

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

RAYLI SİSTEM KLİMA CİHAZLARININ
PERFORMANS ANALİZİ

Sinan ŞEKERCİ

Nisan, 2013
İZMİR

RAYLI SİSTEM KLİMA CİHAZLARININ PERFORMANS ANALİZİ

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Termodinamik Programı

Sinan ŞEKERCİ

Nisan, 2013

İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

SİNAN ŞEKERCİ, tarafından PROF. DR. NURİ KAYANSAYAN yönetiminde hazırlanan “RAYLI SİSTEM KLİMA CİHAZLARININ PERFORMANS ANALİZİ” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.



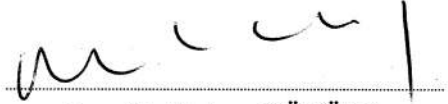
Prof. Dr. Nuri KAYANSAYAN

Yönetici



Doç. Dr. Moghtada MOBEDİ

Jüri Üyesi



Doç. Dr. Serhan KÜÇÜKA

Jüri Üyesi



Prof.Dr. Ayşe OKUR

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Proje kapsamında bana verdiği desteklerden dolayı tez danışmanım Prof. Dr. Nuri Kayansayan' a teşekkür etmeyi bir borç bilirim. Bu tez, Dokuz Eylül Üniversitesi' nde bir yüksek lisans tezi olarak hazırlanmıştır.

Sinan ŞEKERCİ

RAYLI SİSTEM KLİMA CİHAZLARININ PERFORMANS ANALİZİ

ÖZ

Bu çalışmanın amacı, raylı sistem klima cihazının ilgili standartlara göre performansının değerlendirilebilmesi için test odası oluşturmak ve cihazların bu odada test edilmesi sonucunda tasarım hakkında net fikirler edinebilmektir.

Çalışma kapsamında, raylı sistem araçlarının iklimlendirme üniteleri, çalışma prensipleri ve test metodları hakkında genel bilgiler elde edilmiştir. Raylı sistem klima cihazlarının ve test odasının tasarım koşulları için EN 14750-1 ve 2 standartları incelenmiştir. Bu standartlarda belirtilen test koşullarını sağlayabilecek şekilde bir test odası tasarımı yapabilmek için test odasının komponentlerinin kapasiteleri hesaplanarak en uygun komponentler belirlenmiştir. Test odası oluşturulduktan sonra, bir hafif raylı sistem aracının iklimlendirme ünitesinin tasarım koşullarına göre ve kullanıldığı araç tipine göre test odasında sağlanması gereken test parametreleri belirlenmiştir. Bu çalışmalar yapıldıktan sonra üzerinde klima cihazı bulunan araç test odasına alınarak test edilmiştir. Test sonuçları yorumlanarak; EN 14750-1 standardında belirtilen konfor parametrelerinin, cihaz tarafından hangi ölçüde sağlanabildiği ve cihazda kullanılan komponentlerin performanslarıyla ilgili gerekli bilgiler elde edilmiştir.

Sonuç olarak, test edilen klima cihazının ilgili standartta belirtilen konfor parametrelerini belirtilen toleranslar içerisinde sağlayabildiği ve tasarımda belirlenen kapasite ve komponent çalışma koşullarının test esnasında da başarı ile sağlanabildiği görülmüştür. Ayrıca bu çalışma kapsamında oluşturulan test odasında da EN 14750-2 standardında belirtilen test koşullarının, mali yükü çok fazla olan kısımlar (Rüzgar tüneli, solar radyasyon panelleri) dışında tamamen karşılanabildiği görülmüştür.

Anahtar sözcükler: Test odası, EN 14750-1/2 standartları, performans, konfor parametreleri

PERFORMANCE ANALYSIS OF AIR CONDITIONERS USED IN RAILWAY SYSTEMS

ABSTRACT

Objective of this study is designing a test chamber for evaluating the performance of air conditioning system of railway vehicles according to related test standards and gaining the ideas about the design and performance of air conditioning system.

Within the scope of this study, general information was gained about air conditioning systems, working principles and test methods. EN 14750-1 and 2 standards were inspected for the test conditions of railway air conditioning system and design conditions of test chamber. Test chamber components' capacities were calculated and designed for providing the test conditions which are mentioned related standards and air conditioning system's extreme working conditions. After the building test chamber, test conditions parameters were designated according to vehicle type and design conditions of air conditioning system. After all conditions were realized in the test chamber, air conditioning system which was mounted on the vehicle roof was tested. All test results were evaluated and decided to how much comfort parameters in EN 14750-1 were provided in the vehicle. In addition, performance of air conditioning system's components was inspected according to the test results.

In conclusion, comfort parameters which were specified in the related standards and theoretical capacity and ideal working conditions of air conditioner components were achieved within the specified tolerances by test sample. Separately, all test conditions which were specified in EN 14750-2 could be realized except too expensive components (Wind tunnel, solar radiation) by test chamber which was designed in this study.

Keywords: Test chamber, EN 14750-1/2 standards, performance, comfort parameters.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ	iv
ABSTRACT.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	xvi
TABLolar LİSTESİ.....	xviii

BÖLÜM BİR - GİRİŞ..... 1

1.1 Raylı Sistem Araçlarında Kullanılan İklimlendirme Cihazları Hakkında Genel Bilgiler.....	1
1.2 Raylı Sistem Araçlarında Kullanılan Klima Cihazının Performans Analizi	4
1.2.1 Klima Sisteminin Araç İçerisinde Sağladığı Konfor Parametrelerinin Test Edilmesi İle İlgili Genel Bilgiler	4
1.2.2 Klima Sisteminde Kullanılan Komponentlerin Performanslarının test Edilmesi İle İlgili Genel Bilgiler	5

BÖLÜM İKİ – RAYLI SİSTEM İKLİMLENDİRME CİHAZLARININ KOMPONENTLERİNİN VE ÇALIŞMA PRENSİPLERİNİN İNCELENMESİ..... 7

2.1 Raylı Sistem İklimlendirme Cihazlarında Kullanılan Temel Komponentler.....	7
2.1.1 Kompresör	7
2.1.1.1 Yarı Hermetik ve Hermetik Reciprocating Kompresörler	7

2.1.1.2 Scroll Tip Kompresörler	9
2.1.2 Kondanser	10
2.1.3 Genleşme Vanası	11
2.1.3.2 Termostatik Genleşme Vanası	11
2.1.3.2.1 İçten Dengelemeli Termostatik Genleşme Vanası	12
2.1.3.2.2 Dıştan Dengelemeli Termostatik Genleşme Valfi.....	13
2.1.4 Evaporatör.....	14
2.1.5 Isıtıcılar	15
2.1.6 Inverter.....	15
BÖLÜM ÜÇ – EN 14750-2 STANDARDININ İNCELENMESİ	16
3.1 Standardın Kapsamı	16
3.2 Test Sınıflandırması	16
3.2.1 Test Seviyesi TL 1	16
3.2.2 Test Seviyesi TL 2	16
3.3 Başlangıç doğrulamaları.....	17
3.4 Konfor Testleri	17
3.4.1 Hava Hareketleri	17
3.4.2 Kritik Hava Hızı.....	17
3.4.3 Hava Hızlarının Ölçülmesi	18
3.5 Klimatik Testler.....	18
3.5.1 Genel Uyarılar.....	18
3.5.2 Ön Isıtma Testi.....	18
3.5.2.1 Test Seviyesi TL 1	18
3.5.2.2 Test Seviyesi TL 2	19

3.5.3 Ön Soğutma Testi	19
3.5.3.1 Test Seviyesi TL 1	19
3.5.3.2 Test Seviyesi TL 2	19
3.5.4 Regülasyon Testleri	20
3.5.5 Açık veya Kapalı Kapılarla Test.....	20
3.6 Uç Çalışma Koşullarında Yapılan Testler	21
3.7 Tamamlayıcı Testler	22
3.7.1 Ses Emisyonu.....	22
3.7.2 Vibrasyon Üretimi	22
3.8 Test Ekipmanlarının Karakteristikleri	22
3.8.1 Genel Uyarılar.....	22
3.8.2 Yolcular	22
3.8.3 Eşdeğer Solar Yük	23
3.9 Ölçüm Noktalarının Dağılımı.....	23
3.9.1 Genel.....	23
3.9.2 Araç İçindeki Sensör Dağılımı	23
3.9.2.1 Konfor Alanı Sıcaklık Ölçüm Noktaları	23
3.9.2.2 Yüzey Sıcaklığı Ölçüm Noktaları	23
3.9.2.3 Destek Havası Çıkış Sıcaklığı Ölçüm Noktaları	23
3.9.2.4 Konfor Alanı Hava Hızı Ölçüm Noktaları	24
3.9.2.5 Konfor Alanı Bağıl Nem Ölçüm Noktaları	24
3.9.2.6 Klimatik Odadaki Sensör Dağılımı	24

BÖLÜM DÖRT – TEST ODASININ TASARIM HESAPLAMALARINDA KULLANILAN TEORİK BİLGİLER..... 25

4.1 Psikometrik Hesaplamalarda Kullanılan Teorik Bilgiler	25
4.1.1 Atmosferik Hava.....	25
4.1.2 Kuru Hava.....	25
4.1.3 Nemli Hava	26
4.1.3.1 Nem Oranı W (Humidity Ratio)	26
4.1.3.2 Özgül Nem γ (Specific Humidity)	26
4.1.3.3 Mutlak Nem d_v (Absolute Humidity).....	26
4.1.3.4 Bağıl Nem (Relative Humidity)	26
4.1.3.5 Nemli Hava İçin İdeal Gaz Bağıntıları.....	27
4.2 Isı Kaybı – Kazancı Hesabında Kullanılan Teorik Bilgiler	27
4.2.1 Zorlanmış Taşınım Katsayısının Belirlenmesi	27
4.2.1.1 Reynold Sayısı	28
4.2.1.2 Film Sıcaklığı.....	28
4.2.1.3 Nusselt Sayısı	28
4.2.1.4 Türbülanslı Akışta Zorlanmış Taşınım Katsayısının Belirlenmesi.....	30
4.2.2 Toplam Isı Geçiş Katsayısının Belirlenmesi	30
4.2.2.1 Kompozit Duvar İçin Toplam Isı Geçiş Katsayısı Bağıntıları	30
4.2.3 Opak Yüzeylerden Olan Isı Kazancının Hesaplanması	32

**BÖLÜM BEŞ – HAFİF RAYLI SİSTEM ARAÇLARININ İKLİMLENDİRME
ÜNİTELERİNİN TEST GEREKSİNİMLERİNİ KARŞILAYAN TEST ODASI
TASARIMI 33**

5.1 Test Odası Tasarım Parametreleri	33
5.1.1 EN 14750-2’ ye Göre Test Odasının Tasarım Parametrelerinin Belirlenmesi	33
5.1.1.1 Test Odasında Sağlanması Gereken Sıcaklık Değerleri.....	33
5.1.1.2 Test Odasında Sağlanması Gereken Bağıl Nem Değerleri	34
5.1.1.3 Test Odasında Sağlanması Gereken Solar Radyasyon Değerleri	34
5.1.2 Test Odasının Tasarımında Dikkate Alınması Gereken Dış Ortam Koşulları.....	35
5.1.2.1 Yaz ve Kış İçin Dış Hava Sıcaklıklarının Belirlenmesi.....	35
5.1.2.2 Yaz ve Kış İçin Dış Havanın Ortalama Bağıl Neminin Belirlenmesi.	36
5.1.2.3 Test Odasının Bulunduğu Yerin Rakım ve Enlem Bilgileri	36
5.1.2.4 Dış Havanın Ortalama Hava Hızının Belirlenmesi	36
5.2 Test Odasının Boyutlarının Belirlenmesi	36
5.2.1 Test Odasında Test Edilecek Araçları Boyutlarının Belirlenmesi.....	36
5.2.2 EN 14750-2 Standardında Yer Alan Test Odası Boyutları İle İlgili Bilgiler	37
5.2.3 Diğer Test Odası Örneklerinin İncelenmesi	37
5.2.4 Test Odasının Belirlenen Tasarım Ölçüleri	39
5.3 Test Odası Ekipmanlarının Belirlenmesi	39
5.3.1 Test Odasında Kullanılacak Olan Kapı Sisteminin Belirlenmesi.....	39
5.3.2 Test Odasında Kullanılacak Olan Nemlendirici Cihazların Seçilmesi.....	40
5.3.2.1 Nemlendirici Kapasitesinin Hesaplanması	40
5.3.2.2 Nemlendirici Cihazların Seçilmesi	41

5.3.3 Solar Radyasyon Sisteminin Belirlenmesi.....	43
5.3.3.1 Dalga Boylarına Göre Solar Radyasyon Ampüllerinin İncelenmesi ..	44
5.3.3.1.1 280-400 nm Dalga Boyunu Sağlayabilecek Ampüller	44
5.3.3.1.2 400-800 nm Dalga Boyunu Sağlayabilecek Ampüller	45
5.3.3.1.3 800-3000 nm Dalga Boyunu Sağlayabilecek Ampüller	47
5.3.3.2 1120 W/m ² Değerini Sağlayacak Solar Lamba Adetleri ve Dağılımları	47
5.3.3.3 800 W/m ² Değerini Sağlayacak Solar Lamba Adetleri ve Dağılımları	48
5.3.3.4 600 W/m ² Değerini Sağlayacak Solar Lamba Adetleri ve Dağılımları	48
5.3.3.5 Solar Radyasyon Lambalarının Kontrol Şekli	49
5.3.4 Odanın İzolasyonunda Kullanılacak Malzemelerin Seçilmesi	49
5.3.5 Basınç Dengeleme Valfinin Seçimi	49
5.3.6 Isıtma Sisteminin Belirlenmesi	51
5.3.6.1 Yan Duvarların Toplam Isı Geçiş Katsayısının Belirlenmesi	51
5.3.6.1.1 Yan Duvarların Dışında Akan Havanın Taşınım Katsayısı.	51
5.3.6.1.2 Yan Duvarların İçinde Akan Havanın Taşınım Katsayısı	52
5.3.6.2 Ön ve Arka Duvarların Toplam Isı Geçiş Katsayılarının Belirlenmesi	53
5.3.6.2.1 Ön ve Arka Duvarların Dışında Akan Havanın Taşınım Katsayısı	53
5.3.6.2.2 Ön ve Arka Duvarların İçinde Akan Havanın Taşınım Katsayısı	54
5.3.6.3 Tavanın Toplam Isı Geçiş Katsayısının Belirlenmesi	55
5.3.6.4 Tabanın Toplam Isı Geçiş Katsayısının Belirlenmesi	55
5.3.6.5 Araç Giriş Kapısının Toplam Isı Geçiş Katsayısının Belirlenmesi	55

5.3.6.6 Test Odasının Isı Kaybının Hesaplanması	56
5.3.6.6.1 Yan Duvarlardan Olan Toplam Isı Kaybı.	56
5.3.6.6.2 Ön ve Arka Duvarlardan Olan Toplam Isı Kaybı.	56
5.3.6.6.3 Araç Giriş Kapısından Olan Toplam Isı Kaybı.	56
5.3.6.6.4 Tavandan Olan Toplam Isı Kaybı.	56
5.3.6.6.5 Tabandan Olan Toplam Isı Kaybı.	57
5.3.6.6.6 İnfiltrasyon İle Olan Toplam Isı Kaybı.	57
5.3.6.6.7 Test Odasındaki Sürekli Isı Kaybı.....	57
5.3.6.7 Test Odasının Bir Saatte Kararlı Hale Gelmesi İçin Gerekli Güç Hesabı	58
5.3.6.7.1 Test Odasının Başlangıç Koşullarının Belirlenmesi.....	58
5.3.6.7.2 Test Odasının Final Koşullarının Belirlenmesi.	58
5.3.7 Soğutma Sisteminin Belirlenmesi.....	60
5.3.7.1 Yan Duvarların Toplam Isı Geçiş Katsayısının Belirlenmesi.....	60
5.3.7.1.1 Yan Duvarların Dışında Akan Havanın Taşınım Katsayısı.	60
5.3.7.1.2 Yan Duvarların İçinde Akan Havanın Taşınım Katsayısı.	61
5.3.7.2 Ön ve Arka Duvarların Toplam Isı Geçiş Katsayılarının Belirlenmesi	62
5.3.7.2.1 Ön ve Arka Duvarların Dışında Akan Havanın Taşınım Katsayısı.	62
5.3.7.2.2 Ön ve Arka Duvarların İçinde Akan Havanın Taşınım Katsayısı.	63
5.3.7.3 Tavanın Toplam Isı Geçiş Katsayısının Belirlenmesi.....	64
5.3.7.4 Tabanın Toplam Isı Geçiş Katsayısının Belirlenmesi.....	64
5.3.7.5 Araç Giriş Kapısının Toplam Isı Geçiş Katsayısının Belirlenmesi	65
5.3.7.6 Test Odasının Toplam Isı Kazancının Hesaplanması	65
5.3.7.6.1 Yan Duvarlardan Olan Toplam Isı Kazancı.	65

5.3.7.6.2 Ön ve Arka Duvarlardan Olan Toplam Isı Kazancı.	66
5.3.7.6.3 Araç Giriş Kapısından Olan Toplam Isı Kazancı.	66
5.3.7.6.4 Tavandan Olan Toplam Isı Kazancı.	66
5.3.7.6.5 Tabandan Olan Toplam Isı Kazancı.	67
5.3.7.6.6 İnfiltrasyon İle Olan Toplam Isı Kazancı.	67
5.3.7.6.7 Test Odasındaki Sürekli Isı Kazancı.	67
5.3.7.7 Test Odasının Bir Saatte Kararlı Hale Gelmesi İçin Gerekli Güç Hesabı	68
5.3.7.7.1 Test Odasının Başlangıç Koşullarının Belirlenmesi.	68
5.3.7.7.2 Test Odasının Final Koşullarının Belirlenmesi.	69

BÖLÜM ALTI – RAYLI SİSTEM ARAÇLARININ İKLİMLENDİRME ÜNİTELERİNİN PERFORMANS TESTLERİ..... 70

6.1 İklimlendirme Ünitesinin Isıtma Modu Testi	70
6.1.1 Isıtma Testi İçin Test Koşullarının Belirlenmesi	70
6.1.2 Isıtma Testinin Yapılışı.....	71
6.1.3 Isıtma Testinin Sonuçları ve Yorumlanması	72
6.1.3.1 İklimlendirme Ünitesinin Isıtma Sisteminin EN 14750 Standardına Uygunluğunun Değerlendirilmesi.....	72
6.1.3.2 İklimlendirme Ünitesinin Isıtma Sisteminin Performansının Değerlendirilmesi.....	73
6.1.3.2.1 Isıtıcı Tijlerin Performansının Değerlendirilmesi.	73
6.1.3.2.2 Evaporatör Fanının Performansının Değerlendirilmesi.....	73
6.1.3.2.3 Isıtma Sisteminin Kapasitesinin Test Verileri Üzerinden Belirlenmesi.....	74
6.2 İklimlendirme Ünitesinin Soğutma Modu Testi.....	76

6.2.1 Soğutma Testi İçin Test Koşullarının Belirlenmesi.....	76
6.2.1.1 Araca Uygulanacak Solar Yükün Hesaplanması	77
6.2.1.1.1 Aracın Cam Yüzeylerinin Gelen Solar Yük.....	77
6.2.1.1.2 Aracın Yan Duvarlardan Gelen Solar Yük.....	77
6.2.1.1.3 Aracın Çatısından Gelen Solar Yük.	78
6.2.1.1.4 Araca Gelen Toplam Solar Yük.	78
6.2.2 Soğutma Testinin Yapılışı	79
6.2.3 Soğutma Testinin Sonuçları ve Yorumlanması	80
6.2.3.1 İklimlendirme Ünitesinin Soğutma Sisteminin EN 14750 Standardına Uygunluğunun Değerlendirilmesi.....	80
6.2.3.2 İklimlendirme Ünitesinin Soğutma Sisteminin Performansının Değerlendirilmesi.....	81
6.2.3.2.1 Kompresörün Performansının İncelenmesi.	81
6.2.3.2.2 Kondanserin Performansının İncelenmesi.....	82
6.2.3.2.3 Evaporatörün Performansının İncelenmesi.	83
6.2.3.2.4 Evaporatör Fanının Performansının İncelenmesi.	83
6.2.3.2.5 Kondanser Fanının Performansının İncelenmesi.....	84
6.2.3.2.6 İklimlendirme Ünitesi Soğutma Kapasitesinin Test Verilerinden Hesaplanması.....	84
BÖLÜM YEDİ - SONUÇLAR.....	87
7.1 Test Odasının Tasarım Hesaplamalarından Elde Edilen Sonuçlar.....	87
7.2 Test Odasının Tasarımı ve Gerekli Ekipmanların Yerleşimi	87
7.2.1 Isıtma ve Nemlendirme Sistemi.....	87
7.2.2 Soğutma Sistemi	88

7.2.3 Solar Radyasyon Sistemi	89
7.3 İklimlendirme Ünitesinin Testlerinden Elde Edilen Sonuçlar.....	90
KAYNAKLAR	91
EKLER.....	92

ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1 Yüksek hızlı trendeki iklimlendirme ünitesi örneği.....	2
Şekil 1.2 Hafif raylı sistem aracındaki iklimlendirme ünitesi örneği	2
Şekil 1.3 Yüksek gerilim hattından beslenen lokomotifteki iklimlendirme ünitesi örneği.....	3
Şekil 1.4 Metro aracındaki iklimlendirme ünitesi örneği.....	3
Şekil 1.5 Anahat trenindeki iklimlendirme ünitesi örneği	4
Şekil 2.1 Reciprocating kompresörlerin çalışma prensibi	8
Şekil 2.2 Yarı hermetik resciprocating kompresör	8
Şekil 2.3 Hermetik resciprocating kompresör	9
Şekil 2.4 Scroll tip kompresör çalışma prensibi	9
Şekil 2.5 Scroll tip kompresör	10
Şekil 2.6 Kondanser-fan ünitesi	10
Şekil 2.7 Genleşme elemanını oluşturan parçalar	11
Şekil 2.8 İçten dengelemeli termostatik genleşme vanasının şematik gösterimi	12
Şekil 2.9 Dıştan dengelemeli termostatik genleşme vanasının şematik gösterimi.....	13
Şekil 2.10 Termostatik genleşme vanasının montaj yerinin gösterimi	14
Şekil 2.11 Evaporatör ve radyal fan yerleşimi	14
Şekil 4.1 Düz levha üzerindeki karışık akış	29
Şekil 4.2 Kompozit duvardaki eşdeğer termal devre	30
Şekil 5.1 Viyana' daki test odası.....	38
Şekil 5.2 Test odası araç giriş kapısı	40
Şekil 5.3 Nemlendirici cihaz	42
Şekil 5.4 Solar radyasyon panellerinin boyutlandırılmasında kullanılacak geometrik bilgiler	43
Şekil 5.5 Ultramed 1000 ampül	45
Şekil 5.6 GE CMH 400/TT/UVC/U/830/E40' ın dalga boyu dağılımı	46
Şekil 5.7 GE CMH 400/TT/UVC/U/830/E40.....	46
Şekil 5.8 Sicca R125CL 375 W	47
Şekil 5.9 JIGS Isıtıcı basıncı dengeleme valfi	51

Şekil 7.1 Test odasının ısıtma ve nemlendirme ünitesi.....	88
Şekil 7.2 Test odasının kesit görünüşü.....	89

TABLÖLAR LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 3.1 Kapı açma-kapama çevrimleri	20
Tablo 3.2 Araç sınıflandırması.....	21
Tablo 3.3 Solar radyasyon lambalarının karakteristikleri	23
Tablo 5.1 Solar radyasyon lambalarının karakteristikleri	35
Tablo 5.2 Viyana’ daki test odasının teknik özellikleri	38
Tablo 5.3 Osram Ultramed 1000 ampülünün teknik özellikleri	45
Tablo 5.4 GE CMH 400/TT/UVC/U/830/E40 ampülünün teknik özellikleri.....	46
Tablo 5.5 Osram Sicca R125 ampülünün teknik özellikleri	47
Tablo 5.6 1120W/m ² ‘ nin sağlanması için ampül dağılımı	48
Tablo 5.7 800W/m ² ‘ nin sağlanması için ampül dağılımı	48
Tablo 5.8 600W/m ² ‘ nin sağlanması için ampül dağılımı	49

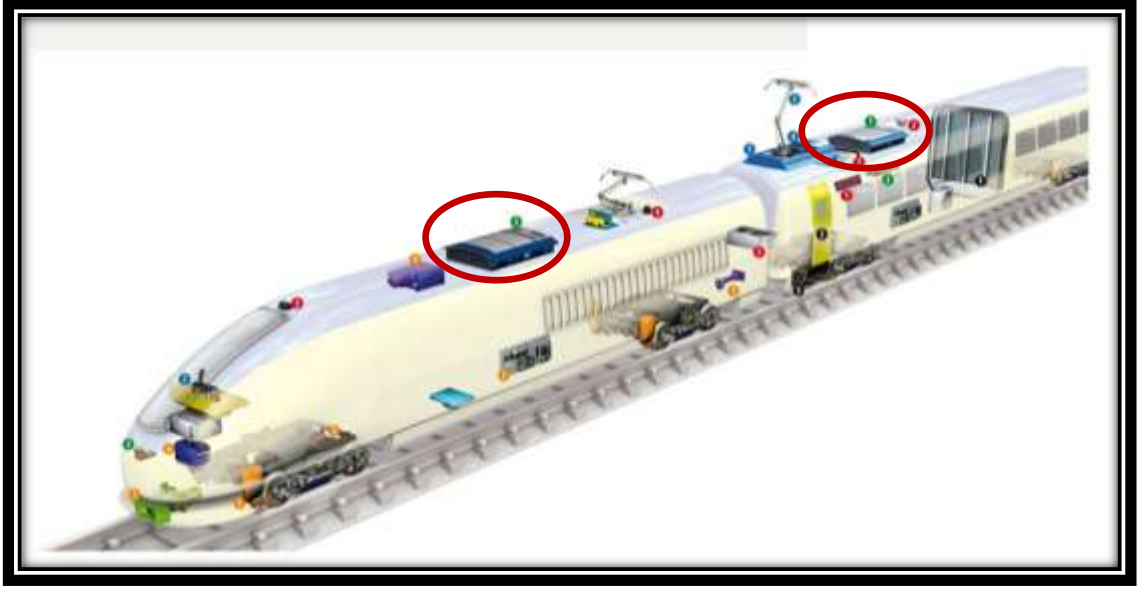
BÖLÜM BİR

GİRİŞ

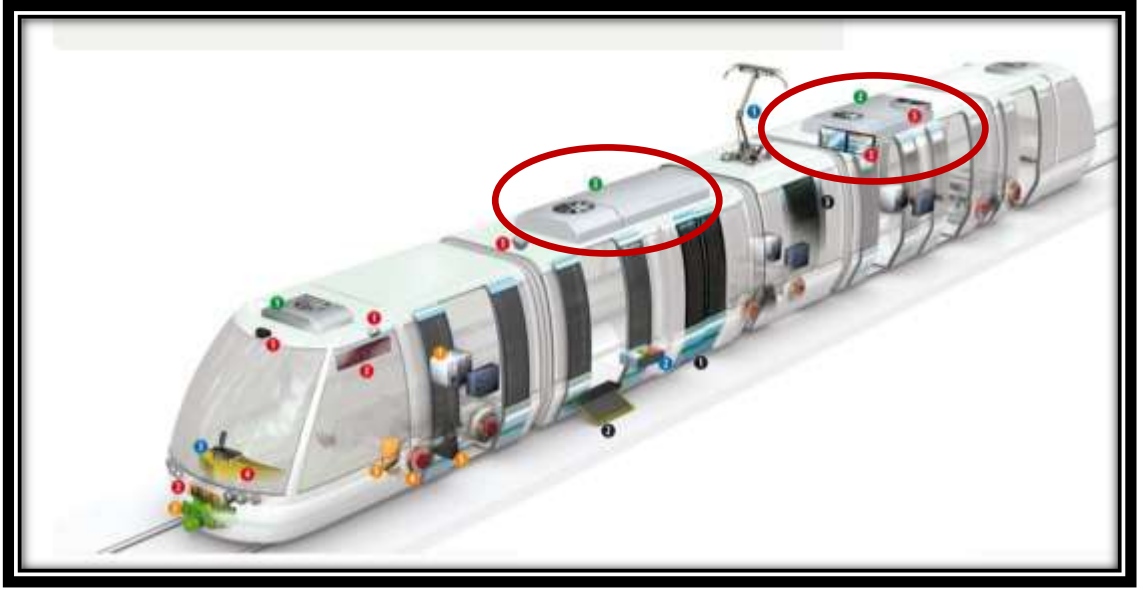
Bu çalışmada, raylı sistem araçlarının iklimlendirme üniteleri ve çalışma prensibi hakkında genel bilgiler verilecek, raylı sistem araçları için tasarlanan iklimlendirme sistemlerinin performans testlerinin hangi amaçla yapıldığı ve test sonuçlarının hangi kriterlere göre yorumlanacağı konuları hakkında incelemeler yapılacaktır. Ayrıca test koşullarının standartlara yakın olarak sağlanabileceği bir test odası tasarımı yapılacak daha sonra da bu test odasında bir raylı sistem aracına ait klima ünitesinin performans testleri yapılarak sonuçları yorumlanacaktır.

