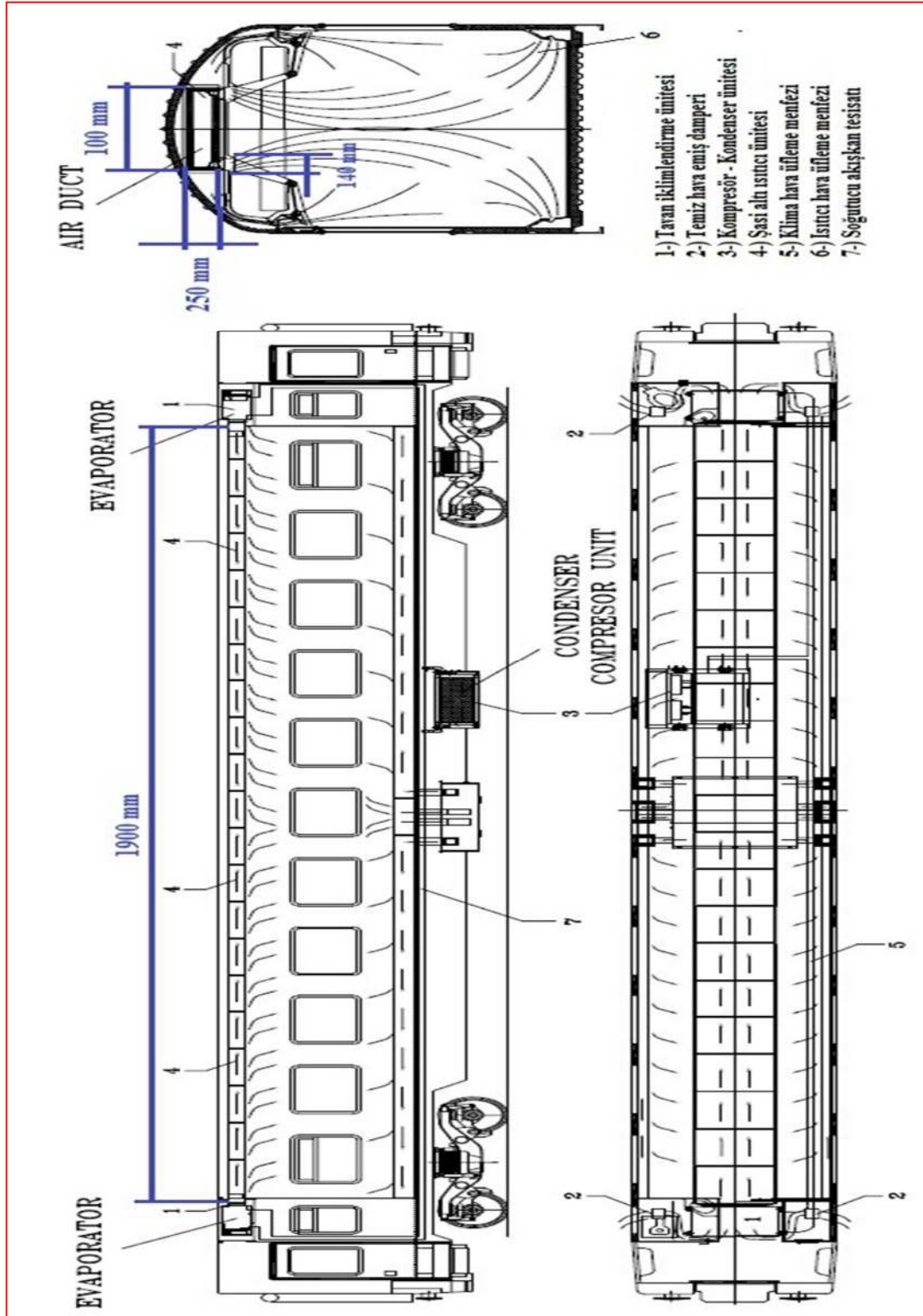
Tren tasarımlarında genellikle kanal içerisindeki hız 8 m/s olarak seçilmektedir. Hava kanalı hesabı, kanalların uzunluğuna göre ve kanal içerisinde akan hava hızının menfezlere eşit olarak dağılmasına göre yapılmıştır. Hesaplar excel formatında hazırlanan uygun hesaplama programı ile Şekil 12.2 ve Şekil 12.3'deki gibi yapılmıştır.



Şekil 12.2 Hava kanalı menfezlerine hava dağılımının ve miktarlarının gösterimi.



Şekil 12.3 Hava kanalı içerisinde havanın dağılımı ve hava kanalı kesit alanlarının gösterilmesi.



Şekil 12.4 Raylı sistem klimasında havanın vagon içerisindeki dağılımı ve hava kanalı kesit alanları hakkında genel görünüş.

