



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOBİL KABİNİNDE FARKLI KOŞULLARDA
ISIL KONFORUN DEĞİŞİMİNİN İNCELENMESİ

Şemsettin Melih AKYOL

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2008



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOBİL KABİNİNDE FARKLI KOŞULLARDA
ISIL KONFORUN DEĞİŞİMİNİN İNCELENMESİ

Şemsettin Melih AKYOL

Prof.Dr. Muhsin KILIÇ
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2008

T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOBİL KABİNİNDE FARKLI KOŞULLARDA
ISIL KONFORUN DEĞİŞİMİNİN İNCELENMESİ

Şemsettin Melih AKYOL

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu Tez 05/08/2008 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği ile kabul edilmiştir.



Prof. Dr. Muhsin KILIÇ
Danışman



Prof. Dr. Abdulvahap YIĞIT



Prof. Dr. Erdoğan DİLAVEROĞLU

ÖZET

Isıl konforu etkileyen çevresel parametreler iç ortam sıcaklığı, bağıl nemi, ortalama ışınım sıcaklığı ve kişi üzerindeki hava hızlarıdır. Bu çalışmada otomobillerin ısıtma ve soğutma süreçlerinde sürekli değişen ve kabin içinde düzensiz bir dağılım gösteren ısı konfor parametrelerinin sürücünün fizyolojik tepkilerine ve ısı konforuna olan etkileri deneysel ve teorik yöntemlerle incelenmiştir.

Yaz ve kış şartlarında yürütülen deneysel çalışmalarda, kabin içinde yolcuların diz ve baş hizalarına gelecek 8 noktadan ve sürücü vücut bölmeleri etrafından ise 11 farklı noktadan hava sıcaklığı, sürücü etrafında 17 noktadan hava hızı, sürücü baş hizasından ise bağıl nem ve karbondioksit miktarı ölçümleri alınmıştır. Ortalama ışınım sıcaklığı ise tabandan 0.6 metre yüksekliğe konumlandırılan bir siyah küresel termometre ölçümlerinin aynı noktadan alınan hava sıcaklığı ve hava hızı ölçümleri ile düzeltilmesi sonucunda hesaplanmıştır. Belirlenen ortam şartlarının sürücünün fizyolojik tepkileri ve ısı konforu üzerindeki etkilerinin belirlenmesi amacıyla sürücünün deri yüzey sıcaklıkları 12 ayrı vücut bölgesi üzerinden ölçülmüş ve deneyler süresince deneklere ısı konfor algılarının sorgulandığı anketler uygulanmıştır. Deneysel çalışmalar 2 farklı menfez çalışma konumu (yalnız orta konsol üzerindeki 4 adet hareketli menfezin açık tutulması, ayak ve ön cam altındaki buğu veya buz giderici menfezlerinin birlikte açık tutulması) ve menfez çıkış havasının 3 farklı hız kademesi (yavaş, orta, hızlı) için tekrarlanmış ve elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Teorik çalışmalar 2 kısımda yürütülmüştür. 1. kısımda anlık enerji dengesi modeli kullanılarak sürücünün çevresi ile olan ısı etkileşimini, vücut sıcaklıklarını ve denetim mekanizmalarının etkilerini çözümleyen dinamik, sürekli ve kapalı döngülü modelin matematiksel denklemi kurulmuş ve bağıl grafiği yöntemi ile Matlab-Simulink ortamına aktarılmıştır. Yerel konforsuzlukların da hesaplanabilmesi için insan vücudu 16 bölmeyle ayrılarak modellenmiştir. 2. kısımda ise dış ortam sıcaklığı, rüzgar veya taşıt hızı, güneş ışınımı gibi dış ortam parametrelerinin etkisinde kabin iç ortam sıcaklığı ve ortalama ışınım sıcaklığı gibi ısı konfor parametrelerini kütle ve enerjinin korunumu yasalarından yola çıkarak tahmin edebilen model hazırlanmıştır. Kabini oluşturan malzemelerin optiksel ve termofiziksel özelliklerinin iç ortam şartlarına ve sürücünün ısı konforuna olan etkisi simülasyon sonuçları karşılaştırılarak incelenmiştir.

