

**HAFİF RAYLI TAŞITLARDA MODÜL TASARIMININ
İÇ ORTAM HIZ VE SICAKLIK DAĞILIMINA
ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

Gürcan SAYARAL



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HAFİF RAYLI TAŞITLARDA MODÜL TASARIMININ İÇ ORTAM HIZ VE
SICAKLIK DAĞILIMINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

Gürcan SAYARAL

0000-0001-9765-4243

Doç. Dr. Gökhan SEVİLGİN

0000-0002-7746-2014

(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2019

TEZ ONAYI

Gürcan SAYARAL tarafından hazırlanan “HAFİF RAYLI TAŞITLARDA MODÜL TASARIMININ İÇ ORTAM HIZ VE SICAKLIK DAĞILIMINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Doç. Dr. Gökhan SEVİLGEN
0000-0002-7746-2014

Başkan : Doç. Dr. Gökhan SEVİLGEN
0000-0002-7746-2014
Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye : Prof. Dr. Muhsin KILIÇ
0000-0003-2113-4510
Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye : Dr. Öğretim Üyesi Celalettin YÜCE
0000-0003-1387-907X
Bursa Teknik Üniversitesi
Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi

Üye :

Üye :

İmza

İmza

İmza

İmza

İmza

Yukarıdaki sonucu onaylaırım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN
Enstitü Müdürü

..../..../..

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

29.10/2019..

Gürcan SAYARAL

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

HAFİF RAYLI TAŞITLARDA MODÜL TASARIMININ İÇ ORTAM HIZ VE SICAKLIK DAĞILIMINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Gürcan SAYARAL

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Gökhan SEVİLGEN

Bu çalışmada, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemi kullanılarak, hafif raylı taşıt (HRT) kategorisindeki bir demiryolu aracında yolcuların yerel ısı konfor hesaplamaları için sayısal analizler yapılmıştır. Yapılan çalışmada sanal insan modeli geliştirilerek oluşturulan sayısal model, insan vücudu ile çevresi arasında gerçekleşen taşınım ve ışınlama ile ısı transferi etkileşimlerini de içermektedir. Sayısal simülasyonlarda hava akışı ve ısı transfer karakteristikleri, sürekli rejim koşullarında hesaplanmıştır. Demiryolu taşıtlarının farklı iklim bölgeleri için ısı konfor koşullarını tarif eden TS EN 14750-1 standardına göre sayısal simülasyon sonuçları yorumlanmış ve iki farklı durum için elde edilen sayısal sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Sayısal sonuçlar bu çalışmada yer alan deneysel verilerle uyum içerisindedir. Demiryolu taşıt kabini, modül adı verilen beş farklı parçadan oluşmakta ve her modül, yolcu kapasitesi ve oturma düzeni açısından farklı özelliklere sahiptir. Bu sayede farklı modül tasarımının hız ve sıcaklık dağılımına etkisi incelenmiştir. Sayısal sonuçlar, insan vücudunun yerel ısı transfer karakteristiklerinin, merkezi iklimlendirme ünitesinin (HVAC) tasarımı için önemli bir yere sahip olduğu gösterilmiştir. Yapılan çalışmada her modülün farklı ısı transferi ve hava akış karakteristiklerine sahip olduğu ve her bir yolcunun ısı konfor algısının modüllerdeki oturma düzenine göre farklılık gösterdiği ve bu farklılığın Isıl Algı (TSENS) endeksi kullanılarak değerlendirilebileceği öngörülmüştür. Gerçekleştirilen bu çalışma, ulusal ve uluslararası bilimsel çalışmalara referans olma niteliğinde ve hafif raylı taşıtların HVAC alanında araştırmacılara yol gösterici özelliği taşımaktadır. Bir diğer önemli sonuç ise hava kanalının tek başına kullanımının demiryolu aracındaki tüm yolcular için ısı konfor taleplerini karşılamadığıdır. Aksine, bu taşıtlar için farklı hava kanalı tasarım konfigürasyonları dikkate alınmalı ve geliştirilmelidir.

Anahtar Kelimeler: Hafif raylı taşıt, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, iklimlendirme ünitesi, ısı algı

ABSTRACT

MSc Thesis

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF MODULE DESIGN ON THE VELOCITY AND TEMPERATURE DISTRIBUTION OF THE INTERIOR OF THE LIGHT RAIL VEHICLE

Gürcan SAYARAL

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Automotive Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Gökhan SEVİLGEN

In this paper, a numerical investigation of local thermal comfort of passengers in a light rail vehicle (LRV) was performed by using Computational Fluid Dynamics (CFD) method. A virtual manikin model was developed and added to the numerical model which include convection and radiation heat transfer between human body and environment. In the numerical simulations, air flow and heat transfer characteristics were computed with steady-state conditions. The numerical simulation was performed considering TS EN 14750-1 standard described the thermal comfort conditions for different climatic zones of railway vehicles and two different cases were employed. The comparison of the numerical results to the experimental data obtained from this study was also presented and discussed. The numerical results were in good agreement with the experimental data used in this study. Railway vehicle cabin include five different parts called as module and each modules had different properties such as passenger capacity and seating arrangement etc. Thus, the effect of different module design on the velocity and temperature distribution of railway vehicle was investigated. The numerical results shown that the local heat transfer characteristics of the human body had significant importance to design an effective central heating, ventilation and air conditioning (HVAC) system. From the numerical results we shown that each module had different heat transfer and air flow characteristics and each passenger had different thermal sensation properties due to different seating arrangement in each module and these differences can be evaluated by using TSENS index. The numerical analysis developed in this study will be used as a reference study for scientific researches in the HVAC engineering of LRV vehicle. Another important result is that using a single air flow channel did not meet the thermal comfort demands for all passengers in this railway vehicle. Unlike, different air flow channel design configurations should be considered and developed for these vehicles.

Key words: Air conditioning system, computational fluid dynamics, light rail vehicle, thermal sensation

TEŞEKKÜR

Hafif raylı taşıtlarda modül tasarımıının iç ortam hız ve sıcaklık dağılımına etkisinin incelenmesi hakkında yapmış olduğum bu yüksek lisans tez çalışmamda benimle bilgilerini paylaşan ve her konuda rehberlik eden danışman hocam Doç. Dr. Sayın Gökhan SEVİLGEN' e, Eğitim ve Öğretim sürecinde desteklerinden ötürü Prof. Dr. Sayın Muhsin Kılıç'a, tez yazım aşamasında ve yapılan tüm hesaplamalarda bana yardımcı olan Sayın Halil BAYRAM' a, yüksek lisans yapma imkânını her konuda desteklerini esirgemeyerek şirket olanaklarını sunan Durmazlar Makine AŞ'ne, tüm hayatım boyunca gerek maddi gerekse manevi desteklerini hiç bir zaman esirgemeyen aileme en içten teşekkürlerimi sunarım.

Gürcan SAYARAL

.../.../.....

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
1. GİRİŞ	1
1.1. Türkiye’de Kent İçi Raylı Toplu Taşıma	3
1.2. Hafif Raylı Sistemler.....	3
1.3. Hafif Raylı Sistemlerde Konfor	5
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	8
3. MATERYAL VE YÖNTEM	14
3.1. Sayısal Çözümleme.....	14
3.2. Hafif Raylı Taşıtın CAD (Bilgisayar Destekli Tasarım) Modelinin Oluşturulması	15
3.3. Sanal İnsan Modelinin Oluşturulması	19
3.4. TS EN 14750-1 Standardının İncelenmesi ve Tasarım koşullarının belirlenmesi ..	20
3.5. Çözüm Ağı Yapısı Ve Sınır Şartları	22
3.6. Isıl Algı Tahminleri (TSENS)	27
3.7. Sayısal Sonuçların Deneysel Verilerle Karşılaştırılması	30
3.8. Hafif Raylı Taşıtlarda Soğutma Yüğü Hesabı	32
3.8.1. Aracın Yan Duvarlarından Olan Isı Transferi.....	33
3.8.2. Aracın Tavanından Olan Isı Transferinin Hesaplanması	36
3.8.3. Aracın Tabanından Olan Isı Transferinin Hesaplanması	37
3.8.4. Aracın Ön ve Arka Yüzeyinden Olan Isı Transferinin Hesaplanması.....	38
3.8.5. Camlardan Toplam Isı Transferinin Hesaplanması.....	38
3.8.6. İnsanlardan Gelen Isı Kazancının Hesaplanması	39
3.8.7. Işınım İle Gelen Isı Kazancın Hesaplanması	40
3.8.8. Taze Havadan Olan Isı Kazancın Hesaplanması	41
3.8.9. Aydınlatmanın Sağladığı Isı Kazancının Hesaplanması	42
3.8.10. Hafif Raylı Taşıtın Toplam Isı Kazancı	42
4. BULGULAR	43
5. TARTIŞMA VE SONUÇ	54
KAYNAKLAR	57
ÖZGEÇMİŞ	59

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
k	Akışkanın ısı iletim katsayısı (W/mK)
$Q_{\text{aydınlatma}}$	Aydınlatmalardan yayılan ısı (kW)
p	Basınç (Pa)
M	Birim zamanda toplam metabolik enerji üretimi (W/m^2)
W	Birim zamanda yapılan iş (W/m^2)
η_{ev}	Buharlaşma verimliliği
Q_{cam}	Camdan ısı transferi (kW)
$q_{\text{gelen,k}}$	Çevreden yüzeye gelen enerji akısı (W/m^2)
\bar{h}_o	Dış havanın ortalama taşınım katsayısı (W/m^2K)
T_{∞}	Dış ortam sıcaklığı ($^{\circ}C$)
μ	Dinamik viskozite ($Pa\cdot s$)
S_e	Enerji kaynak terimi
V	Hız (m/s)
h_c	Isı taşınım katsayısı (W/m^2K)
\bar{h}_i	İç havanın ortalama taşınım katsayısı (W/m^2K)
$Q_{\text{ışınım}}$	İşınım ile yayılan ısı (kW)
q_r	İşınım akısı (W/m^2)
$G_{\text{ışınım}}$	İşınım oranı
T_r	İşınım sıcaklığı ($^{\circ}C$)
h_r	İşınım ile ısı transfer katsayısı (W/m^2K)
T_{cr}	İnsan vücudunun temel (core) sıcaklık değeri
Q_{insan}	İnsandan ısı transferi
Q_{bl}	Kan akışı $L/(h\cdot m^2)$
ν	Kinematik viskozite (m^2/s)
S_m	Kütle kaynak terimi
SM	Momentum kaynak terimi
Nu	Nusselt sayısı
\bar{Nu}	Ortalama Nusselt sayısı
T_b	Ortalama vücut sıcaklığı ($^{\circ}C$)
Pr	Prandtl sayısı
Re	Reynolds sayısı
T	Sıcaklık ($^{\circ}C$)
q_{res}	Solunum esnasında vücuttan taşınım ile olan toplam ısı kaybı (W/m^2)
Q_{taban}	Tabandan ısı transferi (kW)
L	Taşıtlı uzunluğu (m)
$Q_{\text{taze hava}}$	Taze havadan ısı transferi (kW)
$V_{\text{Taze Hava}}$	Taze hava miktarı
q_c	Taşınım akısı (W/m^2)
R''_t	Toplam direnç
q_t	Toplam ısı akısı (W/m^2)
\dot{Q}	Toplam ısı transferi (kW)
k	Türbülans kinetik enerjisi

ε	Türbülans yayılım katsayısı
$Q_{yan\ duvar}$	Yan duvarlardan ısı transferi (kW)
T_s	Yüzey sıcaklığı ($^{\circ}C$)
$T_{b,c}$	Vücut sıcaklığı alt limiti
$T_{b,h}$	Vücut sıcaklığı üst limiti
α_{sk}	Vücut kütle oranı
A_D	Vücut kısmına ait yüzey alanı (m^2)
ϕ	Yayılım terimi
ρ	Yoğunluk (kg/m^3)
E	Yüzeğe gelen toplam ışıyım enerjisi (W/m^2)
$q_{giden,k}$	Yüzeğden ayrılan enerji akısı (W/m^2)
α	Yutma oranı (absorpsivite)
Q_{yolcu}	Yolcuların yaydığı ısı (kW)

Kısaltmalar	Açıklama
CAD	Computer aided design (Bilgisayar destekli tasarım)
CAE	Computer aided engineering (Bilgisayar destekli mühendislik)
CFD	Computational fluid dynamics
DO	Discrete ordinates
HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
HVAC	Heating ventilation & air conditioning (Isıtma, havalandırma ve iklimlendirme)
HRT	Light rail vehicle (Hafif raylı taşıt)
PMV	Predicted mean vote (Ortalama Isıl Duyum)
PPD	Predicted percentage of dissatisfied (Isıl tatminsizlik yüzdesi)
S2S	Surface to surface
VTCE	Virtual thermal comfort engineering (Sanal ortamda ısı konfor mühendisliği)
TSENS	Isıl algı endeksi

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1. TCDD 2019 güncel demiryolları haritası	3
Şekil 1.2. Kentsel toplu taşıma türlerinin sınıflandırılması (Özden 2012)	4
Şekil 3.1. HRT genel ölçüleri ve koltuk yerleşimi.....	17
Şekil 3.2. Hafif raylı taşıtta yolcuların konumlandırılması.....	18
Şekil 3.3. Yapısal (a) ve yapısal olmayan (b) çözüm ağı (ANSYS Fluent, 2015).....	22
Şekil 3.5. Taşıt iç yüzey ağının (a) ve dış yüzey ağının (b) görünümü.....	24
Şekil 3.7. Deneyleerde kullanılan ölçüm noktalarının konumu.....	31
Şekil 3.8. Isı kazancına etki eden temel faktörler	32
Şekil 4.1. I. Durum için hesaplanan iç yüzey sıcaklık değerleri	43
Şekil 4.2. I. Durum için demiryolu aracında tanımlanan farklı yatay düzlemlerde hesaplanan sıcaklık (°C) değerleri.....	45
Şekil 4.3. I. Durum için her bir modülün orta kısmında, demiryolu aracında tanımlanan farklı dikey düzlemlerde öngörülen sıcaklık (°C) (a) ve hız (m / s) (b) değerleri.....	47
Şekil 4.4. I. Durum için Modül-1 (a) ve Modül-2 (b)' de insan vücudunun tahmini yüzey sıcaklığı (°C) değerleri	48
Şekil 4.5. I. Durum için Modül-3 (a), Modül-4 (b) ve Modül-5 (c) 'de tahmin edilen yüzey sıcaklığı (°C) değerleri	49
Şekil 4.6. Farklı modüllerde oturanlar için hesaplanan ısınma hissi değerleri: I. Durum için Modül-1 (a), Modül-2 (b) ve Modül-3 (c).....	51
Şekil 4.7. Farklı modüllerde oturanlar için hesaplanan ısınma hissi değerleri: I. Durum için Modül-4 (d) ve Modül-5 (e).....	52
Şekil 4.8. Bu çalışmada elde edilen sayısal ve deneysel verilerin karşılaştırılması.....	53

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1. Genel akış diyagramı	14
Çizelge 3.2. HAD yöntemine ait detaylı işlem adımları	15
Çizelge 3.3. Sanal insan modeli	20
Çizelge 3.4. Bazı ülkelerin iklimatik bölge sınıfları	21
Çizelge 3.5. TS EN 14750-1' e göre iklimatik bölgelerin tanımlanması.....	21
Çizelge 3.6. TS EN 14750-1 standardında raylı sistem taşıtlarının sınıflandırılması.....	22
Çizelge 3.7. Ağ yapısı ve sınır şartları	26
Çizelge 3.8. Menfez çıkışlarında havanın hız ve debi değerleri	27
Çizelge 3.9. TSENS endeksleri ve ısı his şartları	29
Çizelge 3.10. Tasarım koşulundaki maksimum ortalama iç hava sıcaklığı.....	29
Çizelge 3.11. Ortalama sıcaklığa bağlı olarak istenen hız gereklilikleri.....	30
Çizelge 3.12. Deneysel çalışmada kullanılan ölçüm cihazları.....	31
Çizelge 3.13. Hafif raylı taşıtta kullanılan malzemeler.....	33
Çizelge 3.14. Havanın 1 atm. basınçta özellikleri.....	33
Çizelge 3.15. TS EN 14750-1 Standardında İnsanın Yayıdığı Isı	40
Çizelge 3.16. Türkiye'de ışınımın en yüksek verileri.....	40
Çizelge 4.1. I. Durum için HRT yüzeylerinde hesaplanan ortalama sıcaklık değerleri.....	44
Çizelge 4.2. I. Durum için farklı modüllerde insan vücudunun hesaplanan ortalama yüzey sıcaklığı (°C) değerleri	50

1. GİRİŞ

Raylı sistemler, topluma hizmet eden toplu taşıma biçimidir ve amacı, yolcuları ve yükleri hızlı, güvenilir ve ekonomik olarak taşımaktır (Zhou ve Ark. 2011). Ayrıca raylı sistemler, daha az enerji tüketen, daha az alan gerektiren ve diğer ulaşım taşıtlarından daha az CO₂ üreten taşıma taşıtları olarak sürdürülebilir taşıma aracı olarak görülebilir.

Kent içi yolcu taşımacılığında amaç, etkin ve kaliteli bir hizmet sunarak ulaşım talebini karşılamanın yanında ekonomik, sosyal, çevresel ve güvenlikle ilgili konuları da dikkate alarak sürekliliği sağlamaktır. Etkin bir kent içi taşımacılık sistemi, özünde bir ekonomik faaliyet ve yaşam kalitesidir (Özden 2012).

Toplu taşımada raylı sistemlerin tercih edilme sebeplerini aşağıdaki gibi sıralayabiliriz (Öncü 1999).

- Toplu taşımanın daha yaygın kullanımını yoluyla hareketliliği artırmak,
- Toplu taşımayı teşvik ederek özel otomobil kullanımını azaltmak,
- Özel otomobilin kent merkezi dışında kullanılmasını sağlamak,
- Sıklığı ve talebi artırarak ekonomik canlılığı artırmak,
- Otomobil kullanımını azaltarak enerji tüketimini ve hava kirliliğini azaltmak,
- Trafik kazalarını azaltmak,
- Kent merkezinin kirlenmesini engellemek,
- Kent gelişimini yönlendirmek, yeni ve düzenli bir kentsel yerleşim (konut, sanayi sitesi vb.) gelişmesini sağlamak,
- Yaşlılar ve fiziksel engelliler için ulaşım olanağı sağlamak,
- Trafik sıkışıklığını çözmek,
- Kent içinde ara toplu taşıma taşıtlarının neden olduğu sorunların önüne geçmek

Kentsel toplu taşımada raylı sistemlerin gerekliliğini ve önemini etkileyen faktörleri aşağıdaki şekilde sıralayabiliriz (Aslan 2005).

- Kentin nüfusu ve artış oranı,
- Nüfus yoğunluğunun dağılımı,

- Kentte arazi kullanımı (kentsel gelişim planı),
- Kentteki gelir dağılımı,
- Kentin demografik yapısı (çalışan, öğrenci vb. oranları),
- Kentteki otomobil sahipliği oranı,
- Diğer toplu taşıma sistemlerinin; yol uzunlukları, kapasiteleri, toplu taşıma içindeki payları, kent içi raylı sistemlerinin gerekliliğini ve önemini etkileyen faktörlerdir.

Kent içi ulaşımda otomobiller, otobüsler, körüklü otobüsler, iki katlı otobüsler ve hatta özel otobüs yolları yapılmasına rağmen şehir içindeki ulaşımın olanakları yetersiz kalmaktadır. Bu gelişmelerden sonra raylı sistemin kullanılması zorunlu olmaktadır. Bu gelişimin ve raylı sistemin kullanımının bazı faktörlere göre belirlenmesi gerekmektedir. Bu faktörlere bağlı olarak kent içi raylı sistemler kurulmaktadır (Öğüt ve Evren 2006).

- I. Şehrin nüfusu ve artış oranı
- II. Şehrin alanı
- III. Nüfus yoğunluğunun dağılımı
- IV. Şehrsel gelişim planı
- V. Şehirdeki gelir düzeyi
- VI. Şehirdeki gelir dağılımı
- VII. Şehrin demografik yapısı
- VIII. Şehirdeki otomobil sahipliği oranı
- IX. Diğer toplu taşıma türleri ile alakalı bilgiler
 - i. Türleri
 - ii. Yol uzunlukları
 - iii. Kapasitesi
 - iv. Etkin kullanımları
 - v. Verimlilikleri
 - vi. Toplu taşımadaki payları

1.1. Türkiye’de Kent İçi Raylı Toplu Taşıma

Türkiye’deki raylı sistemlerin geçmişi incelendiğinde, kullanımı 1856 yılına kadar dayanmaktadır. Fakat teknolojinin gelişmesi ile birlikte teknolojik olarak gelişmiş taşıtlar 1970’li yıllardan itibaren kullanılmaya başlanmıştır. Şekil 1.1.’ de Türkiye güncel demiryolları haritası verilmiştir (Anonim 2019).