1.1 Raylı Sistem Araçlarında Kullanılan İklimlendirme Cihazları Hakkında Genel Bilgiler

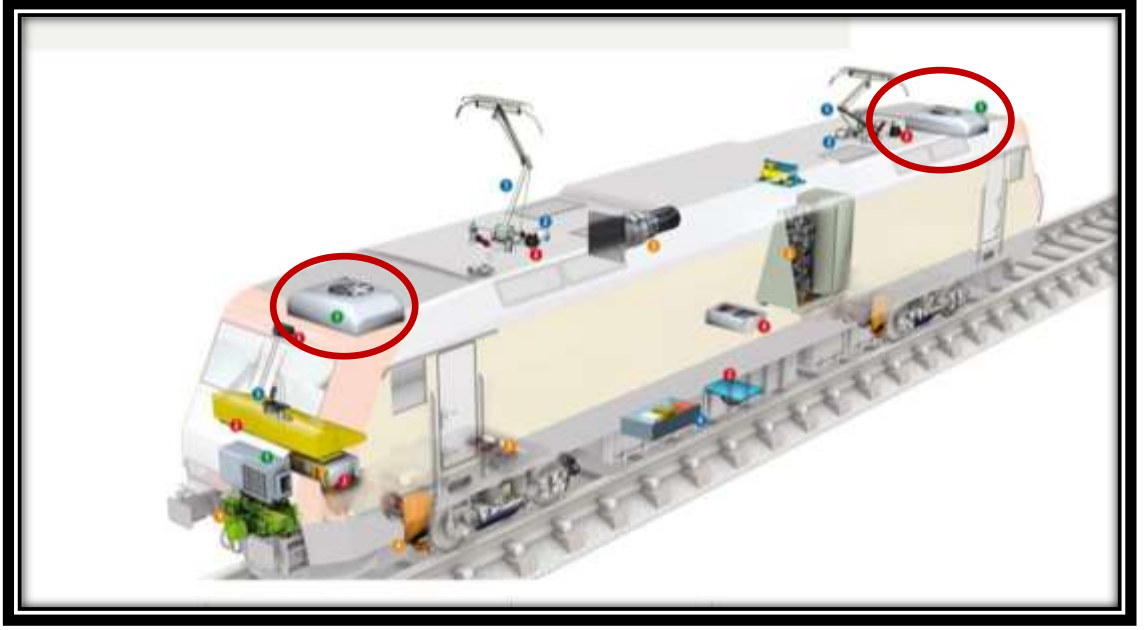
Raylı sistem araçlarında kullanılan iklimlendirme üniteleri belirli uluslar arası standartlarda veya araçların kullanıldığı ülkelerin kendi standartlarında belirtilen konfor parametrelerini ve güvenlik kurallarını sağlayacak şekilde tasarlanırlar. Cihazlar, bu standartta belirtilen zorunlulukları karşılarken müşteri istekleri, servis kolaylığı, düşük maliyet gibi zorunlulukları da sağlamak zorundadır. Araç tipine göre cihazlardaki enerji kaynağı ve cihazın konstrüktif özellikleri farklılıklar göstermektedir. Örneğin, çoğu araçta sürücü ve yolcu kabinleri için ayrı ayrı üniteler tasarlanırken bazen iki kabin için de tek bir cihaz tasarlanabilmektedir. İklimlendirme ünitelerinin enerji kaynakları da araç tipine göre farklılıklar göstermektedir. Dizel motor tahrikli jeneratörden veya direkt olarak yüksek gerilim hattından beslenen tüm araçlardaki iklimlendirme üniteleri elektrik enerjisi ile çalışmaktadır. Bu cihazların gereksinim duydukları frekans-gerilim değerlerini sağlayan elektrikselsel komponentler ve cihazın işletim sistemi genelde aracın inverter sistemin den ayrı cihazlara bir inverter de bulunmaktadır. Farklı tipteki raylı sistem araçlarında kullanılan iklimlendirme üniteleri ve araçlar üzerindeki yerleşimleri genelde aşağıdaki resimlerdeki gibidir.



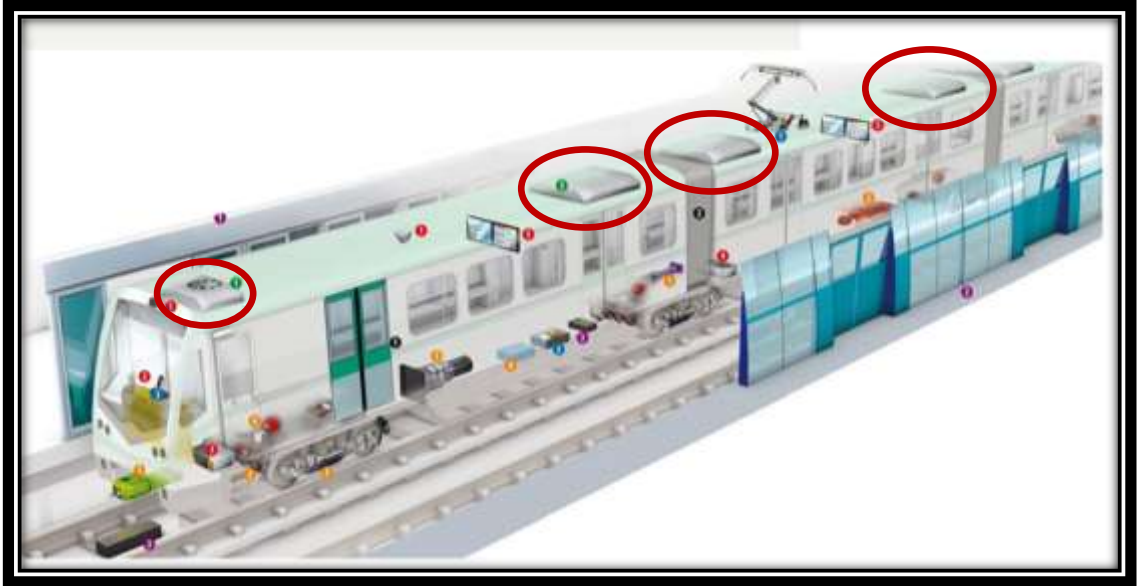
Şekil 1.1 Yüksek hızlı trendeki iklimlendirme ünitesi örneği



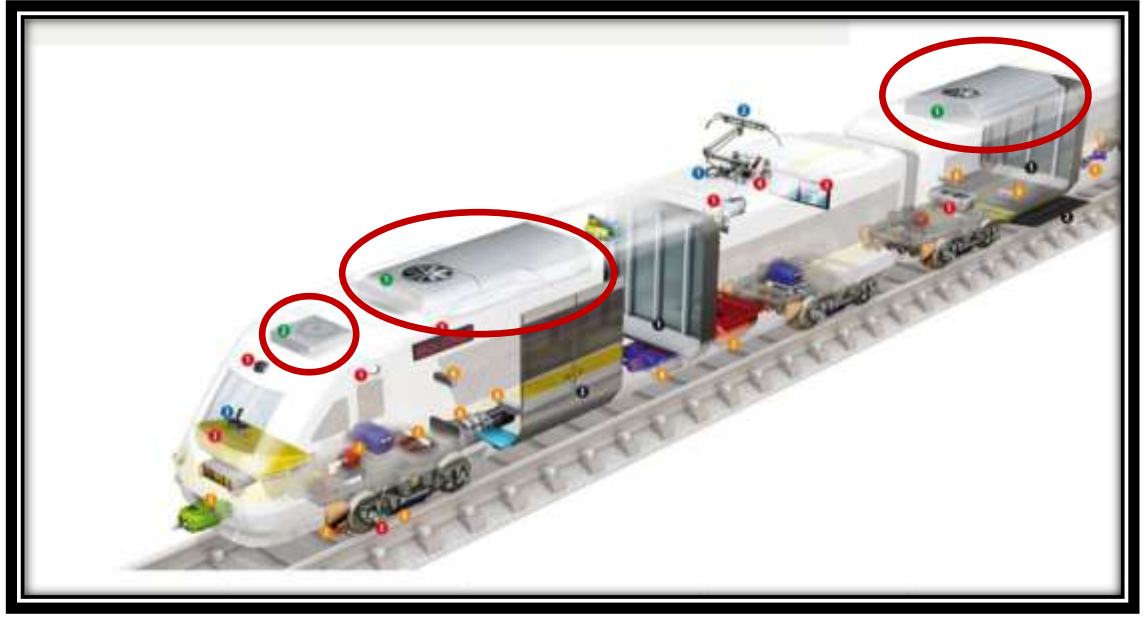
Şekil 1.2 Hafif raylı sistem aracındaki iklimlendirme ünitesi örneği



Şekil 1.3 Yüksek gerilim hattından beslenen lokomotifteki iklimlendirme ünitesi örneği



Şekil 1.4 Metro aracındaki iklimlendirme ünitesi örneği



Şekil 1.5 Ana hat trenindeki iklimlendirme ünitesi örneği

1.2 Raylı Sistem Araçlarında Kullanılan Klima Cihazlarının Performans Analizi

Raylı sistem araçlarında kullanılan klima cihazlarının performans analizi, klimanın aracın tavanına monte edilerek aracın şartnamesinde veya araçla ilgili test standardında belirtilen koşulların test odasında sağlanmasından sonra klima sisteminin çalıştırılarak araç içerisinde standartlarda belirtilen noktalardan ve klima üreticisinin cihazın komponentlerinin performansını belirlemek için ölçüm alması gereken noktalardan sıcaklık, basınç ve nem değerlerinin kaydedilip analiz edilmesi ile yapılır. Yapılan performans testinin iki amacı vardır. Bunlardan birincisinde cihazın araç içerisinde gerekli konfor parametrelerini ne kadar karşılayabildiği analiz edilmektedir. İkincisinde ise klima sisteminde kullanılan komponentlerin doğruluğu araştırılır ve bu komponentlerin performansları incelenir.

1.2.1 Klima Sisteminin Araç İçerisinde Sağladığı Konfor Parametrelerinin Test Edilmesi İle İlgili Genel Bilgiler

Raylı sistem araçlarında kullanılan klima cihazlarının sağlaması gereken konfor parametreleri cihazın takılacağı aracın şartnamesinde veya raylı sistem araçları

konfor parametrelerini konu alan standartlarda verilmektedir. Bu yüzden klimanın performans testi yapılırken ya şartnamede belirtilen maksimum ve minimum çalışma koşullarında ya da konfor parametreleri standardının devamı olan tip testi standartlarında belirtilen koşullara göre yapılmaktadır. Raylı sistem araçlarının performans testlerini konu alan standartlar ve içeriği aşağıda belirtilmiştir.

EN 14750 – 2, Demiryolu uygulamaları – Şehir içi ve banliyö çeken ve çekilen taşıtlar için havalandırma – Bölüm 2: Tip deneyleri.

EN 13129 – 2, Demiryolu uygulamaları – Ana hat çeken ve çekilen taşıtların iklimlendirme sistemleri – Bölüm 2: Tip deneyleri

EN 14813 – 2, Demiryolu uygulamaları – Makinist kabini için havalandırma – Bölüm 2: Tip deneyleri

Yukarıda bahsedilen bu standartların temel amacı, raylı sistem araçlarına takılan iklimlendirme ünitesinin bu standartların birinci bölümünde verilen konfor parametrelerini sağlayabilecek şekilde çalıştığını, içerdiği programlar ve test metodları ile doğrulamaktır. Standartlarda performans testi esnasında test odasında oluşturulacak ortam koşullarına (Solar radyasyon miktarına, bağıl nem değerine, sıcaklık değerine), bunların tolerans değerlerine ve testlerin nasıl yapılacağına dair her türlü bilgi mevcuttur.

1.2.2 Klima Sisteminde Kullanılan Komponentlerin Performanslarının Test Edilmesi İle İlgili Genel Bilgiler

Klima sisteminde kullanılan evaporatör - kondenser ısı değiştirgeçleri, termostatik genleşme vanası, kompresör, akümülatör gibi komponentlerin performansının klima sisteminin tasarımının doğruluğunun teyid edilmesi için kontrol edilmesi gerekmektedir. Bu yüzden soğutma sisteminde dolaşan soğutkanın ısı değiştirgeçlerine giriş – çıkış sıcaklıkları, genleşme vanasına giriş ve çıkış sıcaklıkları, kompresöre giriş ve çıkış sıcaklıkları ile basınçları ayrıca ısı

değiştirgeçlerinin üzerinden akan havanın giriş ve çıkış sıcaklıkları ile üzerinden akan havanın hacimsel debisinin ölçülmesi gerekmektedir. Bu değerler ölçüldükten sonra mühendisler tarafından analiz edilerek sistemdeki komponentlerin düzgün çalışması teyid edilmiş olur.

BÖLÜM İKİ

RAYLI SİSTEM İKLİMLENDİRME CİHAZLARININ KOMPONENTLERİNİN VE ÇALIŞMA PRENSİPLERİNİN İNCELENMESİ

Bu bölümde, raylı sistem araçlarının iklimlendirme ünitelerinde kullanılan temel komponentler ve görevleri kısaca incelenecek ve çalışma prensipleri hakkında bilgiler verilecektir.

2.1 Raylı Sistem İklimlendirme Cihazlarında Kullanılan Temel Komponentler

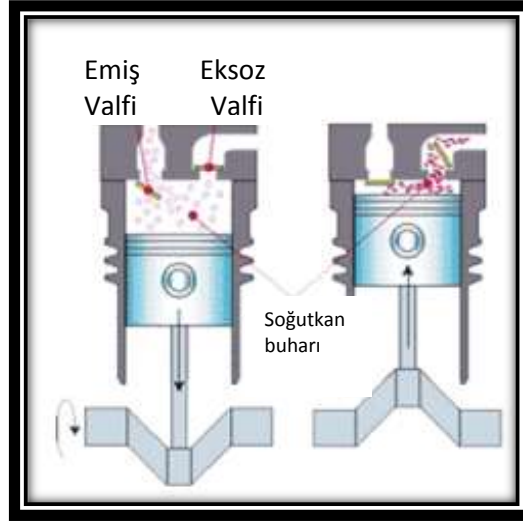
Bir raylı sistem iklimlendirme ünitesinin temel elemanları; kompresör, kondanser, genişleme elemanı, evaporatör, ısıtıcılar ve inverterdir.

2.1.1 Kompresör

Kompresörün iklimlendirme ünitesinde iki ana fonksiyonu bulunmaktadır. Soğutma sistemine soğutkan gazı pompalamak ve sistemdeki soğutkan gazı sıkıştırarak soğutkanın yoğunlaşarak sıvıya dönüşmesini sağlamak ve koşullandırılacak ortamdaki havanın ısınısını absorbe ederek koşullandırılan ortamın soğumasını sağlamaktır. Raylı sistem iklimlendirme ünitelerinde genellikle yarı hermetik, hermetik reciprocating ve scroll tip kompresörler kullanılmaktadır.

2.1.1.1 Yarı Hermetik ve Hermetik Reciprocating Kompresörler

Bu kompresörlerde bir piston, bir silindir içerisinde gidip gelme hareketi yaparak gazı sıkıştırmaktadır. Yarı hermetik kompresörler, elektrik motoru ve sıkıştırma mekaniği aynı gövde içinde bulunan ve ihtiyaç halinde açılabilen flanşlı bağlantıya sahip, yekpare gövdeli kompresör tipidir. Hermetik kompresörler, elektrik motoru ve sıkıştırma mekaniği kaynakla birleştirilmiş gövde içinde bulunan, tamiri mümkün olmayan kompresör tipidir.



Şekil 2.1 Reciprocating kompresörlerin çalışma prensibi



Şekil 2.2 Yarı hermetik reciprocating kompresör



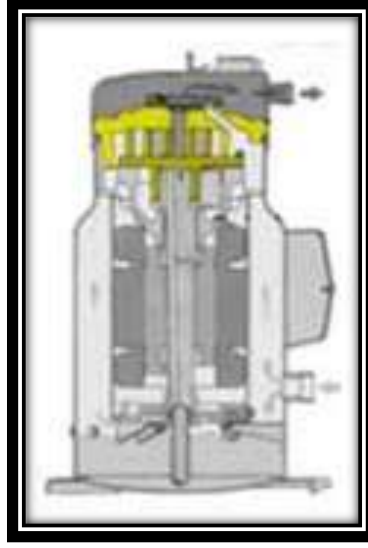
Şekil 2.3 Hermetik reciprocating kompresör

2.1.1.2 Scroll Tip Kompresörler

Scroll tip kompresörde, soğutkan gaz iç içe geçmiş ve eksenleri bir miktar off-set lenmiş spiral diskler tarafından sıkıştırılır. Dış taraftaki disk sabit olarak dururken, içerideki disk orbital hareketler yap, gazı dışarıdan alıp, merkeze doğru gazı sıkıştırır.



Şekil 2.4 Scroll tip kompresör çalışma prensibi



Şekil 2.5 Scroll tip kompresör

2.1.2 Kondanser

Kondanser, kompresörden çıkan yüksek basınçlı sıcak gazın ısını dış ortama atarak soğumasını sağlayan bir ısı eşanjörüdür. Kondanserin kapasitesi, iklimlendirme ünitesinin soğutma kapasitesi ve kompresöre verilen elektriksel gücün toplanmasıyla bulunur. Kondanser peteğinin boyutları, üretici firmanın elindeki kalıplara göre ve gerekli teorik hesaplamalara göre belirlenir. Raylı sistem araçlarında genellikle bakır boru-alüminyum kanat tipi kondanser petekleri kullanılır ve karşısına konulan aksiyel bir fan ile zorlanmış taşınımına maruz bırakılır.



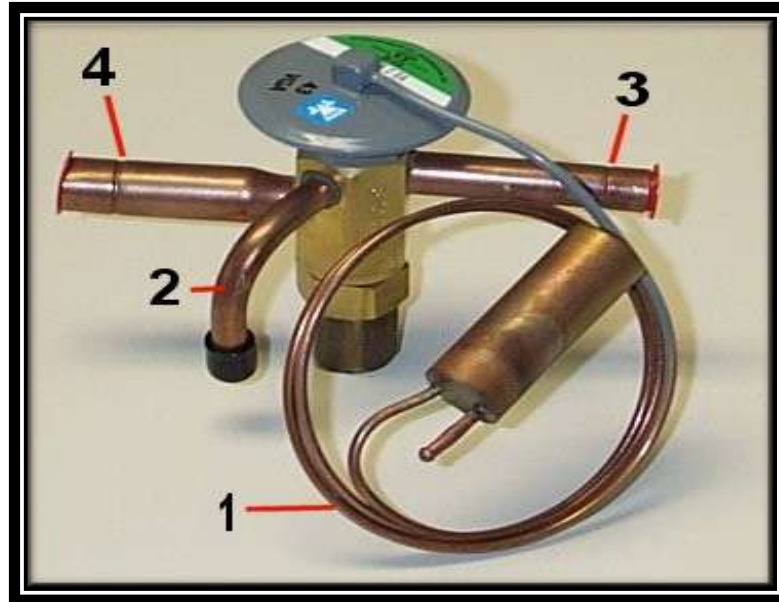
Şekil 2.6 Kondanser-fan ünitesi

2.1.3 Genleşme Vanası

Genleşme vanası, soğutma çevrimindeki akışı düzenleyerek kondanserden çıkan yüksek sıcaklık ve basınçtaki gazı belirlenen evaporator basıncına ve sıcaklığına düşürür. Raylı system araçlarının kullanımı esnasında dış ortam sıcaklığı, iç ortam sıcaklığı ve ısı yük büyük miktarlarda ve çok sık değiştiği için termostatik genleşme vanası kullanılmaktadır.

2.1.3.2 Termostatik Genleşme Vanası

Termostatik genleşme vanası, termal yükün çok fazla değiştiği ortamlarda kullanılan iklimlendirme ünitelerinde kullanılmaktadır. Temel görevi değişen kondanser ve evaporatör koşullarını dengelemek için akışın hızını değiştirmek ve böylece gazın hal değişimlerini kontrol etmektir. Termostatik genleşme elemanının parçaları aşağıdaki şekilde gösterilmektedir.



Şekil 2.7 Genleşme elemanını oluşturan parçalar

Şekil 2.7' de belirtilen parçalar aşağıdaki gibidir.

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

Termostatik genleşme vanası kontrol sistemine göre içten dengelemeli ve dıştan dengelemeli olmak üzere ikiye ayrılır.

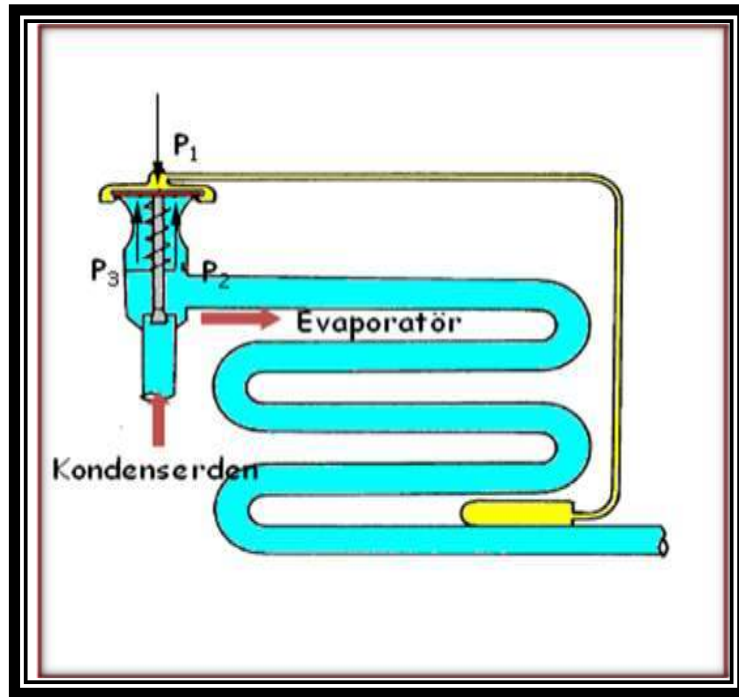
2.1.3.2.1 İçten Dengelemeli Termostatik Genleşme Vanası. Sistemin termal yükündeki değişimlere bağlı olarak açma oranı otomatik olarak değişir ve akışkan hızı ayarlanır. Böylece sistemin termal yükü arttığında sistemdeki gazın hızı artar, termal yük azaldığında ise akışkan hızı yavaşlayarak evaporatörde tamamen buharlaşması sağlanır. Valfin açıklık oranı aşağıdaki üç kuvvetin dengesiyle belirlenir.

P1- Bulbteki gaz basıncı

P2- Evaporatör buharlaşma basıncı

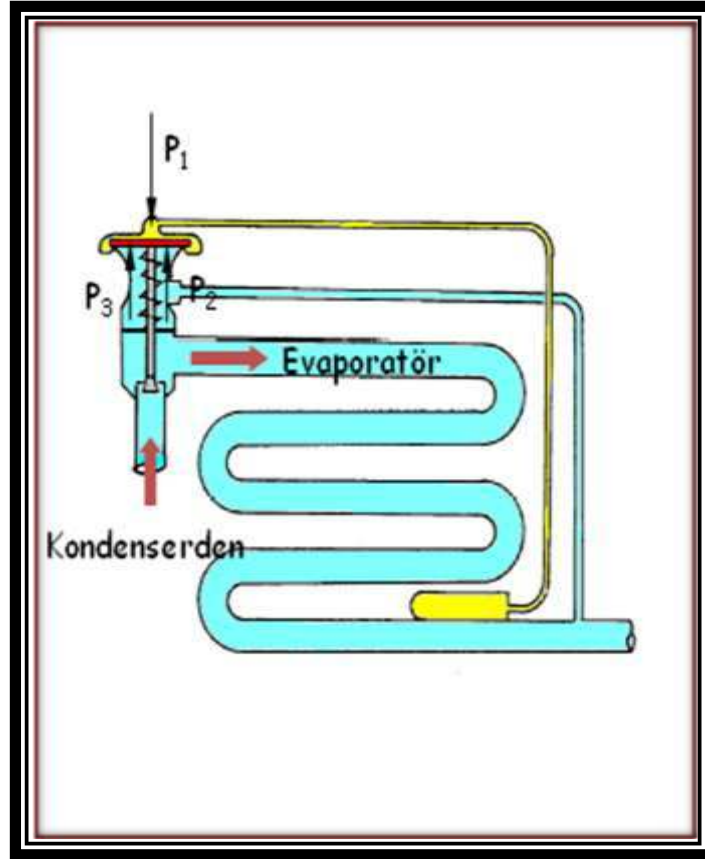
P3- Superheat ayar yayı kuvveti

$P1 = P2 + P3$ olduğu durumda sistem dengededir. Yük artarsa bulb içindeki akışkan sıcaklığı artar ve $P1 > P2 + P3$ olur. Böylece diyafram aşağıya doğru hareket ederek valfin daha çok açılmasını sağlar. Yük azalırsa bulbteki basınç düşer, $P1 < P2 + P3$, valf kısılır ve daha az akışkan geçer.



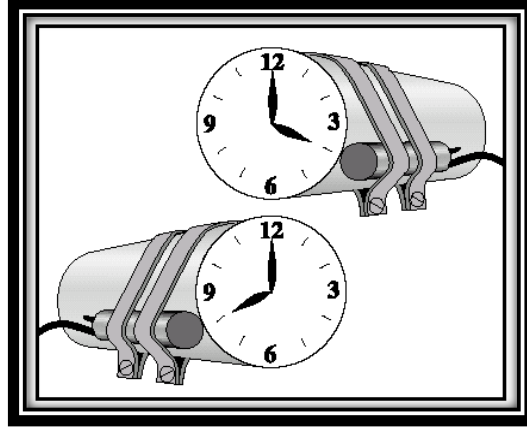
Şekil 2.8 İçten dengelemeli termostatik genleşme vanasının şematik gösterimi

2.1.3.2.2 *Dıştan Dengelemeli Termostatik Genleşme Valfi*. Eğer iklimlendirme ünitesinin evaporatörü büyükse akışkan evaporatörden geçerken kayda değer miktarda basınç düşümü olur. Evaporatördeki basınç düşümünü telafi etmek için dıştan dengelemeli termostatik genleşme valfi kullanılır. Bu valfte dahili dengeleme açıklığı kaldırılmıştır ve diyafram altındaki basınç, P2, evaporatör çıkışından alınmıştır. Klima soğutma sistemlerinde en çok kullanılan tiptir.



Şekil 2.9 Dıştan dengelemeli termostatik genleşme vanasının şematik gösterimi

Genleşme valfi, bulbinin doğru algılama yapabilmesi için bulbin bakır boru üzerine montaj pozisyonu aşağıda belirtildiği gibi gazın likit halinin yoğunlukta olduğu bölgede olmalıdır.



Şekil 2.10 Termostatik genleşme vanasının montaj yerinin gösterimi.

2.1.4 Evaporatör

Evaporatör, genleşme vanasından gelen düşük basınçtaki ve sıcaklıktaki sıvı soğutkanın, iklimlendirilecek ortamdaki ısı alarak tekrar tamamen buharlaşmasını sağlayan ve kompresöre % 100 gaz fazda gitmesini sağlayan ısı eşanjörüdür. Evaporatörün kapasitesi, iklimlendirilecek aracın ısı kazancı hesabına göre belirlenir. Bu ısı değiştirgecinin boyutları üretici firmanın elindeki kalıplara göre, gerekli teorik hesaplamalara göre belirlenir. Raylı sistem araçlarında genellikle bakır boru-alüminyum kanat tipi evaporatör petekleri kullanılır ve aracın hava kanalına konulan radyal tip fanlar ile birlikte aracın içerisinde iklimlendirilmesini ve hava sirkülasyonunu sağlar.



Şekil 2.11 Evaporatör ve radyal fan yerleşimi

2.1.5 Isıtıcılar

Raylı sistem iklimlendirme üniteleri, çok değişken ortam koşullarında çalışmaktadır. Ayrıca bu değişken ortam koşullarının limitleri arasındaki fark da çok yüksektir. Bu yüzden bu araçlarda kullanılan iklimlendirme üniteleri ısı pompası gibi hem ısıtma hem de soğutma yapamamaktadır. Eğer böyle bir sistem yapılırsa, ısıtma modunda ve soğutma modunda dengeyi sağlamak ve kullanılan komponentlerin güvenliğini sağlamak oldukça zordur. Bu sebeplerden dolayı, bu araçlarda ısıtma işlemi tij adı verilen rezistanslar yardımıyla yapılmaktadır. İklimlendirme ünitesinin evaporatör kısmında bulunan bu rezistansların aşırı ısınmasını ve yangın riskini ortadan kaldırmak için eriyen uçlu sigortalar kullanılmaktadır.

2.1.6 Inverter

Inverter, araçta iklimlendirme ünitesini beslemek için ayrılan elektriksel gücün, iklimlendirme ünitesi giriş gerilim ve frekans değerlerine getiren ayrıca iklimlendirme ünitesinin kontrolünü sağlayan bölümdür.

BÖLÜM ÜÇ

EN 14750-2 STANDARDININ İNCELENMESİ

Hafif raylı sistem araçlarının tip testleri bu standarda göre yapılmaktadır. Bu yüzden test odası tasarımı ve cihazın testleri bu standartta belirtilen parametrelere göre yapılacaktır. Bu bölümde standart incelenecektir.

3.1 Standardın Kapsamı

Bu standard, iklimlendirme ünitesi ile donatılmış şehir içinde veya belirli bölgelerde kullanılan araçları ayrıca metro ve tramvay araçları için geçerlidir. Bu standart ana hat araçları ve sürücü kabinleri için geçerli olmayıp bu araçlar için farklı Avrupa standartları geçerlidir.

Bu Avrupa standardı araçların kompartmanları veya salonları için konfor parametrelerinin ölçülmesi ile ilgili genel kuralları belirtmektedir. Konfor parametreleri ve toleransları EN 14750-1 standardında belirtilmiştir.

3.2 Test Sınıflandırması

Bu standartta 2 adet test seviyesi yer almaktadır.

3.2.1 Test Seviyesi TL 1

Bu test seviyesi, sistemin fonksiyonelliği ile ilgili temel bilgilerin elde edilmesi kullanılmaktadır. Bu test seviyesinin hedefi sistemin performansı ve konfor parametrelerini doğrulamak değildir. Bu test atölyede veya sahada yapılabilir.

3.2.2 Test Seviyesi TL 2

Bu test seviyesi, sistemin performansını ve konfor parametrelerini ful seviyede doğrulamada kullanılmaktadır.