Otomobillerde ısıtma süreçlerinde ayak ve ön cam menfezlerinin birlikte açık tutulması ile sürücü üzerinde daha homojen sıcaklık dağılımları elde edilmiştir. Orta konsol menfezlerinden çıkan hava sürücünün elleri ve kolları ile direk temas halinde olması bu vücut bölmeleri üzerinde yüksek hızlarda hava hareketleri oluşturmaktadır. Bu vücut bölmeleri üzerinde hava hızlarının yüksek olması ısı kayıplarını arttırmış ve deri yüzey sıcaklıklarını düşürerek yerel konforsuzlara neden olmuştur. Otomobillerde ısıtma sürecinde yüzey sıcaklıklarının hava sıcaklığından daha geç ısınması nedeniyle ısı kayıpları büyük miktarda ışınım yoluyla olmaktadır.

Hazırlanan simülasyonda, otomobil camlarının güneş ışınımı yutma katsayısı ve güneş ışınımı geçirme katsayısının, taşıt boyasında güneş ışınımı yutma katsayısının düşük tutulması ve kabin yüzeylerindeki yalıtım malzemesi kalınlığının artırılması ile kabin içinde ısı konfor şartlarının sağlanabilmesi için soğutma ünitesinden çekilen güç önemli oranda azaltılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Isıl konfor parametreleri, Matlab-Simulink, Menfez seçimi, Isıtma ve soğutma

ABSTRACT

Parameters affecting the thermal comfort are; air temperature, relative humidity, mean radiant temperature and air velocities on human body segments. At this study, the effects of nonuniform and highly transient thermal comfort parameters on physiological reactions and thermal sensation of a driver during the heating and cooling periods in an automobile were investigated both experimentally and theoretically.

Experiments were performed both summer and winter conditions. In order to determine temperature distribution in automobile, data were taken from knee and head levels of four seats. In addition to that, temperatures and velocities around the human body segments were measured at 11 and 17 different points respectively. Relative humidity and CO₂ measurements were performed from the head region of the driver. To obtain mean radiant temperature, globe thermometer was placed 0.6 m height from the floor level and the data were taken from globe thermometer were corrected with air temperature and velocity measurements around the globe thermometer. Two different ventilation modes (instrumental panel vents, foot and windshield vents) and three velocity step of HVAC system were tested in the experiments.

Theoretical studies were executed as two steps. In the first step, dynamic and close loop Matlab-Simulink model of the human body was developed to simulate thermal interactions between the driver and environment, driver body temperatures and behaviour of the thermoregulatory control mechanism. In the simulation, the human body separated to 16 body segments to predict local dissatisfactions.

In the second step, thermal behaviour simulation of the passenger compartment was prepared to benefit from thermodynamic's basic laws. With the model interior air temperature and mean radiant temperature can be calculated for different states of sun radiation, car speed, and ambient temperature. The effects of optical and thermophysical properties of the compartment materials to interior thermal conditions and driver thermal comfort were investigated.

Experimental studies revealed that for the same conditions foot and windshield vents mode was more efficient to obtain homogeneous temperature distribution on the driver during the heating periods. For panel vents mode high air velocities affect driver body segments especially arms and hands owing to exposed vent air directly. This causes considerable temperature decline and low thermal sensations at skin surfaces.

Simulation results were concluded that cooling loads, can be reduced after a vehicle parked in the sun with increasing insulation thickness and using solar reflective glass and paint.

Keywords: Thermal comfort factors, Matlab-Simulink, Ventilation modes, Heating and Cooling

İÇİNDEKİLER

ÖZET	i
ABSTRACT	ii
İÇİNDEKİLER	iii
SİMGELER DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xvii
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	8
2.1 Giriş	8
2.2 Kabin İçerisinde Isıl Konfor Parametrelerinin Dağılımının İncelendiği Çalışmalar	9
2.3 Kabin İçindeki Isıl Konfor Parametrelerinin ve Dış Ortam Şartlarının Sürücü ve Yolcuların Isıl Konforuna Etkisinin İncelendiği Çalışmalar	14
2.4 Kabin İçinde Isıl Konfor Koşullarının Daha Ekonomik ve Verimli Şekilde Oluşturulmasına Yönelik Çalışmalar	20
3. MATERYAL ve YÖNTEM	23
3.1 Giriş	23
3.2 Teorik Modellemeler	23
3.2.1 Sürücü ve yolcuların ısı davranışının modellenmesi.....	23
3.2.1.1 Otomobillerde ısı konfor modelleri.....	25
3.2.1.2 Deriden duyulur ısı geçişleri.....	28
3.2.1.3 Deriden gizli ısı geçişleri.....	35
3.2.1.4 Solunumla olan ısı geçişleri.....	36
3.2.1.5 Giysinin ısı ve buharlaşma direnci.....	37
3.2.1.6 Metabolik aktivite.....	39
3.2.1.7 Sıcaklık denetim sinyalleri.....	40
3.2.1.8 16 bölmeli insan vücudu modeli.....	43
3.2.1.9 Isıl konfor algılarının hesaplanması.....	44
3.2.2 Otomobil kabininin ısı davranışının modellenmesi.....	47