Şekil 1.1. TCDD 2019 güncel demiryolları haritası

1.2. Hafif Raylı Sistemler

Hafif raylı sistemler, esas olarak klasik tramvayın modernleştirilmiş ve evrimleşmiş halidir. Hafif raylı taşımacılık; tek araba veya kısa dizi halinde işletilebilen, yer seviyesinde veya yükseltilmiş yollarda kendine ait özel bir yolu ve çoğunlukla caddeleri kullanan bir kent içi elektrikli ulaşım sistemidir. Günümüzün gelişen ve hızla büyüyen büyük kentlerinin toplu yolcu taşıma ihtiyaçlarını karşılamak için geliştirilen bir sistem olup, elektrik enerjisiyle çalışan taşıtlardan oluşmaktadır. Büyük kentlerdeki yaşamı ve ulaşımı kolaylaştıran sistemlerden biridir (Kölük 2005).

Vuchic’e göre hafif raylı toplu taşıma; mutlak surette tamamen ayrılmış yol hakkı gerektirmese de genellikle tahsis edilmiş yol hakkı kullanan bir ulaşım türüdür.

Elektrikle sevk edilen demiryolu taşıtları, tek olarak ya da trenler halinde işler. Hafif raylı toplu taşıma, geniş bir hizmet düzeyi aralığı ve performans karakteristikleri sunar. Hafif raylı toplu taşıma, ray teknolojisinin eşsiz bir özelliğinden istifade eder. Kılavuzlanmış olmasına rağmen hemzemin geçitlere sahip olabilir; hatta caddeler üzerinde işleyebilir. Bu özellik, hafif raylı toplu taşımaya aynı güzergâh üzerinde bütün yol hakkı türlerini kullanma ayrıcalığını sunarken, aynı zamanda kılavuzlanmış teknolojinin yüksek kapasite, yüksek iş gücü verimliliği ve konforlu sürüş gibi avantajlarından yararlanma imkânı da sağlar. Hafif raylı toplu taşımanın cadde üzerinde gerçekleştirilmesi en az arzu edilen durumdur. Tamamen kontrol altındaki yol hakkı türü ise, en çok arzu edilen durum olsa da çok fazla sermaye yatırımı gerektirmektedir. Tipik bir hafif raylı toplu taşıma ağının diğer trafikten ayrılma derecesi, sıklığı problem olmadığı kenar bölgelere doğru azalırken, bu ağın, en sıkışık durumdaki merkezi bölgelerde tünellere sahip olması istenir (Vuchic 2007).

Hafif raylı sistem, genellikle B yol hakkı kategorisinde çalışan ve 1’den 4’e kadar taşıt dizileri oluşturulabilen yüksek kapasiteli ve elektrikli bir ulaşım sistemidir. Genellikle B yol hakkı kategorisinde çalışmasına rağmen, bazen aynı hatta A yol hakkı (tüneller ve köprüler) ile C yol hakkı (yaya geçitleri, hemzemin kavşaklar) kategorilerine de sahip olabilir (Vuchic 2007).

Teknoloji Yol Hakkı Kategorisi	Karayolu- Sürücünün idare ettiği sistemler	Lastik Tekerlekli- Kılavuzlanmış Kısmen kılavuzlanmış	Demiryolu	Özel
C	Paratransit Mekik Otobüs Sıradan Otobüs Ekspres Otobüs (caddelerde)	Trolleybüs	Tramvay Kablolu sistem	Feribot Deniz Otobüsü Helikopter
B	Yarı hızlı otobüs	İkili ulaşım türü*	Hafif raylı toplu taşıma	
A	Sadece otobüs yolu üzerinde işleyen otobüs	Lastik tekerlekli hızlı toplu taşıma Lastik tekerlekli tek raylı sistemler Otomatik Kılavuzlanmış Toplu taşıma Kişisel hızlı toplu taşıma*	Hafif raylı hızlı toplu taşıma Raylı hızlı toplu taşıma Bölgesel raylı sistem (banliyö)	Füniküler Teleferik

Şekil 1.2. Kentsel toplu taşıma türlerinin sınıflandırılması (Özden 2012)

Son yıllarda hızlı raylı sistem olan metrolar ile otobüsler arasında kalan bir servis tipi olan hafif raylı sistem; orta performanslı ulaşımda sık kullanılmaya başlamıştır. Karmaşık ve çok yönlü bir ulaşım türü olan hafif raylı taşıtın (HRT) tanımı son yıllarda kendi içindeki gelişimi de göz önünde bulundurularak yapılabilir. Tramvay ve otobüsten daha çok metro sistemine yakın olan ve mevcut hali tramvayın geliştirilmesi ile ortaya çıkan bir sistem olarak tanımlanabilir (Vuchic 2007).

Hafif raylı sistemler, ray açıklığı genellikle 1.435 mm olan hatlarda işlerler ve 750 V DC veya 1.500 V AC ile 3. raydan veya katanerden enerji alırlar. Bir sürücü tarafından sinyalizasyon sistemine uygun olarak kumanda edilen, her 600 ila 1.000 m arasında değişen mesafelerde yer alan özel istasyonlarda yolcu indirip bindiren ve ortalama 60-80 km/saat hızla kendine ait hatlarda işleyen raylı toplu taşıma sistemleridir. Metro niteliklerini tam olarak sağlamamakla birlikte tramvaydan daha etkili hizmet veren hafif raylı sistemlerin kapasiteleri kullanılan teknoloji ve trafikten korunma oranına göre % 40 ila % 90 arasında değişmektedir. Tramvayda olduğu gibi görsel trafik kontrolüyle işletilebilen hafif raylı sistemler, gelişmiş elektronik kontrol ve haberleşme yöntemleri kullanıldığında daha yüksek kapasitelere ulaşabilmektedir. Bu sistemler çok düşük frekanslarla (5-12 taşıt/saat) çalıştırılabildiği gibi özel önlemlerle bu sayının artırılması (140 taşıt/saat) mümkün olabilmektedir. Hafif raylı sistemlerin saatlik yolcu kapasiteleri, 10.000 ila 20.000 kişi arasında değişmektedir. Esnek planlama ve işletmecilik olanağı sağlayan hafif raylı sistemler, yapılaşmış ve büyük gelişmelerin beklenmediği mevcut kentsel alanlarda ve nüfus artışlarının sınırlı kaldığı çevre bölgelerde etkin olarak kullanılmaktadır (Kölük 2005).

1.3. Hafif Raylı Sistemlerde Konfor

Hafif raylı sistem taşıtlarının kullanım oranı arttıkça, yolcuların seyahat ederken yaşayacağı konfor algısı da oldukça önem kazanmıştır. Yolcuların ısı konforu, taşımacılık güvenilirliği ve yolcu güvenliği talebinin artması nedeniyle demiryolu taşıt üreticileri için önemli bir tasarım kriteridir (Konstantinov ve Wagner 2015). Öte yandan, ısı konfor parametreleri kişisel ve çevresel faktörler olarak sınıflandırılmıştır (ASHRAE 1997). Kişisel faktörler, kişinin aktivite düzeyi ve kişinin giyinme durumu

olarak belirtilmiş olup çevresel faktörler ise ortam sıcaklığı, ortam bağıl nemi, ortamdaki hava hızı ve ortamdaki çeşitli yüzeylerin sıcaklığına bağlı olarak değişen ortalama ışıma sıcaklığıdır (Atmaca 2006).

Taşıt HVAC sistemi sadece hava hızı, bağıl nem ve hava sıcaklığı gibi çevresel faktörleri değiştirmeyi etkiler. Ancak, bu parametrelerin tek başına değerlendirilmesi, ısı konfor koşulları sağlamak için yeterli değildir. İnsan vücudu ve çevresi arasındaki ısı etkileşimleri ve ASHRAE standartlarında açıklanan termo-fizyolojik modeller, farklı çevre koşullarında ısı konfor koşullarını elde etmek için birlikte ele alınmalıdır. Genel olarak insan vücudu, çevresi ile ısı denge kurabildiği sürece konforlu hisseder (Sevilgen ve Kılıç 2011). Bu nedenle, insan vücudu ve çevresi arasındaki ısı transferini etkileyen tüm faktörler birlikte ele alınmalıdır. Isı konfor modelleri ASHRAE standartlarında bu çerçevede detaylı olarak ifade edilmiştir.

Bir ortamın sıcaklığı sayısal olarak ifade edilmesine rağmen, konfor hissi diğer fizyolojik duyumlar gibi niteliksel olarak değerlendirilir. Literatürde bu amaçla ısı konfor değerlendirmesi için farklı ölçütler kullanılmaktadır. Bunlardan en yaygın olarak kullanılan PMV ölçütüdür. Bu indeks, ortalama ısı duyum (PMV) anlamına gelmekte ve ortamın geniş bir insan kümesi tarafından değerlendirilmesini ifade etmektedir. Bu indekste 7 noktalı sayısal ölçeğe göre değerlendirme yapılır. Diğer bir indeks ise Isı Tatminsizlik Yüzdesi (PPD)' dir. Ayrıca, insan vücudunun ısı algısı, vücudun farklı yüzeylerinin ısı transfer karakteristiklerine yani yerel değişimlere bağlıdır. Taşıtlarda ısı konfor, deneysel ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemleri ile değerlendirilebilir. Deneysel yöntemlerde insan veya termal mankenlerin kullanımının yanı sıra sıcaklık ve hız ölçümleri için ısı çiftleri, hız problemleri kızılötesi termografi kullanımı söz konusudur (Matuška 2018, Korukçu ve Kılıç 2012). Diğer tarafından tüm koşulların deneysel yöntemlerle incelenmesi zaman ve maliyet açısından mümkün değildir. Bunun yerine literatürde sıklıkla kullanılan ve daha hızlı sonuç alınmasına olanak sağlayan HAD metodu kullanılabilir (Sevilgen ve Kılıç 2009, Mutlu ve Ark. 2016).

Bu nedenlerden ötürü, birçok araştırmacı farklı koşullar için sanal manken ihtiva eden iç ortamlarda üç boyutlu HAD simülasyonlarını içeren bilimsel çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Ancak, HAD yöntemi kullanılarak insan vücudu ve çevresi arasında hava akışı, ışınlımla ısı transferi, kütle transferinin yanı sıra termo-fizyolojik özellikler göz önünde bulundurularak yapılan sınırlı sayıda araştırma bulunmaktadır (Sevilgen ve Kılıç, 2008). Diğer taraftan, karmaşık geometriye sahip bir demiryolu kabini için 1:1 ölçekli CAD modeline sanal insan modeli dahil edilerek yapılan ısı konfor çalışmaları mevcut literatürde oldukça sınırlı sayıdadır (Konstantinov ve Wagner 2015, Suárez v Ark. 2017).

Bu çalışmada gerçekleştirilen HAD analizleri sonucunda hafif raylı taşıt kabini iç ortamında elde edilen hız ve sıcaklık dağılımları kullanılarak farklı modüllerde bulunan yolcuların yerel ısı algıları belirlenmiştir. Bu sayede modül tasarımının yerel ısı algı üzerindeki etkisini inceleme olanağı elde edilmiştir. Yerel ısı algı hesaplamaları için ise 11 noktaya dayanan Isıl Algı Endeksi (TSENS) hesaplanarak her bir yolcu için ısı konfor açısından değerlendirilmesi sağlanmıştır. Bu çalışma, TS EN 14750-1 ve TS EN 14750-2 standartlarında belirtilen konfor koşullarıyla beraber ASHRAE standartlarında ifade edilen TSENS indeksi birlikte değerlendirilerek farklı iklim bölgelerinde demiryolu taşıtlarının ısı konfor koşullarını daha detaylı olarak incelenmesine olanak sağlayan HAD modeli geliştirilmiştir. Diğer taraftan, bu çalışmada geliştirilen sayısal model, farklı kapasitelerde yolcu ihtiva eden modül tasarımları için demiryolu taşıtlarında insan vücudundaki yerel ısı algısının ve konfor koşullarının tahmin edilmesinde kullanılabilir bir referans çalışma niteliğindedir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Bu bölümde, konuyla ilgili mevcut literatürde yer alan çalışmalar incelenerek hız ve/veya sıcaklık dağılımının belirlenmesine ilişkin bilimsel çalışmalara, ısı konforu ile birlikte HAD yaklaşımını içeren sayısal araştırmalara, sanal insan modeli içeren çalışmalara, klima ünitesi soğutma gücü hesaplarına ve ayrıca konuyla ilgili yapılan deneysel çalışmalara yer verilmiştir.

Isı konforu parametreleri kişisel ve çevresel faktörler olarak sınıflandırılmıştır (ASHRAE 1997). Yolcu ısı konforu, taşımacılık güvenilirliği ve yolcu güvenliği talebinin artması nedeniyle demiryolu taşıt üreticileri için önemli bir tasarım kriteridir (Konstantinov ve Wagner 2015). Taşıt HVAC sistemi sadece hava hızı, bağıl nem ve hava sıcaklığı gibi çevresel faktörleri değiştirmeyi etkiler. Ancak, bu parametrelerin tek başına değerlendirilmesi, ısı konforu koşulları sağlamak için yeterli değildir. İnsan vücudu ve çevre arasındaki ısı etkileşimleri, ASHRAE standartlarında açıklanan termofizyolojik modeller, farklı çevre koşullarında ısı konforu koşullarını elde etmek için birlikte düşünülmelidir. Mevcut literatürde, birçok araştırmacı farklı koşullar için sanal insan modeli içeren kapalı iç ortamlarda üç boyutlu HAD simülasyonlarına odaklanmıştır. HAD metodu ile bütünlük kullanılan fizyolojik modeller ile insan vücudu ile çevresi arasında gerçekleşen ısı etkileşimleri dikkate alınarak yapılan çalışmalar (Kılıç ve Sevilgen 2008) sınırlı sayıda.

HAD yöntemine dayanarak yolcuların ısı konforunun daha detaylı incelenmesi için gerçekleştirilen bazı çalışmalarda ise insan vücudu ile çevresi arasındaki ısı transferi modellenirken ışınlama ısı transferi ihmal edilmiş ve yolcuları birer ısı kaynağı olarak kabul eden çalışmalar yapılmıştır ancak bu ve buna benzer kabuller yolcu yüzeyinde gerçekçi olmayan sıcaklık dağılımı elde edilmesine yol açmıştır (Müller ve Ark.2008, Rütten ve Ark. 2008, Konstantinov ve Ark. 2009, Norrefeldt ve Ark. 2013).

Ayrıca insan vücudunun çevresi ile ısı etkileşimlerini doğru değerlendirebilmek amacıyla fizyolojik modeller geliştirilerek vücudun farklı ortamlarda verdiği tepki için matematiksel modeller geliştirilmiştir. Gagge ve ark. (1971) geliştirdikleri iki bölmeli

matematiksel model anlık enerji dengesi modeli esasına dayanır. Diğer taraftan Fanger (1970)'in geliştirdiği sürekli rejim enerji dengesi modeli kapalı ortamlarda ısı konfor indislerinin (PMV) hesaplanmasında kullanılmaktadır. Bu modeller arasında literatürde geliştirilen çok bölmeli fizyolojik modellerin referans aldığı çalışma Stolwijk (1971) tarafından geliştirilen ve insan vücudunun 6 bölmeden ve her bir bölmenin dört katmandan oluştuğunu varsayan matematiksel modeldir. Her bir bölmenin kendi içinde ısı dengede olduğu kabul edilerek insan vücudu ile çevresi arasında ısı etkileşimler matematiksel modelle hesaplanmaktadır. Tanabe (2002), Stolwijk modeli tabanlı 65 düğüm noktalı termoregülasyon modelini geliştirmiştir. Model 16 ayrı vücut bölmesine sahiptir. Her bölme dört farklı katmandan oluşmaktadır. Bu katmanlar, merkez, kas, yağ ve deridir. Taşınım ve ışınlama ısı transfer katsayıları ısı manken üzerinde gerçekleştirilen deneylerden türetilmiştir. Bu model HAD hesaplamaları ile ışınlama ile olan ısı transfer modelini birleştiren bir esasa dayanır.

Maue ve ark. (1997), kabin içindeki kişilerin ısı konfor indislerini hesaplamışlardır. Hız ve sıcaklık dağılımı için STAR-CD yazılımı ile kişilerin termofiziksel modeli için TIM modelini ve türbülans modeli için standart k- ϵ türbülans modelini tercih etmişlerdir.

Kapalı ortamlarda insan vücudu ile çevresi arasında ısı etkileşimleri değerlendirmek amacıyla Murakami ve ark. (1997) HAD modeli geliştirmişlerdir. Birinci aşamada giysi olmadan insan vücudu ile çevresi arasında gerçekleşen ısı transferinin HAD yöntemi ile hesaplanması, ikinci aşamada ise manken ile çevresi arasında gerçekleşen ısı transferinde doğal taşınım için ısı taşınım katsayılarını hesaplamışlardır. Sevilgen ve Kılıç, (2008) bu çalışmada yer alan modeli daha da geliştirerek daha gerçekçi sanal insan modeli ihtiva eden HAD simülasyonlarını kapalı iç ortamlarda gerçekleştirerek simülasyon sonuçlarını (insan vücudu ve çevresi arasında hava akışı, taşınım ve ışınlama ısı transferi, kütle transferi) termo-fizyolojik modeller ile entegre ederek bütünleşik sayısal model geliştirmişlerdir. Kapalı ortamda ayakta duran bir insan için yerel ve ortalama taşınım ve ışınlama katsayıları için tahminlerde bulunmuşlardır.

Fiala (1998) çalışmasında, geniş bir çevresel ve kişisel koşullar yelpazesinde bulunan insan termoregülasyon tepkilerini öngörmek için karmaşık bir model geliştirmiştir

Lee ve Yoon (1998), otomobil kabinine ait modeli oluşturarak, otomobil içerisindeki sıcaklık ve hız dağılımını ısıtma sürecinde deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel olarak, üç farklı durum için hız dağılımı belirlenmeye çalışılmıştır. Tüm durumlarda kabin içine giren toplam hava debisi sabit tutulmuştur.

Kato (1996), ısıtma sürecinde sanal insan modeli etrafında hız ve sıcaklık dağılımlarını sayısal olarak incelemiştir.

Han ve ark.(2001), ısı konforu tahmin etmek için Stolwijk modeline dayanan bir fizyolojik insan modeli kullanmışlardır. Bu modelde; hava sıcaklığı, hava hızı, nem, aktivite seviyesi ve giysi türünün bir fonksiyonu olarak ısı konfor tahmininde bulunmak için geliştirmişlerdir.

Ambs (2002) çalışmalarında, geçici rejim analizinde yolcu ve sürücülerin ısı konforunu, taşıt prototip aşamasında değerlendirmek amacıyla VISTEON otomotiv sistemleri şirketinin geliştirdiği üç boyutlu parametrik kabin modelinin oluşturulabildiği bir yazılım ile sürücü ve yolcuların konforunu geçici rejimde incelenmiştir. Bu parametrik model aynı zamanda otomatik çözüm ağı yapısını sonlu elemanlar tabanlı bir çözüm algoritması ile yapmaktadır.

Nilsson (2004) çalışmalarında, yapay güneş ışınımının uygulanabildiği bir kapalı ortamda deneysel çalışma gerçekleştirmiştir. Manken çevresi ile ısı dengeye ulaştığı andaki veriler kayıt altına alınmıştır.

Kaynaklı ve Kılıç (2005) çalışmalarında, ısıtma periyodunda ısı koşulların, ısı konfor ve insan fizyolojisi üzerine etkilerini teorik ve deneysel olarak araştırmışlardır. Isıtma sürecinde geçici rejimde otomobilde insan ve çevresi arasında gerçekleşen ısı ve kütle transferi için elde edilen sonuçlar ölçüm sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Han ve Huang (2005) çalışmalarında, Delphi' nin farklı iklimlendirme kontrol stratejilerini araştırmak için geliştirdiği Sanal Isı Konfor Mühendisliği (VTCE) prosesi

ile otomobil kabini içinde ısı konforu ile ilişkili parametreleri (solunum seviyesi, hava hızı, güneş ışınımı vs.) incelemişler ve sonuçları doğrulamak için deneysel verilerden yararlanmışlardır.

Atmaca (2006) çalışmalarında, sıcaklık, nem, hava hızı gibi ısı konfor parametrelerinin, boynun hareket açıklıkları üzerine etkisi deneysel olarak incelemiştir. Bunun için laboratuvar ortamında hazırlanan kontrollü bir odada, ele alınan ısı konfor parametrelerinden biri değişken diğer ikisi sabit olarak alınmış ve bu şekilde değişken parametrenin etkisi incelemiştir. Yaz koşullarında insanların iklimlendirilen ortamlara terli olarak girdikleri de göz önünde bulundurularak bahsedilen her bir parametrenin etkisi kişinin hem terli, hem de kuru hali için ele alınmıştır.