BÖLÜM 13

SONUÇLAR

Tasarımı yapılacak olan hafif raylı sistem iklimlendirme ünitesinin tasarım hesapları, ısı kazancı hesabıyla kapasitesinin belirlenmesi ile başlanmıştır. Daha sonra EN 14750-1 standardında belirtilen hafif raylı sistem araçlarındaki konfor parametrelerini tümüyle karşılayabilmesi için cihazın evaporatör ve kondenser petekleri, kompresör, genleşme vanası, borulama sistemi, kondenser ve evaporatör fanları, drier komponentleri seçilmiştir. Son olarak hafif raylı sistemin hava kanal hesabı yapılmış olup cihazın mekanik tasarımı oluşturulmuştur. Tasarımı yapılan cihazın çalışma prensibinin doğruluğunun kontrolü için Ek- 6 ‘daki P-h diyagramı ve Ek- 7 ‘deki T-s diyagramları oluşturulmuştur.

Bu proje ile birlikte ilk yerli üretim olması planlanan hafif raylı sistem iklimlendirme ünitesi tasarlanmıştır. Proje çıktısının en önemli katma değeri; bu alanda ithal edilen cihazlara bağımlılığı ortadan kaldırması aynı zamanda ihracatı arttırarak ülkemize ekonomik fayda sağlaması olacaktır.

KAYNAKÇA

Alco product selection catalog 2009 , components for heat pumps,refrigeration and air conditioning, (b.t). 05 Ağustos 2011, from http://www.emersonclimate.com/en-us/brands/emerson/pages/emerson_valves_controls_system_protectors.aspx.

Bulgurcu, H. ve İsa, K. (2011). Alternatif Soğutucu Akışkan Kullanan Paket Soğutma Sistemleri İçin Boru Çaplarının Belirlenmesi. *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*. İzmir, 16 Nisan 2011, 1041-1065.

Castel catalog 2006, (b.t). 25 Temmuz 2011, from <http://www.castel.it>.

Dorin selection software , (b.t). 03 Mayıs 2011, from http://www.dorin.com/documents/Download/20/Setup_DorinCalc_2010.rar?dlm_slot=185&_1.

EN 14750-1. (2006), Railway Applications Air-Conditioning For Urban And Suburban. *Rolling Stock-Part 1; Comfort Parameters*. June 2006.

EN 14750-2. (2006), Railway Applications Air-Conditioning For Urban And Suburban. *Rolling Stock-Part 2; Type Tests*. December 2006.

Incropera, F.P., Dewit, D.P., Bergman, T.L., Lavine, A.S. (2006). *Fundamentals of heat and mass transfer* (6th ed.). New York: John Wiley & Sons.

Kakaç, S., Liu H.,(1998). *Heat exchangers selection,rating and thermal design* (6th ed.). Florida: CRC Press LLC.

Kayansayan, N. (1992). Thermal characteristics of the finned surface of plate-fin-and-tube heat exchanger, *Heat Transfer Characterization Of Plate Fin-Tube Heat Exchangers*. 13 October 1992, 49-58.

Moran, M.S., Shapiro H.N.,(2008). *Fundamentals of engineering thermodynamics* (5th ed.). New York: John Wiley & Sons.

Nicotra axial fans k-3 catalog 08/2009, (b.t). 05 Ağustos 2011, from http://www.nicotra-gebhardt.com/upload/download-center/catalogue/TD_AF-K3_IT-EN-FR-DE.pdf.

Nicotra centrifugal fans k-3 catalog 2009, (b.t). 05 Ağustos 2011, from http://www.nicotra-gebhardt.com/upload/download-center/catalogue/TD_CFD_DD_EN.pdf.

Uslu, M.T. (2007). Temel soğutma kavramları. *Safkar Temel Soğutma Eğitim Notları*, Safkar Ar-ge veritabanı.

Uslu, M.T. (2007). Raylı sistem temel soğutma kavramları. *Tren Klimaları Eğitimi Notları*, Safkar Ar-ge veritabanı.

EKLER

Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure ^a							
<i>T</i> (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	<i>Pr</i>
Air							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	238	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.726	955	841	486	1570	0.536

Ek-1 Havanın termofiziksel özellikleri tablosu.

Tables in SI Units 833

Table A-10 Properties of Saturated Refrigerant 134a (Liquid-Vapor): Temperature Table