3.2.2.1 Kabin iç ve dış yüzeylerindeki ısı taşınım katsayılarının belirlenmesi.....	53
3.2.2.2 Kabin yüzeylerine düşen anlık güneş ışınımının hesaplanması.....	55
3.3 Deneysel Çalışmalar.....	61
3.3.1 Yaz deneyleri.....	62
3.3.2 Kış deneyleri.....	65
3.3.3 Ölçüm cihazları.....	72
3.3.4 Hata analizi.....	76
4. MODELİN MATLAB-SIMULINK ORTAMINDA HAZIRLANMASI.....	77
4.1 Giriş.....	77
4.2 İnsan Vücudunun 16 Bölmeli Modelinin Simulink Yazılımında Hazırlanması.....	79
4.3 Taşıt Kabini Isıl Modelinin Simulink Yazılımında Hazırlanması.....	80
4.4 İnsan Vücudu Modelinin Deneysel Verilerle Karşılaştırılması.....	83
4.5 Güneş Işınımı Alt Sistemi Sonuçlarının Deneysel Verilerle Karşılaştırılması.....	85
4.6 Taşıt Kabini Isıl Modelinin Deneysel Çalışmalarla Desteklenmesi.....	86
4.6.1 Deneysel Çalışma.....	86
4.6.2 Modelde kullanılan sabit değerler.....	89
4.6.3 Model sonuçlarının deneysel verilerle karşılaştırılması.....	89
5. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....	93
5.1 Deneysel Sonuçlar.....	93
5.1.1 Kabin içindeki CO ₂ miktarının ölçülmesi.....	93
5.1.2 Vücut bölmeleri üzerindeki hava hızları.....	95
5.1.3 Ortalama ışıınım sıcaklığının ve kabin iç yüzey sıcaklıklarının incelenmesi.....	97
5.1.4 Kabin içindeki sıcaklık dağılımlarının belirlenmesi.....	99
5.1.5 Vücut üzerinden sıcaklık ölçümleri.....	100
5.1.6 Kabin içindeki bağıl nem değerleri.....	103
5.1.7 Anketsel çalışmalar.....	104

5.1.8 Vücut bölmeleri üzerindeki alınan ortam havası sıcaklığı ölçümleri.....	105
5.1.9 Temas yüzey sıcaklığının deneysel olarak belirlenmesi.....	110
5.2 Teorik sonuçlar.....	113
5.2.1 16 bölmeli insan modelinden elde edilen sonuçlar.....	113
5.2.2 Otomobil kabinin ısı davranışı modelinden elde edilen sonuçlar.....	123
6. SONUÇ.....	129
7. KAYNAKLAR.....	132
EKLER.....	140
TEŞEKKÜR.....	141
ÖZGEÇMİŞ.....	142

SİMGELER DİZİNİ

A_{cd}	: İletimle olan ısı geçiş yüzey alanı, m^2
A_j	: Kabin yüzey alanı, m^2
A_D	: DuBois çıplak vücut yüzey alanı, m^2
A_{rd}	: Vücudun etkin ışıınım alanı, m^2
bw	: Kabin arka camı
c	: Kabin tavanı
$c_{p,i}$: Kabin iç ortam havasının özgül ısısı, $kJ/(kgK)$
$c_{p,b}$: Vücudun özgül ısısı, $kJ/(kgK)$
$c_{p,bl}$: Kanın özgül ısısı, $kJ/(kgK)$
E_{sunj}	: Saydam yüzeylerden giren güneş ışıını, W/m^2
f	: Kabin tabanı
fw	: Kabin ön camı
f_{cl}	: Giysi alan faktörü
F_{ij}	: Görüş faktörü
gs	: Güneşlenme süresi
G_{sc}	: Güneş sabiti , $1367 W/m^2$
h_o	: Kabin dış yüzeyleri ile dış ortam arasındaki taşınımla ısı transfer katsayısı, $W/(m^2K)$
h_{ij}	: Kabin iç yüzeyleri ile iç ortam arasındaki taşınımla ısı transfer katsayısı, $W/(m^2K)$
h_{ib}	: Kabin gövdesi ile iç ortam arasındaki taşınımla ısı transfer katsayısı, $W/(m^2K)$
h_{cv}	: Taşınımla ısı geçiş katsayısı, $W/(m^2K)$
h_e	: Buharlaşmayla ısı geçiş katsayısı, $W/(m^2kPa)$
h_{fg}	: Suyun buharlaşma gizli ısısı, kJ/kg