3.3 Başlangıç Doğrulamaları

Başlangıç doğrulamaları, iklimlendirme ünitesinin elektrik-elektronik donanımını, kontrol sisteminin fonksiyonel mantığını, hava dağıtım kanallarının hava sızdırmazlığını, cihazın su sızdırmazlığını ve iklimlendirme ünitesinin termal kapasitesini doğrulamak için yapılır. Bu testler konfor testlerine başlamadan önce yapılmalıdır.

3.4 Konfor Testleri

3.4.1 Hava Hareketleri

Testler aşağıda belirtilen koşullarda yapılmalıdır:

Araç durgun halde ve kötü hava koşullarından korunmuş olmalıdır.

Test yapılan yerdeki rakım 1000 m' den az olmalıdır.

Araçın dışındaki hava hızı 0 km/h ve 5 km/h arasında olmalıdır.

Dış hava sıcaklığı + 15 °C ve + 30 °C arasında olmalıdır.

Eğer seviye veya dış hava sıcaklıkları yukarıda belirtilenlerden farklı ise normal atmosferik koşullara ait düzeltmeler yapılmalıdır.

3.4.2 Kritik Hava Hızı

Araç içerisindeki hava hızları bütün oturma pozisyonları için araç zemininden 1,10 m yukarıda ve zeminden 1,70 m yükseklikten ek C' deki pozisyonlara göre yapılacaktır. Bu ölçümün amacı konfor alanındaki maksimum hıza sahip lokasyonu belirlemektir. Hava dağılımının veya hızının cihazın ısıtma, soğutma veya ventilasyon moduna göre değişmesi söz konusu ise maksimum hava hızına sahip lokasyonun her modda ölçülmesi gereklidir. Bu kritik yüksek hızın lokasyonunun belirlenmesi detaylı hava hızı ve sıcaklığı ölçümlerinde ve konfor bölgesinde kabul edilebilir hava hızı doğrulamalarında kullanılır.

3.4.3 Hava Hızlarının Ölçülmesi

Bu test, iklimik testler boyunca yolcuların termal ve volumetrik etkileri olmadan yürütülmelidir.

3.5 İklimatik Testler

3.5.1 Genel Uyarılar

Ek D test seviyesi TL 1 için test programını tanımlamaktadır. Bu testler sadece araç durağan haldeyken ve ek D' de belirtilen dış hava hızları sağlandığında yapılmalıdır.

Ek E, EN 14750-1' de belirtilen konfor parametrelerini doğrulamak için yapılan test programını tanımlar. Ekteki tanımlamalar bir zorunluluk değildir fakat bu testler esnasında yapılan ölçümlerle fiziksel koşullar birbiri ile uyumlu olmalıdır.

Testler boyunca araç üzerinde ek F' ye göre belirlenen ölçüm noktalarından alınan değerler sürekli kaydedilmelidir. Ayrıca cihazın enerji tüketimi de sürekli olarak ölçülmelidir.

3.5.2 Ön Isıtma Testi

3.5.2.1 Test Seviyesi TL 1

Ön ısıtma için test koşulları ek D' de tanımlanmıştır. Test edilecek araç test odasına teste başlamadan en az 8 saat önce ısıtma tertibatı kapalı halde yerleştirilmelidir.

Ön ısıtma testine başlamadan önce, aracın iç havasının ve yüzey sıcaklıklarının, aracın dış hava sıcaklığında ± 2 K lik sıcaklık değişimi yakalandığı zaman en az 15 dk bekletilerek kararlı hale gelmesi sağlanmalıdır.

3.5.2.2 Test Seviyesi TL 2

Ön ısıtma için test koşulları ek E' de tanımlanmıştır.

Ön ısıtma testine başlamadan önce, aracın iç havasının ve yüzey sıcaklıklarının, aracın dış hava sıcaklığında ± 1 K lik sıcaklık değişimi yakalandığı zaman en az 1 saat bekletilerek kararlı hale gelmesi sağlanmalıdır.

3.5.3 Ön Soğutma Testi

3.5.3.1 Test Seviyesi TL 1

Ön soğutma için test koşulları ek D' de verilmiştir.

Test edilecek araç test odasına teste başlamadan en az 8 saat önce iklimlendirme ünitesi kapalı halde yerleştirilmelidir.

Ön soğutma testine başlamadan önce, aracın iç havasının ve yüzey sıcaklıklarının, aracın dış hava sıcaklığında ± 2 K lik sıcaklık değişimi yakalandığı zaman en az 15 dk bekletilerek kararlı hale gelmesi sağlanmalıdır. Bu anda ön soğutma testine başlamadan önce doğal güneş ışığı kaynakları veya araç içerisinde güneş yükü etkisi veren ısıtıcılar 2 saat süre ile EN 14750-1 ek G' de verilen değerleri karşılayacak şekilde kapılar ve pencereler kapalı iken açılmalıdır.

3.5.3.2 Test Seviyesi TL 2

Ön soğutma için test koşulları ek E' de verilmiştir.

Ön soğutma testine başlamadan önce, aracın iç havasının ve yüzey sıcaklıklarının; belirlenen dış hava sıcaklığında ± 1 K lik sıcaklık değişimi yakalandığı zaman en az 1 saat bekletilerek kararlı hale gelmesi sağlanmalıdır. Bu anda ön soğutma testine başlamadan önce doğal güneş ışığı kaynakları veya araç içerisinde güneş yükü etkisi

veren ısıtıcılar 2 saat süre ile EN 14750-1 ek G' de verilen değerleri karşılayacak şekilde kapılar ve pencereler kapalı iken açılmalıdır.

3.5.4 Regülasyon Testleri

Test koşulları ek D ve E' de tanımlanmıştır.

Stabilize durumdan başlayarak (Bkz. ek H), herhangi bir parametreyi değiştirdikten sonra (içeride veya dışarıda) 1 saat daha beklenmelidir veya ardışık benzer 3 kontrol çevrimi yapılmalıdır. Daha sonra elde edilen sonuçlar EN 14750-1' de belirtilen gereksinimlere uygun olmalıdır.

Not: Yukarıda bahsedilen stabilize durum, ortalama iç ortam sıcaklığının (T_{im}) iklimlendirme ünitesinin set edildiği iç ortam sıcaklığıyla arasındaki farkın ± 2 K aralığında olduğu durumdur.

3.5.5 Açık veya Kapalı Kapılarla Test

Test koşulları ek D ve E' de belirtilmiştir.

3.5.4' de belirtilen stabilize durumdan başlayarak (Bkz. ek H) testler EN 14750-1' de belirtilen aşağıdaki koşullara göre yapılmalıdır.

Araç türlerine göre test esnasındaki kapı açma kapama sıklığı ve süresi aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 3.1 Kapı açma/kapama çevrimleri

	Kategori A	Kategori B
Kapıların Kapalı Kalma Süresi	5 dk.	2 dk
Kapıların Açık Kalma Süresi	30 sn	20 sn

Not: Araçların kategorisi m^2 'ye düşen kişi sayısı, yolcuların ortalama seyahat süresi ve 2 durak arasındaki seyahat süresine göre belirlenmektedir. Bu şekilde yapılan grupta aşağıdaki tabloda gösterilmektedir.

Tablo 3.2 Araç sınıflandırması

	Kategori A	Kategori B
Kapıların Kapalı Kalma Süresi	5 dk.	2 dk
Kapıların Açık Kalma Süresi	30 sn	20 sn
İki Durak Arasındaki Seyahat Süresi	> 3 dk	≤ 3 dk

Eğer A sınıfı araçlarda seyahat eden yolcuların seyahat süresi 1 saatten fazla ise bu durumda bu araçlar ana hat araçları olarak kabul edilebilir.

3.6 Uç Çalışma Koşullarında Yapılan Testler

İklimlendirme ünitesinin çalışması uç noktalarındaki çalışma sıcaklıklarında test edilmektedir. Bu testler aşağıda belirtilen uç noktalarda yapılacaktır.

Ek I' da belirtilen minimum sıcaklık değerinden 5 K daha aşağı ve maksimum sıcaklık değerinden 5 K daha fazla olacaktır.

Eğer iklimlendirme ünitesi şasi altında konumlandırılmışsa ek I' da belirtilen maksimum değerden 10 K daha fazla olacaktır.

TL 1 seviyesindeki testte iklimlendirme ünitesi araç üzerine takılmadan önce teste tabi tutulmalıdır.

3.7 Tamamlayıcı Testler

3.7.1 Ses Emisyonu

Araç üzerinde sadece iklimlendirme ünitesi çalışırken, iklimlendirme ünitesinin bütün çalışma modlarında ve her türlü fonksiyonları aktif iken cihazın çıkardığı ses araçtan 1m uzaklıktaki mesafeden ve araç içerisinden ses seviyesi ölçülmelidir.

3.7.2 Vibrasyon Üretimi

Araç üzerinde sadece iklimlendirme ünitesi şartnamede belirtilen konforu sağlayacak şekilde çalışırken cihazın vibrasyon ölçümleri yapılmalıdır.

3.8 Test Ekipmanlarının Karakteristikleri

3.8.1 Genel Uyarılar

Eğer testler bir iklimatik odada yapılacaksa, test odası sıcaklığı, bağıl nem değeri, ve hava hızı ek D ve E' de belirtilen aralıklarda olmalıdır.

3.8.2 Yolcular

Yolcuların simulasyonu, şartlandırılmış ortamda ek J de belirtilen eğrilerle uyumlu olacak şekilde yapılmalıdır.

Duyulur ısının simulasyonu için, yüzey sıcaklığı + 40 °C yi geçmeyecek şekilde seçilen ısıtıcılar kullanılmalıdır.

Gizli ısınının simulasyonu ortama sıcak su buharı salınarak yapılmalıdır. Duyulur ısı bu buhar üreticisi ile karşılaştığında duyulur ısının toplam dengesi sağlanacaktır.

3.8.3 Eşdeğer Solar Yük

Eğer imkan var ise aşağıdaki özellikleri verilen lambalar kullanılarak global solar yük (1120 W/m^2) test odasında simule edilmelidir.

Tablo 3.3 Solar radyasyon lambalarının karakteristikleri

Dalga Boyu (Nanometre)	Toplam Radyasyondaki Oranı %	İzin Verilen Tolerans %
280-400	6,1	± 3
400-800	51,8	± 5
800-3000	42,1	± 5

3.9 Ölçüm Noktalarının Dağılımı

3.9.1 Genel

Ölçüm noktaları aşağıda belirtildiği gibi olacaktır. Eğer fiziksel veya çevresel sebeplerden dolayı eklerde belirtilen noktalardan ölçüm yapmak imkansız ise araç üreticisinin sözleşmesinde detaylandırılmalıdır.

3.9.2 Araç İçindeki Sensör Dağılımı

3.9.2.1 Konfor Alanı Sıcaklık Ölçüm Noktaları

Bu noktalar ek C' de verilmiştir.

3.9.2.2 Yüzey Sıcaklığı Ölçüm Noktaları

Bu noktalar ek G' de verilmiştir.

3.9.2.3 Destek Havası Çıkış Sıcaklığı Ölçüm Noktaları

Daha önceki testlerde belirlenen en sıcak noktadan ölçülmelidir.

3.9.2.4 Konfor Alanı Hava Hızı Ölçüm Noktaları

Bu noktalar 3.4' nolu konuda belirtilmiştir.

3.9.2.5 Konfor Alanı Bağıl Nem Ölçüm Noktaları

Bağıl nem değerleri, kompartmanların veya ek C' de tanımlanan zonların geometrik merkezinden ölçülmelidir.

3.9.2.6 Klimatik Odadaki Sensör Dağılımı

Ortalama sıcaklık T_{em} , bağıl nem ve hava hızlarının ölçüm noktaları ek F' de tanımlanmıştır.

BÖLÜM DÖRT

TEST ODASININ TASARIM HESAPLAMALARINDA KULLANILAN TEORİK BİLGİLER

Teorik hesaplamalar bölümünde, test odasının tasarımında ve test odasında kullanılacak olan cihazlar ile ilgili hesaplamalarda kullanılacak olan formüller, izlenecek yollar ve yöntemler belirlenerek teorik bilgiler elde edilecektir.

4.1 Psikometrik Hesaplamalarda Kullanılan Teorik Bilgiler

Test odasının tasarımında ve üretiminde kullanılacak olan komponentlerin kapasitelerinin belirlenmesinde, nemli hava ile ilgili olarak hesaplamalar yapılacağı için temel psikometrik bilgilere ihtiyaç duyulacaktır. Bu bölümde ihtiyaç duyulacak olan formüller, tanımlar ve açıklamaları incelenecektir.

4.1.1 Atmosferik Hava

Atmosferik hava içerisinde birçok ayrı gaz fazındaki maddeyi ihtiva etmektedir. Bu maddeler su buharı, ve yabancı maddelerdir (Duman, polen, gaz fazındaki kirli atıklar.)

4.1.2 Kuru Hava

Kuru hava, atmosferik havadan bütün yabancı maddelerin ve su buharının çıkarılması sonucu elde edilebilir. Kuru havanın kompozisyonu genellikle sabittir fakat kendisini oluşturan komponentlerin miktarları zamana, coğrafik yapıya ve yer kabuğundan olan yüksekliğe bağlı olarak ufak farklılıklar gösterebilir. Kuru havanın kompozisyonundaki maddelerin hacimsel yüzdeleri Harrison (1965) tarafından şu şekilde verilmiştir. “Nitrogen, 78.084; oxygen, 20.9476; argon, 0.934; neon, 0.001818; helium, 0.000524; methane, 0.00015; sulfur dioxide, 0 to 0.0001; hydrogen, 0.00005; and minor components such as krypton, xenon, and ozone, 0.0002”.

4.1.3 Nemli Hava

Nemli hava, kuru hava ve su buharının karışımından oluşmaktadır. Nemli havanın içerisindeki su buharı miktarı, sıcaklık ve basınca bağlı olarak sıfırdan maksimum değere kadar değişebilmektedir. Nemli havanın termodinamik özelliklerini saptayabilmek için aşağıdaki temel parametrelerin anlamlarının ve hesaplama yöntemlerinin bilinmesi gereklidir.

4.1.3.1 Nem Oranı W (Humidity Ratio)

Bir nemli hava örneğinin içerdiği su buharı kütlesinin kuru hava kütlesine oranıdır ve aşağıdaki formüle göre hesaplanır.

$$W = \frac{M_w}{M_{da}} \quad \dots 4.1$$

4.1.3.2 Özgül Nem γ (Specific Humidity)

Özgül nem, bir örnekte bulunan su buharı kütlesinin, toplam nemli hava kütlesine oranıdır ve aşağıdaki formüle göre hesaplanır.

$$\gamma = W / (1 + W) \quad \dots 4.2$$

4.1.3.3 Mutlak Nem d_v (Absolute Humidity)

Mutlak nem, su buharı kütlesinin toplam örnek kütlesinin hacmine oranıdır.

$$d_v = M_w / V \quad \dots 4.3$$

4.1.3.4 Bağıl Nem (Relative Humidity)

Havanın bünyesinde su buharı halinde tuttuğu mutlak nemin, bulunduğu sıcaklık ve basınç koşullarında tutabildiği maksimum su miktarına olan oranıdır.

4.1.3.5 Nemli Hava İçin İdeal Gaz Bağlıntıları

İdeal gazların karışımının entalpisi, içerdiği komponentlerin kısmi entalpilerinin toplamına eşittir. Nemli havanın entalpisi bu yüzden aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$h = h_{da} + Wh_g \quad \dots 4.4$$

Yukarıdaki formülde h_{da} (kJ/kg) kuru havanın özgül entalpisini, h_g (kJ/kg) doymuş su buharının özgül entalpisini ifade eder.

Nemli havanın iç enerjisi de, yukarıdaki aynı mantığa göre aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$u = u_{da} + Wu_g \quad \dots 4.5$$

Yukarıdaki formülde u_{da} (kJ/kg) kuru havanın özgül entalpisini, u_g (kJ/kg) doymuş su buharının özgül entalpisini ifade eder.

4.2 Isı Kaybı – Kazancı Hesabında Kullanılan Teorik Bilgiler

Hafif raylı sistem aracının performans testlerini yapabilmek amacıyla oluşturulması planlanan test odasına ait teknik özelliklerin belirlenmesinde bu bölümde bahsedilecek olan teorik bilgiler kullanılacaktır.

4.2.1 Zorlanmış Taşınım Katsayısının Belirlenmesi

Test odasının duvarları üzerinde akan havanın taşınım katsayısını hesaplarken aşağıdaki bağıntılar kullanılacaktır.

4.2.1.1 Reynold Sayısı

Re sayısı, akışın karakteristiğinin belirlenmesinde ve buna göre taşınım katsayısının belirlenmesinde kullanılan boyutsuz bir parametredir. Re sayısı aşağıdaki formüle göre hesaplanmaktadır.

$$Re = \frac{\rho u_{\infty} x}{\mu} \dots 4.6$$

Bu formülde ρ (kg/m³) levha üzerinde akan akışkanın film sıcaklığındaki yoğunluğunu, u_{∞} (m/s) levha üzerinde akan akışkanın hızını, x (m) levhanın uzunluğunu, μ (Ns/m²) ise akışkanın film sıcaklığındaki dinamik viskozitesini ifade etmektedir. Düz levha üzerindeki akışta kritik Re sayısı 5×10^5 olarak kabul edilmektedir. Eğer akış için hesaplanan Re sayısı bu değerden daha küçük ise laminar daha yüksek ise türbülanslı akış olarak kabul edilmektedir.

4.2.1.2 Film Sıcaklığı

Taşınım problemlerinde akışkana ait özelliklerin belirlenmesinde kullanılan sıcaklıktır. Bu sıcaklık akışkanın aktığı yüzey ile akışkanın kendi sıcaklığının aritmetik ortalamasına eşittir ve aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$T_{film} = \frac{T_{yüzey} + T_{akışkan}}{2} \dots 4.7$$

4.2.1.3 Nusselt Sayısı

Bu boyutsuz parametre yüzeydeki sıcaklık gradyanına eşittir ve bu değer yüzeyden taşınım ile olan ısı transferinin ölçülmesini sağlar. Nusselt sayısı aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}L}{k_f} \dots 4.8$$

Yukarıdaki formülde $\overline{Nu}$ ortalama Nusselt sayısını, $\bar{h}$ (kJ/kg) yüzeydeki ortalama taşınım katsayısını, L (m) karakteristik uzunluğu, k_f (W/mK) akışkanın film sıcaklığındaki ısı iletim katsayısını ifade etmektedir.

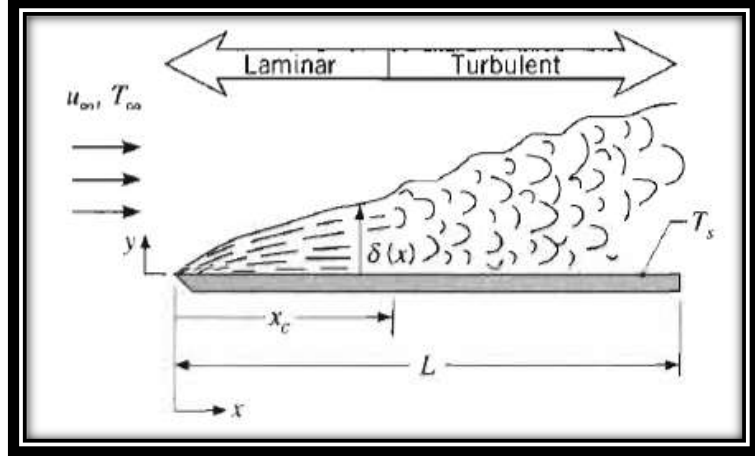
Eğer düz bir levha üzerinde karışık akış var ise ortalama Nusselt Sayısı aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\overline{Nu}_L = (0,037 Re_L^{0,8} - A) Pr^{0,33} \quad \dots 4.9$$

$$\left[\begin{array}{l} 0,6 \leq Pr \leq 60 \\ Re_{x,c} \leq Re_L \leq 10^8 \end{array} \right]$$

Yukarıdaki köşeli parantez içerisindeki ifade bu denklemin uygulama sınırlarını belirtmektedir. Denklemden A ile gösterilen katsayı kritik Reynold sayısına göre aşağıdaki gibi belirlenir.

$$A = 0,037 Re_{x,c}^{0,8} - 0,664 Re_{x,c}^{0,5} \quad \dots 4.10$$



Şekil 4.1 Düz levha üzerindeki karışık akış

Bu projede yapılan hesaplamalarda laminar bölge, türbülanslı bölgeye göre çok küçük olduğu için akışın tamamı türbülanslı olarak kabul edilir. Tamamıyla türbülanslı akış için $Re_{x,c} = 0$ ve $A = 0$ olarak kabul edilir. Bu yüzden 4.9 denklemi aşağıdaki denkleme dönüşür.

$$\overline{Nu}_L = 0,037 Re_L^{0,8} Pr^{0,33} \quad \dots 4.11$$

Bu projede yapılacak olan taşınım katsayısı hesaplarında 4.11 denklemi kullanılacaktır.

4.2.1.4 Türbülanslı Akışta Zorlanmış Taşınım Katsayısının Belirlenmesi

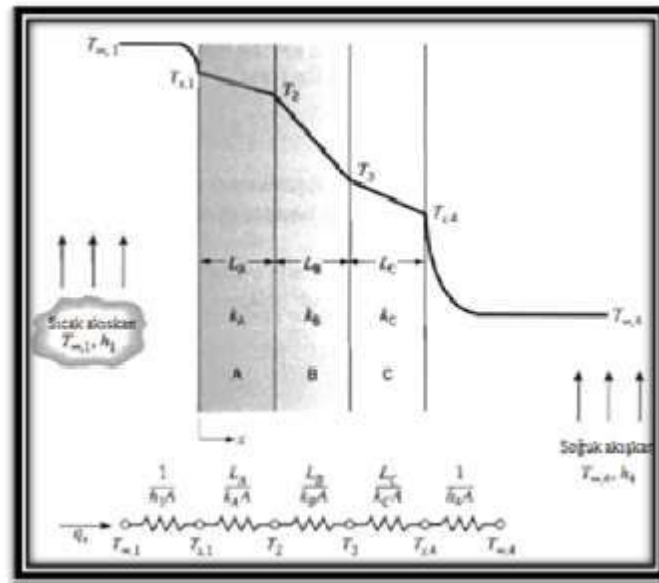
Yukarıda belirtilen 4.8 ve 4.11 denklemlerinde Nusselt sayısı iki farklı şekilde ifade edilebilmektedir. Bu iki denklem birbirine eşitlenirse zorlanmış taşınım katsayısı aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\bar{h} = k_f \cdot 0,037 \cdot Re_L^{0,8} \cdot Pr^{0,33} / L \quad \dots 4.12$$

4.2.2 Toplam Isı Geçiş Katsayısının Belirlenmesi

Test odasının toplam ısı kazancı-kaybı hesaplamaları yapılırken, duvarların toplam ısı geçiş katsayısının hesaplanması gereklidir. Test odasındaki toplam ısı geçiş katsayısı hesaplanırken, üzerinde tek boyutlu, kararlı ısı transferi olan kompozit duvarlar için termal direnç kavramı kullanılacaktır.

4.2.2.1 Kompozit Duvar İçin Toplam Isı Geçiş Katsayısı Bağıntıları



Şekil 4.2 Kompozit duvardaki eşdeğer termal devre

Test odasının da duvar yapısı yukarıdaki gibi birbirine paralel farklı duvarlardan oluşmaktadır. Yukarıdaki gibi bir sistem için tek boyutlu ısı transferi miktarı aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$q_x = \frac{T_{\infty,l} - T_{\infty,4}}{\sum R_t} \quad \dots 4.13$$

Bu formülde $T_{\infty,l} - T_{\infty,4}$ toplam sıcaklık farkını, $\sum R_t$ toplam termal direnci ifade etmektedir. Buradan,

$$q_x = \frac{T_{\infty,l} - T_{\infty,4}}{\left[\left(\frac{1}{h_1 A} \right) + \left(\frac{L_A}{k_A A} \right) + \left(\frac{L_B}{k_B A} \right) + \left(\frac{L_C}{k_C A} \right) + \left(\frac{1}{h_4 A} \right) \right]} \quad \dots 4.14$$

Alternatif olarak, duvardan olan ısı transferi, sıcaklık farkı ve termal direnç kavramları ile her bir element üzerinden ifade edilebilir. Örnek olarak,

$$q_x = \frac{T_{\infty,l} - T_{s,l}}{\left(\frac{1}{h_1 A} \right)} = \frac{T_{s,l} - T_2}{\left(\frac{L_A}{k_A A} \right)} = \frac{T_2 - T_3}{\left(\frac{L_B}{k_B A} \right)} = \dots \quad \dots 4.15$$

Kompozit sistemlerde toplam ısı geçiş katsayısı ile çalışmak daha uygundur. U (Toplam ısı geçiş katsayısı) Newton' un soğutma yasasına göre aşağıdaki gibi ifade edilir. Buna göre,

$$q_x = U \cdot A \cdot \Delta T \quad \dots 4.16$$

ΔT toplam sıcaklık farkıdır. Toplam ısı geçiş katsayısı $U = 1/R_{tot}$ olarak ifade edilmektedir. Buna göre şekil 4.2' den toplam ısı geçiş katsayısı aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$U = \frac{1}{R_{tot}} = \frac{1}{\left[\frac{1}{h_1} + \frac{L_A}{k_A} + \frac{L_B}{k_B} + \frac{L_C}{k_C} + \frac{1}{h_4} \right]} \quad \dots 4.17$$

4.2.3 Opak Yüzeylerden Olan ısı Kazancının Hesaplanması

Test odasının toplam ısı kazancı hesaplamaları yapılırken, odanın iç ve dış ortam sıcaklıkları arasındaki farktan kaynaklanan ısı transferinin yanı sıra, güneşin etkisinden ve yeryüzündeki yansımalarından dolayı da test odasına ısı transferi olmaktadır. Bu etkileri hesaplayabilmek için ASHRAE standardında bulunan aşağıdaki yöntemlerden faydalanılır.

Opak bir yüzeyin birim alanından olan ısı transferi aşağıdaki formül ile hesaplanır;

$$CF_{opq} = U \times (OF_t \times \Delta T + OF_D + OF_R \times DR) \quad \dots 4.18$$

4.18 formülünde kullanılan katsayıların açıklamaları aşağıdaki gibidir. Bu değerler hesap yapılan yüzeyin malzemesine göre ASHRAE standardına göre belirlenir

U: Yapısal toplam ısı geçiş katsayısı (W/m^2)

OF_t , OF_b , OF_r : Opak yüzeylerin soğutma faktörüdür.

DR: Günlük soğutma oranıdır.

Yukarıdaki katsayılar belirlendikten sonra birim alandan olan ısı transferi hesaplanır ve daha sonra yüzeyden olan toplam ısı transferi aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\dot{Q}_{opq} = A \times CF_{opq} \quad \dots 4.19$$

BÖLÜM BEŞ
HAFİF RAYLI SİSTEM ARAÇLARININ İKLİMLENDİRME
ÜNİTELERİNİN TEST GEREKSİNİMLERİNİ KARŞILAYAN TEST ODASI
TASARIMI

Hafif raylı sistem araçlarının iklimlendirme ünitelerinin testlerinin EN 14750-2 de belirtilen koşullarda yapılması gereklidir. Bu sebepten dolayı test odası bu standartta yer alan koşulları sağlayabilecek kapasitede olmalıdır.

5.1 Test Odası Tasarım Parametreleri

Test odası tasarımında kullanılacak parametreler temel olarak ikiye ayrılmaktadır. Bunlar;

Test odası içerisinde testlerin gerçekleştirilmesi için EN 14750-2' ye göre sağlanması gereken parametreler ve test odasının bulunduğu yerdeki dış ortam koşullarıdır.

5.1.1 EN 14750-2' ye Göre Test Odasının Tasarım Parametrelerinin Belirlenmesi

EN 14750-1 de belirtilen iklimatik bölgelerin ülkelere göre dağılımı ek B' de verilmiştir. İklimlendirme ünitesinin üreticisinin satıldığı ülkeler incelendiğine test odasının yaz için 1. bölge, kış için ise 3. bölgedeki iklimsel özellikleri sağlaması gerektiği belirlenmiştir. Bu iki bölgeye göre EN 14750-2' de tanımlanan test odasının tasarımı için gerekli parametreler aşağıdaki başlıklarda incelenecektir.

5.1.1.1 Test Odasında Sağlanması Gereken Sıcaklık Değerleri

İklimlendirme ünitesinin iklimatik testlerinin yapılması esnasında sağlanması gereken ortam sıcaklıkları ve toleransları ek D ve E' de belirtilmiştir.

İklimlendirme ünitesinin ısıtma performansı testinde, test odasında sağlanması gereken ortam sıcaklığı, minimum 2. ve 3. bölgeler için -20°C ' dir.

İklimlendirme ünitesinin soğutma performansı testinde, test odasında sağlanması gereken ortam sıcaklığı, maksimum 1. bölge için $+40^{\circ}\text{C}$ ' dir.

Test odasının tasarımı aşamasında bu sıcaklıklara 5 derece tolerans eklenerek, odanın $+45^{\circ}\text{C}$ ve -25°C ' yi sağlaması hedeflenmiştir.

Klimatik testler esnasında, test odası ortam sıcaklığının dalgalanma toleransları yine aynı ekte $\pm 2\text{ K}$ olarak belirtilmiştir.

5.1.1.2 Test Odasında Sağlanması Gereken Bağıl Nem Değerleri

İklimlendirme ünitesinin klimatik testlerinin yapılması esnasında test odasında sağlanması gereken bağıl nem değerleri ve toleransları ek D ve E' de belirtilmiştir.

Nem opsiyonu sadece iklimlendirme ünitesinin soğutma testleri esnasında kullanılacaktır. En kritik nem değeri 40°C ' de % 40 olarak belirtilmiştir.