Pressure Conversions:
1 bar = 0.1 MPa
= 10⁵ Pa

Temp. °C	Press. bar	Specific Volume m ³ /kg		Internal Energy kJ/kg		Enthalpy kJ/kg			Entropy kJ/kg · K		Temp. °C
		Sat. Liquid $v_f \times 10^3$	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Sat. Vapor u_g	Sat. Liquid h_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid s_f	Sat. Vapor s_g	
-40	0.5164	0.7055	0.3569	-0.04	204.45	0.00	222.88	222.88	0.0000	0.9560	-40
-36	0.6332	0.7113	0.2947	4.68	206.73	4.73	220.67	225.40	0.0201	0.9506	-36
-32	0.7704	0.7172	0.2451	9.47	209.01	9.52	218.37	227.90	0.0401	0.9456	-32
-28	0.9305	0.7233	0.2052	14.31	211.29	14.37	216.01	230.38	0.0600	0.9411	-28
-26	1.0199	0.7265	0.1882	16.75	212.43	16.82	214.80	231.62	0.0699	0.9390	-26
-24	1.1160	0.7296	0.1728	19.21	213.57	19.29	213.57	232.85	0.0798	0.9370	-24
-22	1.2192	0.7328	0.1590	21.68	214.70	21.77	212.32	234.08	0.0897	0.9351	-22
-20	1.3299	0.7361	0.1464	24.17	215.84	24.26	211.05	235.31	0.0996	0.9332	-20
-18	1.4483	0.7395	0.1350	26.67	216.97	26.77	209.76	236.53	0.1094	0.9315	-18
-16	1.5748	0.7428	0.1247	29.18	218.10	29.30	208.45	237.74	0.1192	0.9298	-16
-12	1.8540	0.7498	0.1068	34.25	220.36	34.39	205.77	240.15	0.1388	0.9267	-12
-8	2.1704	0.7569	0.0919	39.38	222.60	39.54	203.00	242.54	0.1583	0.9239	-8
-4	2.5274	0.7644	0.0794	44.56	224.84	44.75	200.15	244.90	0.1777	0.9213	-4
0	2.9282	0.7721	0.0689	49.79	227.06	50.02	197.21	247.23	0.1970	0.9190	0
4	3.3765	0.7801	0.0600	55.08	229.27	55.35	194.19	249.53	0.2162	0.9169	4
8	3.8756	0.7884	0.0525	60.43	231.46	60.73	191.07	251.80	0.2354	0.9150	8
12	4.4294	0.7971	0.0460	65.83	233.63	66.18	187.85	254.03	0.2545	0.9132	12
16	5.0416	0.8062	0.0405	71.29	235.78	71.69	184.52	256.22	0.2735	0.9116	16
20	5.7160	0.8157	0.0358	76.80	237.91	77.26	181.09	258.36	0.2924	0.9102	20
24	6.4566	0.8257	0.0317	82.37	240.01	82.90	177.55	260.45	0.3113	0.9089	24
26	6.8530	0.8309	0.0298	85.18	241.05	85.75	175.73	261.48	0.3208	0.9082	26
28	7.2675	0.8362	0.0281	88.00	242.08	88.61	173.89	262.50	0.3302	0.9076	28
30	7.7006	0.8417	0.0265	90.84	243.10	91.49	172.00	263.50	0.3396	0.9070	30
32	8.1528	0.8473	0.0250	93.70	244.12	94.39	170.09	264.48	0.3490	0.9064	32
34	8.6247	0.8530	0.0236	96.58	245.12	97.31	168.14	265.45	0.3584	0.9058	34
36	9.1168	0.8590	0.0223	99.47	246.11	100.25	166.15	266.40	0.3678	0.9053	36
38	9.6298	0.8651	0.0210	102.38	247.09	103.21	164.12	267.33	0.3772	0.9047	38
40	10.164	0.8714	0.0199	105.30	248.06	106.19	162.05	268.24	0.3866	0.9041	40
42	10.720	0.8780	0.0188	108.25	249.02	109.19	159.94	269.14	0.3960	0.9035	42
44	11.299	0.8847	0.0177	111.22	249.96	112.22	157.79	270.01	0.4054	0.9030	44
48	12.526	0.8989	0.0159	117.22	251.79	118.35	153.33	271.68	0.4243	0.9017	48
52	13.851	0.9142	0.0142	123.31	253.55	124.58	148.66	273.24	0.4432	0.9004	52
56	15.278	0.9308	0.0127	129.51	255.23	130.93	143.75	274.68	0.4622	0.8990	56
60	16.813	0.9488	0.0114	135.82	256.81	137.42	138.57	275.99	0.4814	0.8973	60
70	21.162	1.0027	0.0086	152.22	260.15	154.34	124.08	278.43	0.5302	0.8918	70
80	26.324	1.0766	0.0064	169.88	262.14	172.71	106.41	279.12	0.5814	0.8827	80
90	32.435	1.1949	0.0046	189.82	261.34	193.69	82.63	276.32	0.6380	0.8655	90
100	39.742	1.5443	0.0027	218.60	248.49	224.74	34.40	259.13	0.7196	0.8117	100

Source: Tables A-10 through A-12 are calculated based on equations from D. P. Wilson and R. S. Basu, "Thermodynamic Properties of a New Stratospherically Safe Working Fluid—Refrigerant 134a," ASHRAE Trans., Vol. 94, Pt. 2, 1988, pp. 2095-2118.

Ek-2 R-134a soğutucu akışkanın doymuş sıcaklık tablosu.

Nomenclature

A	Surface area, m^2
B	The exchanger height, m
E	Percentage of error (Equation (14)), dimensionless
F	Correction to logarithmic temperature difference, dimensionless
G_m	The mass flux, $kg\ m^{-2}\ s^{-1}$
H	Air-side enthalpy, W
L	The flow length, m
M	Mass flow rate, $kg\ s^{-1}$
N	Number of tube rows
Nu	Nusselt number, $h_o d_o / k_b$, dimensionless
Pr	Prandtl number, $\mu_b c_p / k_b$, dimensionless
Q	Heat transfer rate, W
Re	Reynolds number, $G_m d_o / \mu_b$, dimensionless
T	Temperature, $^{\circ}C$
ΔT_m	Logarithmic mean temperature difference, $^{\circ}C$
U	Overall heat transfer coefficient, $W\ m^{-2}\ ^{\circ}C^{-1}$
V	Velocity, $m\ s^{-1}$
a	Segmental area of the wind tunnel cross section, m^2
c_p	Specific heat, $kJ\ kg^{-1}\ ^{\circ}C^{-1}$
d	Diameter, m
h	Heat transfer coefficient, $W\ m^{-2}\ ^{\circ}C^{-1}$
j	Colburn j -factor, $(h_o / G_m c_p) Pr^{2/3}$, dimensionless
k	Thermal conductivity, $W\ m^{-1}\ ^{\circ}C^{-1}$
m	Reynolds number exponent (Equation (4))