h_{rd}	: Işınım ile ısı geçiş katsayısı, $W/(m^2K)$
H	: Yatay düzleme düşen günlük güneş ışınımı, W/m^2
H_0	: Atmosfer dışına düşen günlük güneş ışınımı, W/m^2
I_b	: Direkt güneş ışınımı, W/m^2
I_d	: Yayılı güneş ışınımı, W/m^2
I_0	: Atmosfer dışına düşen anlık güneş ışınımı, W/m^2
i	: Vücut bölmesi numarası
i_{cl}	: Giysinin buhar geçirgenlik verimi
i_m	: Toplam buhar geçirgenlik verimi
j	: Kabin yüzeylerinin simgesi
k_a	: Havanın ısı iletim katsayısı, $W/(mK)$
k_{cl}	: Giysinin ısı iletim katsayısı, $W/(mK)$
K	: İç vücut ile deri arasındaki etkin ısı geçiş katsayısı, $W/(m^2K)$
K_{res}	: Oranlama sabiti, $(kg.m^2)/J$
l	: Boy, m
l_b	: Kabin sol gövdesi
l_w	: Kabin sol camı
L	: Vücut üzerindeki ısı yükü, W/m^2
L_{1j}	: Opak yüzey saç malzeme kalınlığı, m
L_{1j}	: Opak yüzey yalıtım malzemesi kalınlığı, m
L_{gj}	: Saydam yüzey kalınlığı, m
LR	: Lewis oranı, $^{\circ}C/kPa$
m	: Kütle, kg
\dot{m}_{bl}	: İç vücut ile deri arasındaki kan dolaşımı, $kg/(sm^2)$
\dot{m}_{res}	: Solunum debisi, kg/s
\dot{m}_{rsW}	: Birim zamanda üretilen ter miktarı, $kg/(sm^2)$

M	: Birim zamanda toplam metabolik enerji üretimi, W/m^2
M_{act}	: Birim zamanda aktivite ile olan metabolik enerji üretimi, W/m^2
M_{shiv}	: Birim zamanda titreme ile olan metabolik enerji üretimi, W/m^2
n	: Gün
Nu	: Nusselt sayısı
p_i	: İç ortam su buharı basıncı, kPa
p_{atm}	: Atmosfer basıncı, kPa
p_{sk}	: Deri sıcaklığında doymuş havada su buharı basıncı, kPa
P_{sunj}	: Kabin birim dış yüzey alanına düşen güneş ışınlamı, W/m^2
q_{oj}	: Kabin birim dış yüzey alanından dış ortama taşınım ile transfer olan ısı, W/m^2
q_{skyj}	: Kabin birim dış yüzey alanından atmosfere ısı yayılımı, W/m^2
q_{sunj}	: Kabin birim dış yüzey alanını tarafından yutulan güneş ışınlamı, W/m^2
Q_{cd}	: Deriden birim zamanda iletimle olan ısı kaybı, W/m^2
$Q_{cr,sk}$: İç bölmeden deriye birim zamanda olan ısı geçişi, W/m^2
Q_{cv}	: Deriden birim zamanda taşınım ile olan ısı kaybı, W/m^2
$Q_{e,dif}$: Terin deriden difüzyonuyla birim zamanda olan ısı kaybı, W/m^2
$Q_{e,max}$: Deriden birim zamanda olabilecek maksimum gizli ısı kaybı, W/m^2
$Q_{e,rsw}$: Terleme nedeniyle birim zamanda olan ısı kaybı, W/m^2
Q_e	: Deriden birim zamanda buharlaşmayla olan toplam ısı kaybı, W/m^2
Q_{HVAC}	: Taşıt HVAC ünitesinin ısıtma veya soğutma yükü, W
Q_{ij}	: Kabin iç yüzeylerinden iç ortama taşınım ile ısı transferi, W
Q_{ib}	: Kabin iç gövdesinden iç ortama taşınım ile ısı transferi, W
Q_p	: Taşıt içindeki yolculardan iç ortama geçen ısı, W
Q_{rd}	: Deriden birim zamanda ışınlam ile olan ısı kaybı, W/m^2
Q_{res}	: Solunumla birim zamanda olan toplam ısı kaybı, W/m^2
Q_{mw}	: İç hava yenilenmesi ile oluşan ısı transferi, W