Jonsson (2007) çalışmalarında, taşıt içindeki sıcaklık dağılımını güneş ışınımını da dikkate alarak HAD tabanlı Fluent yazılımı kullanarak içi boş Volvo S80 otomobil kabini için gerçekleştirmiştir. Araştırmasında soğutma sürecinde sürekli rejimde, havalandırma sistemi kapalı konumda iken geçici rejimde ve soğutma sürecinde havalandırma sistemi açık konumda geçici rejimde olmak üzere üç ayrı aşamada incelemiştir. Elde edilen sonuçlar rüzgâr tüneli sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Güneş ışınımının dâhil edildiği bu çalışmada, S2S ışınım modeli kabin yüzeyleri arasında olan ışınım ile ısı transferi için kullanılmıştır. Çözüm hacmi içinde tetrahedral elemanlardan oluşan bir çözüm ağı kullanmıştır.

Sevilgen ve Kılıç (2009) çalışmalarını sanal insan modeli otomobil kabini için iki farklı sınır şartı kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Sanal insan modeline ait yüzeylerde sabit sıcaklık ve sabit ısı akısı sınır şartı olmak üzere iki ayrı durumu üç boyutlu HAD kullanarak hava akışı, ısı transfer karakteristikleri ve ısı konfor açısından incelemişlerdir. Kabin iç hacminde hexahedral elemanlardan oluşan çözüm ağı yapısı kullanarak gerçekleştirdikleri çalışmalarda S2S modelini kabin yüzeylerindeki ışınım ile olan ısı transferini modellemek için kullanmışlardır. Elde ettikleri sayısal sonuçları deneysel verilerle karşılaştırmışlardır.

Zhang ve ark. (2009) çalışmalarında, HAD tabanlı Fluent yazılımını kullanarak içi boş ve sürücü ve yolcudan oluşan otomobil kabini için üç boyutlu sıcaklık ve akış karakteristiklerinin dağılımını soğutma sürecinde, konfor koşullarını iyileştirmek ve enerji tüketimini azaltmak amacıyla gerçekleştirmişlerdir.

Sevilgen ve Kılıç (2010) çalışmalarında, HAD tabanlı Fluent yazılımını kullanarak geçici rejimde standart ısıtma sürecinde sanal insan modelli otomobil kabini için üç boyutlu sayısal akış ve ısı transfer karakteristikleri hesaplamalarını içeren araştırmalar gerçekleştirmişlerdir. Kabin hacmi için üç boyutlu tetrahedron elemanlardan oluşan bir çözüm ağı kullanılmış, kabin yüzeylerine ait ışınlama ısı transferi modeli için Ayrık Ordinat (Discrete Ordinate) modeli seçilerek gerçekleştirilen bu çalışmalarda deneysel sonuçlarla karşılaştırma yapılarak doğrulama gerçekleştirilmiştir.

Korukçu (2010) çalışmalarında, gerçek iklim koşulları altında, farklı klima ve ısıtıcı modları için deneyler gerçekleştirmiştir. Araştırmada, kabin iç ortam yüzey sıcaklıkları ve insan deri sıcaklıkları termografik yöntem kullanılarak ölçülmüştür. Kızıl ötesi kamera kullanılarak yapılan ölçümlerde, ısıtma ve soğutma süreçleri için anlık sıcaklık dağılımları belirlenmiştir.

Yukarıda açıklanan bilimsel çalışmalar daha çok kapalı ortamlarda ısıtma ve soğutma süreçleri için gerçekleştirilen sayısal ve deneysel çalışmaların yanında otomobil kabini iç ortamı için gerçekleştirilen bilimsel çalışmaları içermektedir. Aşağıda belirtilen çalışmalar ise demiryolu taşıtları için gerçekleştirilen sınırlı sayıda bilimsel çalışmanın sonuçlarını içermektedir.

Chow (2002) çalışmalarında, düşük karbon dioksit konsantrasyonlu temiz bir ortam sağlamak için bir havalandırma çalışması yapmıştır. Tren bölmesi içinde kabul edilebilir iç hava kalitesi elde etmek için iki olasılıktan bahsetmektedir. Bunlar karbondioksit oranını seyreltme için taze hava tedarik oranını arttırmak veya daha iyi bir hava dağıtım sistemi tasarlamaktır.

Suarez ve Ark. (2017) alışmalarında, bir demiryolu kabin modelinde ısı konfor simülasyonu üzerine araştırmalar yapmıştır. Araştırmalarında TS EN 14750-1 standardına göre belirlenmiş düzlemler tanımlayarak, oturan ve ayakta duran yolcuların durumunu incelemiş, HVAC ünitelerinden gerçekleşen hava akışı hakkında yorumlarda bulunmuşlardır.

Bununla birlikte, mevcut literatürde yer alan demiryolu taşıtlarındaki bu çalışmaların hiçbiri yolcuların ısı konforu ile olan ilişkisini bulmak amacıyla geliştirilen HAD tabanlı sayısal model ile birlikte fizyolojik modelleri içermemektedir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

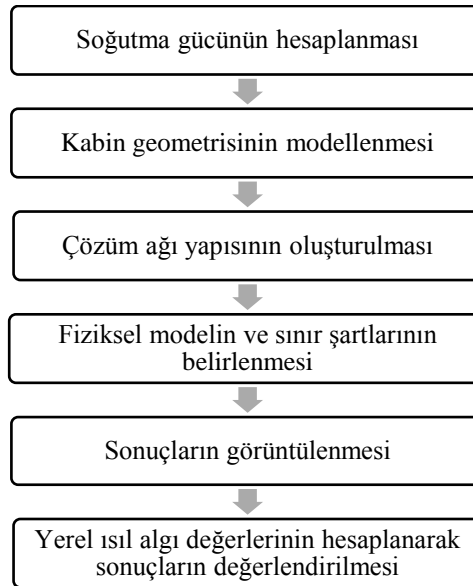
3.1. Sayısal Çözümleme

HAD yaklaşımı, akışkan hareket analizlerinin yapıldığı mühendislik sistemlerinin modellenmesi ve sayısal çözüm yöntemlerinin simülasyonu olarak tanımlanabilir. HAD yaklaşımı ile çözüm metodu günümüzde birçok mühendislik probleminin sayısal çözümlenmesinde kullanılmaktadır (Sevilgen 2010).

Gerçekleştirilen bu çalışma aynı zamanda ısı konforunun HRT' lerde değerlendirilmesi açısından da önemlidir. Hesaplamalarda, raylı taşıt kabini hız ve sıcaklık dağılımlarının üç boyutlu sayısal analizi, HAD yöntemi tabanlı Fluent paket yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir (ANSYS FLUENT 17.1 2016).

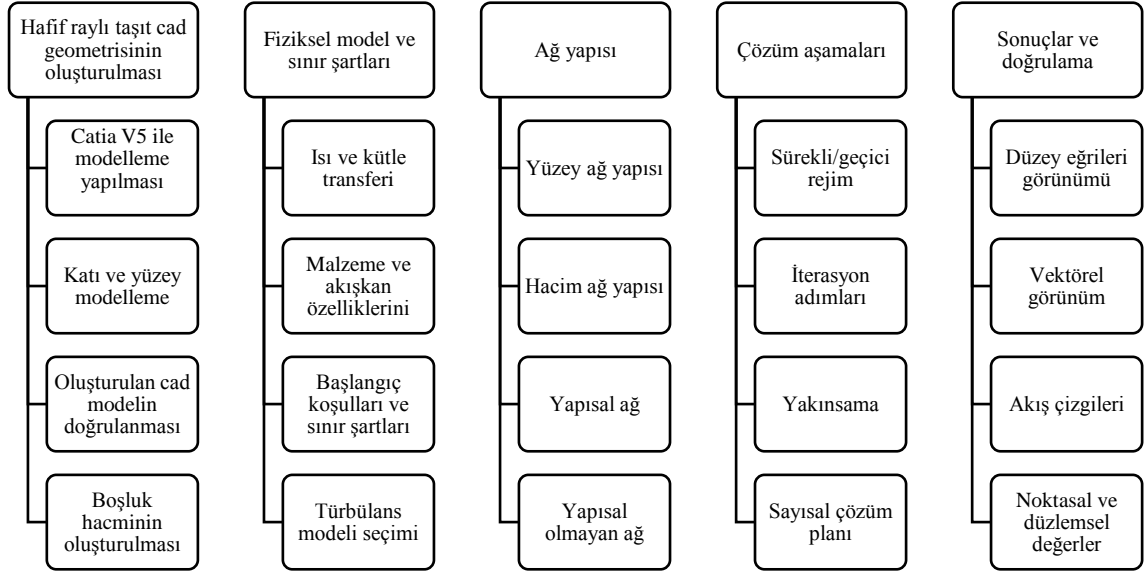
Çizelge 3.1.' de yapılan çalışmaya ilişkin genel akış diyagramı verilmiştir. Akış diyagramında sonuçlar değerlendirilirken ağ yapısının tekrar gözden geçirilerek çözümleme işlemi tekrarlanabilir. Bu durumda yapılan çözümlemeden sonra, çözüm ağ yapısının gözden geçirilmesi oldukça önemlidir.

Çizelge 3.1. Genel akış diyagramı



Hafif raylı taşıtın iç ortam havası için hız ve sıcaklık dağılımının sayısal yöntemlerle hesaplanması sürecinde izlenen HAD yöntemine ait detaylı işlem adımları Çizelge 3.2.'de gösterilmiştir.

Çizelge 3.2. HAD yöntemine ait detaylı işlem adımları

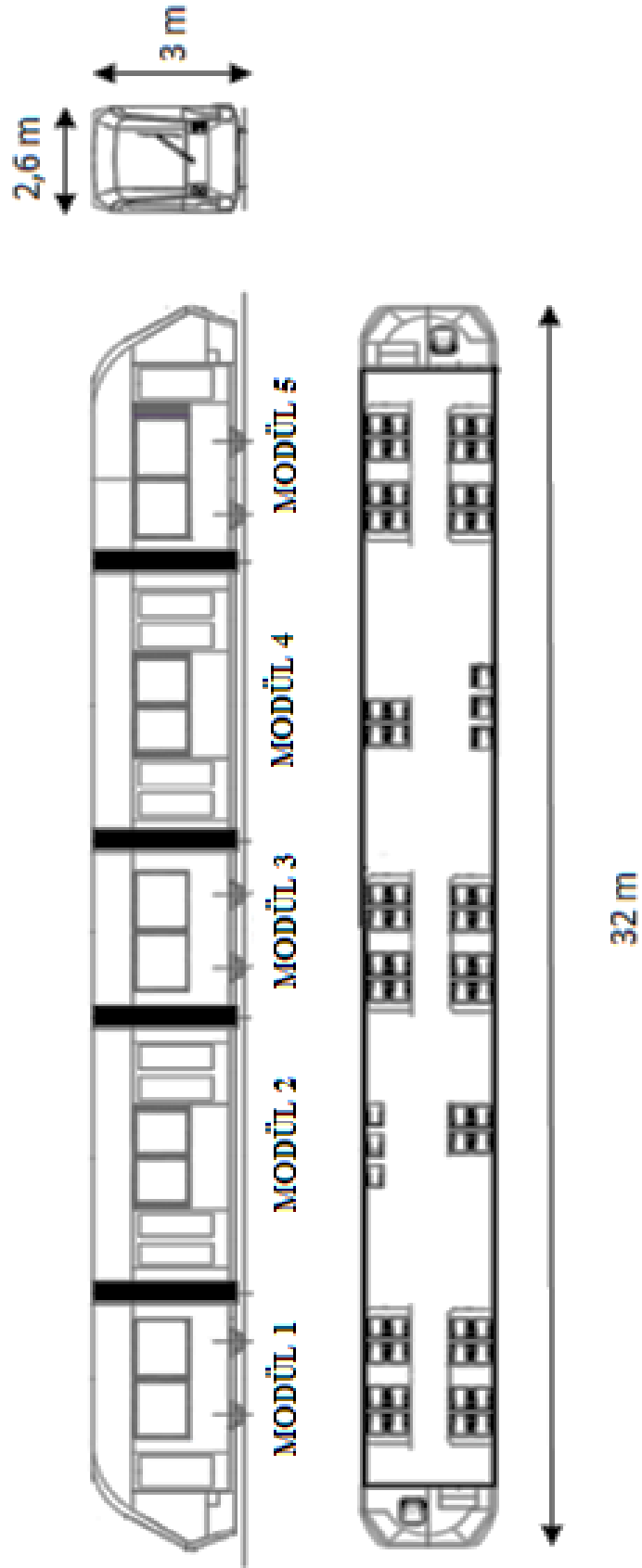


Sayısal çözümler için öncelikle HRT geometrisi modellenmelidir. HRT modeli oluştururken farklı yöntemler kullanılabilir. Bu yöntemlerden birincisi, çözüm ağının oluşturulması için kullanılan yazılımlar ile modellemek; ikinci yöntem ise farklı bir CAE (Bilgisayar Destekli Mühendislik) yazılımı ile kabin geometrisini modellemek şeklinde ifade edilebilir. Gerçekleştirilen bu çalışmada ikinci yöntem esas alınarak oluşturulan HRT geometrisi, gerçek HRT ölçüleri referans alınarak Catia V5-6R2012 CAD yazılımı ile 1:1 ölçekte modellenmiştir.

3.2. Hafif Raylı Taşıtın CAD (Bilgisayar Destekli Tasarım) Modelinin Oluşturulması

HAD hesaplamalarında kullanılan HRT' ye ait CAD modeli, 2.6 m genişliğe, 3 m tavan yüksekliğine ve 32 m uzunluğa sahip bir hafif raylı taşıt geometrisi için üç boyutlu tasarım teknikleri yardımıyla oluşturulmuştur. Tasarımı yapılan HRT modelinin ray açıklığını 1.435 m olarak belirlenmiştir. Şekil 3.1.'de dış ölçüleri verilmiş olup

hesaplaması yapılan HRT aracı beş modülden oluşmaktadır. Taşıtta metrekareye dört yolcu düşecek şekilde düşünülüp, 208 yolcu kapasiteli olması planlanmıştır. Modül-1, Modül-3 ve Modül-5' te 16 adet yolcu koltuğu bulunmakta olup, Modül-2 ve Modül-4' te 7 adet yolcu koltuğu tasarlanmıştır. Taşıtta toplamda 62 yolcu koltuğu bulunmaktadır. Şekil 3.2.' de 62 yolculu hafif raylı taşıtın üç boyutlu ve yolculu hali gösterilmiştir. Tasarım sırasında aracın cam yüzey alanının, aracın her iki tarafındaki yan yüzey alanlarının %25' i olacak şekilde kabul edilerek tasarımı yapılmıştır.



Şekil 3.1. HRT genel ölçüleri ve koltuk yerleşimi



Şekil 3.2. Hafif raylı taşıtta yolcuların konumlandırılması

3.3. Sanal İnsan Modelinin Oluşturulması

Gerçekleştirilen hesaplamalarda insan vücudu ile çevresi arasında gerçekleşen ısı ve kütle transferini, kabin iç ortamında ısıl konfor parametrelerini doğru bir şekilde değerlendirebilmek amacıyla gerçek insan vücudu ölçü ve şekline sahip yaklaşık 1.70 m boyunda ve 70 kg ağırlığında sanal bir insan modeli Catia tasarım programı kullanılarak oluşturulmuştur. Bu değerler, ASHRAE standartlarında açıklanan hesaplamalar dikkate alınarak belirlenmiştir.

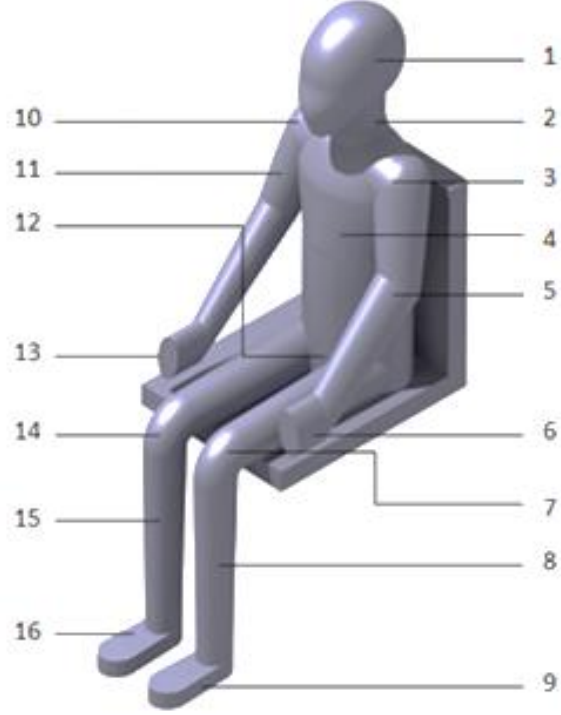
$$A_D = 0.202m^{0.425}l^{0.725} \quad (3.1)$$

Denklem (3.1)' e göre toplam yüzey alanı (A_D) hesaplanabilir. Burada m insan kütlesi (kg), l ise boy (m) olarak tanımlanmıştır. Toplam yüzey alanı sırasıyla yaklaşık 1.2 m^2 ve 1.8 m^2 oturma ve ayakta durma pozisyonu için hesaplanmıştır. Oturma pozisyonunda, toplam yüzey alanı, katı bölgelere temas eden yüzeyler nedeniyle azalmaktadır.

Oluşturulan bu sanal insan modeli, HRT modelinde bulunan 62 adet yolcu koltuğuna konumlandırılarak yerleştirilmiştir. Ayrıca gerçekleştirilen çalışmalarda sanal insan modeli lokal olarak ısı transfer karakteristiklerini ve ortam havası ile olan etkileşimlerini belirlemek amacıyla, 16 farklı kısımdan oluşan bir yapıya sahip olacak şekilde modellenmiştir. Modellenen bu 16 farklı kısmın her biri için yerel ısıl algısı değerlendirilerek sonuçlar tartışılmıştır. Çizelge 3.3.' de oluşturulan sanal insan modelinin bölgeleri ve bölgelere ait yüzey alanları verilmiştir.

Çizelge 3.3. Sanal insan modeli

Bölge	Yüzey alanı (m ²)
1 - Baş	0.117
2- Boyun	0.023
3- Sol omuz	0.017
4- Gövde	0.240
5- Sol kol	0.106
6- Sol el	0.021
7- Sol diz	0.090
8- Sol bacak	0.190
9- Sol ayak	0.032
10- Sağ omuz	0.017
11- Sağ kol	0.106
12- Kasık	0.005
13- Sağ el	0.021
14- Sağ diz	0.090
15- Sağ bacak	0.210
16- Sağ ayak	0.032
Toplam	1.200



3.4. TS EN 14750-1 Standardının İncelenmesi ve Tasarım koşullarının belirlenmesi

HRT taşıtlarında tasarım koşulları belirlenirken TS EN 14750-1 (Kentsel ve Banliyö Raylı Sistem Taşıtları için Konfor Parametreleri) standardı esas alınmıştır. TS EN 14750-1 standardına göre, farklı iklim bölgelerinde bulunan ülkeler yaz ve kış koşullarına göre bölgelere ayrılarak, ortalama dış sıcaklıkları, bağıl nemleri ve eşdeğer güneş yükü hesaplamaları bu bölgelere göre yapılmaktadır. Çizelge 3.4.’ de bazı ülkelerin yaz ve kış koşullarında buldukları bölgeler verilmiştir. Soğutma performansının hesaplandığı HRT taşıtının Türkiye’ de bulunduğu göz önüne alınarak, yaz koşullarında Bölge I referans alınarak hesaplanmıştır.

Çizelge 3.4. Bazı ülkelerin iklimatik bölge sınıfları (EN 14750-1, 2006)

Ülke	Kış	Yaz
Türkiye	Bölge I	Bölge I
Almanya	Bölge II	Bölge II
Portekiz	Bölge I	Bölge I
Norveç	Bölge III	Bölge III
Birleşik Krallık	Bölge I	Bölge III
Polonya	Bölge III	Bölge II
Avusturya	Bölge II	Bölge II
Belçika	Bölge II	Bölge II
Hırvatistan	Bölge II	Bölge II
Danimarka	Bölge II	Bölge II
Finlandiya	Bölge III	Bölge III
Yunanistan	Bölge I	Bölge I
İtalya	Bölge II	Bölge I
Hollanda	Bölge II	Bölge II
Romanya	Bölge II	Bölge II
Sırbistan	Bölge II	Bölge II
İspanya	Bölge I	Bölge I
Fransa	Bölge II	Bölge II

Ülkelerin bulunduğu iklimatik bölgelere göre yaz ve kış koşullarına ait ortam şartları Çizelge 3.5.' te verilmiştir.

Çizelge 3.5. TS EN 14750-1' e göre iklimatik 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 Güneş Yükü (W/m ²)
I	40	40	800
II	35	50	700
III	28	45	600

TS EN 14750-1 standardı taşıtların metrekareye oranla oturan yolcu sayısını, yolcuların ortalama yolculuk süresini ve istasyonlar arasında geçen yolculuk sürelerini temel alarak, taşıtları iki gruba ayırmıştır (Kategori A ve Kategori B). Banliyö / bölgesel taşıtlar A kategorisi, diğer taşıtlar normalde B kategorisi olarak değerlendirilmelidir (EN 14750-1, 2006).