Test odasının tasarımı esnasında, test odasının maksimum tasarım sıcaklığı olan $+45^{\circ}\text{C}$ ' de iklimlendirme ünitelerinin satılabileceği yüksek nem oranları olan bölgeleri de kapsamaları için % 80 bağıl nemi sağlaması hedeflenmiştir. Bu toleranslar, hesaba katılamayan kayıpların önlenmesi için de gereklidir.

5.1.1.3 Test Odasında Sağlanması Gereken Solar Radyasyon Değerleri

EN 14750-2 standardına göre, test odasında solar yükü simule edecek olan lambalar global solar yük değerini (1120 W/m^2) sağlamalıdır. Global solar yükü sağlamak için özellikleri aşağıdaki tabloda belirtilen lambaların kullanılması yine aynı standarda göre tavsiye edilmektedir.

Tablo 5.1 Solar radyasyon lambalarının karakteristikleri

Dalga Boyu Nanometre	CIE 85° deki Terrestrial Radyasyona Kıyaslanan Toplam Radyasyon %	İzin Verilen Değişim %
280 to 400	6,1	± 3
400 to 800	51,8	± 5
800 to 3 000	42,1	± 5

Test odasına solar radyasyon lambalarının yerleşimi ve teste alınacak aracın konumu ek K’ da verilmiştir.

EN 14750-2 ‘ deki testlerde, eşdeğer solar radyasyonun ek D ve E’ de belirtildiği gibi 600 W/m^2 , 700 W/m^2 , 800 W/m^2 değerlerinde de kademeli olarak sağlanabilmesi gereklidir. Bu yüzden solar radyasyon lambalarının kontrolünde bu kritere göre tasarım yapılacaktır.

5.1.2 Test Odasının Tasarımında Dikkate Alınması Gereken Dış Ortam Koşulları

Test odasının tasarımında dikkate alınması gereken dış ortam koşulları; yaz ve kış için dış hava sıcaklıkları, ortalama bağıl nem değerleri, test odasının bulunduğu yerin rakım değeri, enlem bilgileri ve dış havanın ortalama hava hızlarıdır.

5.1.2.1 Yaz ve Kış İçin Dış Hava Sıcaklıklarının Belirlenmesi

Yaz ve kış için hava sıcaklıkları, DMİ verilerine dayanılarak İzmir için aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

Uzun yıllar içerisinde gerçekleşen (1975-2010) en yüksek ve en düşük sıcaklıklar, $+43 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (Ağustos ayında görülmüş) ve $-5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (Şubat ayında görülmüş) dir. Test odası, bu ekstrem koşullarda bile çalışabilecek şekilde tasarlanacaktır.

Ayrıca yaz ve kış mevsimleri için, test odasının temelinin gömülü olduğu 10 cm derinlikteki toprak sıcaklığı ortalama $11 \text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak kabul edilecektir.

5.1.2.2 Yaz ve Kış İçin Dış Havanın Ortalama Bağıl Neminin Belirlenmesi

Dış havanın ortalama bağıl nem değeri, İzmir Valiliği verilerine göre, yazın ortalama % 50, kışın ise ortalama %70 olarak belirlenmiştir.

5.1.2.3 Test Odasının Bulunduğu Yerin Rakım ve Enlem Bilgileri

Test odası İzmir Çiğili’ de bulunacağı için bu değerler ASHRAE standartlarından Çiğili’ ye göre belirlenecektir. Çiğili’ in rakım değeri 0 m, enlem değeri ise 38,52 °N’ dir.

5.1.2.4 Dış Havanın Ortalama Hava Hızının Belirlenmesi

Dış havanın ortalama hava hızı DMİ verilerine göre İzmir için, yaz mevsiminde 30 km/h, kış mevsiminde 70 km/h olarak belirtilmiştir.

5.2 Test Odasının Boyutlarının Belirlenmesi

Test odasının boyutları; test edilecek aracın boyutları, yatırım bütçesi, test standardı ve diğer eşdeğer özellikteki test odalarına göre belirlenecektir.

5.2.1 Test Odasında Test Edilecek Araçları Boyutlarının Belirlenmesi

Test odasında test edilecek olan raylı sistem araçları arasında en büyük boyutlara Tüvesaş tesislerinde üretilen ve şehirlerarası hatlarda çalışan TVS 2000 pulman vagonları sahiptir. Bir adet vagonun eni 2,83 m, boyu 26,55 m ve yüksekliği 3,98 m (tekerlekler dahil) dir. Raylı sistem araçlarının iklimlendirme üniteleri tasarlanırken vagon başına iki adet ünite kullanılacak şekilde boyutlandırma yapılmaktadır. Çünkü araç içerisinde homojen bir dağılım elde edebilmek için böyle bir yerleşim uygundur. Bu yüzden yatırım maliyeti de düşünülerek, komple bir adet vagonda simülasyon yapmak yerine vagonun yarıdan kesilerek test odasında test edilmesi daha uygun

olacaktır. Bu yüzden test odasının uzunluğu, vagonun yarı boyu referans alınarak boyutlandırılacaktır.

5.2.2 EN 14750-2 Standardında Yer Alan Test Odası Boyutları İle İlgili Bilgiler

Bu standartta test odasının boyutları ile ilgili tek bilgi, test odasına konulacak olan solar radyasyon cihazlarını, vagonun boyu boyunca uzanması gerektiği bilgisidir.

5.2.3 Diğer Test Odası Örneklerinin İncelenmesi

Raylı sistem araçlarının test edilmesinde kullanılan test odaları incelendiği zaman, en gelişmiş ve en son teknolojiye sahip test odasının Viyana’ da bulunan iklimik rüzgar tünelinin olduğu belirlenmiştir. Bu oda, Siemens, Alstrom gibi büyük tren üreticilerinin ortak finansmanı ile toplam 2,5 yılda Aiolos firması ve daha bir çok alt yüklenici firma tarafından inşa edilmiştir. Bu test odasında, yüksek nem, rüzgar, yağmur, kar, solar radyasyon yüksek ve düşük hava sıcaklığı simüle edilerek araçların ömürleri boyunca karşılaşılabilecekleri her türlü extreme koşullar oluşturularak araçların, ısıtma, soğutma, mekanik ve elektriksel fonksiyonlarının tümünün test edilmesine olanak sağlanmaktadır. Test odasındaki bir teste ait fotoğraf aşağıdaki gibidir.



Şekil 5.1 Viyana' daki test odası

Viyana' da yer alan tesiste, büyük ve küçük olmak üzere toplamda iki adet rüzgar ve iklimlendirme tüneli vardır. Odaların teknik özellikleri aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 5.2 Viyana' daki test odalarının teknik özellikleri

	Büyük Tünel	Küçük Tünel
Test Bölümü Boyutları (En x Boy x Yükseklik)	100 x 5 x 6m	31 x 5 x 6m
Sıcaklık Skalası	-50 °C/+60 °C	-50 °C /+60 °C
Rüzgar Hızı	10 / 250 km/h	10 / 120 km/h
Kar Simülasyon	Var	Var
Yağmur Simülasyonu	Var	Var
Hava Nemlendiricisi	15 ile 60 °C arasında %10 ve % 95 aralığında ayarlanabilir	15 ile 60 °C arasında %10 ve % 95 aralığında ayarlanabilir
Solar Paneller (Güç x Yükseklik)	1000 W/m ² / 47,5 m	1000 W/m ² / 31 m

Yukarıdaki küçük iklimik odanın özellikleri tasarlanan odanın özelliklerine daha yakın olduğu için tasarım yapılırken bu odanın ölçüleri de göz önünde bulundurulacaktır.

5.2.4 Test Odasının Belirlenen Tasarım Ölçüleri

Test odasının iç ölçüleri, yukarıdaki tüm tasarım kriterleri göz önünde bulundurularak genişlik 5 m, yükseklik 6,5 m ve derinlik 15 m olarak belirlenmiştir.

5.3 Test Odası Ekipmanlarının Belirlenmesi

Test odasında kullanılacak olan ekipmanlar, yukarıdaki tasarım kriterlerini sağlayabilecek ve EN 14750-2’ de belirtilen ölçülmesi gereken özellikleri ölçebilecek şekilde seçilecektir. Seçilecek ekipmanlar; test odası araç giriş kapısı, nemlendirici, solar radyasyon cihazları, pressure valf, otomatik kontrol ünitesi, ısıtıcı ekipmanlar, ısıtma ve soğutma sistemi ve uygun ölçüm ekipmanlarıdır.

5.3.1 Test Odasında Kullanılacak Olan Kapı Sisteminin Belirlenmesi

Test odasının kapısı, test odasına girecek aracın ölçülerine ve izolasyon özelliklerine göre belirlenecektir. Seçilen kapı sistemine ait özellikler aşağıdaki gibidir.

Kapı Genişliği: 3,20 m.

Kapı Yüksekliği: 4,75 m.

Kapı Kalınlığı: 0,7 m. (Soğuk hava depoları için bu kalınlık tavsiye edilmektedir.)

Poliüretan Yoğunluğu: 40-45 kg/m³.

Kapının Isı İletim Katsayısı: 0,022 W/m°C.

Kapı Kontrol Sistemi: Otomatik.



Şekil 5.2 Test odası araç giriş kapısı

5.3.2 Test Odasında Kullanılacak Olan Nemlendirici Cihazların Seçilmesi

Test odası için nemlendirici cihaz seçimi, test odasının çalışması esnasında karşılaşılabileceği maksimum nem oranı farkına göre belirlenecektir. Maksimum nem oranı farkı kışın test odasının iç ortam sıcaklığının ve neminin dış ortamdaki hava ile aynı olduğu koşuldan başlayarak, iç ortamı testler için maksimum ortam sıcaklığına ve nem oranına getirirken ortaya çıkmaktadır. Test odasının daha önceki bölümlerde belirlenen çalışma koşullarına göre başlangıç ve final koşulları aşağıdaki gibi belirlenir.

Başlangıç koşulları: $T_1 = T_{dış} = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$, %70 bağıl nem ve 1 atm açık hava basıncı için psikometrik diyagramdan $W_1 = W_{dış} = 1,7 \times 10^{-3} \text{ kg}_w/\text{kg}_{da}$ olarak elde edilir.

Final Koşulları: $T_2 = T_{test\ max} = +45\text{ }^{\circ}\text{C}$, % 80 bağıl nem ve 1 atm açık hava basıncı için psikometrik diyagramdan $W_2 = W_{test\ max} = 0,039 \text{ kg}_w/\text{kg}_{da}$ olarak elde edilir.

5.3.2.1 Nemlendirici Kapasitesinin Hesaplanması

Nemlendirici kapasitesi aşağıdaki formüle göre belirlenmektedir.

$$Nemlendirici Kapasitesi = \rho_{hava} \cdot V_{test odası} \cdot N \cdot (W_2 - W_1) \dots 5.1$$

Bu formülde ρ_{hava} havanın yoğunluğunu, $V_{test odası}$ test odasının iç hacmini, N test odası içerisindeki hava değişim adedini belirtmektedir. Bu değişkenlere ait değerler aşağıdaki gibidir.

$$\rho_{hava} = 1,23 \text{ kg/m}^3 \text{ (Havanın ortalama olarak yoğunluğu bu değerde seçilmiştir.)}$$

$$V_{test odası} = 5 \times 6,5 \times 15 = 487,5 \text{ m}^3$$

$$N = 5 \text{ adet/saat (Test odasının emsallerine göre belirlenmiştir.)}$$

Bu değerler 5.1 denkleme konulursa nemlendirici kapasitesi aşağıdaki gibi elde edilir.

$$Nemlendirici Kap. = 1,23 \times 487,5 \times 5 \times (0,039 - 1,7 \times 10^{-3}) = 118,83 \text{ kg/h}$$

Hesaplanamayan nem kayıplarını da dikkate almak için emniyet katsayısını 1,2 olarak seçersek, emniyetli kapasite aşağıdaki gibi belirlenir.

$$Emniyetli Nemlendirici Kap. = 1,2 \times 118,83 = 142,59 \text{ kg/h}$$

5.3.2.2 Nemlendirici Cihazların Seçilmesi

Nemlendirici cihazların aşağıda belirtilen özellikleri taşıması gerekmektedir.

Nemlendirici cihazlar oransal kontrol edilebilmelidir. Çünkü değişen ortam sıcaklıklarına ve koşullarına göre farklı tepkiler vermesi ve otomatik kontrol ünitesi ile akuple çalışarak, odanın içerisindeki nem dalgalanmasını minimuma getirmesi gerekmektedir. On-off olarak çalışan bir sistem seçilirse oda içerisindeki nem dalgalanması oldukça yüksek olacaktır.

Nemlendirici cihazların buharlı tip olması gerekmektedir. Aksi takdirde oda içerisine ince tanecikler halinde su püskürtülürse oda içerisindeki sıcaklığın stabil olarak kalması oldukça zorlaşacaktır. Bu yüzden buharlı tip nemlendirici cihazların kullanılması gerekmektedir.

Oda içerisinde homojen nem dağılımını elde etmek için, 3 ayrı nem cihazı ile 3 farklı yerden nemlendirilme yapılması tercih edilmiştir.

Yukarıdaki tüm kriterler göz önünde bulundurularak 25 kg/h' kapasiteye sahip, Carel' in oransal kontrollü, buharlı tip UE025YL001 cihazı seçilmiştir.

Bu cihazların tümü tam kapasite ile çalıştırılarak, cihaz seçiminde referans alınan başlangıç koşullarından, final koşula kadar gelmek için geçen süre aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$t = \frac{142,59}{25 \times 3} = 1,9 \text{ saat}$$

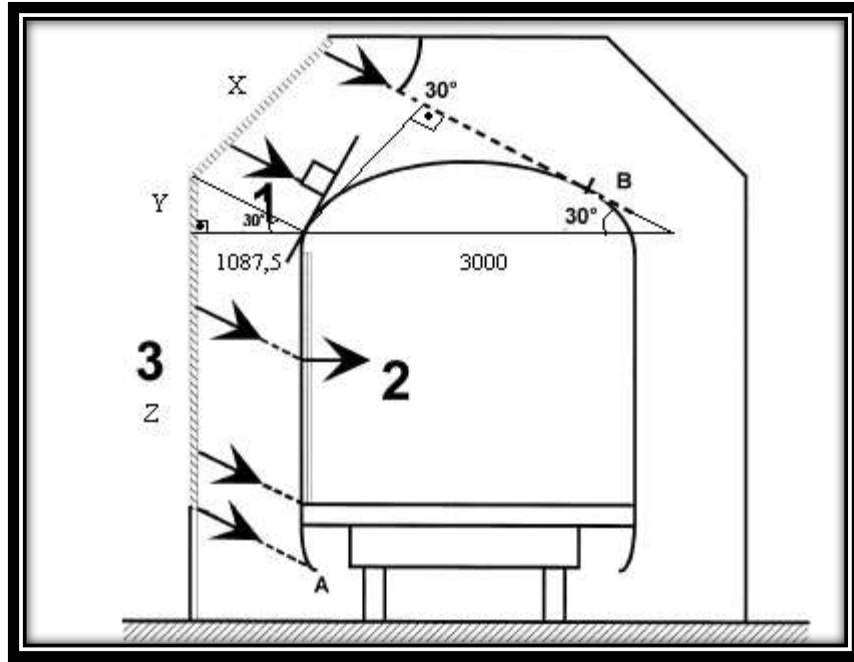
Odanın kararlı hale gelmesi için yaklaşık 2 saate ihtiyaç vardır. Bu da uygun bir süredir.



Şekil 5.3 Nemlendirici cihaz

5.3.3 Solar Radyasyon Sisteminin Belirlenmesi

Solar radyasyon lambaları EN 14750-2’ de belirlenen global solar yük değerini (1120 W/m^2) sağlamak zorundadır. Bu değeri sağlayacak toplam lamba gücünü belirleyebilmek için, öncelikle ek K’ daki yerleşime göre lambaların yerleşeceği panellerin boyutları belirlenmelidir. Aşağıdaki şekilde panellerinin belirlenmesi için gerekli geometrik bilgiler gösterilmiştir.



Şekil 5.4 Solar radyasyon panellerinin boyutlandırılmasında kullanılacak geometrik bilgiler

Şekil 5.4 deki bilgilere göre X, Y, Z ölçüleri aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$X = 3000 \times \sin 30 = 1500 \text{ mm},$$

$$Y = 1087,5 \times \sin 30 = 543,75 \text{ mm},$$

$$Z = 3500 - 543,75 = 2956,25 \text{ mm}$$

EN 14750-2 standardında solar radyasyon lambalarının trenin boyu boyunca uzanması gerektiği belirtilmektedir. Bu bilgiye istinaden test odasında test edilecek yarım vagonun boyuna göre (13,3 m), solar radyasyon lambalarının toplam yüzey alanı,

$$\text{Solar Lamba Yüzey Alanı} = (1,50 + 0,54 + 2,96) \times 13,3 = 66,5 \text{ m}^2$$

olarak hesaplanır.

5.1.1.3' de belirtildiği üzere farklı test koşulları için solar radyasyon lambalarının 600 W/m^2 , 700 W/m^2 , 800 W/m^2 , 1120 W/m^2 değerlerini kademeli olarak sağlaması gerekmektedir. Test odasının otomatik kontrol ünitesi de bu bilgiye istinaden, sağlanması gereken solar radyasyon miktarına göre, aşağıdaki hesaplamalarda belirlenecek adetlerdeki lambaları açıp-kapatacaktır. Ayrıca ampüllerin dalga boylarına göre, sağlaması gereken güç miktarları için dağılımları hesaplanacak ve adetler belirlenirken bu bilgi de göz önünde bulundurulacaktır.

5.3.3.1 Dalga Boylarına Göre Solar Radyasyon Ampüllerinin İncelenmesi

Tablo 5.1' de belirtilen dalga boylarında ışıma yapabilecek ampüller yapılan araştırmalar sonucunda aşağıdaki gibi belirlenmiştir.

5.3.3.1.1 280-400 nm Dalga Boyunu Sağlayabilecek Ampüller. Yapılan araştırmalar sonucunda bu aralıkta ışıma yapabilen Osram Ultramed 1000 modeli seçilmiştir. Bu modele ait teknik özellikler ve ampülün fotoğrafı aşağıda verilmiştir.



Şekil 5.5 Ultramed 1000 ampül

Tablo 5.3 Osram Ultramed 1000 ampülünün teknik özellikleri

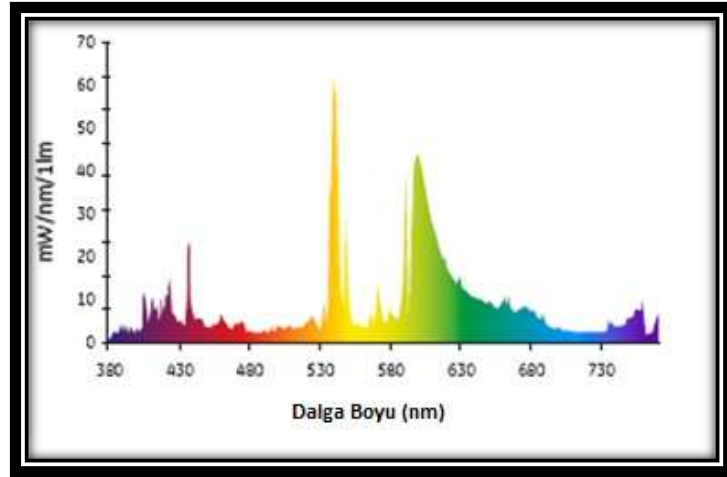
Cihaz İsmi	Ultramed 1000
Ürün Kodu	4050300021607
Cam Rengi	Şeffaf
Çalışma Gücü	1000 W
Çalışma Voltajı	230 V
Çap	28 mm
Uzunluk	140 mm
Ömür	800 h
315-400 nm aralığındaki UVA Işınım Gücü	230 W
280-315 nm aralığındaki UVB Işınım Gücü	30 W

5.3.3.1.2 400-800 nm Dalga Boyunu Sağlayabilecek Ampüller. Yapılan araştırmalar sonucunda bu aralıkta ışıma yapabilen 400W'lık GE CMH400/TT/UVC/U/830/E40 modeli seçilmiştir. Bu modele ait teknik özellikler ve ampülün fotoğrafı aşağıda verilmiştir.

Tablo 5.4 GE CMH400/TT/UVC/U/830/E40 ampülünün teknik özellikleri

Cihaz İsmi	GE CMH400
Ürün Kodu	13067
Cam Rengi	Şeffaf
Nominal Güç	400 W
Çalışma Voltajı	230 V
Çap	28 mm
Uzunluk	140 mm

Bu ampülün dalga boyunun dağılımı ise aşağıdaki grafikte verilmiştir.



Şekil 5.6 GE CMH400/TT/UVC/U/830/E40' in dalga boyu dağılımı

Ampülün görünümü ise aşağıdaki gibidir.



Şekil 5.7 GE CMH
400/TT/UVC/U/830/E40

5.3.3.1.3 800-3000 nm Dalga Boyunu Sağlayabilecek Ampüller. Yapılan araştırmalar sonucunda bu aralıkta ışıma yapabilen Osram Sicca R125 modeli seçilmiştir. Bu modele ait teknik özellikler ve ampülün fotoğrafı aşağıda verilmiştir.

Tablo 5.5 Osram Sicca R125 ampülünün teknik özellikleri

Cihaz İsmi	Sicca R125 CL 375W
Ürün Kodu	4050300206912
Cam Rengi	Şeffaf
Çalışma Gücü	375 W
Çalışma Voltajı	230 V
Çap	125 mm
Uzunluk	185 mm
Ömür	5000 h



Şekil 5.8 Sicca R125 CL 375W

5.3.3.2 1120 W/m² Değerini Sağlayacak Solar Lamba Adetleri ve Dağılımları

Test odasında, hesaplanan alanda bu gücü sağlayabilmek için kullanılacak solar lamba sayısı aşağıdaki gibi belirlenecektir.

$$\text{Toplam Gerekli Solar Güç} = 1120 \times 66,5 = 74,48 \text{ kW}$$

Bu gücü sağlayabilecek ampüllerin dağılımı tablo 5.1' de belirtilen oranlara göre aşağıdaki tablodaki gibi olmalıdır.

Tablo 5.6 1120 W/m² nin sağlanması için ampül dağılımı

Dalga Boyu (nm)	Vermesi Gereken Güç (kW)	Ampül Adedi	Ampül Adı
280 – 400	4,54	17	Ultramed 1000
400 – 800	38,58	96	GE
800 – 3000	31,36	84	Sicca R125

5.3.3.3 800 W/m² Değerini Sağlayacak Solar Lamba Adetleri ve Dağılımları

Test odasında, hesaplanan alanda bu gücü sağlayabilmek için kullanılacak solar lamba sayısı aşağıdaki gibi belirlenecektir.

$$\text{Toplam Gerekli Solar Güç} = 800 \times 66,5 = 53,20 \text{ kW}$$

Bu gücü sağlayabilecek ampüllerin dağılımı tablo 5.1' de belirtilen oranlara göre aşağıdaki tablodaki gibi olmalıdır.

Tablo 5.7 800 W/m² nin sağlanması için ampül dağılımı

Dalga Boyu (nm)	Vermesi Gereken Güç (kW)	Ampül Adedi	Ampül Adı
280 – 400	3.25	13	Ultramed 1000
400 – 800	27,56	69	GE
800 – 3000	22,39	60	Sicca R125

5.3.3.4 600 W/m² Değerini Sağlayacak Solar Lamba Adetleri ve Dağılımları

Test odasında, hesaplanan alanda bu gücü sağlayabilmek için kullanılacak solar lamba sayısı aşağıdaki gibi belirlenecektir.

$$\text{Toplam Gerekli Solar Güç} = 600 \times 66,5 = 38,90 \text{ kW}$$

Bu gücü sağlayabilecek ampüllerin dağılımı tablo 5.1’ de belirtilen oranlara göre aşağıdaki tablodaki gibi olmalıdır.

Tablo 5.8 600 W/m² nin sağlanması için ampül dağılımı

Dalga Boyu (nm)	Vermesi Gereken Güç (kW)	Ampül Adedi	Ampül Adı
280 – 400	2,37	9	Ultramed 1000
400 – 800	20,15	51	GE
800 – 3000	16,38	44	Sicca R125

5.3.3.5 Solar Radyasyon Lambalarının Kontrol Şekli

Solar radyasyon lambaları kademeli olarak manuel bir anahtar yardımıyla 1120 W/m², 800 W/m², 700 W/m² ve 600 W/m² değerlerini sağlayabilecek şekilde yukarıdaki miktarlara göre açılıp kapatılabilecektir. Bu yüzden kontrol sistemi 4 kademeli olacak ve yapılacak test koşullarına göre açılıp kapatılabilecektir.

5.3.4 Odanın İzolasyonunda Kullanılacak Malzemelerin Seçilmesi

Test odasının izolasyon kalınlıkları standard poliüretanlı sandviç panellerden seçilmiştir. Yapılan araştırmalara ve firmanın elinde hazırda bulunan panellere göre aşağıdaki izolasyon malzemeleri ve kalınlıkları belirlenmiştir.

Yan Duvarlar: 8 cm poliüretan (0,022 W/mK)

Tavan: 10 cm poliüretan (0,022 W/mK)

Taban: 8 cm beton (0,8 W/mK) ve 4 cm mavi strafor (0,033 W/mK)

5.3.5 Basınç Dengeleme Valfinin Seçimi

Dış hava sıcaklığının yüksek olduğu dönemlerde, test koşullarını sağlamak için iç ortam sıcaklığı düşürülürse, iç ortamdaki havanın basıncı düşecek ve vakum meydana gelecektir. Dış ortam sıcaklığının düşük olduğu dönemlerde, test koşullarını sağlamak için iç ortam sıcaklığı yükseltirise, iç ortamdaki havanın basıncı yükselecek ve test odasının duvarlarına dışarı doğru bir kuvvet uygulayacaktır.

Basınç dengeleme valfi bu gibi durumlarda odanın duvarlarındaki zorlanmaları azaltmak için iç ve dış basıncı dengeleyecek şekilde çalışmaktadır. Valfler, oda içerisindeki ani basınç dalgalanmalarını bile içerisindeki yatay doğrultuda çalışan çift taraflı yay sistemiyle dengeleyebilmektedir.

Ayrıca soğuk ortam koşullarında valfin donmasını engellemek için içerisinde ısıtıcı rezistans sistemi de bulunmaktadır.

Test odasına konması gereken dengeleme valfi sayısı üretici firma tarafından belirlenir. Yapmayı planladığımız test odasında Finnebacks firmasının JIGS modeli valfler kullanılacaktır. Firmanın yayınladığı teknik speklere göre, her 60 m³' lük bir hacim için 1 adet valf kullanılması gerektiği belirtilmiştir. Bu bilgiye göre test odasında kullanılması gereken valf miktarı aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$Valf Sayısı = \frac{Test Odası İç Hacmi}{60 m^3} = \frac{487,5}{60} = 8,125$$

Bu sonuca göre toplam 8 adet valfin kullanılması yeterli olacaktır.

Kullanılacak valfin diğer özellikleri aşağıdaki gibidir;

Elektrikli Isıtıcı Gücü: 20 W

Voltaj: 220V

Dış Çapı: 100 mm

Derinlik: Kullanılan panel kalınlığına göre seçilecektir.



Şekil 5.9 JIGS Isıticılı basınç dengeleme valfi

5.3.6 Isıtma Sisteminin Belirlenmesi

Isıtma sistemi, daha önceki konularda belirlenen tasarım koşullarından, dış ortamın kışın en soğuk olduğu dönemde, iç ortamda en sıcak ve nemli ortam koşulların sağlanması durumuna göre belirlenecektir. Buna göre tasarım koşulları aşağıdaki gibidir;

Dış Ortam: - 5 °C, % 50 RH, rüzgar hızı 70 km/h,

İç Ortam: + 45 °C, % 80 RH, tasarımdaki rüzgar hızı 2 m/s.

Bu verilere dayanılarak önce odanın duvarlarının toplam ısı geçiş katsayıları hesaplanıp daha sonra da bu veriler kullanılarak odanın toplam ısıtma yükü hesaplanacaktır.

5.3.6.1 Yan Duvarların Toplam Isı Geçiş Katsayısının Belirlenmesi

Yan duvarların toplam ısı geçiş katsayısını hesaplamak için yan duvarların dışında ve içinde akan havanın taşınım katsayılarının hesaplanması gereklidir.

5.3.6.1.1 Yan Duvarların Dışında Akan Havanın Taşınım Katsayısı. 5.3.6' da belirtilen dış ortam koşullarına göre hesaplamalar yapılacaktır. Havanın termofiziksel özellikleri 1 atm basınç ve 268 K için ek L' deki tablolardan;

$\rho_{hava} = 1,28 \text{ kg/m}^3$, $c_p = 1,006 \text{ kJ/kgK}$, $\mu = 172,1 \times 10^{-7} \text{ Ns/m}^2$,
 $k = 24,3 \times 10^{-3} \text{ W/mK}$, $\alpha = 18,7 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, $Pr = 0,713$
olarak elde edilir.

Dış ortamda akan havanın Reynold sayısı formül 4.6' ya göre aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Re = \frac{1,28 \times \frac{70 \times 1000}{3600} \times 15}{172,1 \times 10^{-7}} = 2,16 \times 10^7$$

Bu değer düz levhalar üzerindeki kritik reynold sayısı 5×10^5 ' den daha büyük olduğu için akış türbilanslı akıştır. Buna göre Nu sayısı 4.11 denklemine göre aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\overline{Nu}_L = 0,037 \times (2,16 \times 10^7)^{0,8} \times 0,713^{0,33} = 24394$$

Denklem 4.8' den yan duvarların dışında akan havanın ortalama taşınım katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\overline{h}_o = \frac{24394 \times 24,3 \times 10^{-3}}{15} = 39,52 \text{ W/m}^2\text{K}$$

5.3.6.1.2 Yan Duvarların İçinde Akan Havanın Taşınım Katsayısı. 5.3.6' de belirtilen iç ortam koşullarına göre hesaplamalar yapılacaktır. Havanın termofiziksel özellikleri 1 atm basınç ve 318 K için ek L' deki tablolardan;

$\rho_{hava} = 1,10 \text{ kg/m}^3$, $c_p = 1,010 \text{ kJ/kgK}$, $\mu = 193,1 \times 10^{-7} \text{ Ns/m}^2$,
 $k = 27,63 \times 10^{-3} \text{ W/mK}$, $\alpha = 25,16 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, $Pr = 0,704$

olarak elde edilir.