Q_{sk}	: Deriden birim zamanda olan toplam ısı kaybı, W/m^2
$Q_{s,res}$: Solunumla birim zamanda olan duyulur ısı kaybı, W/m^2
\dot{Q}	: İç enerji üretimi, W/m^3
r	: Kumaşların dış yarıçapı, m
r_b	: Kabin sağ gövdesi
r_w	: Kabin sağ camı
R_{cl}	: Giysinin ısıl direnci, $(m^2K)/W$
$R_{e,cl}$: Giysinin buharlaşma direnci, $(m^2kPa)/W$
$R_{e,t}$: Toplam buharlaşma direnci, $(m^2kPa)/W$
Re	: Reynolds Sayısı
RH	: Bağıl nem
s	: Kişi sayısı
S_{cr}	: İç bölmede birim zamanda depolanan enerji, W/m^2
S_{sk}	: Deride birim zamanda depolanan enerji, W/m^2
t	: Zaman, s
T_i	: İç Ortam sıcaklığı, $^{\circ}C$
T_b	: Vücudun ortalama sıcaklığı, $^{\circ}C$
$T_{b,c}$: Buharlaşma ile denetim bölgesinin alt sınırı, $^{\circ}C$
$T_{b,h}$: Buharlaşma ile denetim bölgesinin üst sınırı, $^{\circ}C$
T_{cl}	: Giysinin ortalama yüzey sıcaklığı, $^{\circ}C$
T_{cr}	: İç vücut (kor) sıcaklığı, $^{\circ}C$
$T_{cr,n}$: İç bölmenin nötr sıcaklığı, $^{\circ}C$
T_{globe}	:Siyah küresel termometre sıcaklığı, $^{\circ}C$
T_{gj}	: Saydam yüzeylerin sıcaklığı, $^{\circ}C$
T_{ex}	: Dışarı solunan havanın sıcaklığı, $^{\circ}C$
T_{int}	: Vücudun katı yüzeyle temas eden kısmının ara yüzey sıcaklığı, $^{\circ}C$

T_o	: Dış ortam sıcaklığı, °C
T_{rd}	: Ortalama ışıınım sıcaklığı, °C
T_{sk}	: Deri tabakası sıcaklığı, °C
$T_{sk,n}$: Deri tabakasının nötr sıcaklığı, °C
T_y	: Yüzey sıcaklığı, °C
T_{1j}	: Opak yüzeylerde saç tabaka sıcaklığı, °C
T_{2j}	: Opak yüzeylerde yalıtım malzemesi sıcaklığı, °C
TS	: Isıl konfor algısı (Isıl duyum)
x_a	: Giysiler arasında kalan hava tabakasının kalınlığı, m
x_{cl}	: Giysinin kalınlığı, m
u	: Hava hızı, m/s
u_g	: Siyah küresel termometre etrafındaki hava hızı, m/s
w	: Toplam deri ıslaklığı
w_{dif}	: Terin deriden difüzyonundan kaynaklanan deri ıslaklığı
w_{rsw}	: Terin buharlaşması için gerekli olan deri ıslaklığı
W	: Birim zamanda yapılan dış iş, W/m ²
W_i	: Çevre havasının özgül nemi, kgH ₂ O / kg kuru hava
W_{ex}	: Dışarı solunan havanın özgül nemi, kgH ₂ O / kg kuru hava
V_i	: Kabin iç hacmi, m ³
ρ	: Yoğunluk, kg/m ³
α	: Toplam vücut kütesinin deri bölmesinde olan bölümü
α_j	: Kabin yüzeylerinin güneş ışıınımını yutma katsayısı
σ	: Stefan-Boltzman sabiti (5.67x10 ⁻⁸), W/(m ² K ⁴)
ϵ	: Yayma katsayısı
τ	: Güneş ışıınımı geçirme katsayısı