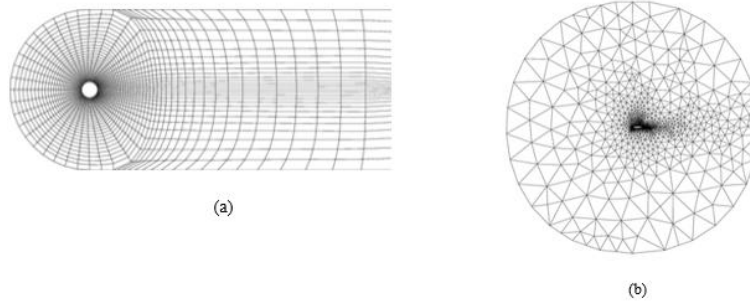
Hafif raylı taşıtlar TS EN 14750-1 standardına göre Bölge-I (Zone-1) iklimik bölge sınıfında olup Kategori B taşıt sınıfında tanımlanmıştır. Çizelge 3.6. de raylı sistem taşıtlarının TS EN 14750-1 standardına göre sınıflandırılması gösterilmiştir.

Çizelge 3.6. TS EN 14750-1 standardına göre raylı sistem taşıtlarının sınıflandırılması

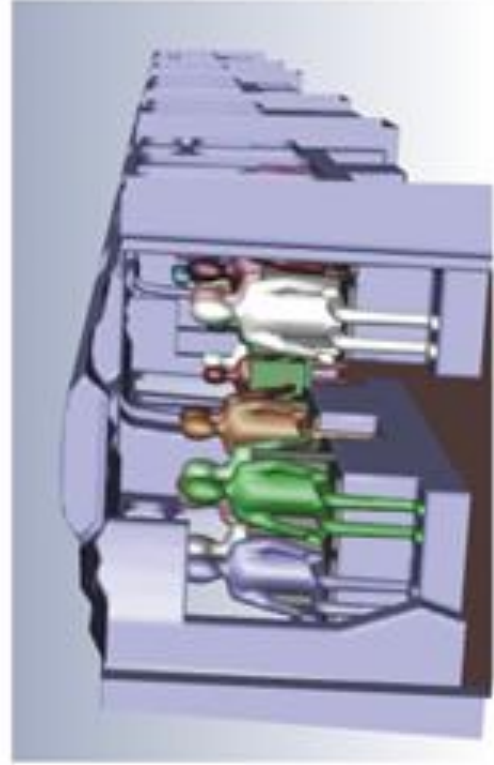
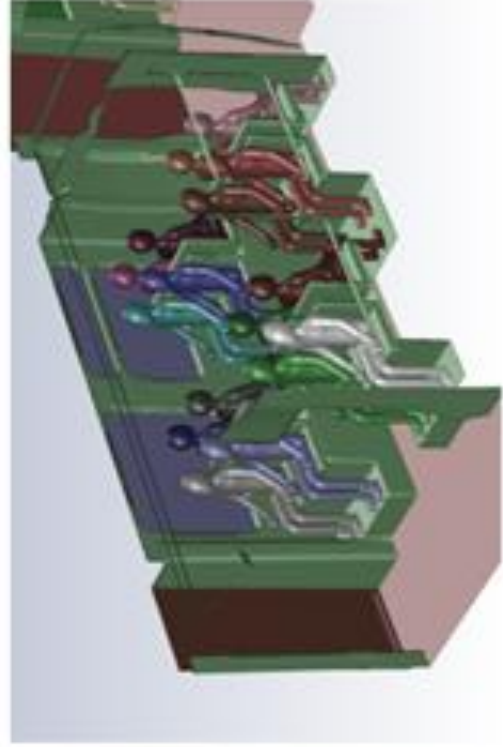
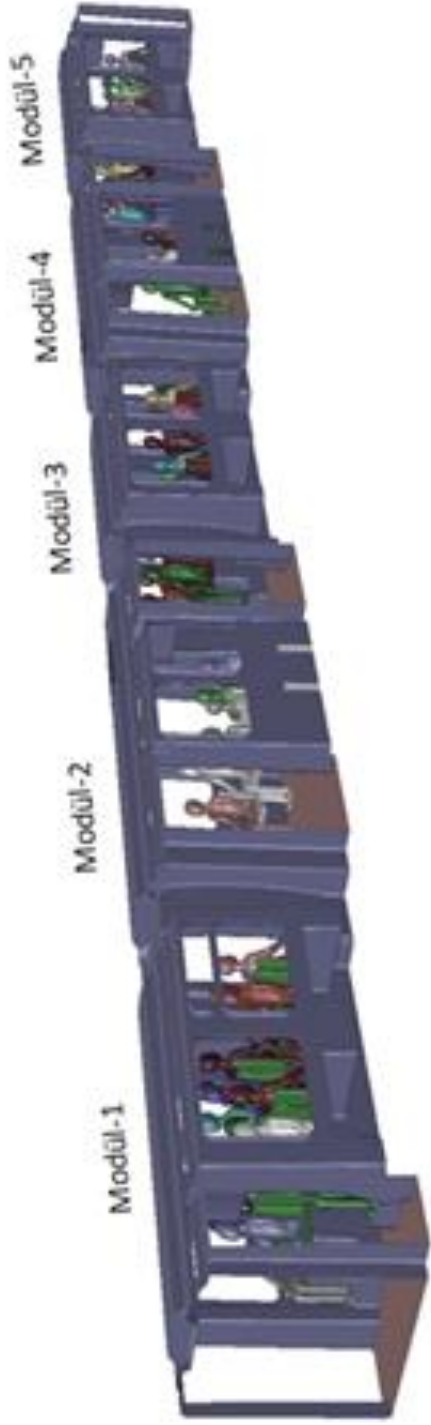
	Kategori A	Kategori B
Oturan yolcu sayısı	$< 4 \text{ yolcu/m}^2$	$\geq 4 \text{ yolcu/m}^2$
Yolcuların ortalama yolculuk süresi	$> 20 \text{ dakika}$	$\leq 20 \text{ dakika}$
İki istasyon arasındaki ortalama süre	$> 3 \text{ dakika}$	$\leq 3 \text{ dakika}$

3.5. Çözüm Ağı Yapısı Ve Sınır Şartları

HAD yönteminde kullanılan ağ yapısını oluşturma işlemi, genel olarak yapısal ve yapısal olmayan (Şekil 3.3.) olmak üzere iki ana grupta toplanabilir. Yapısal olmayan ağ yapısı karmaşık geometrilerin bulunduğu HAD problemlerinde kullanılır. Yapısal ağ, en uygun ağ dağılımlarına sahip, daha hassas çözümleri elde etmede kullanılan yapılardır. Gerçekleştirilen tasarımın ait CAD model Şekil 3.4. te verilmiştir.

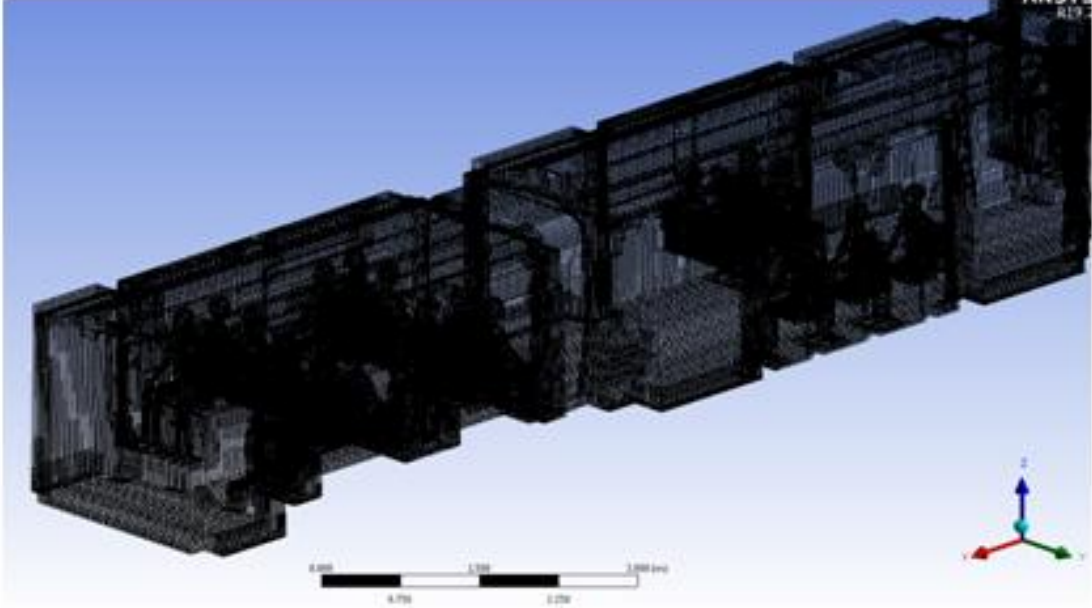


Şekil 3.3. Yapısal (a) ve yapısal olmayan (b) çözüm ağı (ANSYS Fluent, 2015)

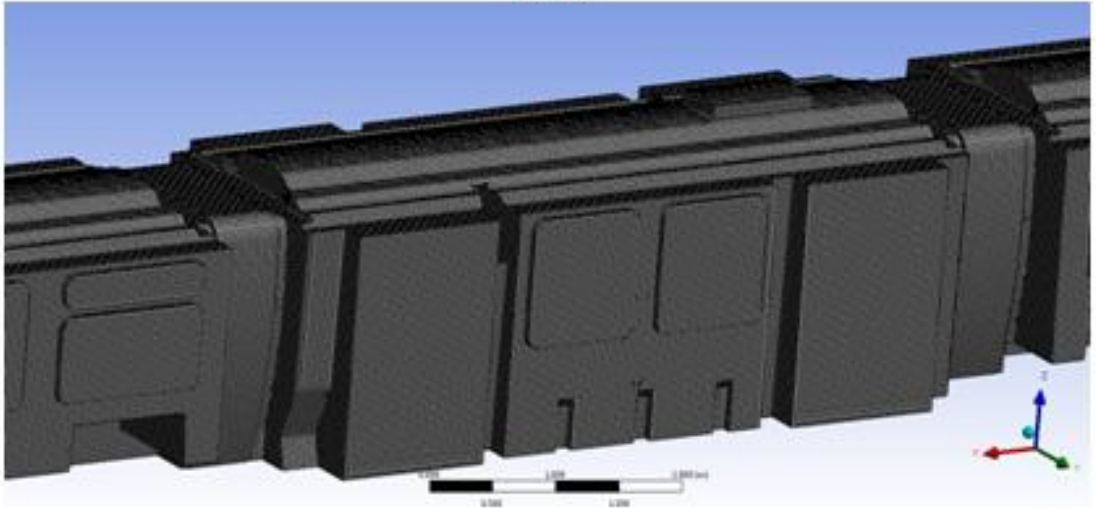


Şekil 3.4. HRT' nin CAD modeli

Şekil 3.5.' de sayısal çalışmalarda kabin iç ortamında manken yüzeyleri ve diğer yüzeyler için kullanılan hexahedron elemanları içeren çözüm ağı yapıları bulunmaktadır. Burada ağ yapısını oluşturan elemanların sayısının fazlalığından çok kabin içinde hız ve sıcaklık değişim hızının yüksek olduğu bölgelerde daha sık ağ yapısı kullanarak çözümün hassasiyetinin artırılması amaçlanmıştır. Bu tür bir ağ yapısı çözüm sonuçlarının doğruluğu için son derece önemlidir.



(a)



(b)

Şekil 3.5. Taşıt iç yüzey ağının (a) ve dış yüzey ağının (b) görünümü

Sayısal hesaplamalarda, çözüm ağı oluşturma işlemi yüksek hassasiyetli sayısal sonuçlar elde etmek ve sayısal verilerin kalitesini artırmak için çok önemli bir adımdır. Yapılan çalışmada kartezyen ağ yapısı çoğunlukla hexahedral elemanlardan oluşmuş ve hesaplama alanındaki toplam eleman sayısı yaklaşık 12 milyondur. Sayısal hesaplamalarda, ANSYS-Fluent paket yazılımı kullanılmıştır. Sayısal çözümde, taşınım terimleri için ikinci dereceden ayrıştırma yöntemi (discretization method) kullanılmış ve basınç-hız ilişkilendirme algoritmaları için SIMPLE algoritması seçilmiştir. Sayısal hesaplamalar sürekli rejim durumu için gerçekleştirilmiştir. Süreklilik, momentum ve enerji denklemleri genel olarak gösterildiği gibi yazılabilir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V}) = S_m \quad (3.2)$$

Bu denklemde yer alan S_m kaynak terim şeklinde ifade edilir. Sisteme eklenen kütleyi ifade eder. Örneğin faz değişimi sırasında buharlaşma sonucunda eklenen kütle miktarını gösterir. Momentum ve enerji denklemleri ise 3.3-3.6 'de ifade edilmiştir.

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla(\rho u \vec{V}) = -\frac{\partial \rho}{\partial x} + \nabla(\mu \nabla v) + S_{M_x} \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla(\rho v \vec{V}) = -\frac{\partial \rho}{\partial y} + \nabla(\mu \nabla v) + S_{M_y} \quad (3.4)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla(\rho w \vec{V}) = -\frac{\partial \rho}{\partial z} + \nabla(\mu \nabla w) + S_{M_z} \quad (3.5)$$

$$\frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \nabla(\rho e \vec{V}) = -p \nabla \vec{V} + \nabla(k \nabla T) + \Phi + S_e \quad (3.6)$$

Yukarıda kartezyen koordinat sisteminde ifade edilen denklemlerde; ρ yoğunluğu, \vec{V} hız vektörünü, u, v ve w hız vektörlerinin sırasıyla x, y ve z bileşenlerini, S_m kütle kaynak terimini, S_M momentum kaynak terimini, p basıncı, S_e enerji kaynak terimini, Φ ise disipasyon (yayınım) terimini temsil etmektedir. Disipasyon terimi enerji kaybını ifade eder. Sayısal hesaplamalarda standart k- ϵ türbülans modeli seçilmiştir. Bu türbülans modeli, literatürdeki sayısal sonuçların kararlılığından dolayı bu tür hesaplamalar için kullanılır (Sevilgen ve Kılıç 2012). Bu çalışmada ışıınım ile ısı transferi, ayrık ordinat (DO) ışıınım modelinin kullanımı ile hesaplanmıştır. Sayısal hesaplamalarda kullanılan sınır şartları Çizelge 3.7.' de listelenmiştir.

Çizelge 3.7. Ağ yapısı ve sınır şartları

Çözücü ayarları	
Çözücü Tipi	Basıncı tabanlı (Pressure-based)
Zaman	Sürekli rejim (Steady-state conditions)
Denklemler	Akış, ışıınım ve enerji denklemleri
Türbülans Modeli	Standard k- ϵ model
Tüm koşullar için sınır şartları	
Taşıt içi ortalama sıcaklık	40°C (I. Durum) / 30 °C (II. Durum)
Dış ortam sıcaklığı	37°C (I. Durum) / 24 °C (II. Durum)
Aracın dış yüzeyleri	Taşıınım ile ısı transferi
ışıınım modeli	Ayrık ordinat (Discrete Ordinate - DO)
Koltuklar	Adyabatik durum
Sanal insan yüzeyi	Sabit ısı akısı (60 W/m ²)
Toplam kütle akış hızı	3.08 kg/s
Hava kanalı üfleme sıcaklığı	18°C ((I.Durum) ve (II. Durum))

Çalışmalar iki farklı sayısal durum için analizler gerçekleştirilmiştir. I. durumda taşıtta bulunan 62 koltukta yolcular oturmaktadır. II. durumda ise de tamamen boş taşıt kabininde sayısal hesaplamalar yapılmıştır. Hesaplamalarda I. Durum için dış ortam sıcaklığı 37 °C olarak kabul edildi ve iç ortam hava sıcaklığı, TS EN 14750-1 standardını dikkate alarak yaz koşulları için 40 °C olarak seçilmiştir. Taşıt kliması, bu aracın maksimum oturma kapasitesi ile hava sıcaklığını 40 °C değerinde soğutma kapasitesine sahiptir. II. Durum için, iç ortam sıcaklığı 30 °C' kabul edilerek, dış ortam sıcaklığı değeri, deney verilerinden elde edilen 24 °C olarak belirlenmiştir. Hava kanalı çıkış menfezlerindeki sıcaklık değerleri her iki durumda da 18 °C olarak seçilmiştir. Çıkış menfezlerindeki toplam debi ve menfezlerdeki hız değerleri, her iki durum için aynı değerlere sahiptir. Taşıt kabininin çıkış menfezlerinde tanımlanan hız değerleri, her

modül için ortalama hava akış hızı ve toplam debi, bu modüllerde oturan kişi sayısı ile birlikte Çizelge 3.8.' de listelenmiştir.

Çizelge 3.8. Menfez çıkışlarında havanın hız ve debi değerleri

Modül	Ortalama hız değeri (m/s)	Kütlesel debi (kg/s)	Koltuk sayısı
Modül-1	2.83	0.73	16
Modül-2	2.56	0.66	7
Modül-3	1.94	0.30	16
Modül-4	2.56	0.66	7
Modül-5	2.83	0.73	16
Toplam		3.08	62

Literatürde yer alan sanal insan modelleri için çeşitli sınır koşulları vardır. Başlıca uygun sınır koşulları insan vücudu yüzeylerinde tanımlanan sabit ısı akısı ve sabit sıcaklıktır.

Oturan bir insan için, ASHRAE standartlarında metabolik ısı üretimi, $60 - 115 \text{ W} / \text{m}^2$ aralığında olduğu önerilmiştir (ASHRAE 1997). Isı, insan vücudundan yakın çevreye çeşitli yollarla aktarılır. Bunlar, deri yüzeylerinden taşınım ve ışınlama duyulur ısı, terin buharlaşmasından ve cildin içinden yayılan nemin buharlaşması sırasında açığa çıkan gizli ısı ve solunum sırasında oluşan ısı olarak özetlenebilir. Bu çalışmada, giysi yalıtım direnci ihmal edilerek, insan vücudundan çevreye bir ısı kaybı olduğu kabul edilerek sabit ısı akısı sınır şartı uygulanmıştır.

3.6. Isıl Algı Tahminleri (TSENS)

TSENS, ortalama vücut sıcaklığını yani T_b ' yi dikkate alarak, vücut sıcaklığının alt ($T_{b,c}$) ve üst limitlerini ($T_{b,h}$) tanımlamaktadır. Bu limit değerler 3.7 ve 3.8 denklemleri kullanılarak hesaplanabilir. Burada, M metabolik ısı üretimini, (Bu değer ASHRAE standartlarını göz önünde bulundurarak 60 W/m^2 olarak seçilmiştir.) W, kasların yaptığı

işi (Bu çalışmada ihmal edilmiştir.), Bu durumda, TSENS, buharlaşma verimliliğini (η_{ev}) 0.85 olduğu varsayıldığı Denklem 3.9 kullanılarak hesaplanabilir.

$$T_{b,c} = \frac{0.194}{58.15} (M - W) + 36.301 \quad (3.7)$$

$$T_{b,h} = \frac{0.347}{58.15} (M - W) + 36.669 \quad (3.8)$$

$$TSENS = \left\{ \begin{array}{ll} 0.4685(T_b - T_{b,c}) & T_b < T_{b,c} \\ 4.7\eta_{ev}(T_b - T_{b,c}) / (T_{b,h} - T_{b,c}) & T_{b,c} \leq T_b \leq T_{b,h} \\ 4.7\eta_{ev} + 0.4685(T_b - T_{b,h}) & T_{b,h} < T_b \end{array} \right\} \quad (3.9)$$

TSENS hesaplanması için son terim olan ortalama vücut sıcaklığı (T_b), denklem 3.10 kullanılarak elde edilebilir, buradaki α_{sk} , toplam vücut kütle oranı ve \dot{Q}_{bl} , $L/(h.m^2)$ cinsinden kan akışıdır ve bu değer denklem (3.12) kullanılarak hesaplanabilir. Burada, BFN, c_{dil} ve S_{tr} sabitleri, ortalama bir kişi için sırasıyla 6.3, 50 ve 0.5 olarak seçilmiştir.

$$T_b = (1 - \alpha_{sk})T_{cr} + \alpha_{sk}T_{sk} \quad (3.10)$$

$$\alpha_{sk} = 0.0418 + \frac{0.745}{\dot{Q}_{bl} - 0.585} \quad (3.11)$$

$$\dot{Q}_{bl} = \frac{BFN + c_{dil}(T_{cr} - 37)}{1 + S_{tr}(34 - T_{sk})} \quad (3.12)$$

Bu denklemlerde T_{sk} , sayısal çözümler sonucunda elde edilerek TSENS hesaplamalarına dâhil edilmiştir. T_{cr} insan vücudunun temel (core) sıcaklık değeridir ve sayısal hesaplamalarda yaklaşık 37 °C olarak seçilmiştir. TSENS indeksleri -5 ila 5 arasında 11 noktalı algı sistemine dayanmaktadır. Sayısal ölçeklerde sıcak tarafı gösteren pozitif değerler, soğuk tarafı gösteren değerler ise negatif değerlerdir. TSENS, PMV indekslerine benzer ancak Çizelge 3.11. de listelenen çok sıcak / soğuk (± 4) ve kabul edilemez sıcak / soğuk (± 5) için fazladan terimler yer almaktadır. Sayısal

simülasyonlarda TSENS, Çizelge 3.9. da gösterilen yolcu bölümlerinin her biri için sayısal analiz sonuçları dikkate alınarak CFD - Post yazılımında hesaplanmıştır. Daha ayrıntılı bilgi belirtilen referansta bulunabilir (Vimmr ve Novak, 2006).