n	Number of tubes per row
s_F	Fin density, fins m^{-1}
s	Fin spacing, m
s_1	Transverse tube pitch, m
s_2	Longitudinal tube pitch, m
t	Fin thickness, m
t_c	Collar thickness, m

Greek letters

Δ	Difference
ϵ	The exchanger finning factor (Equation (6)), dimensionless
η	Efficiency
μ	Dynamic viscosity, $kg\ m^{-1}\ s^{-1}$
ρ	Density, $kg\ m^{-3}$
σ	Minimum to frontal area ratio, dimensionless

Subscripts

b	Bulk
e	Exit
f	Fin
fr	Frontal
h	Hydraulic
i	Inside
in	Inlet
j, k	Measurement points
min	Minimum
o	Outside
to	Tube outside

Appendix

Heat exchanger geometry

In order to relate the finning factor to the geometry of the heat exchanger, it is necessary to consider the following definitions for the plate-fin, cross flow, staggered-tube exchanger. Referring to Figure 2, denoting the tube outside diameter by d_o and the collar thickness by t_c , then the characteristic dimension becomes:

$$d_o = d_o + 2t_c \quad (A1)$$

The relation between the number of tubes per row, n , the transverse pitch, s_1 , and the exchanger height, B , is:

$$B = n s_1 \quad (A2)$$

Similarly, the number of the tube rows, N , the longitudinal tube pitch, s_2 , and the flow length, L , are related as:

$$L = N s_2 \quad (A3)$$

Then the minimum flow area per unit length and the exchanger frontal area per unit length are:

$$A_{min} = n(s_1 - d_o)(1 - t_{sF}) \quad (A4)$$

$$A_h = n s_1 \quad (A5)$$

The parameter, s_F , is termed the fin density and has units of fins per unit length. The ratio of Equations (A4) and (A5) becomes:

$$\sigma = \left(1 - \frac{d_o}{s_1}\right)(1 - t_{sF}) \quad (A6)$$

The finned area per unit length and the tube outside area with collar per unit length are given by

$$A_t = N n \frac{\pi d_o^2}{2} \left[\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1}{d_o} \cdot \frac{s_2}{d_o} - 1 \right] s_F \quad (A7)$$

$$A_o = N n \pi d_o (1 - t_{sF}) \quad (A8)$$

Then, the total outside surface area per unit length is:

$$A_o = N n \pi d_o \left[(1 - t_{sF}) + \frac{d_o}{2} \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1}{d_o} \cdot \frac{s_2}{d_o} - 1 \right) s_F \right] \quad (A9)$$

Together with Equations (A9), (A8), and (A6), the definition of the finning factor, ϵ , yields:

$$\epsilon = 1 + \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1}{d_o} \cdot \frac{s_2}{d_o} - 1 \right) \left(1 - \frac{d_o}{s_1} \right) \frac{d_o s_F}{2\sigma} \quad (A10)$$

Furthermore, the total inside area of the coil tubes per unit length is as follows:

$$A_i = N n \pi d_i \quad (A11)$$

Having thus described the characteristic geometry of the heat exchanger, it is apparent that the hydraulic diameter is defined as:

$$d_h = \frac{4\sigma A_h L}{A_o} \quad (A12)$$

In terms of the geometrical properties of the exchanger, the following relation for the hydraulic diameter may be derived:

$$d_h = \frac{3\sigma}{\pi} \cdot \frac{(s_1/d_o)(s_2/d_o)}{\frac{2}{d_o}(1 - t_{sF}) + \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1}{d_o} \cdot \frac{s_2}{d_o} - 1 \right) s_F} \quad (A13)$$

Ek-3 Hesaplamalarda kullanılan semboller.