β	: Eğim açısı
δ	: Deklinasyon açısı
γ	: Azimuth açısı
ϕ	: Enlem açısı
w_h	: Saat açısı
θ	: Güneş geliş açısı
θ_z	: Zenith açısı
χ	: Temas yüzey sıcaklığı için tanımlanan açı

$$1 \text{ clo} = 0,1548 \text{ (m}^2\text{°C)/W}$$

$$1 \text{ met} = 58,15 \text{ W/m}^2$$

Kısaltmalar

CFD	: Hesaplmalı akışkanlar dinamiği
CSIG _{cr}	: İç bölmeden gelen soğuk sinyal
CSIG _{sk}	: Deriden gelen soğuk sinyal
DISC	: Isıl konforsuzluk
HVAC	: Isıtma, havalandırma ve iklimlendirme
PIV	: Parçacık görüntülemeli hız ölçme
PMV	: Tahmini ortalama oy
SET	: Eşdeğer sıcaklık
TS	: Isıl konfor algısı
TSENS	: Isıl duyum
WSIG _b	: Vücuttan gelen sıcak sinyal
WSIG _{cr}	: İç bölmeden gelen sıcak sinyal
WSIG _{sk}	: Deriden gelen sıcak sinyal

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1 Isıl konfor şartlarını etkileyen parametreler ve vücuttan olan ısı kayıpları.....	25
Şekil 3.2 Model ısı direnç devresi.....	27
Şekil 3.3 Koltuk temas yüzeylerinden iletimle ısı geçişi.....	34
Şekil 3.4 Elbise üzerinden çevreye ısı geçişi (McCullough ve ark. 1989).....	38
Şekil 3.5 İnsan vücudunda sıcaklık algılayıcıların dağılımı.....	40
Şekil 3.6 Otomobil kabinin çevresi ile ısı etkileşimi.....	48
Şekil 3.7 Opak yüzeyler üzerinden olan ısı geçişinin elektrik direnç şeması gösterimi.....	50
Şekil 3.8 Saydam yüzeyler üzerinden olan ısı geçişinin elektrik direnç şeması gösterimi.....	52
Şekil 3.9 Taşıt güneşe giderken azimuth açıları.....	59
Şekil 3.10 Taşıt batı yönünde giderken azimuth açıları.....	60
Şekil 3.11 Taşıt kuzey yönünde giderken azimuth açıları.....	60
Şekil 3.12 Taşıt doğu yönünde giderken azimuth açıları.....	61
Şekil 3.13 1600 cc Fiat Albea model test otomobili.....	61
Şekil 3.14 Yaz deneylerinde vücut üzerinden alınan deri sıcaklığı ölçüm noktaları.....	63
Şekil 3.15 Yaz deneylerinde test düzeneğinin hazırlanması.....	64
Şekil 3.16 Kış deneylerinde otomobil içinde hava sıcaklığı ve bağıl nem ölçüm noktaları.....	70
Şekil 3.17 Kış deneylerinde denekler üzerinden alınan deri sıcaklığı ölçüm noktaları.....	71
Şekil 3.18 Sürücü etrafından alınan hava sıcaklığı ölçüm noktaları.....	72
Şekil 3.19 (a) Cole Palmer Digi-Sense sıcaklık ölçüm cihazı (b) T tipi ısı çiftler.....	73
Şekil 3.20 (a) Testo 350 M/XL 454 veri toplama cihazı (b) sıcaklık,bağıl nem ve hava hızı ölçer (3'lü) (c) sıcaklık ve bağıl nem ölçer (2'li) (d) CO ₂ ölçer (e) Siyah küresel termometre.....	75