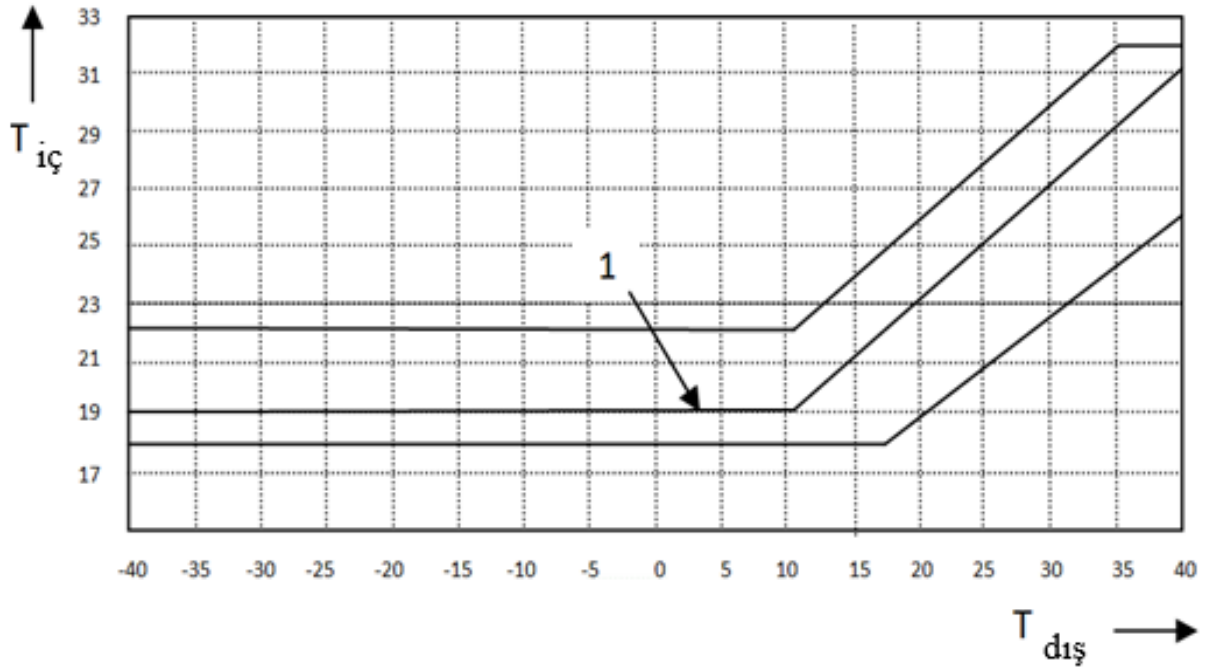
Çizelge 3.9. TSENS endeksleri ve ısı his şartları

Değer	Isıl algı
5	Kabul edilemez
4	Sınırlı tolerans
3	Çok rahatsız
2	Rahatsız ve hoş olmayan
1	Biraz rahatsız edici ama kabul edilebilir
0	Konforlu

Sayısal simülasyonda kullanılan demiryolu aracı Kategori B aracıdır ve Çizelge 3.10. de listelenen yaz II koşulları için tasarlanmıştır. Bu çalışmada kullanılan kategori (B) taşıtlar için tasarım kriterleri, Şekil 3.6.' da B kategorisindeki taşıtlar için ortalama sıcaklık eğrisi (1) ile tanımlanan eğriye göre hesaplanmaktadır.

Çizelge 3.10. Tasarım koşulundaki maksimum ortalama iç hava sıcaklığı

Sınıf (Yaz)	Kategori A (°C)	Kategori B (°C)
I	+30	+32
II	+30	+33
III	+26	+29



Şekil 3.6. B kategorisindeki taşıtlar için iç ve dış sıcaklık eğrisi (EN 14750-1, 2006)

Bu standartta açıklanan ortalama sıcaklığa bağlı olarak izin verilen maksimum hız değerleri Çizelge 3.13.' te gösterilmektedir (EN 14750-1, 2006).

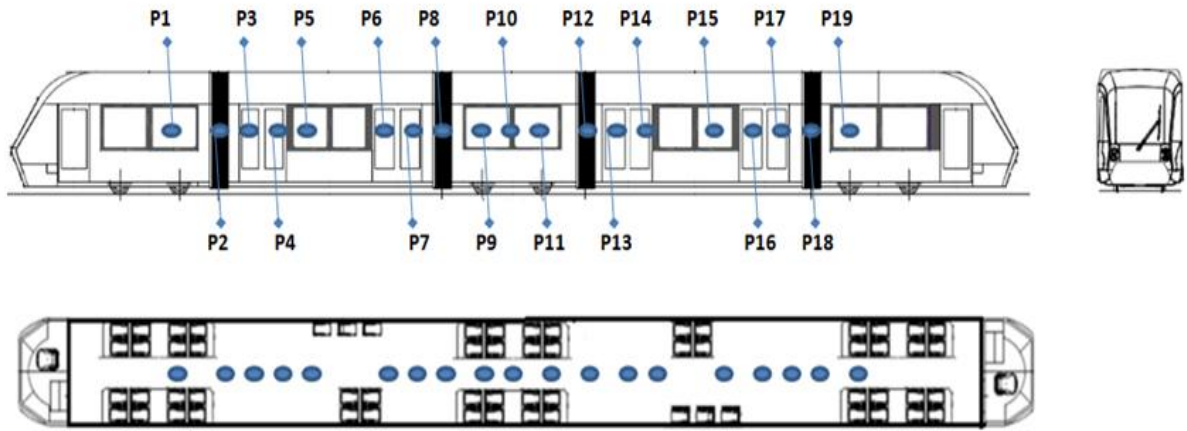
Çizelge 3.11. Ortalama sıcaklığa bağlı olarak istenen hız gereklilikleri

$T_{ort.}$ (°C)	İzin verilen maksimum hız (m/s)
18	0.30
22	0.35
25	0.70
28	1.40
30	2.00
≥ 35	4.00

3.7. Sayısal Sonuçların Deneysel Verilerle Karşılaştırılması

Sayısal sonuçların deneysel verilerle karşılaştırılması için taşıt kabininde farklı yerlerde sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Bu noktaların yerleri Şekil 3.7. 'de

gösterilmektedir. Sıcaklık ölçümleri yalnızca II. Durum için yapılmıştır. Ayrıca menfez çıkışlarında hız değerleri de ölçülmüştür. Sıcaklık ve hız ölçümleri için kullanılan ölçüm cihazları Çizelge 3.12.' de listelenmiştir. Sıcaklık ölçüm cihazı, Fluke 179 True RMS Multi-metre, HVAC ölçümleri için kullanılmış ve giriş menfezleri için hız ölçümleri, testo 410-1 cihazı kullanılarak entegre NTC hava termometresine sahip anemometre kullanılarak yapılmıştır. Deneysel hatanın belirlenmesi için Moffat tarafından önerilen denklemler kullanılarak belirsizlik analizi yapılmıştır. Deneysel sonuçlardaki maksimum belirsizliğin $\pm\% 10$ arasında olduğu bulunmuştur.



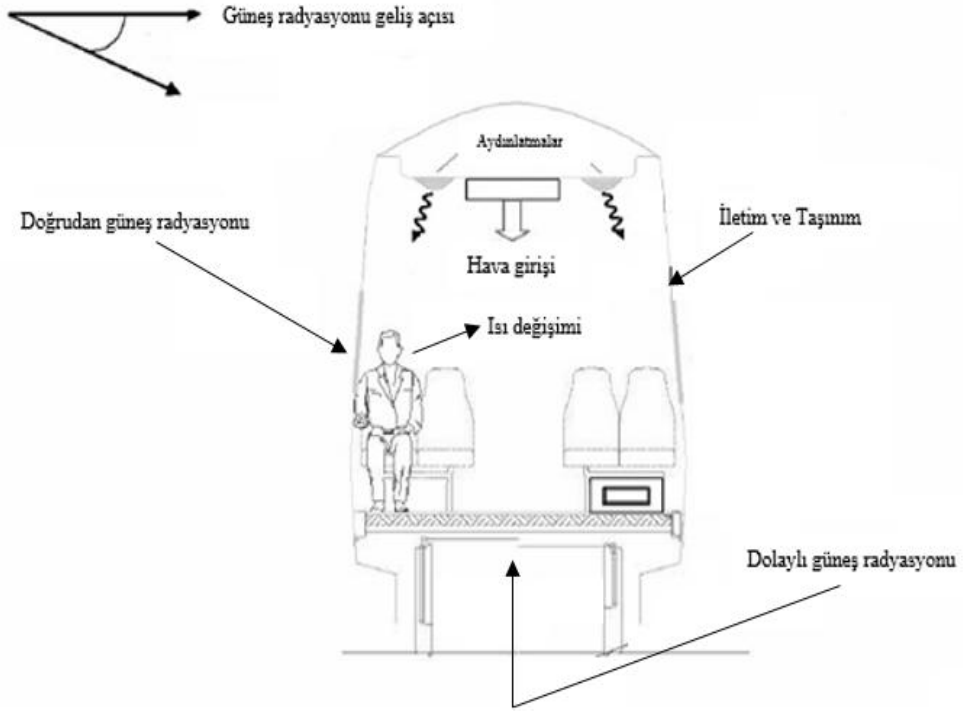
Şekil 3.7. Deneysel çalışmada kullanılan ölçüm noktalarının konumu

Çizelge 3.12. Deneysel çalışmada kullanılan ölçüm cihazları

Tip	Ölçüm aralığı	Hata oranı
Sıcaklık ölçümü	Fluke 179 True RMS Multimetre	
K tipi sıcaklık probu	-40°C / 400 °C	$\pm 1.0 \%$
Hız ölçümü	Testo 410-1 Anemometre	
Hız probu	0.4 - 20 m/s	$\pm 0.2 \text{ m/s}$

3.8. Hafif Raylı Taşıtlarda Soğutma Yüğü Hesabı

Hafif raylı sistem taşıtlarında ısı kazancına etki eden temel faktörler şu şekilde sıralanabilir; Yolculardan kaynaklanan (Q_{yolcu}), güneş ışınımı ile olan ($Q_{\text{ışınım}}$), taze hava girişiyle sağlanan ($Q_{\text{taze hava}}$), aydınlatmaların ($Q_{\text{aydınlatma}}$) sağladığı ısı kazancıdır (Ertem 2011). Şekil 3.8.'de hafif raylı sistem taşıtlarında ısı kazancına etki eden temel faktörlerin gösterimi belirtilmiştir.



Şekil 3.8. Isı kazancına etki eden temel faktörler

Hafif raylı sistem aracında kullanılan tavan, taban, yan duvarlar, ön ve arka döşeme gruplarında bulunan malzemelerin kalınlık ve ısı iletim katsayısı değerleri Çizelge 3.13.'de belirtilmiştir. Kullanılmak üzere seçilen malzemeler, tüm raylı sistem araç türlerinde kullanıldığından yapılan soğutma gücü hesabı tüm raylı sistem araçlarını kapsamaktadır.

Çizelge 3.13. Hafif raylı taşıtta kullanılan malzemeler

Yan Duvarlar		
Parça adı	Kalınlık (mm)	İletim Katsayısı (kW/m°C)
Alüminyum	10	0,237
Çelik	13	0,0802
Polimer	3	0,000232
Zemin		
Alüminyum	4	0,237
Çelik	35	0,0802
Tahta	16	0,00017
Çatı		
Çelik	50	0,0802
Polimer	3	0,000232
Ön ve Arka Duvar		
Parça adı		
Alüminyum	5	0,237
Çelik	30	0,0802

3.8.1. Aracın Yan Yüzeylerinden olan Isı Transferi

Çizelge 3.14.' de TS EN 14750-1 standardına göre sıcaklık ve bağıl nem değerleri belirlenerek, bu değerlere göre 1 atm. basınçtaki havanın özellikleri verilmiştir.

Çizelge 3.14. Havanın 1 atm. basınçta özellikleri

	Kuru termometre sıcaklığı (°C)	Yaş termometre sıcaklığı (°C)	Bağıl nem (%)	μ (kg/ms)	Pr
Araç dışı	40	26	40	0,00001918	0,7255
Araç içi	32	21	60	0,00001881	0,7276

	c_p (kj/kgK)	α (m ² /s)	k (W/mK)	H(Kj/kg)	ρ (kg/m ³)	X (gr/kg)
Araç dışı	1,007	0,00002346	0,02662	19,2	1,127	18,7
Araç içi	1,007	0,00002356	0,02602	14,8	1,161	17,1

Dış havanın yoğunluğunu bulmak için, Çizelge 3.14.' deki değerler, eşitlik (3.1)' de kullanılarak $1,1273 \text{ kg/m}^3$ hesaplanmıştır.

$$\rho_e = \frac{P}{RT_e} \quad (3.13)$$

Bulunan dış hava yoğunluğu değeri ve tasarım koşullarında belirlenen değerler, Reynolds sayısı hesabı için eşitlik (3.14.)' de kullanıldığında, Reynolds sayısı $3,656 \times 10^7$ olarak hesaplanmıştır.

$$Re = \frac{\rho VL}{\mu} \quad (3.14.)$$

Hafif raylı taşıtta elde edilen Reynolds değeri $3,656 \times 10^7 > 5 \times 10^5$ olduğundan yan duvarlarda gerçekleşen akış türbülanslı akıştır. Türbülanslı dış akış için ortalama Nusselt Sayısı eşitlik (3.15.)' deki gibi ifade edilmektedir. Belirtilen denklemde hesaplanan değerlerden faydalanıldığında ortalama ısı taşınım katsayısı (3.16.) eşitliğindeki gibi elde edilir. Ortalama taşınım katsayısı belirtilen denklemler kullanılarak hesaplandığında $\bar{h}_o = 31.06 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak hesaplanmıştır.

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}_o \times L}{k} = 0.037 \times Re^{0.8} \times Pr^{\frac{1}{3}} \quad (3.15)$$

$$\bar{h}_o = \frac{0.037 \times Re^{0.8} \times Pr^{\frac{1}{3}} \times k}{L} \quad (3.16.)$$

Aracın içerisindeki yan duvarlar üzerinde, hava hızının çok düşük olması sebebiyle doğal taşınım olduğu kabul edilebilir. Doğal taşınımında yan duvarlar için ortalama Nusselt Sayısı (3.17.) eşitliğindeki gibi ifade edilir. Ortalama Nusselt Sayısının hesaplanmasında Rayleigh sayısı kullanılması gerektiğinden, önce Rayleigh Sayısı hesaplanmalıdır. Yan duvar boyunca Rayleigh Sayısı (3.18) eşitliğine göre hesaplanır. Hesaplanan değerler kullanılarak araç içerisindeki hava taşınım katsayısı $\bar{h}_i = 2.33 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak hesaplanmıştır.

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}_o \times L}{k} = 0.037 \times Re^{0.8} \times Pr^{\frac{1}{3}} \quad (3.17.)$$

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_{s_{i\zeta}} - T_{\infty_{i\zeta}})L_{i\zeta}^3}{\nu \alpha} \quad (3.18.)$$

Buradan aracın iç yan duvarlarındaki ortalama taşınım katsayısı hesabı için değerler (3.19.) eşitliğinden hesaplandığında $2.33 \text{ W/m}^2\text{K}$ bulunmuştur.

$$\bar{h}_i = \frac{\overline{Nu} \times k}{L_i} \quad (3.19.)$$

Yan duvarlarda kullanılan malzemelerin, kalınlıkları ve ısı iletkenlik katsayısı değerleri Çizelge 3.13'de belirtilmiştir. Bu değerler toplam termal direnci hesaplamak için (3.20) eşitliğinde kullanıldığında R''_t değeri $474,51 \text{ m}^2\text{C/kW}$ hesaplanmıştır.

$$R''_t = \frac{1}{\bar{h}_o} + \sum \frac{l_t}{k_t} + \frac{1}{\bar{h}_i} \quad (3.20)$$

Hesaplanan toplam termal direnç, toplam ısı transfer katsayısının hesaplanması için eşitlik (3.21) kullanılarak $2,107 \times 10^{-3} \text{ kW/m}^2\text{C}$ hesaplanmıştır.

$$U = \frac{1}{R''_t} \quad (3.21)$$

Yan duvarlardan iletim ve taşınım ile olan ısı transferi (3.22) eşitliğine göre hesaplanır. Cam yüzeylerin yüzey alanı toplam yüzey alanının $1/4$ 'ü olarak kabul edilebilir. $Q_{\text{yan duvar}} = 3,94 \text{ kW}$ olarak hesaplanmıştır.

$$Q = U \times A \times (T_e - T_i) \quad (3.22)$$

3.8.2. Aracın Tavan Yüzeyinden Olan Isı Transferinin Hesaplanması

Yapılan hesaplamalarda aracın hızı ve dış hava koşulları değişmediği için dış ortamın ortalama taşınım katsayısı hesaplanan değer ile aynı olacaktır. Aracın içerisinde tavanın altındaki hava hızının çok düşük olması sebebiyle iç duvarlarda doğal taşınım olduğu kabul edilebilir. Yatay bir levha üzerindeki doğal taşınımına göre ortalama taşınım katsayısının hesabı için (3.23) eşitliğinden karakteristik uzunluk 1.202 m hesaplanmıştır.

$$L = A_s/P \quad (3.23)$$

Burada duvarların iç sıcaklığı EN 14750-2 standardı uyarınca 32 °C olarak alınmalıdır. Çizelge 3.6.'dan 32 °C ye ait değerler, Rayleigh sayısı hesabı için (3.18.) eşitliğinde kullanıldığında 1.133×10^9 hesaplanmıştır. Sıcak levhanın alt yüzeyleri için ortalama Nusselt sayısını bulmak için (3.24) eşitliği kullanılarak 49,54 hesaplanmıştır. İç ortamdaki ortalama taşınım katsayısı bulunan değerler kullanılarak $1.062 \text{ W}/\text{m}^2\text{°C}$ hesaplanmıştır

$$\overline{Nu} = 0.27 \times Ra_L^{0.25} \quad (3.24)$$

Tavanda kullanılan malzemelerin, kalınlıkları ve ısı iletkenlik katsayısı değerleri Çizelge 3.13.'de belirtilmiştir. Bu değerler toplam termal direnci hesaplamak için (3.20) eşitliğinde kullanıldığında $987,37 \text{ m}^2 \text{°C}/\text{kW}$ olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan toplam termal direnç (3.21) eşitliği kullanılarak ısı geçiş katsayısı $1.013 \times 10^{-3} \text{ kW}/\text{m}^2\text{°C}$ hesaplanmıştır. Tavandaki iletim ve taşınım ile olan ısı transferi (3.22) eşitliği kullanılarak 1.264 kW hesaplanmıştır.

3.8.3. Aracın Taban Yüzeyinden Olan Isı Transferinin Hesaplanması

Yapılan hesaplamalarda aracın hızı ve dış hava koşulları değişmediği için dış ortamın ortalama taşınım katsayısı hesaplanan değer ile aynı olacaktır. Aracın içerisinde tabanın üzerindeki hava hızının çok düşük olması sebebiyle iç duvarlarda doğal taşınım olduğu kabul edilebilir. Yatay bir levha üzerindeki doğal taşınımına göre ortalama taşınım katsayısının hesabı için (3.23) eşitliğinden karakteristik uzunluk 1.202 m hesaplanır.

Değerler (3.18.) denkleminde kullanılarak, Rayleigh sayısı 1.133×10^9 hesaplanmıştır. Sıcak levhanın üst yüzeyleri için ortalama Nusselt sayısını bulmak için (3.25) eşitliğinden faydalanarak $\overline{Nu} = 156,37$ hesaplanmıştır.

$$\overline{Nu} = 0.15 \times Ra_L^{1/3} \quad (3.25)$$

Doğal taşınımında, ortalama taşınım katsayısının hesabı için (3.19.) eşitliği $\bar{h}_i = 3.353 \text{ W /m}^2\text{°C}$ kullanılarak sonuç elde edilmiştir.

HRT'da araç tabanlarının altında bulunan motor bogielerde, motor ve dişli kutuları sürekli olarak çalıştığından ısı üretimi ortaya çıkmaktadır. Genel olarak bu motor ve dişli kutuları Modül-1 ve Modül-5 altında bulunur. Bu bölgelere ısı izolasyon malzemeleri kullanıldığından hesaplamalarda bogielerden gelen ısı ihmal edilmiştir. Tabanda kullanılan malzemelerin, kalınlıkları ve ısı iletkenlik katsayısı değerleri Çizelge 3.13.'de belirtilmiştir. Bu değerler toplam termal direnci hesaplamak için (3.20) eşitliğinde kullanıldığında termal direnç $R''_t = 425,007 \text{ m}^2\text{K/Kw}$ hesaplanmıştır.