TABLO A-17

Havanın mükemmel-gaz özellikleri

T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s^0 kJ/(kg.K)	T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s^0 kJ/(kg.K)
200	199.97	0.3363	142.56	1707.0	1.29559	580	586.04	14.38	419.55	115.7	2.37348
210	209.97	0.3987	149.69	1512.0	1.34444	590	596.52	15.31	427.15	110.6	2.39140
220	219.97	0.4690	156.82	1346.0	1.39105	600	607.02	16.28	434.78	105.8	2.40902
230	230.02	0.5477	164.00	1205.0	1.43557	610	617.53	17.30	442.42	101.2	2.42644
240	240.02	0.6355	171.13	1084.0	1.47824	620	628.07	18.36	450.09	96.92	2.44356
250	250.05	0.7329	178.28	979.0	1.51917	630	638.63	19.44	457.78	92.84	2.46048
260	260.09	0.8405	185.45	887.8	1.55848	640	649.22	20.64	465.50	88.99	2.47716
270	270.11	0.9590	192.60	808.0	1.59634	650	659.84	21.86	473.25	85.34	2.49364
280	280.13	1.0889	199.75	738.0	1.63279	660	670.47	23.13	481.01	81.89	2.50985
285	285.14	1.1584	203.33	706.1	1.65055	670	681.14	24.46	488.81	78.61	2.52589
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.66802	680	691.82	25.85	496.62	75.50	2.54175
295	295.17	1.3068	210.49	647.9	1.68515	690	702.52	27.29	504.45	72.56	2.55731
298	298.18	1.3543	212.64	631.9	1.69528	700	713.27	28.80	512.33	69.76	2.57277
300	300.19	1.3880	214.07	621.2	1.70203	710	724.04	30.38	520.23	67.07	2.58810
305	305.22	1.4686	217.67	596.0	1.71865	720	734.82	32.02	528.14	64.53	2.60319
310	310.24	1.5546	221.25	572.3	1.73498	730	745.62	33.72	536.07	62.13	2.61803
315	315.27	1.6442	224.85	549.8	1.75106	740	756.44	35.50	544.02	59.82	2.63280
320	320.29	1.7375	228.42	528.6	1.76690	750	767.29	37.35	551.99	57.63	2.64737
325	325.31	1.8345	232.02	508.4	1.78249	760	778.18	39.27	560.01	55.54	2.66176
330	330.34	1.9352	235.61	489.4	1.79783	780	800.03	43.35	576.12	51.64	2.69013
340	340.42	2.149	242.82	454.1	1.82790	800	821.95	47.75	592.30	48.08	2.71787
350	350.49	2.379	250.02	422.2	1.85708	820	843.98	52.59	608.59	44.84	2.74504
360	360.58	2.626	257.24	393.4	1.88543	840	866.08	57.60	624.95	41.85	2.77170
370	370.67	2.892	264.46	367.2	1.91313	860	888.27	63.09	641.40	39.12	2.79783
380	380.77	3.176	271.69	343.4	1.94001	880	910.56	68.98	657.95	36.61	2.82344
390	390.88	3.481	278.93	321.5	1.96633	900	932.93	75.29	674.58	34.31	2.84898
400	400.98	3.806	286.16	301.6	1.99194	920	955.38	82.05	691.28	32.18	2.87324
410	411.12	4.153	293.43	283.3	2.01699	940	977.92	89.28	708.08	30.22	2.89748
420	421.26	4.522	300.69	266.6	2.04142	960	1000.55	97.00	725.02	28.40	2.92128
430	431.43	4.915	307.99	251.1	2.06533	980	1023.25	105.2	741.98	26.73	2.94468
440	441.61	5.332	315.30	236.8	2.08870	1000	1046.04	114.0	758.94	25.17	2.96770
450	451.80	5.775	322.62	223.6	2.11161	1020	1068.89	123.4	776.10	23.72	2.99034
460	462.02	6.245	329.97	211.4	2.13407	1040	1091.85	133.3	793.36	22.29	3.01260
470	472.24	6.742	337.32	200.1	2.15604	1060	1114.86	143.9	810.62	21.14	3.03449
480	482.49	7.268	344.70	189.5	2.17760	1080	1137.89	155.2	827.88	19.98	3.05608
490	492.74	7.824	352.08	179.7	2.19876	1100	1161.07	167.1	845.33	18.896	3.07732
500	503.02	8.411	359.49	170.6	2.21952	1120	1184.28	179.7	862.79	17.886	3.09825
510	513.32	9.031	366.92	162.1	2.23993	1140	1207.57	193.1	880.35	16.946	3.11883
520	523.63	9.684	374.36	154.1	2.25997	1160	1230.92	207.2	897.91	16.064	3.13916
530	533.98	10.37	381.84	146.7	2.27967	1180	1254.34	222.2	915.57	15.241	3.15916
540	544.35	11.10	389.34	139.7	2.29906	1200	1277.79	238.0	933.33	14.470	3.17888
550	555.74	11.86	396.86	133.1	2.31809	1220	1301.31	254.7	951.09	13.747	3.19834
560	565.17	12.66	404.42	127.0	2.33685	1240	1324.93	272.3	968.95	13.069	3.21751
570	575.59	13.50	411.97	121.2	2.35531						

Ek-4 Havanın termodinamik özellikler tablosu.

EŞANJÖR NOTASYON BELİRLEME EĞİTİMİ

Notasyon : Peteklerin yapısal özelliklerini göstermek için, sayılar ve sembollerin kullanılarak ifade edilmesine notasyon denir.

"A-B" AÇIKLAMASI

A-B ölçüleri kullanılmasını istediğimiz standart petek lameli baskı delik delme sıvama ve boru dizgi aralık ölçülerini ifade etmektedir. Dünya standartlarında belirlenmiş ölçülerde (Ekte bir petek üretici firmasının petekler için verdiği tavsiye edilen teknik özellikleri görülen petek kalıp geometrileri EK-A) dizayn edilmiş ;

2512 – 3/8"

2519 – 3/8"

2522 – 5/16"

2522 – 3/8"

3228 – 3/8"

3228 – 1/2"

3833 – 5/8"

...