İç ortamda akan havanın Reynold sayısı formül 4.6' ya göre aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Re = \frac{1,10 \times 2 \times 15}{193,1 \times 10^{-7}} = 1,7 \times 10^6$$

Bu değer düz levhalar üzerindeki kritik Reynold sayısı 5×10^5 ' den daha büyük olduğu için akış türbilanslı akıştır. Buna göre Nu sayısı 4.11 denklemine göre aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\overline{Nu}_L = 0,037 \times (1,7 \times 10^6)^{0,8} \times 0,704^{0,33} = 3178,77$$

Denklem 4.8' den yan duvarların içinde akan havanın ortalama taşınım katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\bar{h}_l = \frac{3178,77 \times 27,63 \times 10^{-3}}{15} = 5,86 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Yukarıda bulunan taşınım katsayıları ve yan duvarların izolasyon bilgileri kullanılarak denklem 4.17' den yan duvarların toplam ısı geçiş katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$U = \frac{1}{(1/\bar{h}_o + L_{p\ddot{u}}/k_{p\ddot{u}} + 1/\bar{h}_i)} = \frac{1}{(1/39,52 + 0,08/0,022 + 1/5,86)} = 0,26 \text{ W/m}^2$$

5.3.6.2 Ön ve Arka Duvarların Toplam Isı Geçiş Katsayılarının Belirlenmesi

Bu duvarlar için hesaplama yapılırken, iç ve dış havanın özellikleri yan duvarları ile aynı kabul edilecektir.

5.3.6.2.1 Ön ve Arka Duvarların Dışında Akan Havanın Taşınım Katsayısı. Dış ortamda akan havanın Reynold sayısı formül 4.6' ya göre aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Re = \frac{1,28 \times \frac{70 \times 1000}{3600} \times 5}{172,1 \times 10^{-7}} = 0,72 \times 10^7$$

Bu değ r düz levhalar üzerindeki kritik reynold sayısı 5×10^5 ’ den daha büyük olduğu için akış türbilanslı akıştır. Buna göre Nu sayısı 4.11 denklemine göre aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\overline{Nu}_L = 0,037 \times (0,72 \times 10^7)^{0,8} \times 0,713^{0,33} = 10120,44$$

Denklem 4.8’ den  n ve arka duvarların dışında akan havanın ortalama taşınım katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\overline{h}_o = \frac{10120,44 \times 24,3 \times 10^{-3}}{5} = 49,2 \text{ W/m}^2\text{K}$$

5.3.6.2.2  n ve Arka Duvarların İçinde Akan Havanın Taşınım Katsayısı. İç ortamda akan havanın Reynold sayısı formül 4.6’ ya göre aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Re = \frac{1,10 \times 2 \times 5}{193,1 \times 10^{-7}} = 0,57 \times 10^6$$

Bu değ r düz levhalar üzerindeki kritik Reynold sayısı 5×10^5 ’ den daha büyük olduğu için akış türbilanslı akıştır. Buna göre Nu sayısı 4.11 denklemine göre aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\overline{Nu}_L = 0,037 \times (0,57 \times 10^6)^{0,8} \times 0,704^{0,33} = 1191,54$$

Denklem 4.8’ den  n ve arka duvarların içinde akan havanın ortalama taşınım katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\overline{h}_i = \frac{1191,54 \times 27,63 \times 10^{-3}}{5} = 6,58 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Yukarıda bulunan taşınım katsayıları ile  n ve arka duvarların izolasyon bilgileri kullanarak denklem 4.17’ den  n ve arka duvarların toplam ısı geçiş katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$U = \frac{1}{(1/\bar{h}_o + L_{p\ddot{u}}/k_{p\ddot{u}} + 1/\bar{h}_i)} = \frac{1}{(1/49,20 + 0,08/0,02 + 1/6,58)} = 0,24 \text{ W/m}^2\text{K}$$

5.3.6.3 Tavanın Toplam Isı Geçiş Katsayısının Belirlenmesi

Tavan için hesaplama yapılırken, iç ve dış ortam havasının özellikleri yan duvarlarındaki ile aynı kabul edilecektir. Ayrıca Re sayısı hesaplamasında kullanılacak olan karakteristik uzunluk da yan duvarlar ile aynıdır. Bu yüzden iç ve dış havanın taşınım katsayıları da yan duvarlar ile aynı olacaktır. Tek fark izolasyon kalınlığıdır. Toplam ısı geçiş katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$U = \frac{1}{(1/\bar{h}_o + L_{p\ddot{u}}/k_{p\ddot{u}} + 1/\bar{h}_i)} = \frac{1}{(1/39,52 + 0,1/0,02 + 1/5,86)} = 0,21 \text{ W/m}^2\text{K}$$

5.3.6.4 Tabanın Toplam Isı Geçiş Katsayısının Belirlenmesi

Taban için hesaplama yapılırken, iç ortam havasının özellikleri tavan ile aynı olacaktır. Bu yüzden iç ortamın taşınım katsayısı da tavan ile aynı olacaktır. Buna göre tabanın toplam ısı geçiş katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$U = \frac{1}{(1/\bar{h}_i + L_{str}/k_{str} + L_{beton}/k_{beton})} = \frac{1}{(1/39,52 + 0,08/0,8 + 0,04/0,03)} \\ = 0,67 \text{ W/m}^2\text{K}$$

5.3.6.5 Araç Giriş Kapısının Toplam Isı Geçiş Katsayısının Belirlenmesi

Test odasının içinde ve dışında akan havanın özellikleri, ön ve arka duvarların yüzeyinden akan havanın özelliklerine çok yakın olduğu için taşınım katsayıları aşağıdaki gibi bu duvarınkilere eşit olarak kabul edilebilir. $\bar{h}_o = 49,20 \text{ W/m}^2\text{K}$ ve $\bar{h}_i = 6,58 \text{ W/m}^2\text{K}$. Bu değerler kullanılarak kapının toplam ısı transferi aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$U = \frac{1}{(1/\bar{h}_o + L_{kapı}/k_{kapı} + 1/\bar{h}_i)} = \frac{1}{(1/49,20 + 0,07/0,022 + 1/6,58)} \\ = 0,29 \text{ W/m}^2\text{K}$$

5.3.6.6 Test Odasının Isı Kaybının Hesaplanması

Bu hesaplamalarda test odasının gece çalıştığı kabul edilerek güneş etkisi yok sayılacaktır.

5.3.6.6.1 *Yan Duvarlardan Olan Toplam Isı Kaybı.* Denklem 4.16' dan yan yüzeylerden olan toplam ısı kaybı, belirtilen ortam koşullarına göre aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\dot{Q}_{yan} = 0,26 \times (2 \times 6,5 \times 15) \times [45 - (-5)] = 2535 \text{ W}$$

5.3.6.6.2 *Ön ve Arka Duvarlardan Olan Toplam Isı Kaybı.* Denklem 4.16' dan ön ve arka yüzeylerden olan toplam ısı kaybı, belirtilen ortam koşullarına göre aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\dot{Q}_{ön,arka} = 0,24 \times (2 \times 6,5 \times 5) \times [45 - (-5)] = 779,96 \text{ W}$$

5.3.6.6.3 *Araç Giriş Kapısından Olan Toplam Isı Kaybı.* Denklem 4.16' dan ön ve araç giriş kapısından olan toplam ısı kaybı, belirtilen ortam koşullarına göre aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\dot{Q}_{kapı} = 0,29 \times (3,2 \times 4,75) \times [45 - (-5)] = 220,40 \text{ W}$$

5.3.6.6.4 *Tavandan Olan Toplam Isı Kaybı.* Denklem 4.16' dan tavandan olan toplam ısı kaybı, belirtilen ortam koşullarına göre aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\dot{Q}_{tavan} = 0,21 \times (5 \times 15) \times [45 - (-5)] = 787,50 \text{ W}$$

5.3.6.6.5 *Tabandan Olan Toplam Isı Kaybı.* Denklem 4.16' dan tabandan olan toplam ısı kaybı, belirtilen ortam koşullarına göre aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\dot{Q}_{taban} = 0,67 \times (5 \times 15) \times [45 - (11)] = 1708,50 \text{ W}$$

5.3.6.6.6 *İnfiltrasyon İle Olan Toplam Isı Kaybı.* Test odasından 1 saatlik süre zarfında iç hacminin % 5' i kadar havanın dış ortama infiltrasyonla kaçtığı kabul edilerek infiltrasyonla ısı kaybının olduğu hesaplanacaktır. Dışarı infiltrasyonla kaçan havanın hacimsel debisi;

$$V_{inf} = \frac{5 \times 6,5 \times 15}{100} \times 5 = 24,37 \text{ m}^3 / h \dots \text{dir.}$$

Havanın yoğunluğu 1,2 kg / m³ olarak kabul edilirse, infiltrasyonla olan ısı transferi aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\dot{Q}_{inf} = \rho \cdot V \cdot C_p \cdot \Delta T = 1,2 \times \frac{24,37}{3600} \times 1000 \times [45 - (-5)] = 406,17 \text{ W}$$

Olarak hesaplanır.

5.3.6.6.7 *Test Odasındaki Sürekli Isı Kaybı.* Test odasındaki sürekli ısı kaybı yukarıda hesaplanan tüm kayıpların toplamından oluşmaktadır. Buna göre toplam ısı kaybı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\begin{aligned} \sum \dot{Q}_{kayıp} &= \dot{Q}_{yan} + \dot{Q}_{ön,arka} + \dot{Q}_{kapı} + \dot{Q}_{tavan} + \dot{Q}_{taban} + \dot{Q}_{inf}. \\ &= 2535 + 779,96 + 220,40 + 787,50 + 1708,50 + 406,17 \\ &= 6437,53 \text{ W} \end{aligned}$$

5.3.6.7 Test Odasının Bir Saatte Kararlı Hale Gelmesi İçin Gerekli Güç Hesabı

Test odasının iç ortamının başlangıç koşullarından test koşullarına maksimum 1 saatte gelmesi istenmektedir. Bu yüzden bu bölümde ilk önce hesaplamalarda kullanılacak olan parametreler başlangıç ve final koşulları için hesaplanacak daha sonrasında da gerekli güç, iç enerji değişiminden belirlenecektir.

5.3.6.7.1 Test Odasının Başlangıç Koşullarının Belirlenmesi. Test odasının başlangıç koşulları ısıtma gücü hesabında baz alınan dış ortam koşulları ile aynı kabul edilecektir. Bu koşullardaki hesaplamalarda kullanılacak olan parametreler aşağıdaki gibi belirlenecektir.

$T_{iç} = T_{dış} = -5\text{ °C}$ için kuru havanın iç enerjisi ve saf su buharının iç enerjisi ek M ve N' den aşağıdaki gibi belirlenir.

$$U_{k.hava} = 192,60\text{ kJ/kg ve } U_{su b.} = 2375,30\text{ kJ/kg}$$

Bu sıcaklıklar ve % 50 RH için Ek-A' daki psikometrik diyagramdan;

$$W = 1,23 \times 10^{-3}\text{ kg}_w/\text{kg}_{da} \text{ olarak bulunur.}$$

Bu değerler kullanılarak özgül nem denklem 4.2' den aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\gamma_{baş.} = \frac{1,23 \times 10^{-3}}{1 + 1,23 \times 10^{-3}} = 0,0012$$

Denklem 4.5' den iç ortamın enerjisi aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$u_{baş.} = 0,0012 \times 2375,30 + (1 - 0,0012) \times 192,60 = 195,22\text{ kJ/kg}$$

5.3.6.7.2 Test Odasının Final Koşullarının Belirlenmesi. Test odasının final koşulları 5.3.6' da belirtilen iç ortam koşullarına göre belirlenecektir. Buna göre hesaplamalarda kullanılacak olan parametreler aşağıdaki gibi belirlenecektir.

$T_{iç} = 45 \text{ °C}$ için kuru havanın iç enerjisi ve saf suyun iç enerjisi aşağıdaki gibidir.

$$U_{k.hava} = 226,23 \text{ kJ/kg ve } U_{su b.} = 2436,80 \text{ kJ/kg}$$

Bu sıcaklıklar ve % 80 RH için Ek-A' daki psikometrik diyagramdan;

$W = 0,044 \text{ kg}_w/\text{kg}_{da}$ olarak bulunur.

Bu değerler kullanılarak özgül nem denklem 4.2' den aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\gamma_{final} = \frac{0,044}{1 + 0,044} = 0,042$$

Denklem 4.5' den iç ortamın enerjisi aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$u_{final} = 0,042 \times 2436,80 + (1 - 0,042) \times 192,60 = 286,86 \text{ kJ/kg}$$

Test odasına kurulacak olan ısıtma sisteminin toplam kapasitesi, sürekli ısı kaybının ve test odasının bir saatte kararlı hale gelmesi için gerekli gücün toplamından oluşmaktadır.

Buna göre öncelikle aşağıdaki gibi test odasına, başlangıç koşullarından final koşullarına gelmesi için verilmesi gereken ısı miktarı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\begin{aligned} \sum Q_{ısıtma} &= \sum Q_{kayıp} + \rho_{iç hava} \times \text{test odası iç hacmi} \times (u_{final} - u_{baş.}) \\ &= 6437,53 + 1,23 \times (5 \times 6,5 \times 15) \times (286,86 - 195,22) \\ &= 61387,17 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Test odasının 1 saatte kararlı hale gelmesi için, kurulacak olan ısıtma sisteminin 1 saatte yukarıda hesaplanan ısı enerjisini test odasına verecek kapasitede olması gerekmektedir. Gerekli güç aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\text{Isıtma Sistemi kapasitesi} = \frac{\sum \dot{Q}_{ısıtma}}{3600} = \frac{61387,17}{3600} = 17,05 \text{ kW}$$

Test odasındaki hesaplanamayan kayıpları karşılamak için hesaplanan ısıtma sistemi kapasitesinin emniyet katsayısı ile çarpılması gereklidir. Emniyet katsayısı ısıtma sistemi için 1,25 olarak belirlenmiştir. Buna göre emniyetli ısıtma sistemi kapasitesi,

$$Em. Isıtma Sistemi Kapasitesi = 1,25 \times 17,05 = 21,31 \text{ kW}$$

5.3.7 Soğutma Sisteminin Belirlenmesi

Soğutma sistemi; daha önceki konularda belirlenen tasarım koşullarından, dış ortamın yazın en sıcak olduğu dönemde, iç ortamın en soğuk olduğu fakat nem opsiyonunun çalıştırılmadığı duruma göre belirlenecektir. Buna göre tasarım koşulları aşağıdaki gibidir;

Dış Ortam: + 43 °C, % 50 RH, rüzgar hızı 30 km/h,

İç Ortam: - 25 °C, dış ortam ile aynı RH' a sahip olacak, tasarımdaki rüzgar hızı 2 m/s.

Bu verilere dayanılarak önce odanın duvarlarının toplam ısı geçiş katsayıları hesaplanıp daha sonra da bu veriler kullanılarak odanın toplam ısıtma yükü hesaplanacaktır.

5.3.7.1 Yan Duvarların Toplam Isı Geçiş Katsayısının Belirlenmesi

Yan duvarların toplam ısı geçiş katsayısını hesaplamak için yan duvarların dışında ve içinde akan havanın taşınım katsayılarının hesaplanması gereklidir.

5.3.7.1.1 Yan Duvarların Dışında Akan Havanın Taşınım Katsayısı. 5.3.7' de belirtilen dış ortam koşullarına göre hesaplamalar yapılacaktır. Havanın termofiziksel özellikleri 1 atm basınç ve 316 K için ek L' deki tablolardan;

$$\rho_{hava} = 1,08 \text{ kg/m}^3, c_p = 1,008 \text{ kJ/kgK}, \mu = 196,4 \times 10^{-7} \text{ Ns/m}^2, \\ k = 28 \times 10^{-3} \text{ W/mK}, \alpha = 26,20 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, Pr = 0,703$$

olarak elde edilir.

Dış ortamda akan havanın Reynold sayısı formül 4.6' ya göre aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Re = \frac{1,08 \times \frac{30 \times 1000}{3600} \times 15}{196,4 \times 10^{-7}} = 0,67 \times 10^7$$

Bu değer düz levhalar üzerindeki kritik reynold sayısı 5×10^5 ' den daha büyük olduğu için akış türbilanslı akıştır. Buna göre Nu sayısı 4.11 denklemine göre aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\overline{Nu}_L = 0,037 \times (0,67 \times 10^7)^{0,8} \times 0,703^{0,33} = 9507,10$$

Denklem 4.8' den yan duvarların dışında akan havanın ortalama taşınım katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\overline{h}_o = \frac{9507,10 \times 28 \times 10^{-3}}{15} = 18,20 \text{ W/m}^2\text{K}$$

5.3.7.1.2 Yan Duvarların İçinde Akan Havanın Taşınım Katsayısı. 5.3.7' de belirtilen iç ortam koşullarına göre hesaplamalar yapılacaktır. Havanın termofiziksel özellikleri 1 atm basınç ve 248 K için ek L' deki tablolardan;

$$\rho_{hava} = 1,39 \text{ kg/m}^3, c_p = 1,006 \text{ kJ/kgK}, \mu = 159,6 \times 10^{-7} \text{ Ns/m}^2, \\ k = 22,30 \times 10^{-3} \text{ W/mK}, \alpha = 15,9 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}, Pr = 0,720$$

olarak elde edilir.

İç ortamda akan havanın Reynold sayısı formül 4.6' ya göre aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Re = \frac{1,39 \times 2 \times 15}{159,6 \times 10^{-7}} = 2,61 \times 10^6$$

Bu değer düz levhalar üzerindeki kritik Reynold sayısı 5×10^5 ' den daha büyük olduğu için akış türbilanslı akıştır. Buna göre Nu sayısı 4.11 denklemine göre aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\overline{Nu}_L = 0,037 \times (2,61 \times 10^6)^{0,8} \times 0,720^{0,33} = 4512,67$$

Denklem 4.8' den yan duvarların içinde akan havanın ortalama taşınım katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\bar{h}_i = \frac{4512,67 \times 22,30 \times 10^{-3}}{15} = 6,71 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Yukarıda bulunan taşınım katsayıları ve yan duvarların izolasyon bilgileri kullanılarak denklem 4.17' den yan duvarların toplam ısı geçiş katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$U = \frac{1}{(1/\bar{h}_o + L_{p\ddot{u}}/k_{p\ddot{u}} + 1/\bar{h}_i)} = \frac{1}{(1/18,20 + 0,08/0,022 + 1/6,71)} = 0,26 \text{ W/m}^2$$

5.3.7.2 Ön ve Arka Duvarların Toplam Isı Geçiş Katsayılarının Belirlenmesi

Bu duvarlar için hesaplama yapılırken, iç ve dış havanın özellikleri yan duvarlarındaki ile aynı kabul edilecektir.

5.3.7.2.1 Ön ve Arka Duvarların Dışında Akan Havanın Taşınım Katsayısı. Dış ortamda akan havanın Reynold sayısı formül 4.6' ya göre aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Re = \frac{1,08 \times \frac{30 \times 1000}{3600} \times 5}{196,4 \times 10^{-7}} = 0,23 \times 10^7$$

Bu değer düz levhalar üzerindeki kritik reynold sayısı 5×10^5 ' den daha büyük olduğu için akış türbilanslı akıştır. Buna göre Nu sayısı 4.11 denklemine göre aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\overline{Nu}_L = 0,037 \times (0,23 \times 10^7)^{0,8} \times 0,703^{0,33} = 4046,50$$

Denklemler 4.8' den ön ve arka duvarların dışında akan havanın ortalama taşınım katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\overline{h}_o = \frac{4046,50 \times 22,3 \times 10^{-3}}{5} = 18,05 \text{ W/m}^2\text{K}$$

5.3.7.2.2 Ön ve Arka Duvarların İçinde Akan Havanın Taşınım Katsayısı. İç ortamda akan havanın Reynold sayısı formül 4.6' ya göre aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Re = \frac{1,39 \times 2 \times 5}{159,6 \times 10^{-7}} = 0,87 \times 10^6$$

Bu değer düz levhalar üzerindeki kritik Reynold sayısı 5×10^5 ' den daha büyük olduğu için akış türbilanslı akıştır. Buna göre Nu sayısı 4.11 denklemine göre aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\overline{Nu}_L = 0,037 \times (0,87 \times 10^6)^{0,8} \times 0,720^{0,33} = 1873,86$$

Denklemler 4.8' den ön ve arka duvarların içinde akan havanın ortalama taşınım katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\overline{h}_i = \frac{1873,86 \times 22,30 \times 10^{-3}}{5} = 8,36 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Yukarıda bulunan taşınım katsayıları ile ön ve arka duvarların izolasyon bilgileri kullanılarak denklem 4.17' den ön ve arka duvarların toplam ısı geçiş katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$U = \frac{1}{(1/\bar{h}_o + L_{p\ddot{u}}/k_{p\ddot{u}} + 1/\bar{h}_i)} = \frac{1}{(1/18,05 + 0,08/0,02 + 1/8,36)} = 0,24 \text{ W/m}^2\text{K}$$

5.3.7.3 Tavanın Toplam Isı Geçiş Katsayısının Belirlenmesi

Tavan için hesaplama yapılırken, iç ve dış ortam havasının özellikleri yan duvarlarınkı ile aynı kabul edilecektir. Ayrıca Re sayısı hesaplamasında kullanılacak olan karakteristik uzunluk da yan duvarlar ile aynıdır. Bu yüzden iç ve dış havanın taşınım katsayıları da yan duvarlar ile aynı olacaktır. Tek fark izolasyon kalınlığıdır. Toplam ısı geçiş katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$U = \frac{1}{(1/\bar{h}_o + L_{p\ddot{u}}/k_{p\ddot{u}} + 1/\bar{h}_i)} = \frac{1}{(1/18,20 + 0,1/0,02 + 1/6,71)} = 0,21 \text{ W/m}^2\text{K}$$

5.3.7.4 Tabanın Toplam Isı Geçiş Katsayısının Belirlenmesi

Taban için hesaplama yapılırken, iç ortam havasının özellikleri tavan ile aynı olacaktır. Bu yüzden iç ortamın taşınım katsayısı da tavan ile aynı olacaktır. Buna göre tabanın toplam ısı geçiş katsayısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$U = \frac{1}{(1/\bar{h}_i + L_{str}/k_{str} + L_{beton}/k_{beton})} = \frac{1}{(1/6,71 + 0,08/0,8 + 0,04/0,03)} = 0,63 \text{ W/m}^2\text{K}$$

5.3.7.5 Araç Giriş Kapısının Toplam Isı Geçiş Katsayısının Belirlenmesi

Test odasının içinde ve dışında akan havanın özellikleri, ön ve arka duvarların yüzeyinden akan havanın özelliklerine çok yakın olduğu için taşınım katsayıları aşağıdaki gibi bu duvarınkilere eşit olarak kabul edilebilir. $\bar{h}_o = 18,05 \text{ W/m}^2\text{K}$ ve $\bar{h}_i = 8,36 \text{ W/m}^2\text{K}$. Bu değerler kullanılarak kapının toplam ısı transferi aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$U = \frac{1}{(1/\bar{h}_o + L_{kapı}/k_{kapı} + 1/\bar{h}_i)} = \frac{1}{(1/18,05 + 0,07/0,022 + 1/8,36)} \\ = 0,30 \text{ W/m}^2\text{K}$$

5.3.7.6 Test Odasının Toplam Isı Kazancının Hesaplanması

Bu hesaplamalarda test odasının öğlen vakti güneş en tepedeyken yarı gölgeli koşulda (Üzerinde sundurma olduğu için) çalıştığı varsayılacaktır. Bu yüzden solar radyasyon etkisi de hesaplamalara katılacaktır. 4.2.3' de belirtilen katsayılar ASHRAE standardından duvar veya kapı (Gölgelenmiş) için aşağıdaki gibi belirlenir.

$$OF_t = 1, OF_{b,k} = 0, OF_r = -0,36$$

5.3.7.6.1 Yan Duvarlardan Olan Toplam Isı Kazancı. Denklem 4.18' den yan yüzeylerin birim alanından olan toplam ısı kazancı, belirtilen koşullar için aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$CF_{opq} = 0,26 \times [1 \times (43 - (-25)) + 0 - 0,36 \times 1] = 17,59 \text{ W}$$

Yan duvarlardan olan toplam ısı kazancı denklem 4.19 kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\dot{Q}_{yan} = (6,5 \times 15) \times 17,59 = 1715,02 \text{ W}$$

5.3.7.6.2 *Ön ve Arka Duvarlardan Olan Toplam Isı Kazancı.* Denklem 4.18' den ön ve arka duvarların birim alanından olan toplam ısı kazancı, belirtilen koşullar için aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$CF_{opq} = 0,24 \times [1 \times (43 - (-25)) + 0 - 0,36 \times 1] = 16,24 \text{ W}$$

Ön ve arka duvarlardan olan toplam ısı kazancı denklem 4.19 kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\dot{Q}_{ön,arka} = (2 \times 6,5 \times 5) \times 16,24 = 1055,60 \text{ W}$$

5.3.7.6.3 *Araç Giriş Kapısından Olan Toplam Isı Kazancı.* Denklem 4.18' den araç giriş kapısının birim alanından olan toplam ısı kazancı, belirtilen koşullar için aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$CF_{opq} = 0,30 \times [1 \times (43 - (-25)) + 0 - 0,36 \times 1] = 20,29 \text{ W}$$

Araç giriş kapısından olan toplam ısı kazancı denklem 4.19 kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\dot{Q}_{kapı} = (3,2 \times 4,75) \times 20,29 = 308,41 \text{ W}$$

5.3.7.6.4 *Tavandan Olan Toplam Isı Kazancı.* Denklem 4.18' den tavanın birim alanından olan toplam ısı kazancı, belirtilen koşullar için aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$CF_{opq} = 0,21 \times [1 \times (43 - (-25)) + 0 - 0,36 \times 1] = 14,20 \text{ W}$$

Tavandan olan toplam ısı kazancı denklem 4.19 kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\dot{Q}_{tavan} = (5 \times 15) \times 14,20 = 1065 \text{ W}$$

5.3.7.6.5 *Tabandan Olan Toplam Isı Kazancı.* Denklem 4.18' den tabanın birim alanından olan toplam ısı kazancı, belirtilen koşullar için aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$CF_{opq} = 0,63 \times [1 \times (11 - (-25)) + 0 - 0,36 \times 1] = 22,45 \text{ W}$$

Tabandan olan toplam ısı kazancı denklem 4.19 kullanılarak aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\dot{Q}_{taban} = (5 \times 15) \times 22,45 = 1683,99 \text{ W}$$

5.3.7.6.6 *İnfiltrasyon İle Olan Toplam Isı Kazancı.* Test odasından 1 saatlik süre zarfında iç hacminin % 5' i kadar havanın içeriye girdiği kabul edilerek infiltrasyonla ısı kazancı olduğu hesaplanacaktır. İçeriye infiltrasyonla giren havanın hacimsel debisi;

$$\dot{V}_{inf} = \frac{5 \times 6,5 \times 15}{100} \times 5 = 24,37 \text{ m}^3 / h \dots \text{dir.}$$

Havanın yoğunluğu 1,2 kg / m³ olarak kabul edilirse, infiltrasyonla olan ısı transferi aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\dot{Q}_{inf} = \rho \cdot \dot{V} \cdot C_p \cdot \Delta T = 1,2 \times \frac{24,37}{3600} \times 1000 \times [43 - (-25)] = 552,39 \text{ W}$$

olarak hesaplanır.

5.3.7.6.7 *Test Odasındaki Sürekli Isı Kazancı.* Test odasındaki sürekli ısı kazancı; yukarıda hesaplanan tüm kazançların ve araç üzerinde test edilen iklimlendirme ünitesinin kondanserinden atılan ısının toplamından oluşmaktadır.

Raylı sistem cihazlarında kullanılan iklimlendirme üniteleri incelendiğinde, kondanselerlerinin ortalama gücünün 25 kW olduğu belirlenmiştir. Bu yüzden hesaplamalarda bu değer baz alınacaktır.

$$\begin{aligned}
\sum \dot{Q}_{kazanç} &= \dot{Q}_{yan} + \dot{Q}_{ön,arka} + \dot{Q}_{kapı} + \dot{Q}_{tavan} + \dot{Q}_{taban} + \dot{Q}_{inf.} + \dot{Q}_{kondanser} \\
&= 1715,02 + 1055,60 + 308,41 + 1065 + 1683,99 + 552,39 \\
&\quad + 25000 = 31380,41W
\end{aligned}$$

5.3.7.7 Test Odasının Bir Saatte Kararlı Hale Gelmesi İçin Gerekli Güç Hesabı

Test odasının iç ortamının başlangıç koşullarından test koşullarına maksimum 1 saatte gelmesi istenmektedir. Bu yüzden bu bölümde ilk önce hesaplamalarda kullanılacak olan parametreler başlangıç ve final koşulları için hesaplanacak daha sonrasında da gerekli güç, iç enerji değişiminden belirlenecektir.

5.3.7.7.1 Test Odasının Başlangıç Koşullarının Belirlenmesi. Test odasının başlangıç koşulları ısıtma gücü hesabında baz alınan dış ortam koşulları ile aynı kabul edilecektir. Bu koşullardaki hesaplamalarda kullanılacak olan parametreler aşağıdaki gibi belirlenecektir.