Hesaplanan toplam termal direnç (3.21) eşitliğinde kullanıldığında ısı geçiş katsayısı $U = 2.353 \times 10^{-3} \text{ kW / m}^2\text{K}$ olarak hesaplanmıştır. Tabandaki iletim ve taşınım olan ısı transferi (3.22) eşitliğine göre hesaplandığında $Q_{\text{taban}} = 2.992 \text{ kW}$ sonuç elde edilmiş olur.

3.8.4. Aracın Ön ve Arka Yüzeyinden Olan Isı Transferinin Hesaplanması

Aracın ön ve arka duvarları malzeme tasarım ve yapı olarak tamamen aynı olduğu için hesaplama sonuçları aynı olacaktır. Dış havanın yoğunluğunu bulmak için, Çizelge 3.4.'deki değerler, (3.13) eşitliğinde kullanılarak $\rho_e = 1,1273 \text{ kg/m}^3$ hesaplanmıştır.

Bulunan değerler (3.2.2) eşitliğinde kullanılarak Reynolds Sayısı $3,656 \times 10^7$ hesaplanmıştır. Hafif raylı taşıtta elde edilen Reynolds değeri $3,656 \times 10^7 > 5 \times 10^5$ olduğundan yan duvarlarda gerçekleşen akış türbülanslı akıştır. Türbülanslı dış akış için ortalama Nusselt Sayısı (3.15.) eşitliğinde ifade edilmektedir. Belirtilen eşitlikte hesaplanan değerler kullanıldığında ortalama taşınım katsayısı (3.16.) eşitliğinden $\bar{h}_o = 31.06 \text{ W/m}^2\text{K}$ hesaplanmıştır.

Aracın içerisindeki, ön ve arka duvarının üzerinde hava hızının çok düşük olması sebebiyle iç duvarlarda doğal taşınım olduğu kabul edilebilir. Doğal taşınımında dikey duvarlar için ortalama Nusselt Sayısı 225.5 hesaplanmıştır. Ön ve arka duvar boyunca Rayleigh Sayısı (3.18.) ifadesine göre $Ra_L = 6.95 \times 10^9$ hesaplanmıştır. Buradan aracın iç ön ve arka duvarlarındaki ortalama taşınım katsayısı hesabı için değerler (3.19.) eşitliğinde kullanılarak $\bar{h}_i = 2.64 \text{ W/m}^2\text{K}$ bulunur.

Ön ve arka duvarlarda kullanılan malzemelerin, kalınlıkları ve ısı iletkenlik katsayısı değerleri Çizelge 3.3.'de belirtilmiştir. Bu değerler toplam termal direnci hesaplamak için (3.20) denkleminde kullanılarak $R''_t = 967.418 \text{ m}^2\text{°C/kW}$ hesaplanmıştır.

Hesaplanan toplam termal direnç (3.21) denkleminde kullanıldığında ısı geçiş katsayısı $U = 1.034 \times 10^{-3} \text{ kW/m}^2\text{°C}$ bulunmuştur. Ön ve arka duvarlardan iletim ve taşınım olan ısı transferi (3.22) ifadesine göre hesaplanır. Ön ve arka duvar birlikte hesaplandığı için toplam sonuç iki ile çarpılmıştır ve $Q_{\text{ön duvar}} = 0.24 \text{ kW}$ hesaplanmıştır.

3.8.5. Cam Yüzeylerden Olan Isı Transferinin Hesaplanması

Camların iç ve dış yüzeyindeki ortalama taşınım katsayıları yan duvarlardakiyle aynı ortam ve koşullarda olduğu için birbirine eşittir. Hafif raylı taşıtta kullanılan camların,

kalınlıkları ve ısı iletkenlik katsayısı değerleri izelge 3.3.'de belirtilmiştir. Bu değerler (3.20) eşitliğinde kullanıldığında toplam termal direnci $R''_t = 466.079 \text{ m}^2\text{C}/kW$ hesaplanmıştır. Hesaplanan toplam termal direnç (3.21) eşitliğinde kullanıldığında ısı geçiş katsayısı $U = kW / m^2K$ bulunur.

Camlardan iletim ve taşınımla olan ısı transferi (3.22) eşitliğine göre hesaplandığında sonuç $Q_{cam} = 1.364 \text{ kW}$ bulunmuştur.

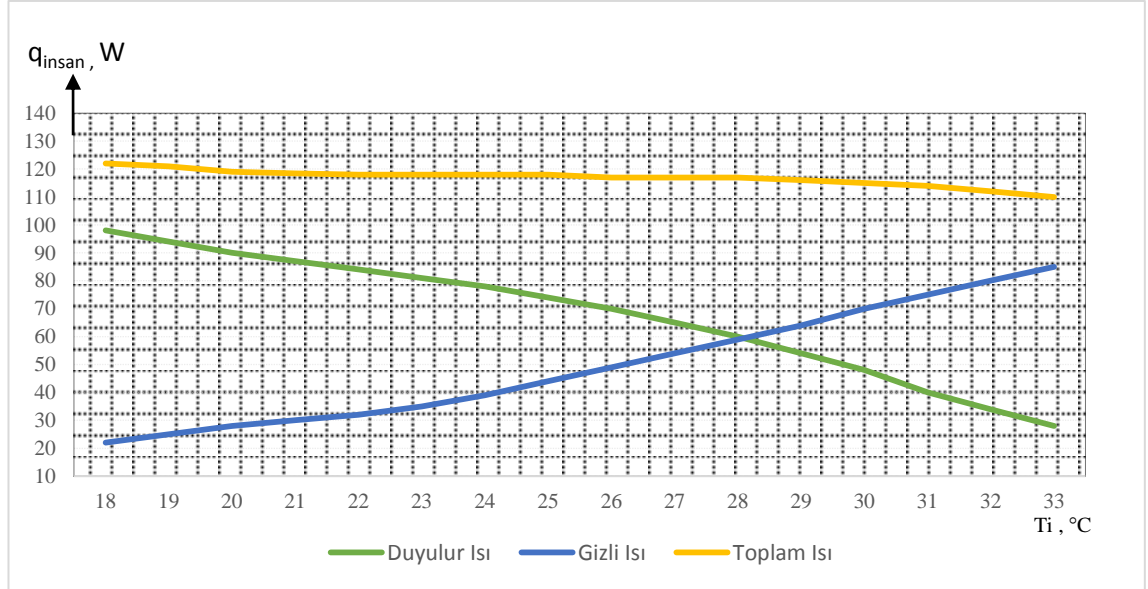
3.8.6. Yolcular Nedeniyle Oluşan Isı Kazancının Hesaplanması

Isıl yük hesabı yapılan hafif raylı sistem aracının, toplam 208 yolcu taşıması planlanmaktadır. TS EN 14750-1 standardına göre bir insandan yayılan ısı miktarının iç ortam sıcaklığına bağlı olarak değişimi izelge 3.15.' te verilmiştir.

İlgili çizelgeden okunan insanın yaydığı toplam ısı değeri yaklaşık olarak 115 W olarak alınmıştır. Normal şartlarda 62 adet koltukta oturup temas alanları azalan yolculardan yayılan ısı miktarı, ayaktaki yolculara göre daha az olacaktır. Yapılan hesaplamada en kötü durum koşulları alınıp tüm yolculardan yayılan ısı miktarı 115 W olarak değerlendirilmiştir. İnsanlardan sağlanan ısı kazancının hesaplanabilmesi için değerler (3.26) eşitliği kullanılarak $Q_{insan} = 23,92 \text{ kW}$ hesaplanmıştır.

$$Q_{insan} = n_{insan} \times q_{insan} \quad (3.26)$$

Çizelge 3.15. TS EN 14750-1 Standardında İnsanın Yayıdığı Isı (EN 14750-1, 2006)



3.8.7. Işınım İle Oluşan Isı Kazancının Hesaplanması

Işınım ile gelen ısı kazancı hesaplanırken Türkiye’de ışınım miktarının en yüksek olduğu veriler seçilerek, ısı kazancı miktarının maksimum olarak hesaplanması hedeflenmiştir. Çizelge 3.16.’da Türkiye’de ışınımın en yüksek olduğu veriler bulunmaktadır.

Çizelge 3.16. Türkiye’de ışınımın en yüksek verileri (Ertem 2011)

Yön	G _{ışınım} (kcal/hm ²)
Kuzey	62
Güney	33
Doğu	33
Batı	442

Hafif raylı taşıtın, ışınımın en yüksek olduğu anda Kuzey – Güney doğrultusunda gittiğini kabul edersek, camlardan giren ışınım ile sağlanan ısı kazancını hesaplamak için (3.27) eşitliği kullanılarak $Q_{rad} = 8.87 kW$ hesaplanmıştır.

$$Q_{rad} = \tau \times G_{solar} \times A_{cam} \quad (3.27)$$

Camların yüzey sıcaklık değerinin çevre sıcaklığından 0,1 K daha yüksek olduğu kabul edilirse ve cam ile çevre arasındaki ışınlama olan ısı transferi (3.28) eşitliğine göre çözülür ve çevrede oluşan ışınlama $Q_{ışınım,ç} = 5.79 \text{ kW}$ hesaplanmıştır.

$$Q_{ışınım,ç} = \varepsilon \sigma A_{cam} (T_s^4 - T_c^4) \quad (3.28)$$

ışınlamadan sağlanan toplam ısı kazancı (3.29) eşitliğinden çözümü yapılarak $Q_{ışınım}$, 17.27 kW hesaplanmıştır.

$$Q_{ışınım} = Q_{i,w} + Q_{i,e} + Q_{i,env} \quad (3.29)$$

3.8.8. Taze Havadan Olan Isı Kazancın Hesaplanması

TS EN 14750-1 standardına göre hafif raylı taşıt içerisindeki bir insanın ihtiyacı olan minimum taze hava miktarı $10 \text{ m}^3/\text{h}$ ' tir. Buna göre (3.30) eşitliğinden $\dot{V}_{taze\ hava} = 2860 \text{ m}^3/\text{h}$ hesaplanmıştır.

$$\dot{V}_{taze\ hava} = n_{insan} \times \dot{V}_{insan} \quad (3.30)$$

Hafif raylı taşıtlarda taze hava, hava kanallarından araca dağıtılıp, hafif raylı taşıt içerisindeki emiş bölgelerinden çıkmaktadır. Taze havadan sağlanan ısı kazancı (3.31) eşitliğinden 16.7 kW hesaplanmıştır.

$$Q_{Taze\ Hava} = \rho_{Hava} \times \dot{V}_{Taze\ Hava} \times (h_g - h_{ç}) \quad (3.31)$$

3.8.9. Aydınlatmanın Sağladığı Isı Kazancının Hesaplanması

Hafif raylı taşıtta ortalama 25 W/m^2 gücünde aydınlatma kullanılmıştır. Aracın boşluk hacmi 250 m^3 olarak alınmış ve $Q_{Aydınlatma} = 6,25 \text{ kW}$ olarak hesaplanmıştır.

3.8.10. Hafif Raylı Taşıttın Toplam Isı Kazancı

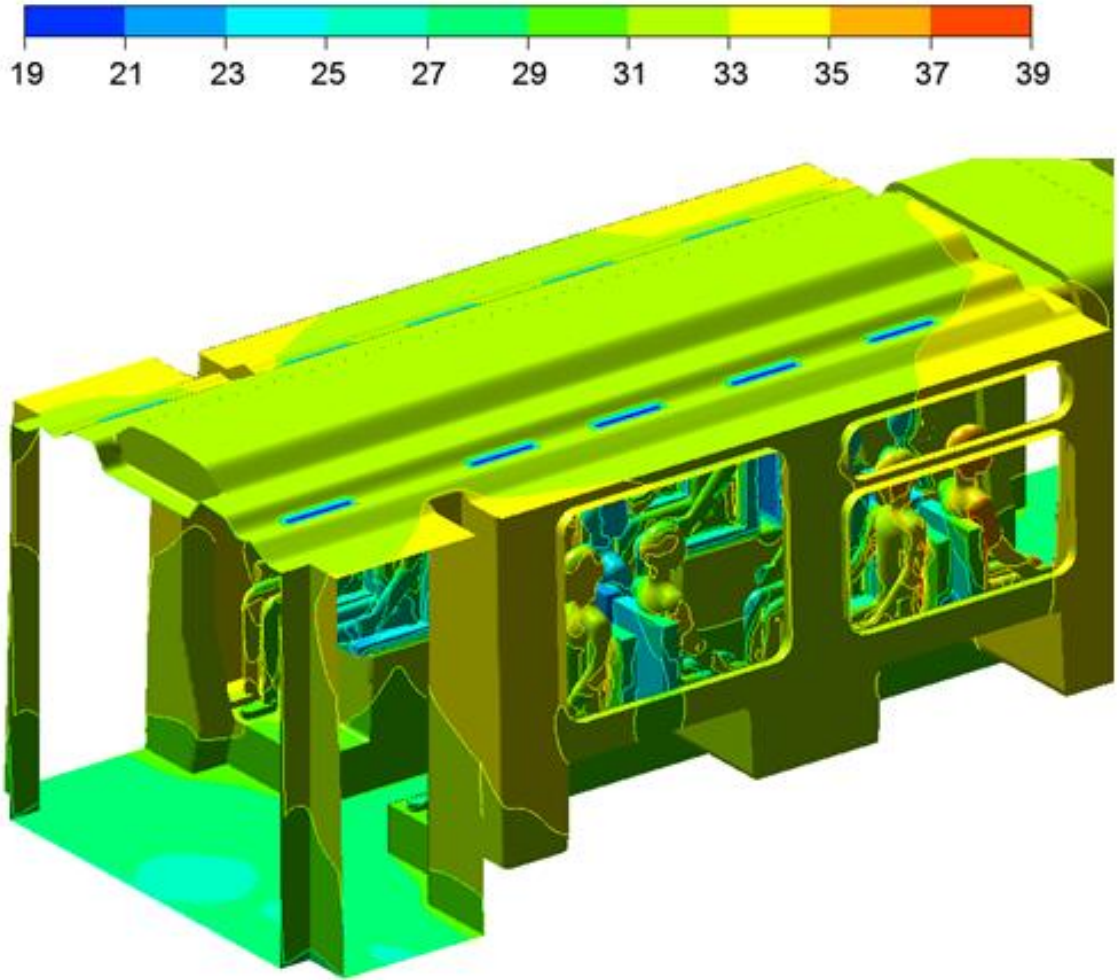
Hesaplamalar sonucunda hafif raylı taşıtta bulunan yan duvarlardan, tavandan, tabandan, ön ve arka duvardan, camlardan, yolculardan, ışıınımdan, taze havadan ve aydınlatmadan kazanılan toplam ısı kazancı (3.32) eşitliğinden $73,94 \text{ kW}$ hesaplanmıştır.

$$\dot{Q} = Q_{sw} + Q_r + Q_f + Q_{fw} + Q_b + Q_{cam} + Q_{insan} + Q_{rad} + Q_{hava} + Q_{ayd} \quad (3.32)$$

Hesaplamalardan yola çıkılarak hafif raylı sistem aracında en kötü durum senaryolarında toplamda minimum $73,94 \text{ kW}$ gücünde soğutma performansı sağlayacak iklimlendirme ünitelerinin seçilmesi gerektiği sonucuna ulaşılmıştır. Araç uzunluğu, hava kanalı kesit tasarımının homojen akış için elverişliliği gibi durumlar göz önünde bulundurulunca toplam soğutma yükünü karşılamak üzerine Modül-2 ve Modül-4' e iki homojen ünite montajı uygun görülmüştür. Standart iklimlendirme ünitelerinin soğutma güçleri ve performans kayıpları göz önünde bulundurularak, tasarımı yapılan araç geometrisindeki bir hafif raylı taşıttın $37,5 \text{ kW}$ soğutma gücünde iklimlendirme ünitesi kullanımı uygun görülmüştür. Toplamda 75 kW ' lık soğutma gücüne ulaşılarak konfor koşullarının sağlanması planlanmıştır.

4. BULGULAR

I. durum için taşıt kabininin iç yüzeylerinin hesaplanan sıcaklık değerleri, Şekil 4.1.'de gösterilmektedir. Aracın iç yüzeylerinin hesaplanan ortalama yüzey sıcaklığı değerleri Çizelge 4.1. 'de listelenmiştir ve bu değerler genel olarak 22 ° C ile 33 ° C arasında değişmektedir. Taşıt kabini içindeki ortalama hava sıcaklığı, kararlı durum koşulları için yaklaşık 25.5 ° C olarak hesaplanmıştır.



Şekil 4.1 I. Durum için hesaplanan iç yüzey sıcaklık değerleri

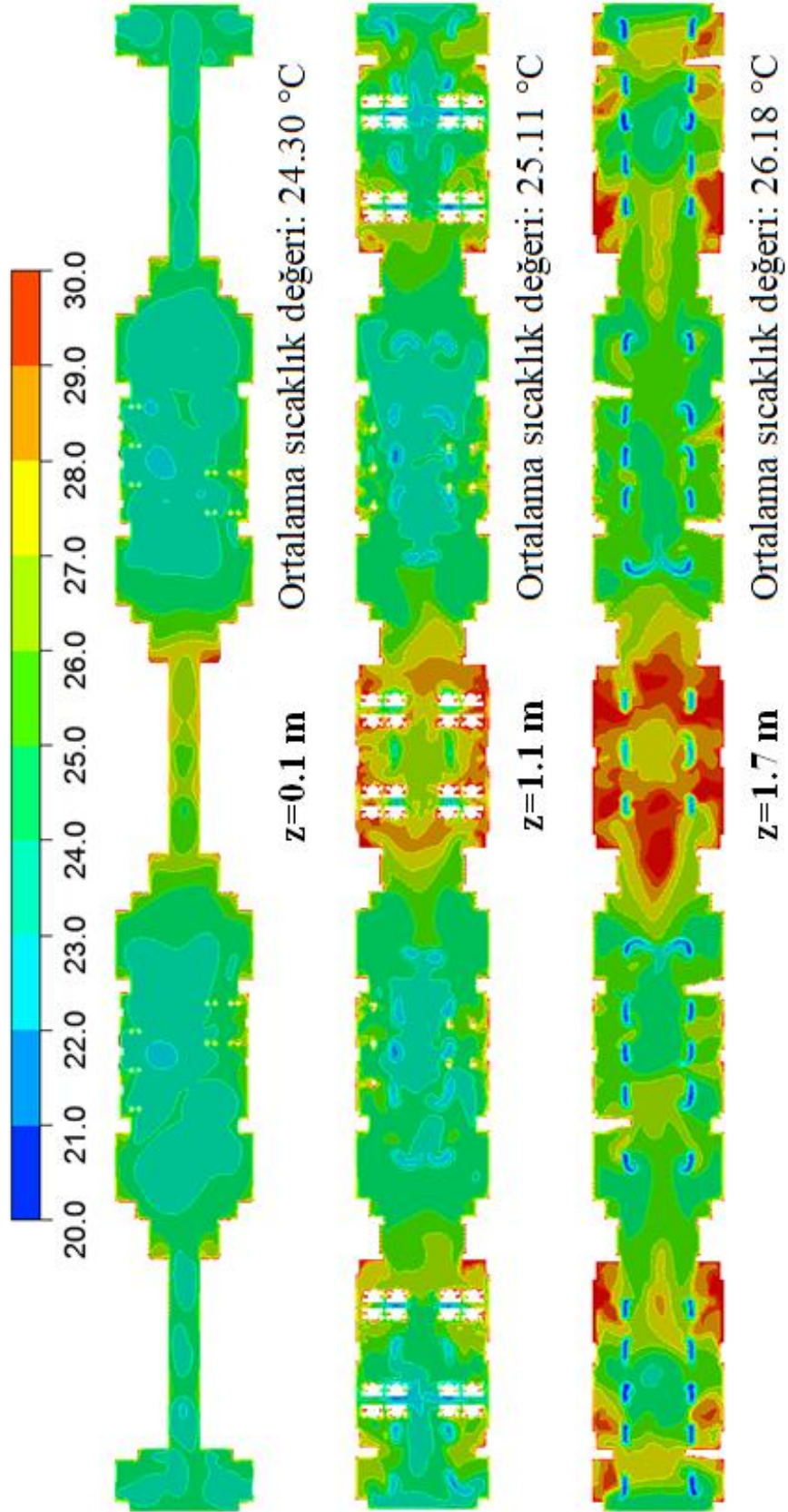
Çizelge 4.1. I. Durum için HRT iç yüzeylerinde hesaplanan ortalama sıcaklık değerleri

Taşıt iç yüzeyleri	Sıcaklık (°C)	Yüzey sıcaklığı ve iç ortam sıcaklığı arasındaki fark (°C)
Ön taraf	25.29	0.21
Arka taraf	25.34	0.16
Cam (sağ)	33.23	7.73
Cam (sol)	33.17	7.64
Kapı (sağ)	32.23	6.73
Kapı (sol)	32.27	6.77
Yolcu koltuğu	26.54	1.04
Zemin	27.74	2.24
Tavan	32.54	7.04
Ortalama iç hava sıcaklığı	25.50	-

I. durum için farklı yatay düzlemlerde hesaplanan sıcaklık dağılımları, Şekil 4.2.' de gösterilmiştir. Bu üç düzlemin (plane) konumları, demiryolu taşıtlarının dikey sıcaklık farkları için tasarım kriterlerini tanımlayan EN 14750-2 standardı göz önüne alınarak belirlenmiştir.