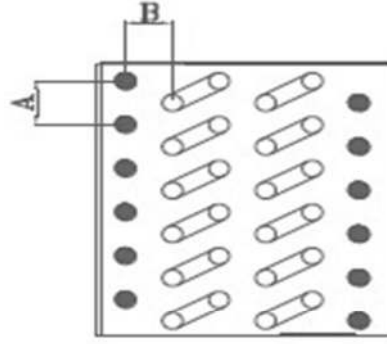
gibi kalıplar ile istenilen kapasitelerde hava soğutmalı petek üretilmesi mümkün kılınmıştır. Standart üretilmiş bu kalıp geometrilerinin dışında da (yukarıda geometriler genelde en çok kullanılanlar olup araç klima ve soğutucularında yüksek miktarlarda üretim adetlerinde üretim yapan ve her petek üretici firmasında bulunan bu yüzden de ekonomik olan geometri 2522 – 3/8" geometrisidir) geometriler bulunmaktadır. SAFKAR olarak ilk üretime başladığımızdan beri Türkiye ve Avrupa'da üretim yapan tüm petek üretici firmalarında bulunan bu geometriyi tercih ederek hem üretimlerimizde standardizasyon hem de hızlı tedarik edebilme ve ekonomiklik sağlamış bulunmaktayız.

Bu geometride belirtilen 2522 – 3/8" ifadesi, 2522 bizim notasyonlarımızda kullandığımız A-B yi ifade etmekte olup aşağıdaki çizimde açıklanmaktadır.

3/8" ise; peteklerde kullanılacak bakır borunun dış çapını ifade etmektedir.

25 – Petek baskı kalıp teknolojilerinde hem inç ölçü birimi hem de metrik ölçü birimi kullanılmaktadır. Buradaki 25 ölçüsü 25,4 (1 inç) 22 ölçüsü ise 22,2 (7/8 inç) ifade etmektedir. Karışıklığı engellemek amacıyla 1" – 7/8" yada 25,4 – 22,2 yerine kısaltarak 2522 yazılmaktadır.

Ek-5 Eşanjör notasyonu belirleme eğitimi.

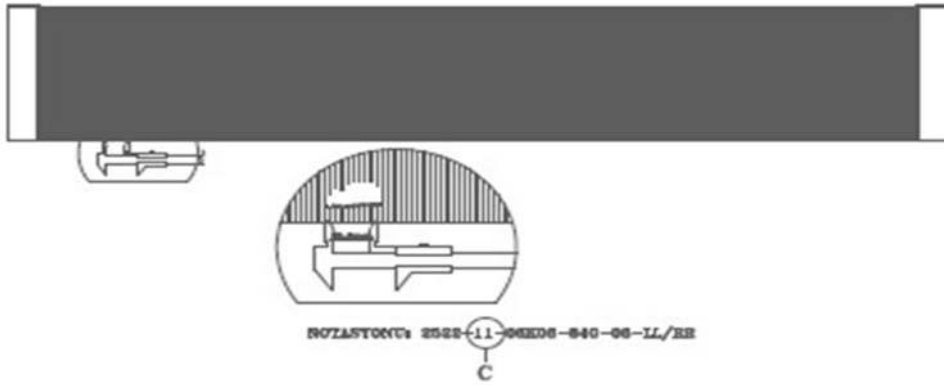


NOTASYONU: 2522-11-06K06-840-06-LL/RR

A B

" C " AÇIKLAMASI

Notasyon içerisinde bulunan C , alüminyum lamellerin borulara dizilmesi ve şişirilmesi sonrası birbirine olan ara mesafelerini (lamel aralığını) ifade etmektedir. Örneğin notasyonda C yerinde 10 yazıyor ise yan yana dizilmiş lamellerin 25,4mm (1 inç) ölçüsünde bulunan lamel aralığını ifade etmektedir. Bu 25,4mm de 10 tane lamel aralığı (harve) var demektir. Buradan da $25,4 / 10$ lamel aralığı 2,54mm çıkmaktadır.

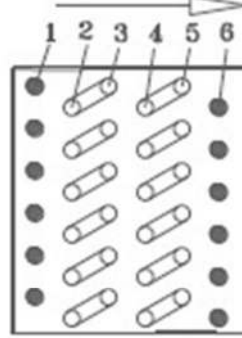


Ek-5 Eşanjör notasyonu belirleme eğitimi.

"D " AÇIKLAMASI

D ekteki resimde görüldüğü gibi peteğin 22 ölçüsünde (B ölçüsünde) olan peteğin kaç sıra olduğunu göstermekte kolay ifade edilsin diye de sıra sayısı denmektedir.

D=SIRA SAYISI



NOTASYONU: 2522-11-06K06-840-06-LL/RR

D

"E " AÇIKLAMASI

K SAFKAR tarafından kabul edilmiş ve kondenseri ifade etmektedir.