$T_{iç} = T_{dış} = 43\text{ °C}$ için kuru havanın iç enerjisi ve saf su buharının iç enerjisi ek M ve N' den aşağıdaki gibi belirlenir.

$$U_{k.hava} = 224,85\text{ kJ/kg ve } U_{su.b.} = 2433,45\text{ kJ/kg}$$

Bu sıcaklıklar ve % 50 RH için Ek-A' daki psikometrik diyagramdan;

$$W = 27,73 \times 10^{-3}\text{ kg}_w/\text{kg}_{da} \text{ olarak bulunur.}$$

Bu değerler kullanılarak özgül nem denklem 4.2' den aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\gamma_{baş.} = \frac{27,73 \times 10^{-3}}{1 + 27,73 \times 10^{-3}} = 0,028$$

Denklem 4.5' den iç ortamın enerjisi aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$u_{baş.} = 0,028 \times 2433,45 + (1 - 0,028) \times 224,85 = 286,69\text{ kJ/kg}$$

5.3.7.7.2 *Test Odasının Final Koşullarının Belirlenmesi.* Test odasının final koşulları 5.3.6’ da belirtilen iç ortam koşullarına göre belirlenecektir. Buna göre hesaplamalarda kullanılacak olan parametreler aşağıdaki gibi belirlenecektir.

$T_{iç} = -25\text{ °C}$ için kuru havanın iç enerjisi enerjisi aşağıdaki gibidir.

$$U_{k.hava} = 128,28\text{ kJ/kg}$$

Test odasına kurulacak olan soğutma sisteminin toplam kapasitesi, sürekli ısı kazancının ve test odasının bir saatte kararlı hale gelmesi için gerekli gücün toplamından oluşmaktadır.

Buna göre test odasının başlangıç koşullarından final koşullarına gelmesi için çekilmesi gereken ısı miktarı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\begin{aligned}\sum Q_{soğutma} &= \sum Q_{kazanç} + \rho_{iç\ hava} \times \text{test odası iç hacmi} \times (u_{final} - u_{baş.}) \\ &= 31380,41 \times 3600 + 1,23 \times (5 \times 6,5 \times 15) \times (286,69 - 128,28) \\ &= 113063\text{ kJ}\end{aligned}$$

Test odasının 1 saatte kararlı hale gelmesi için, kurulacak olan soğutma sisteminin yukarıda hesaplanan ısı enerjisini bir saat içinde test odasından çekecek kapasitede olması gerekmektedir. Gerekli güç aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\text{Soğutma Sistemi kapasitesi} = \frac{\sum \dot{Q}_{soğutma}}{3600} = \frac{113063}{3600} = 31,41\text{ kW}$$

Test odasındaki hesaplanamayan ısı kazançlarını karşılamak için hesaplanan soğutma sistemi kapasitesinin emniyet katsayısı ile çarpılması gereklidir. Emniyet katsayısı soğutma sistemi için 1,25 olarak belirlenmiştir. Buna göre emniyetli soğutma sistemi kapasitesi,

$$\text{Em. Soğutma Sistemi Kapasitesi} = 1,25 \times 31,41 = 39,26\text{ kW}$$

BÖLÜM ALTI

RAYLI SİSTEM ARAÇLARININ İKLİMLENDİRME ÜNİTELERİNİN PERFORMANS TESTLERİ

Tez kapsamında; kategori B' ye ait bir raylı sistem aracında kullanılan iklimlendirme sistemi test edilmiştir. İklimlendirme sisteminin satılacağı ülkeler arasında en sert koşullara sahip ülke ek B' de belirtilen iklim koşullarına göre İngiltere olarak belirlenmiştir. İngiltere' nin iklim koşulları kış mevsimi için 3. bölge, yaz mevsim için ise 1. bölgedir. Bu verilere göre; iklimlendirme sistemi monte edilmiş olan araç, ısıtma ve soğutma testleri için sırasıyla ek E' de belirtilen TL 213 ve TL 223 nolu testlere sokularak konfor parametrelerini sağlayıp sağlayamadığı kontrol edilecektir. Bu testler yapılırken, aynı zamanda iklimlendirme ünitesinin ısıtma ve soğutma sisteminin performansında etkili olan önemli parametreler de kontrol edilmiştir.

6.1 İklimlendirme Ünitesinin Isıtma Modu Testi

İklimlendirme ünitesi ısıtma modundayken, konfor parametrelerini sağlayıp sağlayamadığı EN 14750-2' de belirtilen TL 213 no' lu test ile tespit edilir.

6.1.1 Isıtma Testi İçin Test Koşullarının Belirlenmesi

Ek B' deki 3. bölge ve TL 213 numaralı test için EN 14750-2 ye göre test odasında sağlanması gereken ortam koşulları aşağıda listelenmiştir.

Ortalama dış hava sıcaklığı (T_{em}): -10 °C,

T_{em} için ortalama tolerans: ± 2 K,

Bağıl nem: Nem kontrolü olmayacak.

Hava hızı: Aracın maksimum operasyon hızı olacak (Eğer odada sağlanabiliyorsa.)

Yolcu simülasyonu: % 0,

Eşdeğer solar yük: 0 W/m²,

İklimlendirme ünitesinin set değeri (T_{ic}): Ek H' de $T_{em} = 0$ °C için regülasyon eğrisinden 19 °C olarak belirlenir.

6.1.2 Isıtma Testinin Yapılışı

Test odasına test edilecek araç alınır. Araç üzerine iklimlendirme ünitesi tamamen monte edilir. Aracın tüm kapı ve pencereleri tamamen açılır.

Test odasının soğutma sistemi çalıştırılarak ortam sıcaklığı $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ a ayarlanır. Daha sonrasında aşağıdaki maddede belirtilen kararlı hale gelinceye kadar beklenir.

Teste başlamadan önce, aracın iç yüzey ve iç ortam sıcaklığının 1 saatlik süre boyunca değişiminin $\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ sınırını aşmaması gereklidir. Bu şart sağlandığında test ortamı ile aracın iç ortamının dengeye geldiği anlaşılır ve teste başlanabilir.

Test odası ve test aracı kararlı hale geldikten sonra, iklimlendirme ünitesi set değeri $19\text{ }^{\circ}\text{C}$ a ayarlanır. Test boyunca iklimlendirme ünitesinin taze hava klapeleri tamamen kapalı konumda olacaktır.

Aracın iklimlendirme ünitesinin ek H' de belirtilen iç ortam sıcaklık regülasyonunu sağlayabildiği kararlı duruma gelinceye kadar test devam ettirilir.

İklimlendirme ünitesinin sağlaması gereken konfor parametrelerini ölçmek üzere yerleştirilen ek C de belirtilen sensörlerden alınan değerler test boyunca dakikada 1 kez kaydedilir.

İklimlendirme ünitesinin ısıtma sistemindeki tijlerin performansını incelemek için, iklimlendirme ünitesinin emiş ve üfleme menfezlerine (ısıtıcı tijlerin hemen girişine – evaporatör girişi ve çıkışına – evaporatör çıkışına) konulan termokupllardan alınan değerler test boyunca dakikada 1 kez kaydedilir. Ayrıca iklimlendirme ünitesinin emiş menfezinden sürekli olarak hava hızı anemometre ile ölçülür.

İklimlendirme ünitesinin şartnamesine göre ünitenin ilk çalışmaya başladığı andan itibaren 1 saat içinde aracın iç ortamının sıcaklık regülasyonunun ek H' da belirtildiği gibi 18 °C ile 22 °C arasında olması, nem regülasyonunun ise ek O' da belirtildiği gibi olması gerekmektedir. Bu yüzden testin maksimum süresi 1 saat olarak belirlenmiştir. 1 saatlik süre zarfında belirtilen bu aralıkta bir sıcaklık ve nem dağılımı elde edilmezse test başarısız sayılacaktır.

6.1.3 Isıtma Testinin Sonuçları ve Yorumlanması

İklimlendirme ünitesinin ısıtma testine ait rapor ek P' de verilmiştir. Testler esnasında veri kayıt sistemi tarafından dakikada 1 kez veri kaydı yapılarak veriler kaydedilmiştir. Fakat tablonun daha rahat anlaşılabilmesi için datalar 5' er dk' lık periyotlara toplanarak bu şekilde raporlanmıştır. Test raporundan, EN 14750-2' de belirtilen nem ve sıcaklık regülasyonunun sağlanıp sağlanamadığı kontrol edilecektir. Ayrıca sistemin performansında önemli rol alan parametrelerde incelenecektir.

6.1.3.1 İklimlendirme Ünitesinin Isıtma Sisteminin EN 14750 Standardına Uygunluğunun Değerlendirilmesi

Isıtma testi sonuçları EN 14750 standardında belirtilen kriterlere göre değerlendirildiğinde aşağıdaki yorumlar elde edilmiştir.

Teste başladıktan 40 dk sonra araç içerisindeki ortam koşulları dengeye gelmiştir. İklimlendirme sisteminin şartnamesinde, araç iç ortamının kararlı hale gelmesi için geçen sürenin maksimum 1 saat olması istenmiştir. Bu yüzden bu madde sağlanmıştır.

Araç iç ortamı kararlı hale geldikten sonra alınan sıcaklık değerlerinin zamana bağlı integrallerinin ortalamaları 20,54 °C olarak hesaplanmıştır. Kararlı haldeki sıcaklık dalgalanmasının ise 18,30 °C ile 22,60 °C arasında olduğu görülmüştür. Bu sonuçlardan iklimlendirme ünitesinin ek H' da belirtilen sıcaklık regülasyonunu sağladığı görülmüştür.

Araç iç ortamı kararlı hale geldikten sonra alınan nem değerlerinin zaman bağılı integrallerinin ortalamaları % 49,97 olarak hesaplanmıştır. Kararlı halde, araç içerisindeki bağıl nem dalgalanmasının ise % 49,60 ile % 51,20 arasında olduğu görülmüştür. Bu sonuçlardan iklimlendirme ünitesinin ek O' da belirtilen nem regülasyonunu sağladığı görülmüştür.

6.1.3.2 İklimlendirme Ünitesinin Isıtma Sisteminin Performansının Değerlendirilmesi

İklimlendirme ünitesinin ısıtma sistemi, elektrikli ısıtıcılar (tijler) ve evaporatör fanından oluşmaktadır. İklimlendirme ünitesi evaporatör emişindeki bir sıcaklık sensörü ile kontrol edilmektedir. Bu sensör 23 °C' ı gördüğü zaman tijleri kapatmakta, 19 °C' ı gördüğü anda ise tijleri tekrar açmaktadır. Kararlı hale geldikten sonra ise evaporatör fanı yarı kapasitede (2000 m³/h' lik debide) sürekli olarak çalışmaktadır. Isıtma sistemi performansının değerlendirilmesi için, kararlı haldeyken tijler üzerinden akan havanın sıcaklık farkı ve evaporatör fan debisi incelenecektir.

6.1.3.2.1 Isıtıcı Tijlerin Performansının Değerlendirilmesi. İklimlendirme ünitesinin test başlangıcından 40 dk. sonra kararlı hale geldiği gözlemlenmiştir. Bu süreden sonra iklimlendirme ünitesinin evaporatör kısmına giren ve çıkan havanın sıcaklık farkının ortalama olarak 14,67 °C olduğu hesaplanmıştır. İklimlendirme ünitesinin tasarımında hedeflenen kararlı haldeki sıcaklık farkı 14 °C olduğu için sistemin gereksinimleri karşıladığı görülmüştür.

6.1.3.2.2 Evaporatör Fanının Performansının Değerlendirilmesi. Evaporatörün 0,14 m²' lik emiş menfezinden ölçülen hava hızının kararlı hale gelmeden önce ortalama 7,84 m/s, kararlı hale geldikten sonra ise ortalama 4,07 m/s olduğu test sonuçlarından görülmektedir. Bu değerler kullanılarak evaporatör fanının tam kapasitedeki ve yarı kapasitedeki sağladığı hacimsel debiler aşağıdaki formüle göre hesaplanır.

$$\dot{V} = \text{kesit alanı} \times \text{ortalama hava hızı} \quad \dots 6.1$$

Test verilerinden ölçülen evaporatör fanının tam kapasitedeki hacimsel debisi denklem 6.1' den,

$$\dot{V}_{\text{tam kap.}} = 0,14 \times 7,84 = 1,10 \text{ m}^3/\text{s} = 3960 \text{ m}^3/\text{h}$$

Test verilerinden ölçülen evaporatör fanının yarı kapasitedeki hacimsel debisi denklem 6.1' den,

$$\dot{V}_{\text{tam kap.}} = 0,14 \times 4,07 = 0,56 \text{ m}^3/\text{s} = 2016 \text{ m}^3/\text{h}$$

olarak bulunur. Fanın spektlerinde tam kapasitede 4000 m³/h, yarı kapasitede ise 2000 m³/h ‘ lik hacimsel debi sağladığı ve $\pm \% 10$ ‘ luk toleransa sahip olduğu belirtilmektedir. Yukarıda hesaplanan değerler, verilen toleranslar içinde kaldığı için fanlarla ilgili bir sorunla karşılaşılmamıştır.

6.1.3.2.3 Isıtma Sisteminin Kapasitesinin Test Verileri Üzerinden Belirlenmesi.

Isıtma sisteminin, test verilerinden elde edilen ısıtma kapasitesi; test edilen aracın içerisindeki havanın başlangıç koşullarından, kararlı hale gelinceye kadarki iç enerji değişiminin, kararlı hale gelme süresine bölünmesiyle elde edilen güç ile aracın daha önce yurtdışında rüzgar tüneline hesaplanan sürekli ısı kaybının (Vagon üreticisinin beyanına göre 12,5 kW) toplamından hesaplanacaktır.

Araç iç ortamının test başlangıcındaki özellikleri:

$T_{\text{başlangıç}} = -10,9 \text{ }^\circ\text{C}$ için kuru havanın iç enerjisi ve saf su buharının iç enerjisi ek M ve N’ den aşağıdaki gibi belirlenir.

$$U_{k.hava} = 186,45 \text{ kJ/kg ve } U_{su b.} = 2375,30 \text{ kJ/kg}$$

Bu sıcaklık ve $\% 62$ RH için Ek-A’ daki psikometrik diyagramdan;

$$W = 0,92 \times 10^{-3} \text{ kg}_w/\text{kg}_{da} \text{ olarak bulunur.}$$

Bu değerler kullanılarak 6zg6l nem denklem 4.2' den aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\gamma_{baş.} = \frac{0,92 \times 10^{-3}}{1 + 0,92 \times 10^{-3}} = 0,0009$$

Denklem 4.5' den iç ortamın enerjisi aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$u_{baş.} = 0,0009 \times 2375,30 + (1 - 0,0009) \times 186,45 = 188,42 \text{ kJ/kg}$$

Araç iç ortamının kararlı hale geldiği andaki özellikleri:

$T_{final} = 20,32 \text{ °C}$ için kuru havanın iç enerjisi ve saf su buharının iç enerjisi ek M ve N' den aşağıdaki gibi belirlenir.

$$U_{k.hava} = 208,25 \text{ kJ/kg ve } U_{su b.} = 2402,90 \text{ kJ/kg}$$

Bu sıcaklık ve % 50,2 RH için Ek-A' daki psikometrik diyagramdan;

$$W = 7,47 \times 10^{-3} \text{ kg}_w/\text{kg}_{da} \text{ olarak bulunur.}$$

Bu değerler kullanılarak 6zg6l nem denklem 4.2' den aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\gamma_{final} = \frac{7,47 \times 10^{-3}}{1 + 7,47 \times 10^{-3}} = 0,0074$$

Denklem 4.5' den iç ortamın enerjisi aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$u_{final} = 0,0074 \times 2402,90 + (1 - 0,0074) \times 208,25 = 224,49 \text{ kJ/kg}$$

İklimlendirme ünitesinin ısıtma kapasitesi aşağıdaki form6le g6re hesaplanır.

$$\dot{Q}_{ısıtma} = \frac{\rho_{hava} \times V_{araç içi} \times (u_{final} - u_{başlangıç})}{\text{Kararlı Hale Gelme Süresi}} + \text{sürekli ısı kaybı} \dots 6.2$$

Yukarıda hesaplanan değerler denklem 6.2' de yerine konulursa ısıtma kapasitesi aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\dot{Q}_{Isıtma} = \frac{1,23 \times (2,20 \times 2,52 \times 10) \times (224,49 - 188,42)}{40 \times 60} + 12,5 = 13,52 \text{ kW}$$

İklimlendirme ünitesinin tasarımında hedeflenen ısıtma kapasitesi 15 kW' dır. Deney verilerinden elde edilen ısıtma kapasitesi ile arasında % 10' luk bir fark vardır. Bu fark da toleranslar içerisinde olduğu için herhangi bir sorun görülmemiştir.

6.2 İklimlendirme Ünitesinin Soğutma Modu Testi

İklimlendirme ünitesi soğutma modundayken, konfor parametrelerini sağlayıp sağlayamadığı EN 14750-2' de belirtilen TL 223 no' lu test ile tespit edilir.

6.2.1 Soğutma Testi İçin Test Koşullarının Belirlenmesi

Ek B' deki 1. bölge ve TL 223 numaralı test için EN 14750-2 ye göre test odasında sağlanması gereken ortam koşulları aşağıda listelenmiştir.

Ortalama dış hava sıcaklığı (T_{em}): 40 °C,

T_{em} için ortalama tolerans: ± 2 K,

Bağıl nem (RH): % 40

Bağıl nem toleransı: $\pm$ %5

Hava hızı: 0 km/h – 15 km/h (Eğer odada sağlanabiliyorsa.)

Yolcu simülasyonu: % 100. (Bir yolcunun yaydığı toplam ısı 120 W olarak kabul edilecektir. Araçta bu vagonda maksimum 50 kişi taşınabilmektedir. Bu yüzden yolcular için 6 kW' lık bir ısıtma sistemi de araç içerisine konulacaktır.)

İklimlendirme ünitesinin set değeri (T_{ic}): EN 14750-2' ye göre kontrol sistemi by-pass yapıp sistemin % 100 çalışması sağlanacaktır.

Eşdeğer solar yük (E_n): 800 W/m² (Mevcut test odasında solar radyasyon lambaları bulunmadığı için, araç içerisine ısıtıcılar konularak solar yük simüle edilecektir. Solar yük 6.2.1.1' deki gibi hesaplanacaktır.)

6.2.1.1 Araca Uygulanacak Solar Yükin Hesaplanması

Mevcut test odasında EN 14750-2 standardında belirtilen solar radyasyon ampülleri olmadığı için, standarda göre aracın tabanına ısıtıcılar yerleştirilerek solar radyasyon etkisi teste yansıtılacaktır. Araç zeminine konulan ısıtıcıların her birinin gücünün 500W' ı aşmaması gerekmektedir.

6.2.1.1.1 Aracın Cam Yüzeylerinin Gelen Solar Yük. EN 14750-2 standardına göre bu yük $Q_{S,F}$ ile gösterilir. Bu değer aşağıdaki formüle göre hesaplanır.

$$Q_{S,F} = A_F \times d_F \times E_n \times \cos 30 \quad \dots 6.3$$

6.3 denkleminde kullanılan ifadelerin açıklamaları aşağıdaki gibidir;

A_F (Aracın her iki yanındaki toplam cam alanı) = 8 m²

d_F (Araç camlarının toplam ısı geçirgenlik katsayısıdır) = 0,4

Bu değerler denklem 6.3' de yerine konulursa cam yüzeylerden gelen solar yük aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Q_{S,F} = 8 \times 0,4 \times 800 \times \cos 30 = 2217 \text{ W}$$

6.2.1.1.2 Aracın Yan Duvarlardan Gelen Solar Yük. EN 14750-2 standardına göre bu yük $Q_{S,W}$ ile gösterilir. Bu değer aşağıdaki formüle göre hesaplanır.

$$Q_{S,W} = \frac{k_w \times A_w}{9} \varepsilon \times E_n \times \cos 30 \quad \dots 6.4$$

6.4 denkleminde kullanılan ifadelerin açıklamaları aşağıdaki gibidir;

k_w (Araç yan duvarlarının toplam ısı geçiş katsayısı) = 0,72 W/m²K

A_w (Aracın bir tarafındaki camlar hariç toplam yüzey alanı) = 21,2 m²

ε (Duvarların solar absorpsiyon faktörü) = 0,6

Bu değerler denklem 6.4' de yerine konulursa duvarların maruz kaldığı solar yük aşığıdaki gibi hesaplanır.

$$Q_{S,W} = \frac{0,72 \times 21,2}{9} \times 0,6 \times 800 \times \cos 30 = 705 \text{ W}$$

6.2.1.1.3 Aracın Çatısından Gelen Solar Yük. EN 14750-2 standardına göre bu yük $Q_{S,D}$ ile gösterilir. Bu değer aşığıdaki formüle göre hesaplanır.

$$Q_{S,D} = \frac{k_d \times A_D}{9} \varepsilon \times E_n \times \sin 30 \quad \dots 6.5$$

6.5 denkleminde kullanılan ifadelerin açıklamaları aşığıdaki gibidir;

k_d (Aracın çatısının toplam ısı geçiş katsayısı) = 0,38 W/m²K

A_D (Aracın çatısının toplam yüzey alanı) = 22 m²

ε (Çatının solar absorpsiyon faktörü) = 0,6

Bu değerler denklem 6.5' de yerine konulursa duvarların maruz kaldığı solar yük aşığıdaki gibi hesaplanır.

$$Q_{S,W} = \frac{0,38 \times 22}{9} \times 0,6 \times 800 \times \sin 30 = 223 \text{ W}$$

6.2.1.1.4 Araca Gelen Toplam Solar Yük. EN 14750-2 standardına göre bu yük Q_S ile gösterilir. Bu değer aşığıdaki formüle göre hesaplanır.

$$Q_S = Q_{S,F} + Q_{S,W} + Q_{S,D} \quad \dots 6,6$$

Yukarıdaki bölümlerde hesaplanan değerler 6.6 denkleminde yerine konularak, test esnasında simüle edilmesi gereken toplam solar yük aşığıdaki gibi hesaplanır,

$$Q_S = 2217 + 705 + 223 = 3145 \text{ W}$$

Araç içerisine her biri 500W olan 6 adet ısıtıcı ve 1 adet de 150W'lık ısıtıcı konularak, test esnasında araca etkiyen solar yük simüle edilmiştir.

6.2.2 Soğutma Testinin Yapılışı

Test odasına test edilecek araç alınır. Araç üzerine iklimlendirme ünitesi tamamen monte edilir. Aracın tüm kapı ve pencereleri tamamen açılır.

Test odasının ısıtma sistemi çalıştırılarak ortam sıcaklığı 40 °C' a, bağıl nemi % 40' a ayarlanır.

Araça etki eden solar yükü simüle etmek için araç zeminine yerleştirilen ısıtıcılar çalıştırılır. Daha sonrasında aşağıdaki maddede belirtilen kararlı hale gelinceye kadar beklenir.

Araçtaki yolcuların yaydığı ısıyı simüle etmek için de araç içerisine toplam 6 kW'lık bir ısıtıcı daha homojen olarak dağıtılır.

Teste başlamadan önce, aracın iç yüzey ve iç ortam sıcaklığının 1 saatlik süre boyunca değişiminin ± 1 °C sınırını aşmaması gereklidir. Bu şart sağlandığında test ortamı ile aracın iç ortamının dengeye geldiği anlaşılır ve teste başlanabilir.

Test odası ve test aracı kararlı hale geldikten sonra, iklimlendirme ünitesinin kontrol sistemi by-pass yapılarak %100 çalışması sağlanır. Test boyunca iklimlendirme ünitesinin taze hava klapeleri tamamen kapalı konumda olacaktır.

İklimlendirme ünitesinin şartnamesine göre, aracın iklimlendirme ünitesinin araç iç ortam sıcaklığını, ek H' de belirtilen iç ortam sıcaklık regülasyonu içerisine (26,5 °C - 32 °C arasına) en geç 1 saatte getirmesi gereklidir. Bu yüzden test süresi toplam 1 saat olacaktır.

İklimlendirme ünitesinin ek H' da belirtilen sıcaklık regülasyonunu sağladığı anda araç içerisindeki nem regülasyonunun da ek O' da verilen grafik içerisindeki toleranslarda olması gereklidir.

İklimlendirme ünitesinin sağlaması gereken konfor parametrelerini ölçmek üzere yerleştirilen ek C de belirtilen sensörlerden alınan değerler test boyunca dakikada 1 kez kaydedilir.

İklimlendirme ünitesinin soğutma sistemindeki temel komponentlerin performansını incelemek için; evaporatör ve kondansere giren ve çıkan hava sıcaklıkları, kompresöre giren ve çıkan soğutucu gazın sıcaklık ve basıncı ayrıca kondansere giren gazın giriş-çıkış sıcaklıkları dakikada 1 kez kaydedilir. Ayrıca iklimlendirme ünitesinin emiş menfezinden ve kondanser ünitesinin üfleme kısmından anemometre ile sürekli olarak hava hızı ölçülerek kaydedilir.

6.2.3 Soğutma Testinin Sonuçları ve Yorumlanması

İklimlendirme ünitesinin soğutma testine ait rapor ek R' de verilmiştir. Testler esnasında veri kayıt sistemi tarafından dakikada 1 kez veri kaydı yapılarak veriler kaydedilmiştir. Fakat tablonun daha rahat anlaşılabilmesi için datalar 5' er dk' lık periyotlara toplanarak bu şekilde raporlanmıştır. Test raporundan, EN 14750-1' de belirtilen nem ve sıcaklık regülasyonunun sağlanıp sağlanamadığı kontrol edilecektir. Ayrıca sistemin performansında önemli rol alan parametreler de incelenecektir.

6.2.3.1 İklimlendirme Ünitesinin Soğutma Sisteminin EN 14750 Standardına Uygunluğunun Değerlendirilmesi

Soğutma testi sonuçları EN 14750 standardında belirtilen kriterlere göre değerlendirildiğinde aşağıdaki yorumlar elde edilmiştir.

Teste başladıktan 15 dk sonra araç içerisindeki ortam koşullarının EN 14750-1' deki sıcaklık aralığına girdiği görülmektedir. 15. dk' daki iç ortam sıcaklık

ortalaması 30 °C, 15. dk' dan test sonuna kadar geçen süredeki zamana bağlı iç ortam sıcaklığının integral ortalaması ise 26,5 °C' dir. İklimlendirme ünitesinin kontrol sistemi devre dışı bırakılıp %100 çalıştırıldığı için bu süreden sonra da iç ortam soğumaya devam etmiştir. Eğer kontrol sistemi devre dışı bırakılmasaydı, iklimlendirme ünitesi 15-20. dk' dan sonra cycle yaparak çalışmaya başlayacaktı ve iklimlendirme ünitesi hiçbir soruna karşılaşmadan çalışmasına devam edecekti. Ayrıca iklimlendirme sisteminin şartnamesinde, araç iç ortamının kararlı hale gelmesi için geçen sürenin maksimum 1 saat olması istenmiştir. Test sonucunda bu süre yaklaşık 18 dk olarak belirlenmiştir. Bu yüzden iklimlendirme ünitesinin EN 14750-1' de belirtilen sıcaklık regülasyonunu sağlamasında herhangi bir sorun görülmemiştir.

Test boyunca, araç iç ortamının bağıl nem değerinin maksimum % 40,7 minimum %27,5 olduğu görülmüştür. Test boyunca zamana göre ağırlıklı bağıl nem ortalamasının da % 32,6 olduğu görülmüştür. Tüm bu sonuçlardan iklimlendirme ünitesinin ek O' da belirtilen nem regülasyonunu sağladığı görülmüştür.

6.2.3.2 İklimlendirme Ünitesinin Soğutma Sisteminin Performansının Değerlendirilmesi

İklimlendirme ünitesinin soğutma sistemindeki elemanların performansını incelemek için sistemin kararlı hale gelmesi beklenmelidir. Kompresörün kalkışından yaklaşık 10 dk sonra sistem kararlı hale gelmiştir. Bu yüzden 15. dk' daki verilere göre komponentlerin performansı teker teker aşağıdaki gibi incelenecektir.

6.2.3.2.1 Kompresörün Performansının İncelenmesi. Kompresörün performansını ve çalışma ömrünü etkileyen en önemli etkenler bu bölümde incelenecektir.

Kompresörün çalışma ömrünü ve performansını etkileyen en önemli etken, soğutucu gazın kompresöre giriş-çıkışındaki durumudur. Deney verilerine göre gazın durumu aşağıdaki gibidir;

Kompresörün giriş basıncı 24 psi için termodinamik tablolarından R134a' nın doyma sıcaklığı -14 °C olarak bulunmuştur. Deney sonuçlarına bakıldığında 15. dk' da gazın sıcaklığının -6,5 °C olarak ölçüldüğü görülmektedir. Bu sonuca göre 7,5 °C ' lik bir superheat olduğu görülmektedir. Kompresörün seçilmesi esnasında ön görülen 7 °C' lik superheatin sağlandığı ve kompresöre likit gitme ihtimalinin sıfıra indirildiği görülmektedir.

Kompresörün spektine göre gövde sıcaklığının 70 °C' ı geçmemesi gerektiği belirtilmektedir. Deney verilerinden ise 1 saatlik süre boyunca kompresör gövde sıcaklığının maksimum 53,8 °C' ye çıktığı görülmüştür.

Tüm bu verilere bakıldığında, kompresörün soğutma sistemi ile uyumu hakkında herhangi bir sorun olmadığı görülmüştür.

6.2.3.2.2 Kondanserin Performansının İncelenmesi. Kondanserin performansı değerlendirilirken, sistem tasarımında belirlenen subcool miktarının ve kondanizasyon sıcaklığı ile basıncının kondanserde ne kadar sağlandığı incelenecektir. Kompresör seçilirken kondanizasyon sıcaklığı 75 °C, kondanizasyon basıncı 215 psi ve kondanser çıkışında 2 °C' lik subcool olacak şekilde seçim yapılmıştır. Deney verilerine bakıldığında, kompresörün çıkış bölgesinden alınan ölçümler sonucunda kondanizasyon sıcaklığının 85 °C, basıncının 220 psi (220 psi' da Tdoyma = 56 °C ' dir) ve kondanser çıkışında yapılan sıcaklık ölçümünden subcool miktarının 4,6 °C olduğu görülmektedir.