Bu düzlemlerde hesaplanan ortalama sıcaklık değerlerinin genel olarak 24 °C ile 26 °C arasında olduğunu ve $z = 0.1$ düzlem (zemin) ile $z = 1.1$ düzlemi arasındaki maksimum sıcaklık değerinin altında olduğunu kolayca söyleyebiliriz. TS-EN 14750-2 standardına göre maksimum sıcaklık farkı, B sınıfı taşıtlar için zeminden $z = 1,1$ m' ye kadar maksimum 8 °C olmalıdır (EN 14750-2, 2006). Öte yandan, bu standartta, ortalama iç ortam sıcaklığı ile duvarlar ve tavan yüzey sıcaklık değerleri arasındaki sıcaklık farkı, kategori B taşıtlar için 13 °C' den yüksek olmamalıdır. Bu değer, bu çalışmada maksimum 7,73 °C olarak hesaplanmıştır. Pencere camları ile iç ortam sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı 15 °C' den fazla olmamalıdır ve bu çalışmada bu değer yaklaşık 9 °C olarak hesaplanmıştır.

Hesaplanan ortalama iç ortam sıcaklığı yaklaşık 25,5 °C ve bu değer, Şekil 3.6. ve Çizelge 3.10.' daki (B) kategorisindeki taşıtların uygunluk eğrisinin (1) , izin verilen alan dikkate alındığında uygun değerlerde olduğu görülmüştür.

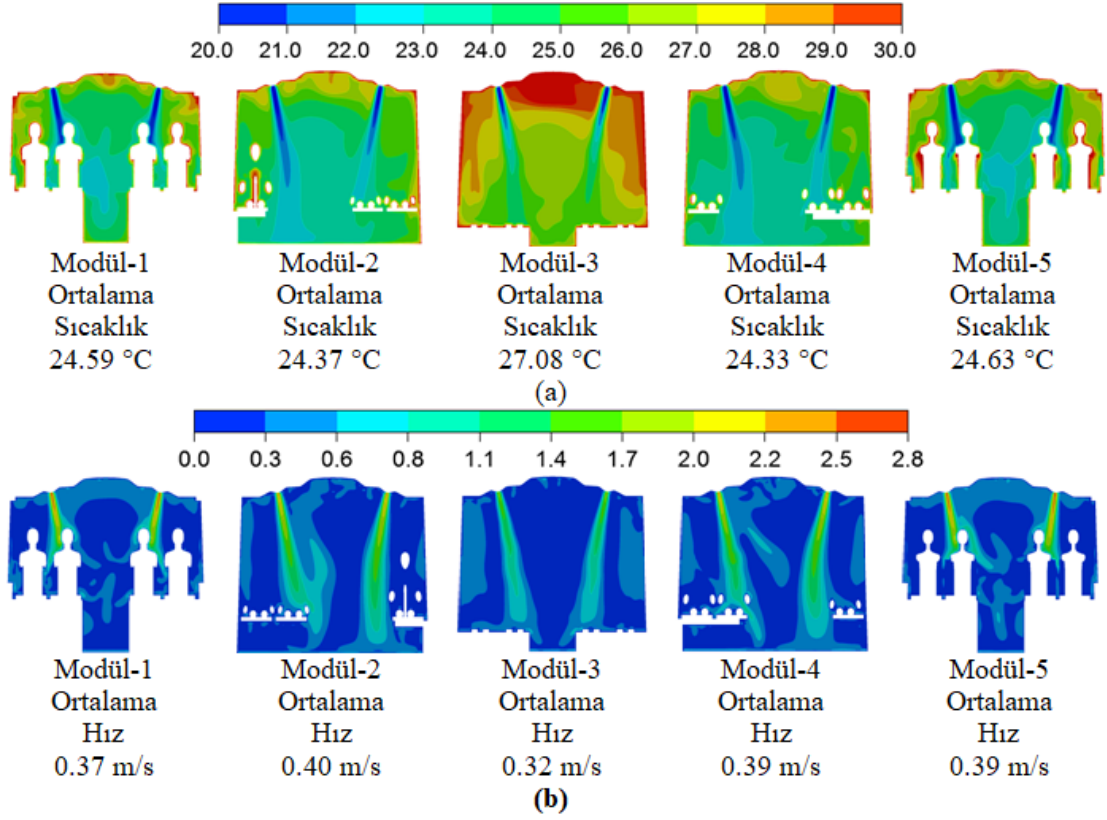


Şekil 4.2. I. Durum için demiryolu aracında tanımlanan farklı yatay düzlemlerde hesaplanan sıcaklık (°C) değerleri

Her modülün orta kısmında tanımlanan dikey düzlemlerde hesaplanan sıcaklık ve hız dağılımları, Şekil 4.3' de gösterilmektedir. Bu sayısal sonuçlardan, sıcaklık değerlerinin genel olarak 18 °C ile 30 °C arasında değiştiğini söyleyebiliriz. İnsan vücudu yüzeyleri yakınında yüksek sıcaklık değerleri ve hava çıkış menfezleri yakınında ise düşük sıcaklık değerleri hesaplanmıştır. Dikey düzlemlerde hesaplanan ortalama sıcaklık değerleri, Şekil 3.9' daki iç sıcaklık ayar noktasının altındadır. Modül-3' ün orta bölümü için maksimum iç ortam sıcaklığı değeri elde edilmiştir. Bunun nedeni bu modül minimum hava debisine sahip olması ve ayrıca çıkış menfezlerinin daha az sayıda olmasıdır.

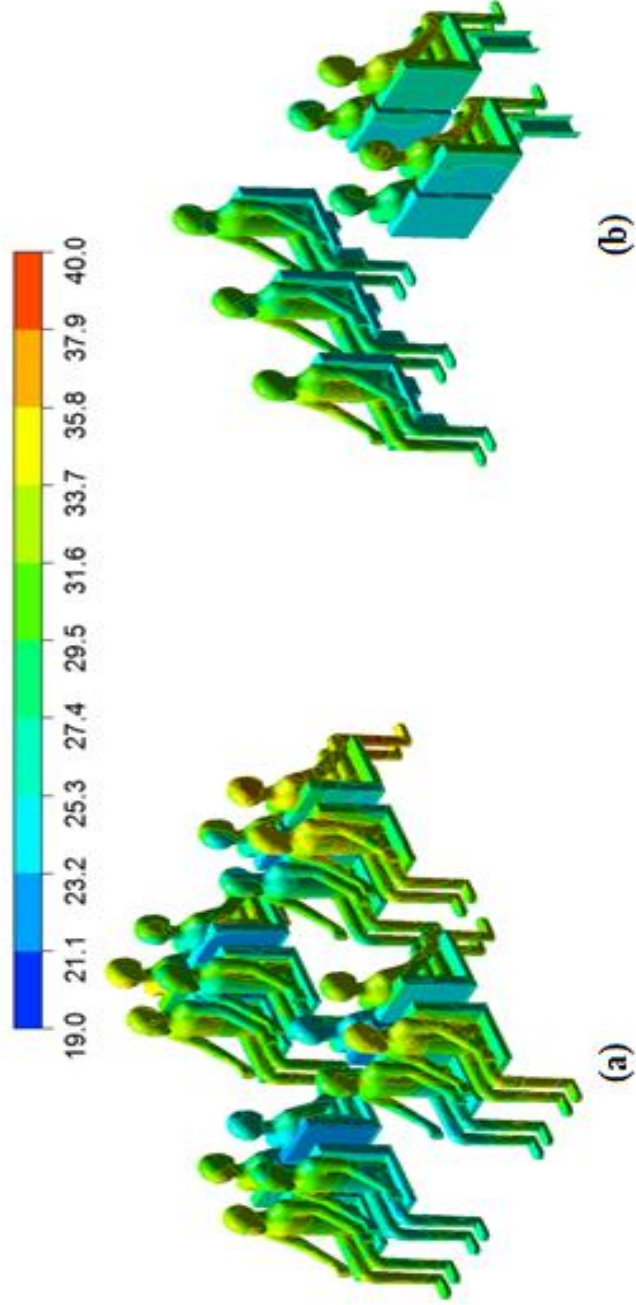
Hesaplanan hava hızı değerleri genel olarak 0 m/s ile 2,8 m/s arasında değişmektedir. Sayısal simülasyonlarda koridor tarafında oturan yolcular yakınında daha yüksek hava hızı değerleri hesaplanmıştır. Dikey düzlemlerde hesaplanan ortalama hız değerleri, 0,32 ila 0,4 m/s arasında değişmektedir. Bu değerler, Çizelge 3.13' te tanımlanan hız verileri değerlendirildiğinde, 25.5 °C ortalama hava sıcaklığında maksimum hız değeri 0.82 m/sn (interpolasyon ile bulundu) olduğundan, standartta belirtilen hız gereksiniminden düşüktür ve kullanımı uygundur.

Bu sonuçlardan, I. Durum için elde edilen sayısal hesaplamaların, soğutma süresi içerisinde B Kategorisi demiryolu taşıtları için açıklanan konfor koşullarıyla uyumlu olduğunu kolayca söyleyebiliriz.

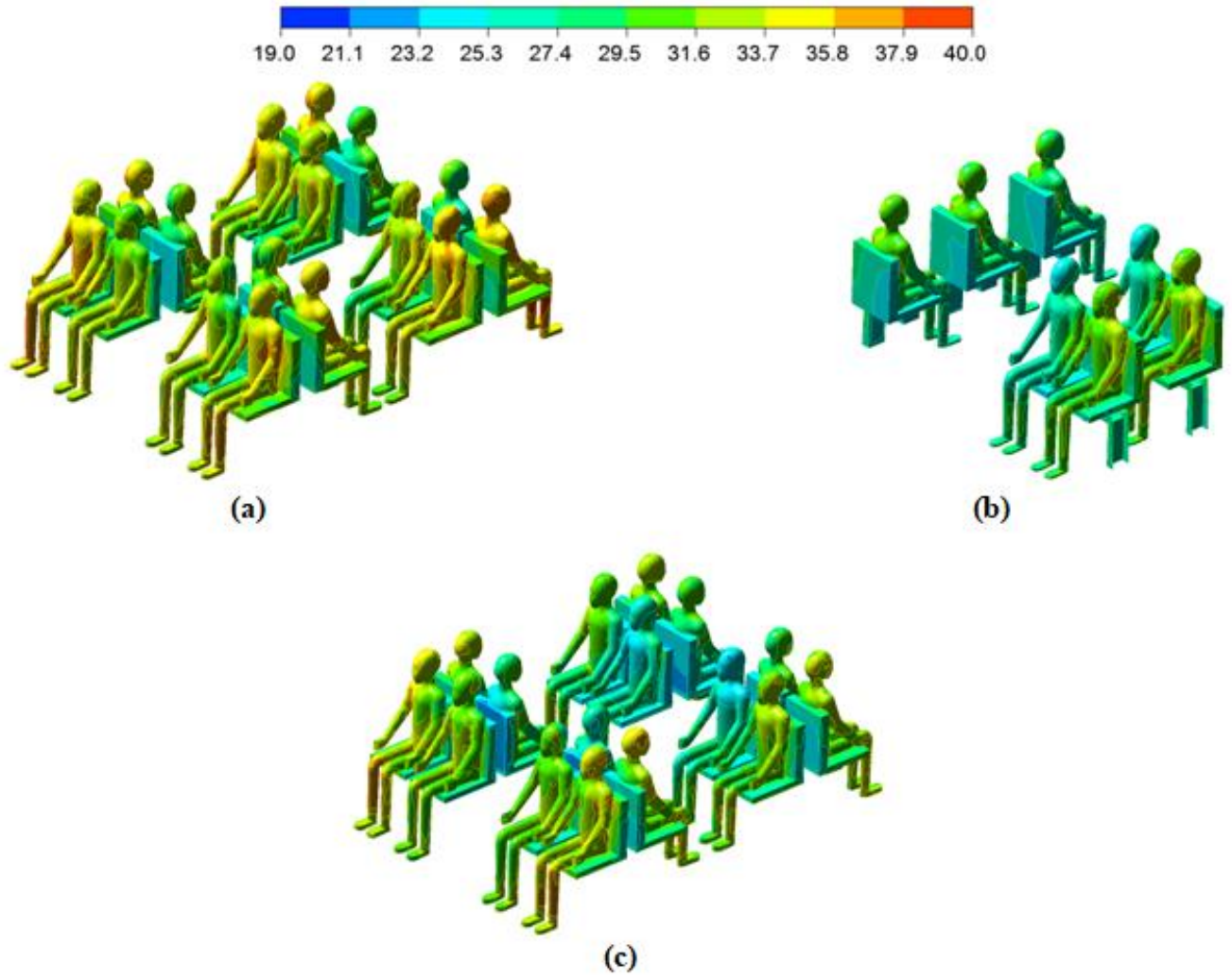


Şekil 4.3. I. Durum için her bir modülün orta kısmında, demiryolu aracında tanımlanan farklı dikey düzlemlerde öngörülen sıcaklık (°C) (a) ve hız (m / s) (b) değerleri

Farklı modüllerde oturan insan vücudu için hesaplanan yüzey sıcaklığı değerleri Şekil 4.4 ve Şekil 4.5’ te gösterilmektedir. Koltuklarla temas eden insan vücudu yüzeyleri için maksimum yüzey sıcaklığı değeri elde edilmiştir. Genel olarak, pencere yüzeylerine yakın oturan yolcular, diğer yolculardan daha yüksek sıcaklık değerlerine sahiptir. Bunun nedeni hava hızının cam kenarlarına ulaşana kadar düşüş göstermesi ve diğer yolculara göre HVAC sisteminden dolaylı olarak faydalanmalarındır. Koridor tarafına oturan yolcular diğerlerine göre daha düşük sıcaklık değerlerine sahiptir, çünkü bu akış bölgesi doğrudan yüksek hava akış hızlarından ve HVAC soğutma sistemi tarafından sağlanan düşük sıcaklık değerlerinden etkilenmektedir. Üçüncü modül için maksimum yüzey sıcaklığı elde edilmiştir. Üçüncü modülde, hava çıkış menfezlerinin sayısı ve toplam kütleli debi diğerlerinden daha düşük olduğu için bu etkiler diğer modüllere kıyasla daha yüksek sıcaklık değerleri elde edilmesine neden olmuştur.



Şekil 4.4. I. Durum için Modül-1 (a) ve Modül-2 (b)' de insan vücudunun tahmini yüzey sıcaklığı (°C) değerleri



Şekil 4.5. I. Durum için Modül-3 (a), Modül-4 (b) ve Modül-5 (c) 'de tahmin edilen yüzey sıcaklığı (°C) değerleri

Hesaplanan ortalama insan vücudu yüzey sıcaklığı değerleri Çizelge 4.2.' de listelenmiştir. Genel olarak Modül-1 ve Modül-5 için bu değer 27 °C ile 34 °C aralığında değişmiştir. Bu değer, Modül-2 ve Modül-4 için 28 °C ile 31 °C aralığında değişmiştir. Modül-3 için daha yüksek ortalama vücut yüzey sıcaklığı elde edilmiş ve bu değerler genel olarak 32 °C ila 35 °C arasındadır.

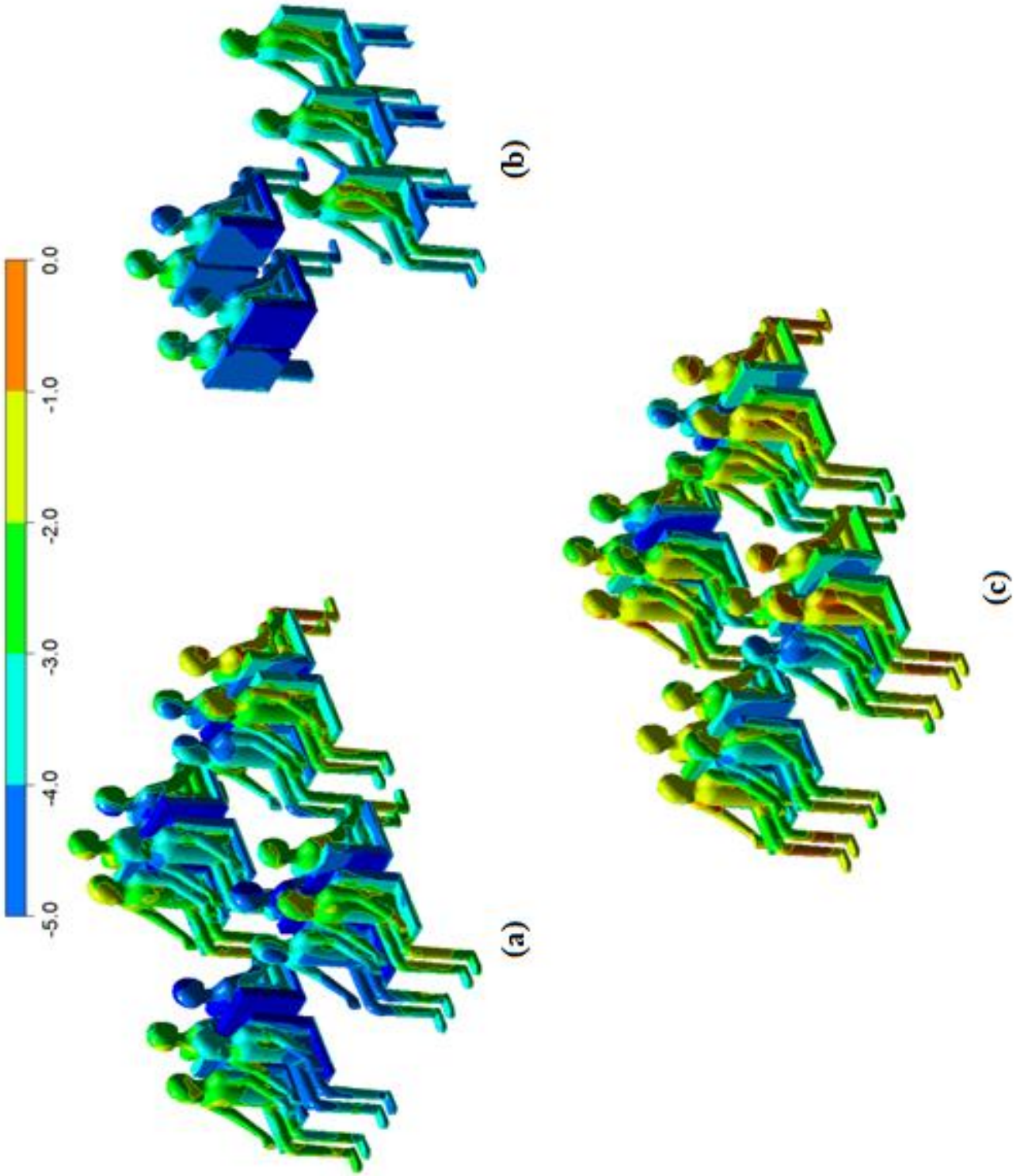
I. Durum için, (3.7) , (3.8) ve (3.9) denklemleri kullanılarak hesaplanan TSENS değerleri, Şekil 4.6 ve Şekil 4.7' de gösterilmektedir. Bu değer, Modül-1 ve Modül 2' de

oturan yolcular için -4 ile 0 arasında değişmiştir. Pencere yüzeylerinin yanında oturan yolcular için ısı algı, yaklaşık -2 olarak hesaplanmıştır; Ancak bu değer koridorun yanına oturan yolcular için -3 altında hesaplanmıştır. Bununla birlikte, Modül-3' te, bu değerler -2 ile

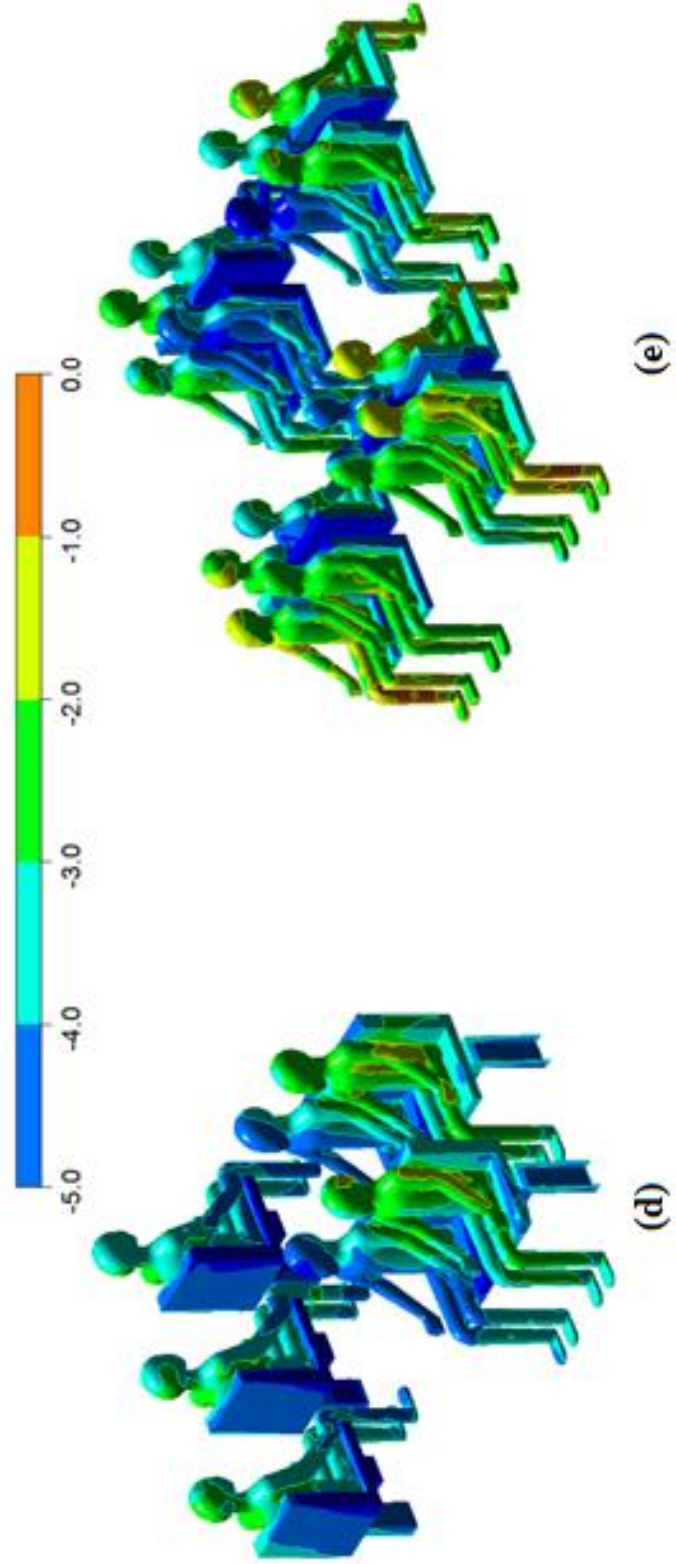
-1 arasında hesaplanmıştır. Bunun anlamı bu yolcular biraz rahatsız edici ama genel olarak kabul edilebilir ısı algıya sahiptirler. Modül-4 ve Modül-5 için hesaplanan ısı algı değerleri, sırasıyla Modül-2 ve Modül-1 için elde edilen değerlere çok benzerdir.