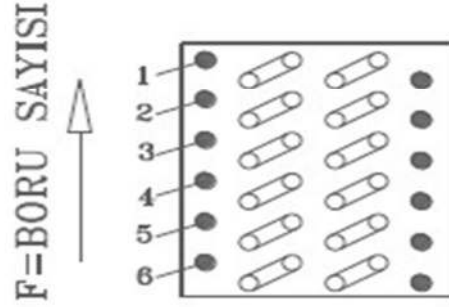
NOTASYONU: 2522-11-06K06-840-06-LL/RR

E

Ek-5 Eşanjör notasyonu belirleme eğitimi.

"F" AÇIKLAMASI

F ekteki resimde görüldüğü gibi peteğin 25,4 ölçüsünde (A ölçüsünde) olan peteğin kaç boru olduğunu göstermekte olup kolay ifade edilsin diye de boru sayısı denmektedir.

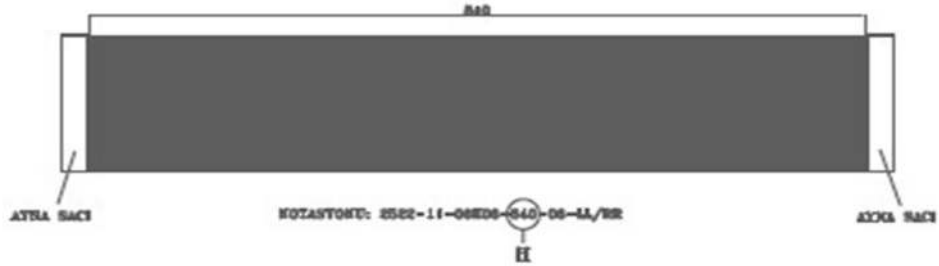


NOTASYONU: 2522-11-06K06-840-06-LL/RR

F

"H" AÇIKLAMASI

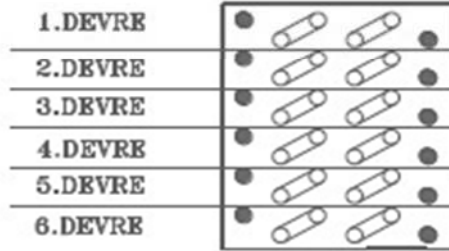
Bakır borulara dizilmiş tüm lamellerin petek ayna sacları ile sonlandırılması ile bu iki ayna sacı arasındaki mesafeyi yani petek boyunu ifade etmektedir. Resimde görüldüğü gibi petek boyu 1050mm'dir. Ayna sacı dışındaki ölçüler (kurve yüksekliği, çapları vs.) petek üretici firmasına ayrıca malzeme standartları ve teknik resimlerle bildirilmektedir.



Ek-5 Eşanjör notasyonu belirleme eğitimi.

"I " AÇIKLAMASI

Peteğin içinde dolaşan gazın bir kerede dolaşan devre sayısını ifade etmektedir. Buradaki 05 ifadesi peteğe gazın bir noktadan girdiğini petek içerisinde 5'e bölündüğünü göstermektedir. İlgili notasyon örneğinde 04 K 06 olan ifade de 4 de devre olduğuna göre $4 \times 6 = 24$ adet borunun her devresi 6 borudan oluştuğunu göstermektedir.