Yukarıdaki sonuçlara göre, kompresör çıkışında ölçülen yüksek kondanizasyon ve sıcaklığın ayrıca kondanser çıkışındaki yüksek subcoolun sebebi kompresör üreticisinin belirttiği gaz miktarından daha az gaz basılmasıdır. Sistemin hissedilen soğutma performansında herhangi bir sorun yaşanmadığı için cihazın toplam maliyetini düşürmek adına bu miktarda gaz basılması kararlaştırılmıştır.

6.2.3.2.3 Evaporatörün Performansının İncelenmesi. Evaporatörün performansı değerlendirilirken, sistem tasarımında belirlenen superheat miktarının ve evaporatör üzerinden akan havanın sıcaklık değişimi ile evaporasyon basıncının evaporatörde ne kadar sağlandığı incelenecektir. Kompresör seçilirken evaporasyon sıcaklığı sıcaklığı -15,62 °C, evaporasyon basıncı 23 psi ve kompresör girişinde 7,5 °C' lik superheat olacak şekilde seçim yapılmıştır. Deney verilerine bakıldığında, kompresörün emiş bölgesinden ölçülen gaz sıcaklığının -6,5 °C, basıncının ise 24 psi olduğu görülmektedir. 24 psi için doyma sıcaklığı -15,52 °C olduğuna göre, superheta miktarının yaklaşık 9 °C olduğu görülmektedir.

Yukarıdaki sonuçlara göre, kompresör emişinde ölçülen yüksek superheatin ve emme basıncındaki fazlalığın sebebi kompresör üreticisinin belirttiği gaz miktarından daha az gaz basılmasından kaynaklandığı belirlenmiştir. Sistemin hissedilen soğutma performansında herhangi bir sorun yaşanmadığı için cihazın toplam maliyetini düşürmek adına bu miktarda gaz basılması kararlaştırılmıştır.

6.2.3.2.4 Evaporatör Fanının Performansının İncelenmesi. EN 14750-2' ye göre gerçekleştirilen soğutma performansı testinde, iklimlendirme ünitesinin kontrol sistemi iptal edilerek ünitenin % 100 tam kapasitede çalışması sağlanmıştır. Bu yüzden evaporatör fanı da test boyunca sürekli tam kapasitede çalışmıştır. Evaporatörün 0,14 m²' lik emiş menfezinden ölçülen hava hızının test boyunca zamana bağlı ortalaması alındığında 7,87 m/s olduğu görülmektedir. Ölçülen bu değere göre, evaporatör fanının hacimsel debisi 6.1 formülüne göre aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\dot{V}_{tam\ kap.} = 0,14 \times 7,87 = 1,11\ m^3/s = 3966\ m^3/h$$

olarak bulunur. Fanın spektlerinde tam kapasitede 4000 m³/h' lik hacimsel debi sağladığı ve ± % 10 ' luk toleransa sahip olduğu belirtilmektedir. Yukarıda hesaplanan değer, verilen toleranslar içinde kaldığı için fanla ilgili bir sorunla karşılaşılmamıştır.

6.2.3.2.5 *Kondanser Fanının Performansının İncelenmesi.* EN 14750-2' ye göre gerçekleştirilen soğutma performansı testinde, iklimlendirme ünitesinin kontrol sistemi iptal edilerek ünitenin % 100 tam kapasitede çalışması sağlanmıştır. Bu yüzden kondanser fanı da test boyunca sürekli tam kapasitede çalışmıştır. Kondanserin 0,30 m²' lik üfleme açıklığından ölçülen hava hızının test boyunca zamana bağlı ortalaması alındığında 9,84 m/s olduğu görülmektedir. Ölçülen bu değere göre, kondanser fanının hacimsel debisi 6.1 formülüne göre aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\dot{V}_{tam\ kap.} = 0,30 \times 9,84 = 2,95\ m^3/s = 10627\ m^3/h$$

olarak bulunur. Fanın spektlerinde tam kapasitede 10692 m³/h' lik hacimsel debi sağladığı ve $\pm$ % 10 ' luk toleransa sahip olduğu belirtilmektedir. Yukarıda hesaplanan değer, verilen toleranslar içinde kaldığı için fanla ilgili bir sorunla karşılaşılmamıştır.

6.2.3.2.6 *İklimlendirme Ünitesinin Soğutma Kapasitesinin Test Verilerinden Hesaplanması.* Soğutma sisteminin, test verilerinden elde edilen soğutma kapasitesi; test edilen aracın içerisindeki havanın başlangıç koşullarından, kararlı hale gelinceye kadarki iç enerji değişiminin, kararlı hale gelme süresine bölünmesiyle elde edilen güç ile aracın daha önce yurtdışında rüzgar tüneline hesaplanan sürekli ısı kazancının (Vagon üreticisinin beyanına göre 34 kW) toplamından hesaplanacaktır.

Araç iç ortamının test başlangıcındaki özellikleri:

$T_{başlangıç} = 41,4\ ^\circ\text{C}$ için kuru havanın iç enerjisi ve saf su buharının iç enerjisi ek M ve N' den aşağıdaki gibi belirlenir.

$$U_{k.hava} = 224,85\ \text{kJ/kg}\ \text{ve}\ U_{su\ b.} = 2430,10\ \text{kJ/kg}$$

Bu sıcaklık ve % 40,6 RH için Ek-A' daki psikometrik diyagramdan;

$$W = 20,57 \times 10^{-3}\ \text{kg}_w/\text{kg}_{da}\ \text{olarak bulunur.}$$

Bu değerler kullanılarak 6zg6l nem denklem 4.2' den aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\gamma_{baş.} = \frac{20,57 \times 10^{-3}}{1 + 20,57 \times 10^{-3}} = 0,02$$

Denklem 4.5' den iç ortamın enerjisi aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$u_{baş.} = 0,02 \times 2430,10 + (1 - 0,02) \times 224,85 = 268,96 \text{ kJ/kg}$$

Araç iç ortamının test sonundaki 6zellikleri:

$T_{final} = 24,32 \text{ }^{\circ}\text{C}$ için kuru havanın iç enerjisi ve saf su buharının iç enerjisi ek M ve N' den aşağıdaki gibi belirlenir.

$$U_{k.hava} = 208,50 \text{ kJ/kg ve } U_{su b.} = 2408,40 \text{ kJ/kg}$$

Bu sıcaklık ve % 28,47 RH için Ek-A' daki psikometrik diyagramdan;

$$W = 5,39 \times 10^{-3} \text{ kg}_w/\text{kg}_{da} \text{ olarak bulunur.}$$

Bu değerler kullanılarak 6zg6l nem denklem 4.2' den aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\gamma_{final} = \frac{5,39 \times 10^{-3}}{1 + 5,39 \times 10^{-3}} = 0,0054$$

Denklem 4.5' den iç ortamın enerjisi aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$u_{final} = 0,0054 \times 2408,40 + (1 - 0,0054) \times 208,50 = 220,38 \text{ kJ/kg}$$

İklimlendirme ünitesinin soğutma kapasitesi aşağıdaki form6le g6re hesaplanır.

$$\dot{Q}_{soğutma} = \frac{\rho_{hava} \times V_{araç içi} \times (u_{başlangıç} - u_{final})}{Test Süresi} + sürekli ısı kazancı \dots 6.3$$

Yukarıda hesaplanan değerler denklem 6.3' de yerine konulursa soğutma kapasitesi aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\dot{Q}_{soğutma} = \frac{1,23 \times (2,20 \times 2,52 \times 10) \times (268,96 - 220,38)}{60 \times 60} + 34 = 34,92 \text{ kW}$$

İklimlendirme ünitesinin tasarımında hedeflenen soğutma kapasitesi 36 kW' dır. Deney verilerinden elde edilen soğutma kapasitesi ile arasında % 3' lük bir fark vardır. Bu fark da toleranslar içerisinde olduğu için herhangi bir sorun görülmemiştir.

BÖLÜM YEDİ

SONUÇ

Bu bölümde test odasının tasarımı için yapılan hesaplamaların ve teste tabi tutulan hafif raylı sistem aracının iklimlendirme ünitesinin performans testlerinin sonuçlarına değinilecektir.

7.1 Test Odasının Tasarım Hesaplamalarından Elde Edilen Sonuçlar

Yapılan hesaplamalar sonucunda test odasının iklimlendirme ünitesinin aşağıdaki özelliklere sahip olması gerektiği belirlenmiştir.

Test odası Boyutlar (Genişlik x Yükseklik x Derinlik): 5m x 6,5m x 15m

Test odasında sağlanabilen sıcaklık aralığı: + 45 °C / -25 °C

Test odasında sağlanabilen bağıl nem aralığı: 45 °C’ de % 80 RH

Kararlı Hale Gelme Süresi: Maksimum 2 saat

Soğutucu Kapasitesi: 39,26 kW

Isıtıcı Kapasitesi: 21,31 kW

Maksimum Solar Radyasyon Gücü: 1120W/m²K

Nemlendirici Kapasitesi: 3 x 25 kg/h

Sıcaklık Dalgalanma Toleransı: ± 2K

7.2 Test Odasının Tasarımı ve Gerekli Ekipmanların Yerleşimi

Test odasında kullanılacak ekipmanlar ve yerleşimleri bu bölümde incelenecektir.

7.2.1 Isıtma ve Nemlendirme Sistemi

Isıtma işlemi çok değişken dış ortamlarında yapılacağından dolayı soğutma sisteminin tersine çalıştırılmasıyla ısıtma yapılması yerine, direkt olarak elektrikli ısıtıcı tijlerle bu opsiyonun sağlanmasına karar verilmiştir. Bu yüzden bu sisteminin hava dolaşımını sağlayan ayrı bir sistem olacak fakat soğutma sistemiyle aynı kanala

havayı üfleyecektir. Nemlendirme opsiyonu da aynı ünitenin içine alınarak fanlar yardımıyla hava kanalına nemli hava verilmesi sağlanacaktır. Bu üniteye ait şematik resim aşağıda verilmiştir.

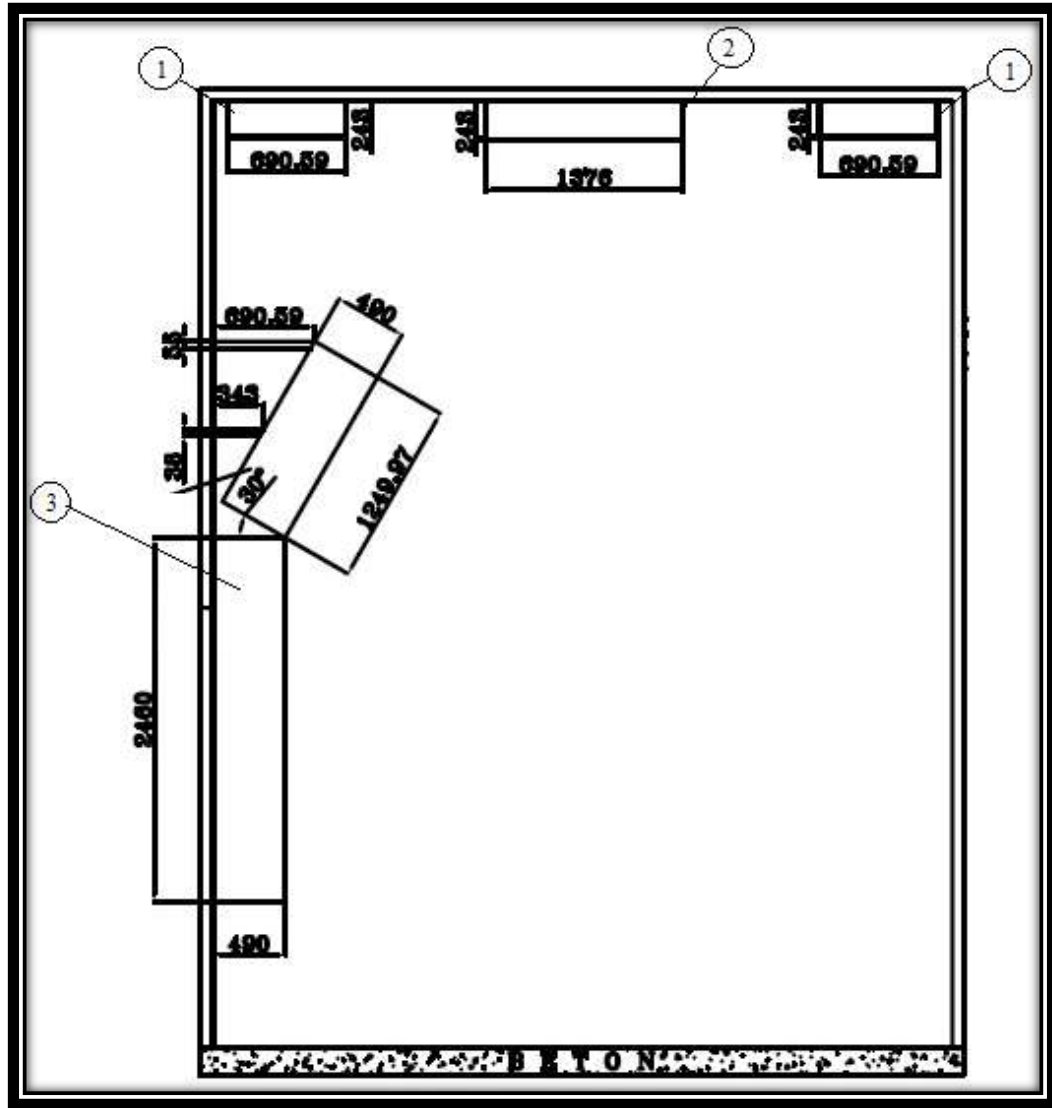
Şekil 7.1 Test odasının ısıtma ve nemlendirme ünitesi

- 1- Isıtma ve nemlendirme ünitesi kaset sistemi
- 2- Zig-zag filtre
- 3- Elektrikli ısıtıcı
- 4- Buhar tipi nemlendirici
- 5- Vantilatör
- 6- Aspiratör
- 7- Egzost karışımı iki katlı

Test odasının ihtiyaç duyduğu soğutma kapasitesi 39,26 kW olarak hesaplanmıştır. Ayrıca sistemin çalışma koşulları göz önünde bulundurularak kondanizasyon sıcaklığının 55 °C, evaporasyon sıcaklığının da -30 °C olmasına karar verilmiştir. Soğutma sistemi çiller grubu tarafından sağlanacak ve ısıtma sistemiyle aynı hava kanalına üfleyecektir.

7.2.3 Solar Radyasyon Sistemi

Solar radyasyon sisteminin daha önceki bölümlerde hesaplanan 1120W/m^2 lik solar radyasyonu sağlayabilecek adette ampül içermesine ve test odasına EN 14750-2 standardında belirtildiği şekilde yerleştirilmesine karar verilmiştir. Test odasına yerleşimi şekil 7.2’ de verilmiştir.



Şekil 7.2 Test odasının kesit görünüşü

- 1 – Hava üfleme kanalı
- 2 – Hava emiş kanalı
- 3 – Solar radyasyon sistemi

7.3 İklimlendirme Ünitesinin Testlerinden Elde Edilen Sonuçlar

Yapılan tüm testler sonucunda, iklimlendirme ünitesinin EN 14750-1 standardında belirtilen tüm konfor parametrelerini standartta belirtilen toleranslar içinde sağladığı görülmüştür.

Ayrıca, iklimlendirme ünitesinin performans testlerinin sonuçlarında da cihazın tasarımında öngörülen kapasitenin gerçek koşullarda da sağlandığı görülmüştür. İklimlendirme ünitesinin uç çalışma koşullarında dahi herhangi bir problem olmadan çalıştığı görülmüştür.

KAYNAKLAR

American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. (2009). *Ashrae Handbook*. Atlanta, GA.

Faiveley, (2010). Systems by market segment rail vehicle. Retrieved November 11, 2010, from <http://www.faiveleytransport.com>

Incropera, DeWitt.(2007). *Fundamentals of heat and mass transfer* (6th ed). USA: Wiley

Moran, M. ve Shapiro, H.,(2008). *Fundamentals of engineering thermodynamics* (6th ed) USA: John Wiley & Sons

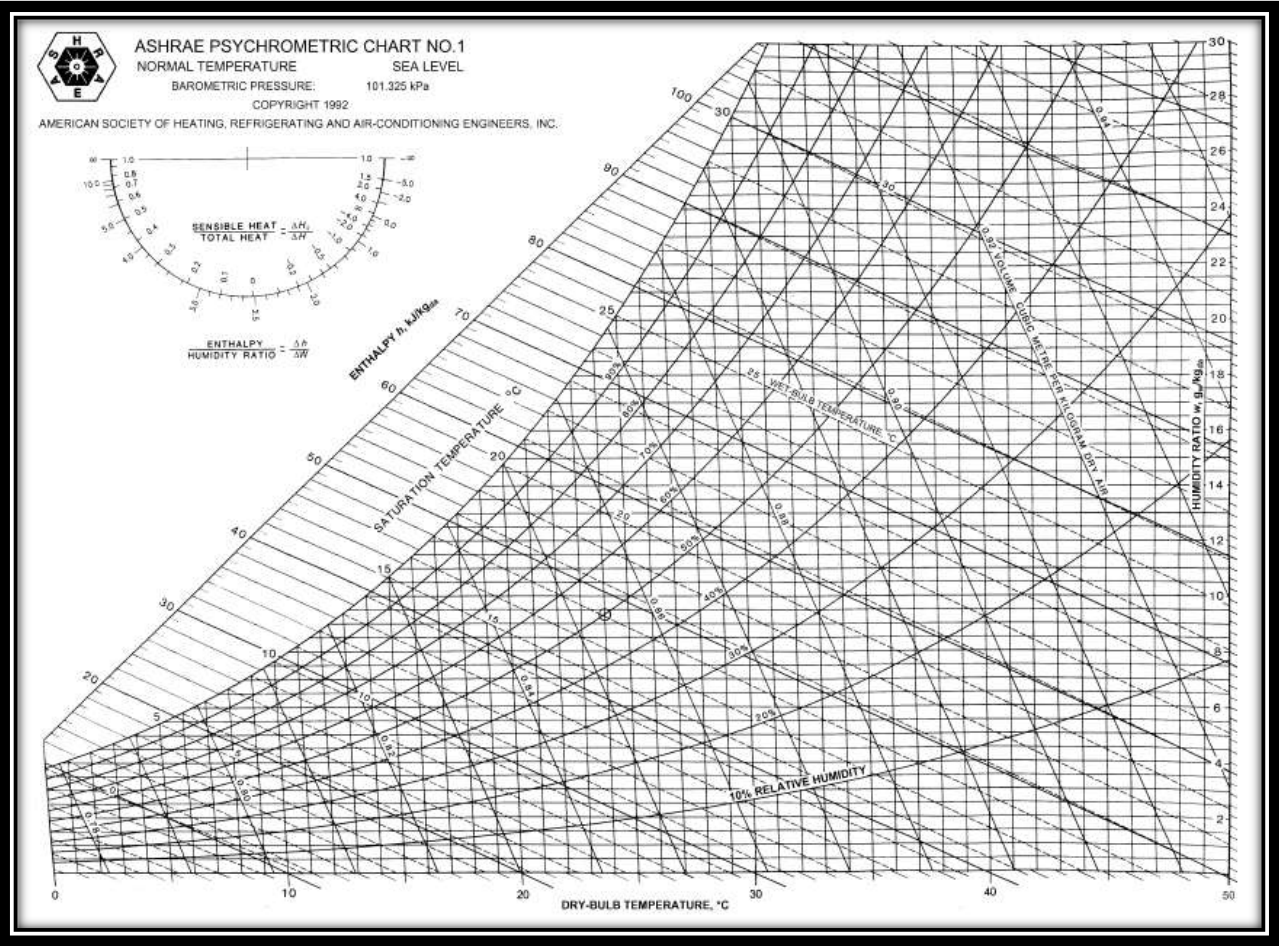
Technical Committee CEN/TC 256.(2006). *Railway Applications – EN 14750-1 Air Conditioning For Urban and Suburban Rolling Stock - Part 1: Comfort Parameters* Brussel

Technical Committee CEN/TC 256. (2006). *Railway Applications – EN 14750-2 Air Conditioning For Urban and Suburban Rolling Stock - Part 2: Type Tests* Brussel

EKLER

Ek – A

Psikometrik Diyagram

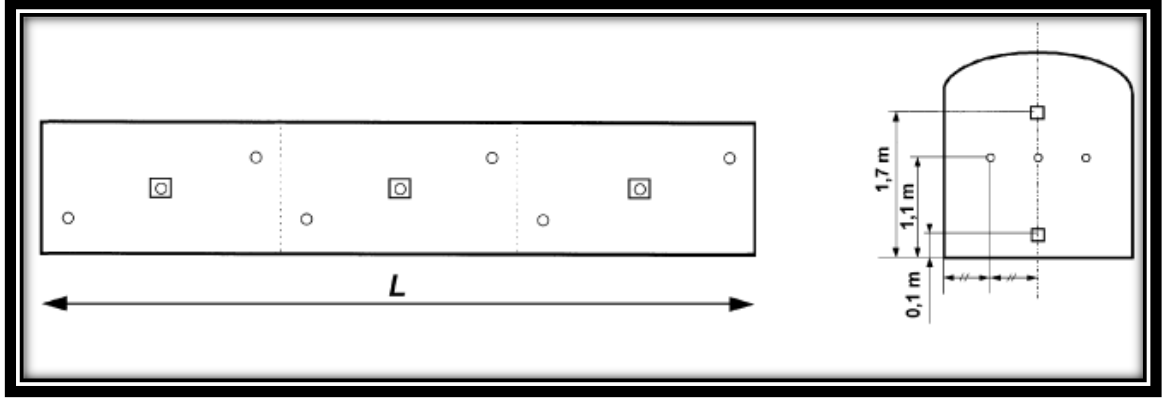


Ek – B
EN 14750-1’ Deki İklimsel Bölgeler

ÜLKE	KIŞ	YAZ
Avusturya	Bölge II	Bölge II
Belçika	Bölge II	Bölge II
Bulgaristan	Bölge II	Bölge II
Çek Cumhuriyeti	Bölge II	Bölge II
Hırvatistan	Bölge II	Bölge II
Danimarka	Bölge II	Bölge II
Fransa	Bölge II	Bölge II
Finlandiya	Bölge III	Bölge III
Yunanistan	Bölge I	Bölge I
Almanya	Bölge II	Bölge II
Macaristan	Bölge II	Bölge II
İrlanda	Bölge I	Bölge III
İtalya	Bölge II	Bölge I
Lüksemburg	Bölge II	Bölge II
Hollanda	Bölge II	Bölge II
Norveç	Bölge III	Bölge III
Polonya	Bölge III	Bölge II
Romanya	Bölge I	Bölge I
Sırbistan Karadağ	Bölge II	Bölge II
Slovakya	Bölge II	Bölge II
Slovenya	Bölge II	Bölge II
İspanya	Bölge I	Bölge I
İsveç	Bölge III	Bölge III
İsviçre	Bölge II	Bölge II
İngiltere	Bölge I	Bölge III
Portekiz	Bölge I	Bölge I

Ek – C

EN 14750-2' ye Göre Araç İçi Sıcaklık ve Nem Değerlerinin Ölçülmesi İçin Yerleştirilen Sensörlerin Konumları



L: Test edilecek modülün uzunluğu.

Yukarıdaki modül, raylı sistem aracının başındaki ve sonundaki sürücü kabinini de içeren vagonlar dışında kalan ara vagonlardır. Test edilen hafif raylı sistem aracının kliması bu modülde kullanılacaktır.

Eğer test edilecek modülün uzunluğu 10 m' den az ise araç 2 bölüme ayrılmış gibi düşünülerek buna göre sensörler yerleştirilir. Bu yüzden test edilen araca 4 adet sıcaklık 6 adet de nem sensörü yerleştirilmiştir.

Bağıl nem, aracın düşey ekseninde tam ortasına ve araç zemininden 1,1 m yukarıya yerleştirilir.

Sıcaklık sensörleri ise kare ile belirtilen yerlere yerleştirilir.

Ek – D**EN 14750-2' ye Göre TL1 Seviyesi İçin Test Programı**

Isıtma Modunda TL1 Testleri								
Test	Testin Tanımı	Ort. Dış Sıcaklık °C	Bağıl Nem %	Hava Hızı Km/h	Yolcu Simülasyonu %	Eşdeğer Solar Yük	Ünitenin Kontrol Sistemi Ayarı	Önemli Noktalar
TL 110	Ön Isıtma	< + 5	-	0 – 15	0	0	Normal	
TL111	Regülasyon	< + 5	-	0 – 15	0	0	Normal	
TL112	Regülasyon	< + 5	-	0 – 15	0	0	Maksimum	Şartnamede varsa
TL113	Isıtma Performansı	< + 5	-	0 – 15	0	0	Manuel Kontrol	Sistem % 100 çalıştırılacak
TL114	Kapı açma	< + 5	-	0 – 15	0	0	Normal	

Soğutma Modunda TL1 Testleri								
Test	Testin Tanımı	Ort. Dış Sıcaklık °C	Bağlı Nem %	Hava Hızı Km/h	Yolcu Simülasyonu %	Eşdeğer Solar Yük	Ünitenin Kontrol Sistemi Ayarı	Önemli Noktalar
TL 120	Ön Soğutma	> Tem	-	0 – 15	0	100	Normal	
TL121	Regülasyon	> Tem	-	0 – 15	0	100	Normal	
TL122	Regülasyon	> Tem	-	0 – 15	100	100	Normal	
TL123	Soğutma Performansı	> Tem	-	0 – 15	100	100	Manuel Kontrol	Sistem % 100 çalıştırılacak
TL124	Kapı açma	> Tem	-	0 – 15	100	100	Normal	

II. ve III. Bölge için Tem = + 25 °C, I. Bölge için Tem = + 30 °C olacaktır.

Eşdeğer solar yük; I. Bölge için 800 W/m², II. Bölge için 700 W/m², III. Bölge için 600W/m² olmak üzere % 100 olarak uygulanacaktır.

Ek – E**EN 14750-2' ye Göre TL2 Seviyesi İçin Test Programı****B Tipi Araçların Isıtma Modunda TL2 Testleri**

Test	Testin Tanımı	Ort. Dış Sıcaklık °C ^a	Bağlı Nem %	Hava Hızı Km/h	Yolcu Simülasyonu %	Eşdeğer Solar Yük	Ünitenin Kontrol Sistemi Ayarı ^b	Önemli Noktalar
TL212	Regülasyon	Tem	-	0 - 15	0	0	Uç Noktalarda	
TL213	Isıtma Performansı	Tem	-	Maksimum çalışma hızı	0	0	Manuel Kontrol	Ünite % 100 çalışacak.
TL214	Ön Isıtma	0	-	0 – 15	0	0	Normal	
TL215	Regülasyon	0	-	0 – 15	0	0	Normal	
TL216	Regülasyon	0	-	Maksimum çalışma hızı	0	0	Normal	Mümkünse
TL217	Regülasyon	0	-	0 – 15	100	0	Normal	
TL218	Kapı Açma	0	-	0 – 15	0	0	Normal	
TL219	Statik k	+5	-	0 - 15	0	0	Normal	

^a Tem için kabul edilebilir toleransın ± 2 K olduğunu belirtmektedir.

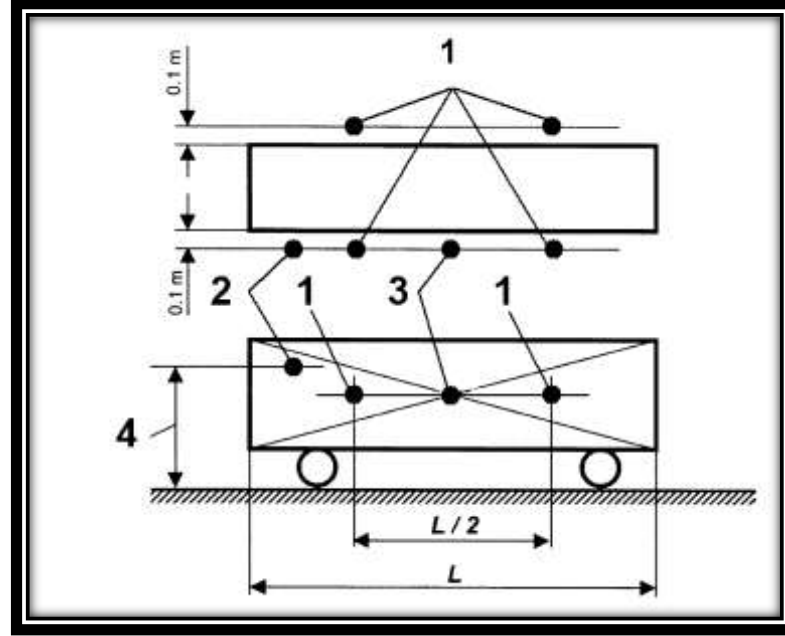
^b Tic için normal set değerini belirtmektedir.