Çizelge 4.2. I. Durum için farklı modüllerde insan vücudunun hesaplanan ortalama yüzey sıcaklığı (°C) değerleri

Modül-1		Modül-2		Modül-3		Modül-4		Modül-5	
Num.	Sıc. (°C)	Num.	Sıc. (°C)	Num.	Sıc. (°C)	Num.	Sıc. (°C)	Num.	Sıc. (°C)
1	31.72	17	30.80	24	35.40	40	30.15	47	33.89
2	28.67	18	30.22	25	32.75	41	27.89	48	31.96
3	29.01	19	28.79	26	32.80	42	30.57	49	31.27
4	31.88	20	31.07	27	33.89	43	31.01	50	33.17
5	30.64	21	31.23	28	34.42	44	28.17	51	32.11
6	27.60	22	28.73	29	32.58	45	30.03	52	29.69
7	27.24	23	29.95	30	32.23	46	30.03	53	29.69
8	30.42			31	34.39			54	32.05
9	31.58			32	34.23			55	30.23
10	29.37			33	32.32			56	27.32
11	29.75			34	32.48			57	27.61
12	32.57			35	34.53			58	30.98
13	34.39			36	34.66			59	32.01
14	32.16			37	31.61			60	28.84
15	32.05			38	30.89			61	28.54
16	33.79			39	34.29			62	31.47



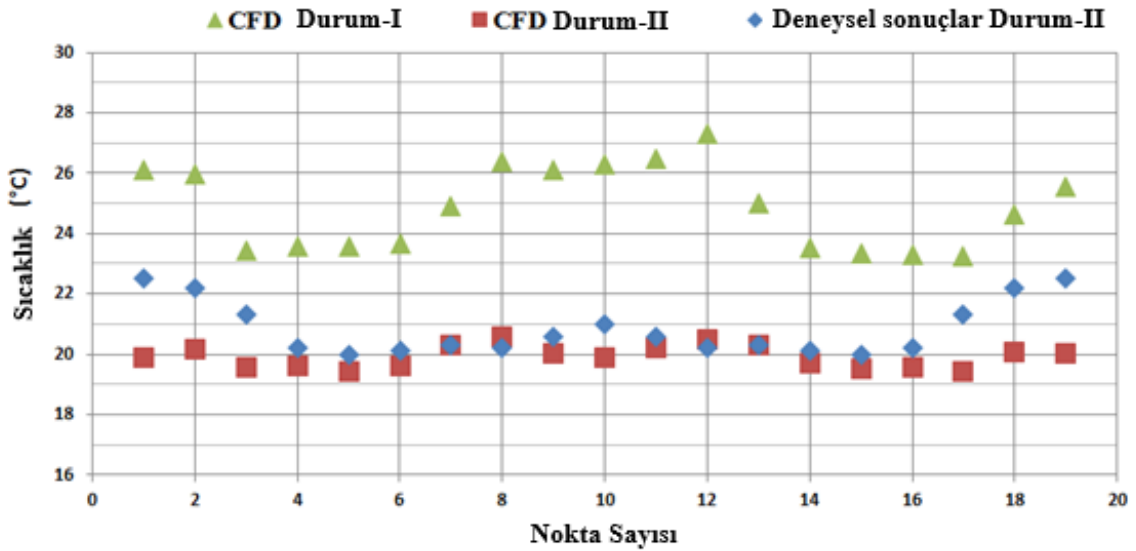
Şekil 4.6. Farklı modüllerde oturanlar için hesaplanan ısınma hissi değerleri: I. Durum için Modül-1 (a), Modül-2 (b) ve Modül-3 (c)



Şekil 4.7. Farklı modüllerde oturanlar için hesaplanan ısınma hissi değerleri: I. Durum için Modül-4 (d) ve Modül-5 (e)

Deneysel verilerin ve hesaplanan sıcaklık değerlerinin karşılaştırmalı sonuçları, Şekil 4.8’ de gösterilmiştir. Sıcaklık ölçümlerinin karşılaştırılmasından, II. Durum için hesaplanan sıcaklık değerlerinin deneysel verilerle benzer eğilime sahip olduğu ve sıcaklık farkının genel olarak 2 ° C' nin altında olduğu ifade edilebilir. I. Durum için aynı lokasyonlarda hesaplanan sıcaklık değerleri, bu durumda azami oturan yolcuların, daha yüksek iç ortam sıcaklıklarının etkisinden dolayı II. durum da daha yüksektir.

Tüm yolcuların metabolik ısı üretimi, kabinin dış yüzeylerinden olan ısı kayıpları, dış yüzeylerdeki ısı taşınım katsayısı, vb. tüm bu parametreler göz önüne alındığında sonuçları etkileyen çok fazla faktör vardır. Bu nedenle hesaplanan değerler ve elde edilen sonuçların kabul edilebilir seviyede olduğu değerlendirilmiştir.



Şekil 4.8. Bu çalışmada elde edilen sayısal ve deneysel verilerin karşılaştırılması

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Hafif raylı taşıt kabininde hız ve sıcaklık dağılımının üç boyutlu sayısal analizi için bu çalışmadan elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir.

Bu çalışmada, ulusal alanda ilk defa hafif raylı taşıt modeli 1:1 ölçeğinde modellenerek 3 boyutlu HAD yöntemiyle sürekli rejimde soğutma analizleri ve TSENS ile yolcu konforunun değerlendirildiği bir bilimsel çalışma gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen sayısal analizlerin büyük bir kısmında, elde edilen sonuçlar deneysel verilerle uyum içerisindedir. Çalışmada kullanılan sanal insan modeli standartlara uygun olarak tasarlanmış ve vücutla kabin iç ortamı arasındaki ısıl etkileşimin belirlenebilmesi için kullanılmıştır. Modellenen 16 kısımdan oluşan sanal insan modeli ile vücut bütün olarak ele alınıp ortalama değerler cinsinden ısıl karakteristikler değerlendirilebildiği gibi yerel olarak da değerlendirilebilmekte dolayısıyla yerel konforsuzlukların önemli olduğu taşıt iç ortamında detaylı sonuçlar elde edilebilmektedir.

Yapılan çalışmada, çevresel koşullar dikkate alınarak iki farklı sayısal simülasyon yapılmıştır. I. Durumda, zorlu yaz koşullarında bir demiryolu aracı için üç boyutlu HAD simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Deneysel verilerden elde edilen farklı çevresel koşullara sahip olan II. Durum için, tamamen boş taşıt kabini modellenmiş ve sayısal hesaplamalar yapılmıştır. Elde edilen sayısal veriler, farklı yolcu kapasitesi ve oturma düzeni olan modüllerde, ısıl algı hesaplamaları ile birleştirilmiştir. Bu modüller için elde edilen hava akışı ve sıcaklık dağılımı, bu parametrelerin yolcuların ısıl konforu üzerindeki etkilerini tahmin etmek için kullanılmıştır.

Genel olarak, pencere yüzeylerine yakın oturan yolcular diğerlerinden daha yüksek sıcaklık değerlerine sahiptir. Bunun nedeni hava hızındaki düşüş ve buna bağlı soğutma performansındaki azalma gösterilebilir. Koridor tarafına oturan yolcular diğerlerine göre daha düşük sıcaklık değerlerine sahiptir. Bunun nedeni koridor tarafında oturan yolcuların doğrudan yüksek hava akımlarına maruz kalmaları ve HVAC soğutma sistemi tarafından sağlanan düşük sıcaklık değerlerinden etkilenmesidir. Daha az sayıda hava giriş menfezine sahip üçüncü modülde diğer modüllere kıyasla daha yüksek

sıcaklık değerleri elde edilmiştir. Hesaplanan ortalama insan vücudu yüzey sıcaklığı değerleri genel olarak Modül-1 ve Modül-5 için 27 °C ile 34 °C aralığındadır. Bu değer, Modül-2 ve Modül-4 için 28 °C ile 31 °C aralığında değişmiştir. Modül-3 için daha yüksek ortalama vücut yüzey sıcaklığı elde edildi ve bu değerler genel olarak 32 °C ile 35 °C arasındadır.

Hesaplanan hava hızı değerleri genel olarak 0 m/s ile 2.8 m/s arasında değişmiştir. Maksimum hava hızı değerleri giriş ve çıkış menfezlerine yakın bölgelerde hesaplanmıştır. Dikey düzlemlerde hesaplanan ortalama hız değerleri, 0.32 ile 0.4 m/s arasında değişmektedir. Bu değerler, TS EN 14750-1 standardında tarif edilen 25.5 °C ortalama hava sıcaklığında tanımlanmış 0.82 m/s hız değerinden daha düşük seviyededir.

Bu sonuçlardan yola çıkarak, I. Durumda sürekli rejim koşullarında elde edilen sayısal sonuçlar ile B Kategorisi Demiryolu Taşıtları için açıklanan konfor koşullarıyla uyumlu olduğu ifade edilebilir. Bununla birlikte, hesaplanan ısıl algı değerleri, Modül-1 ve Modül-2' de oturan yolcular için -4 ile 0 arasında değiştiği, pencere yüzeylerine yakın oturan yolcular için yaklaşık -2 olarak hesaplanmış dolayısıyla pencere tarafına yer alan yolcular için konforsuz olduğu ifade edilebilir. Ancak bu değer koridorun tarafında oturan yolcular için -3' ün altında ve oldukça konforsuz olduğu ifade edilebilir. Modül-3' te ise bu değerler -2 ile -1 arasında hesaplanmıştır, dolayısıyla yolcular için bu koşulların genel olarak kabul edilebilir düzeyde olduğu söylenebilir. Modül-4 ve Modül-5 için hesaplanan ısıl algı değerleri, sırasıyla Modül-2 ve Modül-1 için elde edilen değerlere benzerdir.

İçi boş taşıt kabini için gerçekleştirilen deneysel sıcaklık ölçüm sonuçları ile sayısal hesaplamalardan elde edilen sıcaklık değerleri karşılaştırıldığında benzer bir eğilime sahip olduğu gözlemlenmiştir ve sıcaklık farkının genel olarak 2 °C' nin altında olduğu ifade edilebilir.

Tüm yolcuların metabolik ısı üretimi, kabinin dış yüzeylerinden olan ısı kayıpları, dış yüzeylerdeki ısı taşınım katsayısı, vb. tüm bu parametreler göz önüne alındığında

sonuçları etkileyen çok fazla faktör vardır. Bu nedenle hesaplanan değerler ve elde edilen sonuçların kabul edilebilir seviyede olduğu değerlendirilmiştir.

Sadece tek bir hava kanalı yardımı ile tüm yolcular için ısıl konfor taleplerini karşılamak mümkün değildir. Bunun yerine, bu taşıtların her bir modülü için farklı hava kanalı tasarım konfigürasyonları dikkate alınmalı ve geliştirilmelidir. Yolcuların ısıl konfor koşullarını değerlendirebilmek için ilgili TS EN 14750-1/2 standartlarında belirtilen koşulların yanında, konfor parametrelerinin yerel değişimlerini de değerlendirmek gerektiği ifade edilebilir. Bu yerel değişimler üç boyutlu hesaplamalar akışkanlar dinamiği simülasyonları ile elde edilebilir.

KAYNAKLAR

- Ambs, R. 2002.** Improved Passenger Thermal Comfort Prediction in the Preprototype Phase by Transient Interior CFD Analysis Including Mannequins, *SAE Technical Paper Series* 2002-01-0514.
- Anonim , 2019.** TCDD 2019 güncel demiryolları haritası . <http://www.tcdd.gov.tr/> - (Erişim tarihi : 24.07.2019)
- Ansys Fluent 17.1 Theory Guide**, ANSYS, Inc. USA, 2016.
- Ansys Cfx 15 Reference Guide**, ANSYS, Inc. USA, 2013.
- Ashrae Handbook-Fundamentals 1997.** ‘Chapter 8: Thermal comfort’, American Society of Heating Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Atlanta.
- Atmaca, I 2006.** Isıl konfor parametrelerinin insan üzerine etkisinin incelenmesi. *Doktora Tezi*, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Anabilim Dalı, Bursa.
- Chui, E. H., & Raithby, G. D. 1993.** Computation of radiant heat transfer on a nonorthogonal mesh using the finite-volume method. *Numerical Heat Transfer*, 23(3), 269-288.
- Fiala D., K. Lomas, M. Stohrer. 1999.** A computer model of human thermoregulation for a wide range of environmental conditions: the passive system, *Journal of Applied Physiology*, 87(5): 1957-1972.
- Han, T., L. Huang, S. Kelly, C. Huizenga, Z. Hui. 2001.** Virtual thermal comfort engineering, SAE 2001 World congress, Detroit, USA, 2001-01-0588.
- Jonsson,J. 2007.** Including solar load in CFD analysis of temperature distribution in a car pasenger compartment, 2007:128 CIV.
- Kılıç, M., Sevilgen, G. 2009.** Evaluation of heat transfer characteristics in an automobile cabin with a virtual manikin during heating period. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 56(6), 515-539.
- Kılıç, M., Sevilgen, G. 2008.** Modelling airflow, heat transfer and moisture transport around a standing human body by computational fluid dynamics. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 35(9), 1159-1164.
- Kılıç, M., Sevilgen, G. 2012.** The effects of using different type of inlet vents on the thermal characteristics of the automobile cabin and the human body during cooling period. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 60(5-8), 799-809.
- Konstantinov, M., Wagner, C. 2015.** Numerical simulation of the thermal comfort in a train cabin. *International Journal of Railway Technology*, 4(3), 69-88.
- Korukçu, M. Ö., Kılıç, M. 2009.** The usage of IR thermography for the temperature measurements inside an automobile cabin. *International communications in heat and mass transfer*, 36(8), 872-877.
- Korukçu, M. Ö., Kılıç, M. 2012.** Tracking hand and facial skin temperatures in an automobile by using ir-thermography during heating period. *Gazi University Journal of Science*, 25(1), 207-217.
- LeeEE, S.J. and J.H. Yoon. 1998.** Temparature field measurement of heated ventilation flow in a vehicle interior. *Int. J. Vehicle of Design*, 19 (2): 228-243.
- Tanabe, S. 2002.** Numerical Comfort Simulator for Evaluating Thermal Environment, *Proceedings of the 10th International Conference on Environmental Ergonomics*, Fukuoka.435-438.

- Matuška J. 2018.** Local control of seat ventilation and its impact on human thermal comfort. *Ph.D. Thesis* Brno University Of Technology.
- Maué, J., D. Wahland J.Currie. 1997.** Computation of the Thermal Environment in Passenger Compartments and Evaluation of Thermal Comfort. *Proceedings of Comfort in the automotive industry - Recent development and achievements*, Bologna, Italy, 1:147-155
- Mutlu, M., Sevilgen, G., Kılıç, M. 2016.** Evaluation of windshield defogging process in an automobile. *International journal of vehicle design*, 71(1-4), 103-121.
- Mutlu, M., Sevilgen, G., Kılıç, M., 2016.** Three dimensional numerical investigation of thermal sensation of an automobile driver at steady state conditions. *OTEKON 2016 8. Automotive Technologies Congress* 23 – 24 Mayıs 2016, Bursa, TURKEY.
- Nilsson, H.O. 2004.** Comfort Climate Evaluation with Thermal Manikin Methods and Computer Simulation Methods, p.139.
- Özden, R 2012.** Karşılaştırmalı standart belirleme yöntemi ile ülkemizdeki hafif raylı sistemlerin karşılaştırılması. *Yüksek Lisans Tezi*, Fen Bilimleri Enstitüsü, İnşaat Mühendisliği Anabilim Dalı, Kütahya.
- Raithby, G. D., Chui, E. H. 1990.** A finite-volume method for predicting a radiant heat transfer in enclosures with participating media. *Journal of heat transfer*, 112(2), 415-423.
- Sayaral, G., Bayram, H., Sevilgen, G., Kılıç, M. 2018.** A CFD study on cooling period of a railway vehicle. *9th International Automotive Technologies Congress (OTEKON 2018)*, 07-08 May 2018, Bursa.
- Sevilgen, G., Kılıç, M. 2011.** Numerical analysis of air flow, heat transfer, moisture transport and thermal comfort in a room heated by two-panel radiators. *Energy and Buildings*, 43(1), 137-146.
- Suárez, C., Iranzo, A., Salva, J., Tapia, E., Barea, G., Guerra, J. 2017.** Parametric Investigation Using Computational Fluid Dynamics of the HVAC Air Distribution in a Railway Vehicle for Representative Weather and Operating Conditions. *Energies*, 10(8), 1074.
- Sevilgen, G. 2017.** A numerical analysis of a convective straight fin with temperature-dependent thermal conductivity. *Thermal Science*, 21(2).
- Sevilgen, G., Kılıç, M. 2009.** Transient numerical analysis of airflow and heat transfer in a vehicle cabin during heating period. *International journal of vehicle design*, 52(1-4), 144-159.
- Stolwijk, J.A. 1971.** Mathematical model of thermoregulation, Physiological and behavioral temperature regulation, Thomas Publisher, Springfield III, 703-721.
- Turkish Standard TS EN 14750-1, 2006.** *Railway applications-Air conditioning for urban and suburban rolling stock-Part 1: Comfort parameters.*
- Vimr, J., Novak, J. 2006.** Numerical simulation of a cool air flow inside the first part of 06T-Cagliari tram passenger space.
- W.K. Chow, L. Qu, Edgar C.L. Pang 2011.** Incidents on fire and ventilation provision in subway systems in hong kong.
- Zhang, H., L. Dai, G. Xu, Y. Li, W. Chen, W.Q. Tao. 2009.** Studies of air-flow and temperature fields inside a passenger compartment for improving thermal comfort and saving energy. *Part I: Test/numerical model and validation*, *Applied Thermal Engineering*, 29(10):2022-2027.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Gürcan SAYARAL
Doğum Yeri ve Tarihi : Bursa, 1992
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu
Lise : Bursa Anadolu Kız Lisesi - 2011
Lisans : Dumlupınar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü, 2015

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : Durmazlar Makine AŞ (2016 – Günümüz)

İletişim (e-posta) : gurcansayaral@gmail.com

Yayınları :

Sayaral, G., Bayram, H., Sevilgen, G., Kılıç, M. 2018. A CFD study on cooling period of a railway vehicle. 9th International Automotive Technologies Congress (OTEKON 2018), 07-08 May 2018, Bursa..