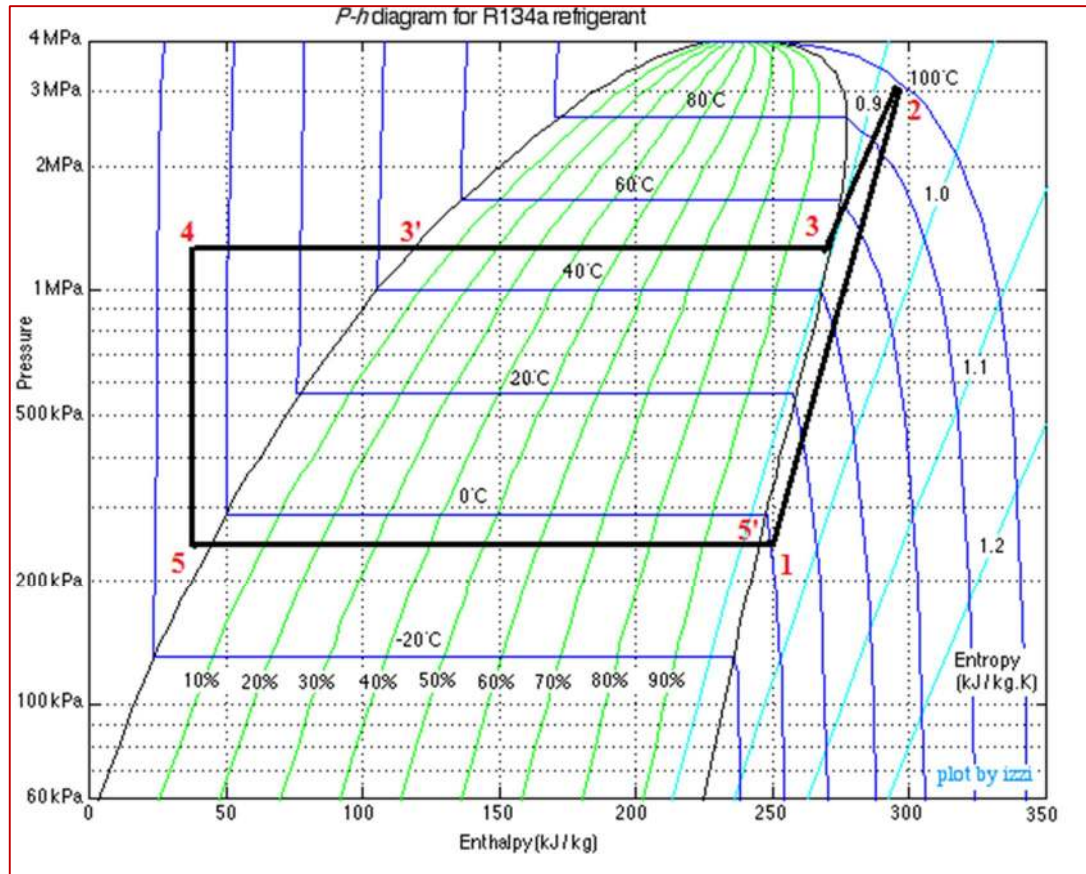


NOTASYONU: 2522-11-06K06-840-06-LL/RR
I

"J " AÇIKLAMASI

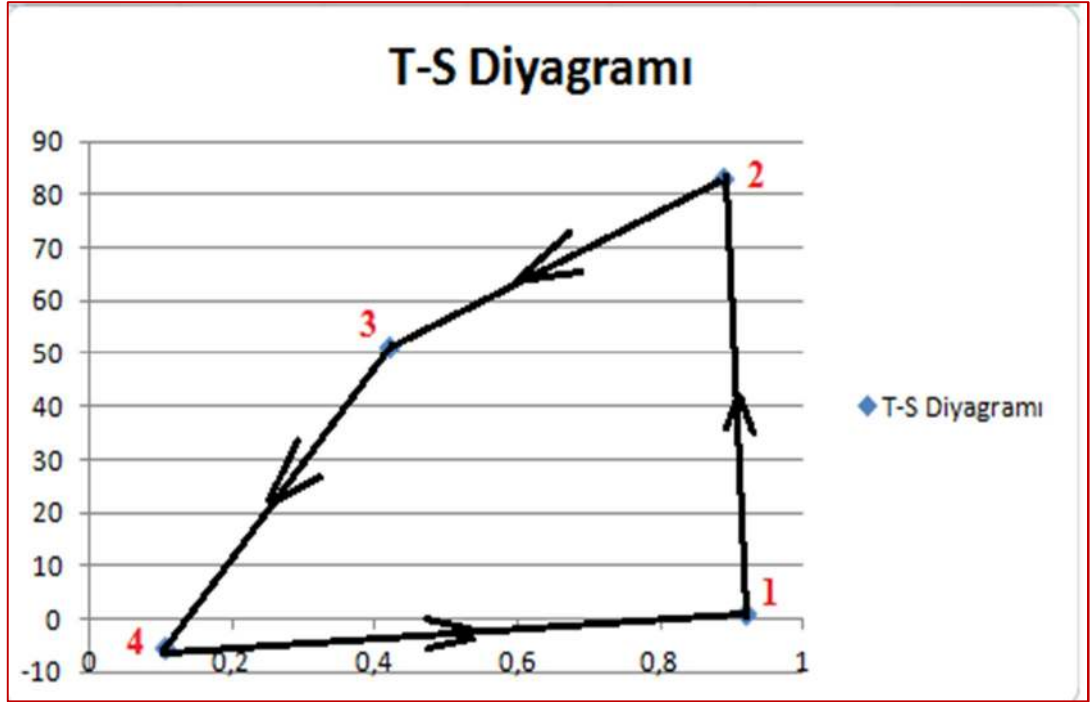
RR / LL ifadeleri Right-Right / Left-Left (Sağ-Sağ / Sol-Sol) kısaltmaları olup birbirine göre çizim tekniği açısından bakıldığında birbirinin simetriği olmalı anlamına gelir. Yani bu peteğin ikiz petek olduğunu gösterir. Sağ peteğe bakarsanız simetriği sol petek , sol peteğe bakarsanız simetriği sağ petek anlamını taşımaktadır.

Tüm petek imalat resimlerinde yukarıda bahsedilen anlamları içeren notasyon kullanılmakta olup alüminyum lamel kalınlığı, bakır boru et kalınlığı, ayna sacı malzeme kalınlığı, lamel kaplama özelliği vs gibi diğer tüm imalat için gerekli olan ölçüler ekte verilen malzeme standardında verilmektedir.(EK-B ES 00008 MS)



Ek-6 Hafif raylı sistem iklimlendirme ünitesi P-h diyagramı.

- 1-) Kompresör girişi
- 2-) Kompresör çıkışı
- 3-) Kondenser girişi
- 3'» 4-) Aşırı soğuma bölgesi (Subcooling)
- 4-) Kondenser çıkışı-expansion valf girişi
- 5-) Expansion valf çıkışı
- 5'» 1-) Aşırı kızdırma bölgesi (Superheat)



Ek-7 Hafif raylı sistem iklimlendirme ünitesi T-s diyagramı.

- 1-) Kompresör girişi
- 2-) Kompresör çıkışı-kondenser girişi
- 3-) Kondenser çıkışı-expansion valf girişi
- 4-) Expansion valf çıkışı