I. ve II. Bölgeler için Tem = 0 °C ve III. Bölge için Tem = -10 °C olacaktır.

B Tipi Araçların Soğutma Modunda TL2 Testleri								
Test	Testin Tanımı	Ort. Dış Sıcaklık °C ^a	Bağıl Nem %	Hava Hızı Km/h	Yolcu Simülasyonu %	Eşdeğer Solar Yük	Ünitenin Kontrol Sistemi Ayarı ^b	Önemli Noktalar
TL220	Regülasyon	Tem	-	0 - 15	0	0	Uç Noktalarda	
TL221	Soğutma Performansı	Tem	-	Maksimum çalışma hızı	0	0	Manuel Kontrol	Ünite % 100 çalışacak
TL222	Ön Soğutma	0	-	0 – 15	0	0	Normal	
TL223	Regülasyon	0	-	0 – 15	0	0	Normal	
TL226	Regülasyon	0	-	Maksimum çalışma hızı	0	0	Normal	Mümkünse
TL227	Regülasyon	0	-	0 – 15	100	0	Normal	
TL228	Kapı Açma	0	-	0 – 15	0	0	Normal	
^a Tem için kabul edilebilir toleransın ± 2 K olduğunu belirtmektedir. ^b Kabul edilebilir bağıl nem toleransının $\pm \% 5$ olduğunu belirtmektedir. ^c Normal pozisyon, iklimlendirme ünitesinin set değerini belirtmektedir.								
Bölge		Tem1	RH1		Tem2	RH2		Eşdeğer Solar Yük
I		+ 40 °C	% 40		+ 33 °C	% 40		800 W/m ²
II		+ 35 °C	% 50		+ 28 °C	% 60		700 W/m ²
III		+ 28 °C	% 45		+ 22 °C	% 45		600 W/m ²

EK – F

EN 14750-2' ye Göre Test Odasının Ortam Koşullarına Ait Parametrelerin Ölçümü İçin Sensör Yerleşimi



1: Sıcaklık sensörleri

2: Nem sensörleri

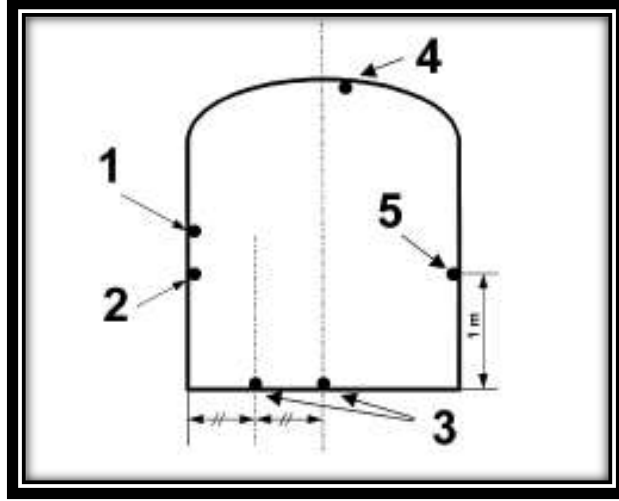
3: Hava hızı sensörleri

4: Taze hava emiş menfezi

Tem 4 adet sıcaklık sensörünün aritmetik ortalamasıdır.

EK – G

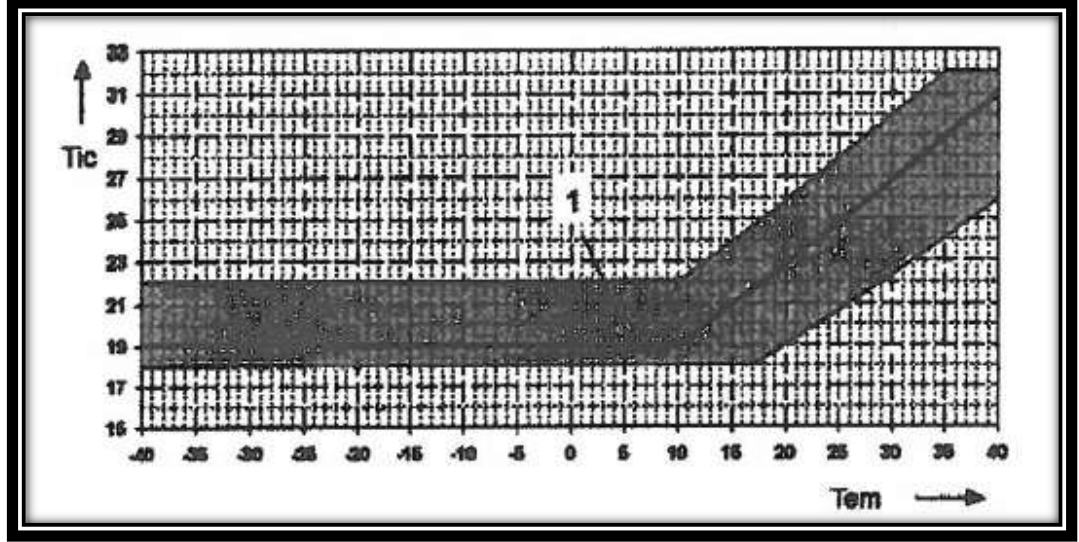
EN 14750-2' ye Göre Yüzey Sıcaklıkları Ölçümü İçin Sensör Yerleşimi



- 1:** Cam; Cam sıcaklıkları camların geometrik merkezinden ölçülmelidir.
- 2:** Cam çerçevesi; Çerçevenin dikey elemanının ortasından ölçülmelidir.
- 3:** Zemin; Olabildiğince kesit alanının orta eksenine yakın bir yerden ölçülmelidir.
- 4:** Tavan; Olabildiğince kesit alanının orta eksenine yakın bir yerden ölçülmelidir.
- 5:** Yan duvarlar; Şekilde gösterildiği gibi yerden 1 m yükseklikte ve yüzeyin geometrik merkezinden ölçülmelidir.

EK – H

EN 14750-1' e Göre B Tipi Araçların İç Ortam Sıcaklık Set Değerlerine Göre Regülasyon Eğrisi



Tem: Ortalama dış hava sıcaklığı (°C),

Tic: İç ortam sıcaklığı set değeri (°C),

1: B sınıfı araçlar için tavsiye edilen eğri.

EK – I

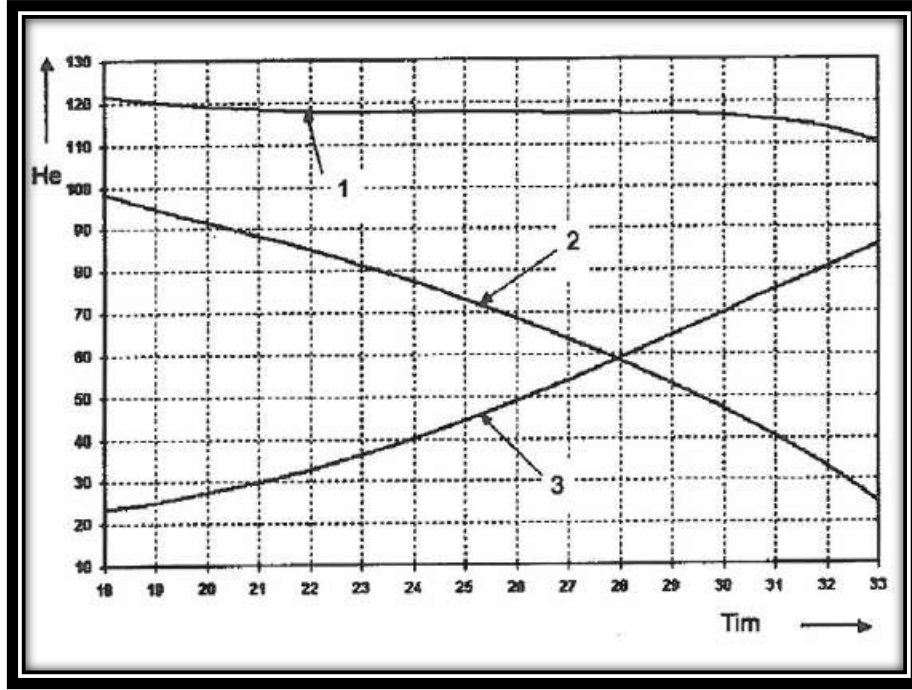
EN 14750-1' e Göre Klimatik Bölgelerin Tanımlanması

Kış İçin Koşullar	
Bölge	Ortalama Dış Sıcaklık (°C)
I	- 10
II	- 20
III	- 40

Yaz İçin Koşullar			
Bölge	Ortalama Dış Sıcaklık (°C)	Bağıl Nem (%)	Eşdeğer Solar Yük (W/m ²)
I	+ 40	40	800
II	+ 35	50	700
III	+ 28	45	600

EK – J

EN 14750-1' e Göre Yolcuların Yaydığı Isı Miktarı



Tim: Ortalama iç ortam sıcaklığı (°C),

He: Isı emisyonu (W),

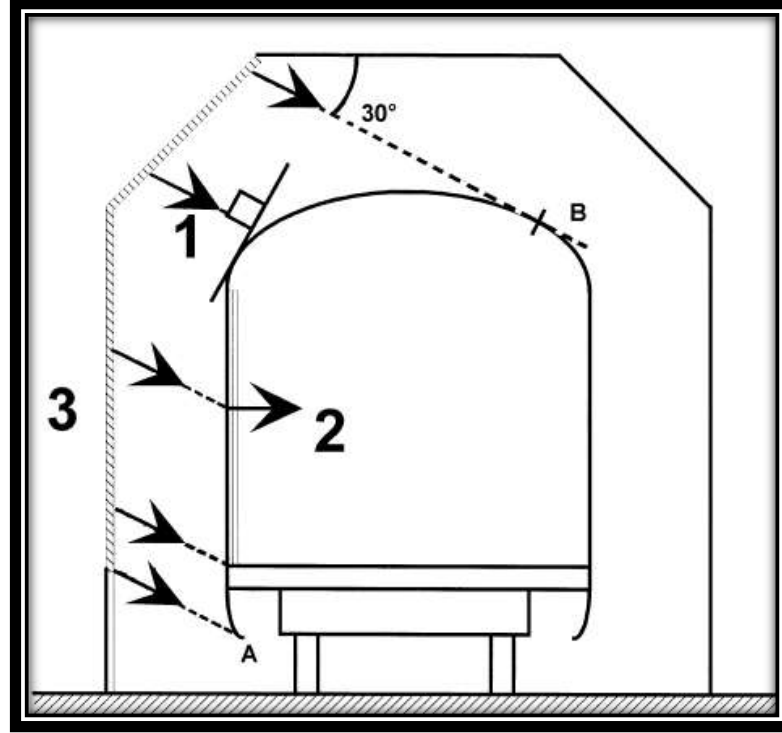
1: Toplam ısı,

2: Hissedilir ısı,

3: Gizli ısı.

EK – K

EN 14750-2' ye Göre Eşdeğer Solar Yükün Simülasyonu



- 1: Radyasyonun dik geldiği yüzeydeki eşdeğer solar yük (E_n),
- 2: Aracın yan duvarına gelen eşdeğer solar yük (E_v),
- 3: Solar radyasyon lambaları.

Araç tipi ne olursa olsun, solar radyasyon lambalarının A ve B noktaları arasında komple bulunması gereklidir.

Solar radyasyon lambaları, test aracının boylu boyunca uzanmalıdır.

EK – L

Atmosferik Basıncıta Havanın Termofiziksel Özellikleri

T (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)	Pr
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

EK – M

Doymuş Su Buharının Özellikleri

		Özellik Hacim m ³ /kg		İç Enerji kJ/kg		Entalpi kJ/kg			Entropi kJ/kg · K		
Sıcaklık °C	Basıncı bar	Doymuş Sıvı v _f × 10 ³	Doymuş Buhar v _g	Doymuş Sıvı u _f	Doymuş Buhar u _g	Doymuş Sıvı h _f	Bırlırm h _{fg}	Doymuş Buhar h _g	Doymuş Sıvı s _f	Doymuş Buhar s _g	Sıcaklık °C
.01	0.00611	1.0002	206.136	0.00	2375.3	0.01	2501.3	2501.4	0.0000	9.1562	.01
4	0.00813	1.0001	157.232	16.77	2380.9	16.78	2491.9	2508.7	0.0610	9.0514	4
5	0.00872	1.0001	147.120	20.97	2382.3	20.98	2489.6	2510.6	0.0761	9.0257	5
6	0.00935	1.0001	137.734	25.19	2383.6	25.20	2487.2	2512.4	0.0912	9.0003	6
8	0.01072	1.0002	120.917	33.59	2386.4	33.60	2482.5	2516.1	0.1212	8.9501	8
10	0.01228	1.0004	106.379	42.00	2389.2	42.01	2477.7	2519.8	0.1510	8.9008	10
11	0.01312	1.0004	99.857	46.20	2390.5	46.20	2475.4	2521.6	0.1658	8.8765	11
12	0.01402	1.0005	93.784	50.41	2391.9	50.41	2473.0	2523.4	0.1806	8.8524	12
13	0.01497	1.0007	88.124	54.60	2393.3	54.60	2470.7	2525.3	0.1953	8.8285	13
14	0.01598	1.0008	82.848	58.79	2394.7	58.80	2468.3	2527.1	0.2099	8.8048	14
15	0.01705	1.0009	77.926	62.99	2396.1	62.99	2465.9	2528.9	0.2245	8.7814	15
16	0.01818	1.0011	73.333	67.18	2397.4	67.19	2463.6	2530.8	0.2390	8.7582	16
17	0.01938	1.0012	69.044	71.38	2398.8	71.38	2461.2	2532.6	0.2535	8.7351	17
18	0.02064	1.0014	65.038	75.57	2400.2	75.58	2458.8	2534.4	0.2679	8.7123	18
19	0.02198	1.0016	61.293	79.76	2401.6	79.77	2456.5	2536.2	0.2823	8.6897	19
20	0.02339	1.0018	57.791	83.95	2402.9	83.96	2454.1	2538.1	0.2966	8.6672	20
21	0.02487	1.0020	54.514	88.14	2404.3	88.14	2451.8	2539.9	0.3109	8.6450	21
22	0.02645	1.0022	51.447	92.32	2405.7	92.33	2449.4	2541.7	0.3251	8.6229	22
23	0.02810	1.0024	48.574	96.51	2407.0	96.52	2447.0	2543.5	0.3393	8.6011	23
24	0.02985	1.0027	45.883	100.70	2408.4	100.70	2444.7	2545.4	0.3534	8.5794	24
25	0.03169	1.0029	43.360	104.88	2409.8	104.89	2442.3	2547.2	0.3674	8.5580	25
26	0.03363	1.0032	40.994	109.06	2411.1	109.07	2439.9	2549.0	0.3814	8.5367	26
27	0.03567	1.0035	38.774	113.25	2412.5	113.25	2437.6	2550.8	0.3954	8.5156	27
28	0.03782	1.0037	36.690	117.42	2413.9	117.43	2435.2	2552.6	0.4093	8.4946	28
29	0.04008	1.0040	34.733	121.60	2415.2	121.61	2432.8	2554.5	0.4231	8.4739	29
30	0.04246	1.0043	32.894	125.78	2416.6	125.79	2430.5	2556.3	0.4369	8.4533	30
31	0.04496	1.0046	31.165	129.96	2418.0	129.97	2428.1	2558.1	0.4507	8.4329	31
32	0.04759	1.0050	29.540	134.14	2419.3	134.15	2425.7	2559.9	0.4644	8.4127	32
33	0.05034	1.0053	28.011	138.32	2420.7	138.33	2423.4	2561.7	0.4781	8.3927	33
34	0.05324	1.0056	26.571	142.50	2422.0	142.50	2421.0	2563.5	0.4917	8.3728	34
35	0.05628	1.0060	25.216	146.67	2423.4	146.68	2418.6	2565.3	0.5053	8.3531	35
36	0.05947	1.0063	23.940	150.85	2424.7	150.86	2416.2	2567.1	0.5188	8.3336	36
38	0.06632	1.0071	21.602	159.20	2427.4	159.21	2411.5	2570.7	0.5458	8.2950	38
40	0.07384	1.0078	19.523	167.56	2430.1	167.57	2406.7	2574.3	0.5725	8.2570	40
45	0.09593	1.0099	15.258	188.44	2436.8	188.45	2394.8	2583.2	0.6387	8.1648	45

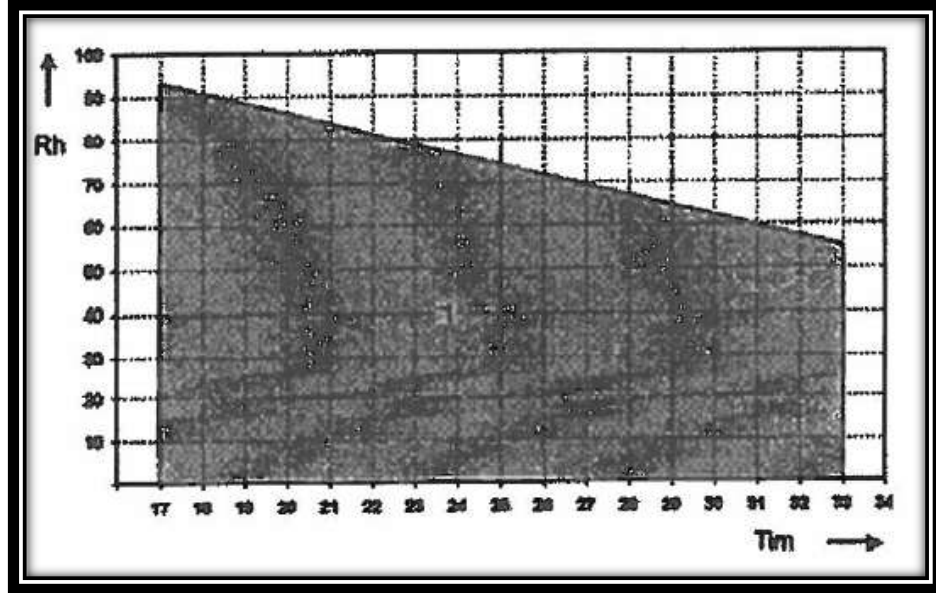
EK – N

Havanın İdeal Gaz Özellikleri

T(K), h and u(kJ/kg), s° (kJ/kg · K)											
T	h	u	s°	when Δs = 0		T	h	u	s°	when Δs = 0	
				p _r	v _r					p _r	v _r
200	199.97	142.56	1.29559	0.3363	1707.	450	451.80	322.62	2.11161	5.775	223.6
210	209.97	149.69	1.34444	0.3987	1512.	460	462.02	329.97	2.13407	6.245	211.4
220	219.97	156.82	1.39105	0.4690	1346.	470	472.24	337.32	2.15604	6.742	200.1
230	230.02	164.00	1.43557	0.5477	1205.	480	482.49	344.70	2.17760	7.268	189.5
240	240.02	171.13	1.47824	0.6355	1084.	490	492.74	352.08	2.19876	7.824	179.7
250	250.05	178.28	1.51917	0.7329	979.	500	503.02	359.49	2.21952	8.411	170.6
260	260.09	185.45	1.55848	0.8405	887.8	510	513.32	366.92	2.23993	9.031	162.1
270	270.11	192.60	1.59634	0.9590	808.0	520	523.63	374.36	2.25997	9.684	154.1
280	280.13	199.75	1.63279	1.0889	738.0	530	533.98	381.84	2.27967	10.37	146.7
285	285.14	203.33	1.65055	1.1584	706.1	540	544.35	389.34	2.29906	11.10	139.7
290	290.16	206.91	1.66802	1.2311	676.1	550	554.74	396.86	2.31809	11.86	133.1
295	295.17	210.49	1.68515	1.3068	647.9	560	565.17	404.42	2.33685	12.66	127.0
300	300.19	214.07	1.70203	1.3860	621.2	570	575.59	411.97	2.35531	13.50	121.2
305	305.22	217.67	1.71865	1.4686	596.0	580	586.04	419.55	2.37348	14.38	115.7
310	310.24	221.25	1.73498	1.5546	572.3	590	596.52	427.15	2.39140	15.31	110.6
315	315.27	224.85	1.75106	1.6442	549.8	600	607.02	434.78	2.40902	16.28	105.8
320	320.29	228.42	1.76690	1.7375	528.6	610	617.53	442.42	2.42644	17.30	101.2
325	325.31	232.02	1.78249	1.8345	508.4	620	628.07	450.09	2.44356	18.36	96.92
330	330.34	235.61	1.79783	1.9352	489.4	630	638.63	457.78	2.46048	19.46	92.84
340	340.42	242.82	1.82790	2.149	454.1	640	649.22	465.50	2.47716	20.64	88.99
350	350.49	250.02	1.85708	2.379	422.2	650	659.84	473.25	2.49364	21.86	85.34
360	360.58	257.24	1.88543	2.626	393.4	660	670.47	481.01	2.50985	23.13	81.89
370	370.67	264.46	1.91313	2.892	367.2	670	681.14	488.81	2.52589	24.46	78.61
380	380.77	271.69	1.94001	3.176	343.4	680	691.82	496.62	2.54175	25.85	75.50
390	390.88	278.93	1.96633	3.481	321.5	690	702.52	504.45	2.55731	27.29	72.56
400	400.98	286.16	1.99194	3.806	301.6	700	713.27	512.33	2.57277	28.80	69.76
410	411.12	293.43	2.01699	4.153	283.3	710	724.04	520.23	2.58810	30.38	67.07
420	421.26	300.69	2.04142	4.522	266.6	720	734.82	528.14	2.60319	32.02	64.53
430	431.43	307.99	2.06533	4.915	251.1	730	745.62	536.07	2.61803	33.72	62.13
440	441.61	315.30	2.08870	5.332	236.8	740	756.44	544.02	2.63280	35.50	59.82

EK – O

EN 14750-1' e Göre B Tipi Araçların Ortalama İç Ortam Sıcaklığına Göre Olması Gereken Bağıl Nem Değerleri



Tim: Ortalama iç ortam sıcaklığı (°C),

Rh: İç ortamı bağıl nem değeri (%),

1: Kabul edilebilir bağıl nem

EK – P

Tez Kapsamında Gerçekleştirilen Isıtma Testi Raporu

		Başlangıç Koşulları	5. dk	10. dk	15. dk	20. dk	25. dk	30. dk	35. dk	40. dk	45. dk	50. dk	55. dk
Test Odasından	Test odasının ortalama sıcaklığı (°C)	-10,2	-10,6	-10,9	-9,8	-11,1	-10,3	-9,7	-10,2	-10,0	-9,8	-9,8	-9,7
Yapılan Ölçümler	Test odası ortalama bağıl nem değeri (%)	62,1	62,1	62,1	62,1	62,1	62	62	61,8	61,8	61,8	61,8	61,8
İklimlendirme	Evaporatör giriş sıcaklığı (°C)	-10,8	-9,7	-5,8	6,0	11,4	15	16,6	18,8	20,8	22,8	22,5	19,9
Ünitesinde	Evaporatör çıkış sıcaklığı (°C)	-10,7	-10,3	4,6	22,4	26,2	29,2	32,6	32,1	34,7	37,3	37,0	34,8
Dolaşan Havaya	Emiş menfezinden ölçülen hava hızı (m/s)	0,0	6,2	7,9	8,2	7,9	8,1	8,2	8,1	8,1	4	4,1	4,2
Ortalama Araç İçi Ortam Sıcaklığı ve Nemine Ait Yapılan Ölçümler	T1üst (°C)	-11,0	-9,9	-6,0	5,8	11,2	14,8	16,4	18,6	20,6	22,6	22,3	19,7
	T1alt (°C)	-10,6	-10,3	-6,4	5,4	10,8	14,4	16,0	18,2	20,2	22,2	21,9	19,3
	T2üst (°C)	-10,9	-10,0	-6,1	5,7	11,1	14,7	16,3	18,5	20,5	22,5	22,2	19,6
	T2alt (°C)	-11,2	-10,5	-6,6	5,2	10,6	14,2	15,8	18,0	20,0	22,0	21,7	19,1
	RH11 (%)	61,8	62,1	59,8	56,2	55,1	53,2	53,2	53,1	51,1	49,8	49,9	50,1
	RH12 (%)	61,8	61,9	59,5	56,0	54,8	53,1	53,0	52,9	49,7	49,6	49,8	49,9
	RH13 (%)	61,8	62,0	59,7	56,3	55,1	53,2	53,3	53,0	51,2	49,7	50,0	49,9
	RH21 (%)	62,0	62,2	59,8	56,3	55,1	53,2	53,1	53,1	49,9	49,8	50,1	50,0
	RH22 (%)	62,0	61,8	59,6	55,8	54,9	53,2	52,8	52,9	49,7	49,7	49,8	50,1
	RH23 (%)	62,0	61,7	59,5	56,5	54,7	53,1	52,6	52,8	49,6	49,8	49,7	49,8

Ek C’ de belirtilen ön taraftaki nem ölçerler RH11, RH12, RH13 olarak, arka taraftaki nem ölçerler ise RH21, RH22 ve RH23 olarak belirtilmiştir.

Araç uzunluğu 10 m olduğu için, standarda göre araç 2’ ye bölünmüş olarak düşünülmüş ve buna göre sıcaklık-nem ölçümleri yapılmıştır.

T1üst, T1alt, T2üst, T2alt değerleri ek C’ de belirtilen ölçüm noktalarından alınan sıcaklık değerleridir.

EK – R

Tez Kapsamında Gerçekleştirilen Soğutma Testi Raporu

		Başlangıç Koşulları	5. dk	10. dk	15. dk	20. dk	25.dk	30.dk	35.dk	40. dk	45.dk	50. dk	55.dk
Test Odasından	Test odasının ortalama sıcaklığı (°C)	40,1	40,0	40,1	40,2	40,3	40,3	40,4	40,4	40,4	40,3	40,3	40,3
Yapılan Ölçümler	Test odası ortalama bağıl nem değeri (%)	39,8	39,8	39,8	39,8	39,9	39,9	39,9	39,9	39,9	39,9	40,1	40,1
İklimlendirme ünitesi komponentlerinin performansının saptanması için ölçülen değerler	Evaporatör hava giriş sıcaklığı (°C)	40,1	35,2	32,2	31,2	29,9	29,1	28,5	27,9	27,3	26,95	26,6	26,25
	Evaporatör hava çıkış sıcaklığı (°C)	39,9	18,5	16,5	15,6	14,6	14,3	13,9	13,7	13,5	13,3	13,1	13,0
	Kondanser hava giriş sıcaklığı (°C)	35,8	40,6	40,2	39,9	40,3	40,1	39,9	40,2	40,5	40,5	40,4	40,4
	Kondanser hava çıkış sıcaklığı (°C)	38,1	53,2	52,2	51,9	52,4	52,6	52,1	51,5	50,9	51,0	51,0	51,5
	Kondanser gaz giriş sıcaklığı (°C)	41,9	77,5	80,5	81,8	82,2	82,3	83,0	83	83	83,1	83,2	83,2
	Kondanser gaz çıkış sıcaklığı (°C)	38,0	52,4	52,4	51,4	51,7	51,7	51,3	51,2	51,1	50,9	50,6	50,95
	Kompresör gaz giriş sıcaklığı (°C)	35,7	-6,6	-6,9	-6,5	-6,7	-9,6	-9,2	-9,4	-9,6	-9,95	-10,3	-10,6
	Kompresör gaz çıkış sıcaklığı (°C)	46,7	80,2	83,5	84,9	85,5	85,5	86,5	86,5	86,5	86,7	86,8	86,9
	Kompresör emme basıncı (Psi)	43,0	25,0	24,0	24,0	23,0	22,0	22,0	21,5	21,0	20,5	20,0	20
	Kompresör basma basıncı (Psi)	240,0	225,0	220,0	220,0	220,0	218,0	218,0	215	212,0	212	212,0	212
	Kompresör gövde sıcaklığı (°C)	35,7	41,4	45,6	48,7	50,6	51,8	52,5	53,0	53,4	53,6	53,8	53,8
	Gözetleme camının durumu	köpüksüz	köpüksüz	köpüksüz	köpüksüz	köpüksüz	köpüksüz	köpüksüz	köpüksüz	köpüksüz	köpüksüz	köpüksüz	köpüksüz
	Evap. üfleme menfezinden ölçülen hava hızı (m/s)	0,0	7,9	7,8	7,8	7,8	7,8	7,9	7,9	8,0	7,9	7,9	7,9
	Kondanser fan çıkışından ölçülen hava hızı (m/s)	0,0	9,9	9,9	9,9	9,8	9,8	9,8	9,8	9,7	9,9	9,9	9,9
Ortalama Araç İçi Ortam Sıcaklığı ve Nemine Ait Yapılan Ölçümler	T1üst (°C)	41,3	35,0	31,9	30,0	28,8	27,5	26,8	26,2	25,5	25,3	25,0	24,6
	T1alt (°C)	41,1	34,3	31,5	29,6	28,3	26,9	26,1	25,5	24,9	24,65	24,4	24,1
	T2üst (°C)	41,3	35,1	32,6	30,9	29,5	28,7	27,9	27,3	26,7	26,1	25,5	25,2
	T2alt (°C)	41,9	34,6	31,4	29,4	28,7	27,5	27	26,4	25,8	25,5	25,2	24,8
	RH11 (%)	40,7	40,5	38,7	35,1	34,0	32,1	32,1	32,0	30,0	28,7	28,8	28,6
	RH12 (%)	40,7	40,4	38,7	35,1	33,9	33,8	32,6	32,1	30,9	30,1	29,2	28,9
	RH13 (%)	40,6	40,4	38,8	35,0	33,9	33,9	32,7	32,1	31,0	30,2	29,5	29,1
	RH21 (%)	40,5	40,3	38,7	35,0	33,8	33,9	32,8	32,1	31,0	30,2	29,4	29,2
	RH22 (%)	40,5	40,3	38,5	35,0	33,7	33,4	32,5	31,9	30,8	30,1	29,1	28,7
	RH23 (%)	40,5	39,9	38,0	33,7	33,1	32,5	31,9	29,8	28,6	28,7	28,9	27,9

Soğutucu gaz: R134a,

Ek C’ de belirtilen ön taraftaki nem ölçerler RH11, RH12, RH13 olarak, arka taraftaki nem ölçerler ise RH21, RH22 ve RH23 olarak belirtilmiştir.

Araç uzunluğu 10 m olduğu için, standarda göre araç 2’ ye bölünmüş olarak düşünülmüş ve buna göre sıcaklık-nem ölçümleri yapılmıştır.

T1üst, T1alt, T2üst, T2alt değerleri ek C’ de belirtilen ölçüm noktalarından alınan sıcaklık değerleridir.