Şekil 4.1 İnsan vücudunun Matlab – Simulink ortamında hazırlanmış olan bağ grafiği modeli.....	80
Şekil 4.2 Taşıt kabini ısı davranışının Matlab – Simulink ortamında hazırlanmış olan bağ grafiği modeli.....	81
Şekil 4.3 Kabin opak yüzeylerinden ısı geçişinin Matlab – Simulink bağ grafiği modeli.....	82
Şekil 4.4 Simülasyondan elde edilen (a) ortalama deri sıcaklığının ve (b) terleme ile ısı kaybının Stolwijk ve Hardy (1966a)'nin deneklerin 30 °C'lik bir ortamdan 48 °C'lik bir ortama alındığı çalışmasındaki deneysel veriler ile karşılaştırılması.....	84
Şekil 4.5 Simülasyondan elde edilen ortalama deri sıcaklığının Stolwijk ve Hardy (1966b) 'nin deneklerin 43 °C' lik bir ortamdan 17 °C'lik bir ortama alındığı çalışmasındaki deneysel veriler ile karşılaştırılması.....	84
Şekil 4.6 Simülasyondan elde edilen el sıcaklığı değişiminin Revan ve Horvath (1970)'in deneklerin 28.5 °C'lik bir ortamdan 4.7 °C'lik bir ortama alındığı çalışmasındaki deneysel verileri ile karşılaştırılması.....	85
Şekil 4.7 Güneş ışınımı alt sistemi sonuçlarının Conceição ve ark. (2000) çalışmasındaki deneysel ölçümleri ile karşılaştırılması.....	86
Şekil 4.8 2 Temmuz 2007 deneyi baş ve diz seviyesinde otomobil iç ortam ve siyah küresel termometre sıcaklığının zamanla değişimi.....	87
Şekil 4.9 2 Temmuz 2007 deneyi dış ortam sıcaklığı ölçümleri ve grafiksel gösterimi.....	88
Şekil 4.10 2 Temmuz 2007 günü için otomobil yüzeylerine düşen güneş ışınım değerlerinin deney süresince değişimi.....	90
Şekil 4.11 2 Temmuz 2007 deneysel çalışması için kabin iç sıcaklığının ve ortalama ışınım sıcaklığının zamanla değişiminin simülasyon sonuçları ile karşılaştırılması.....	90
Şekil 4.12 2 Temmuz 2007 deneyi için kabin içindeki katı yüzey sıcaklıklarının ve simülasyondan elde edilen ortalama katı yüzey sıcaklığının zamanla değişimi.....	91

Şekil 4.13 2 Temmuz 2007 deneysel çalışması için (a) tavan (b) sağ cam gibi dış yüzey sıcaklıklarının zamanla değişiminin simülasyon sonuçları ile karşılaştırılması.....	92
Şekil 5.1 Taze hava girişinin kapalı olduğu durumlarda iç ortamdaki CO ₂ miktarının farklı hız kademeleri için karşılaştırılması.....	93
Şekil 5.2 Taze hava girişinin kapalı olduğu durumlarda taşıt içindeki yolcu sayısının CO ₂ miktarına etkisi.....	94
Şekil 5.3 Dış ortamdan alınan havanın kabin içine gönderilmesi durumunda CO ₂ miktarının değişimi.....	94
Şekil 5.4 Farklı menfez seçimlerinin ortalama ışınlım sıcaklığına etkisi.....	97
Şekil 5.5 Kabin yüzey sıcaklıklarının (a) konsol ve (b) ön cam ve ayak menfezlerinin birlikte açık tutulduğu durumlarda değişimi.....	98
Şekil 5.6 Ön cam ve ayak menfezleri konumunda kabin içindeki sıcaklık dağılımı.....	99
Şekil 5.7 Konsol menfezleri konumunda kabin içindeki sıcaklık dağılımı.....	100
Şekil 5.8 Konsol menfezleri 3. hız kademesi için sağ ve sol el deri yüzey sıcaklıklarının zamanla değişimi.....	101
Şekil 5.9 Konsol menfezleri 3. hız kademesi için sağ ve sol baldır deri yüzey sıcaklıklarının zamanla değişimi.....	101
Şekil 5.10 Ön cam ve ayak menfezleri için sağ ve sol el deri yüzey sıcaklıklarının değişimi.....	102
Şekil 5.11 Ön cam ve ayak menfezleri için sağ ve sol yanak deri yüzey sıcaklıklarının değişimi.....	102
Şekil 5.12 Yaz deneylerinde kabin ortam bağıl nem değerleri değişimi.....	103
Şekil 5.13 Kış deneylerinde kabin ortam bağıl nem değerleri değişimi.....	104
Şekil 5.14 İç ortam sıcaklığındaki değişime bağlı olarak deneklerin ısı konfor algılarının değişimi.....	105
Şekil 5.15 Otomobil ısıtma sürecinde vücut bölmeleri üzerinden alınan ortam havası sıcaklık ölçümleri.....	106
Şekil 5.16 Koltuk temas yüzeylerinden deneysel ölçüm noktaları.....	111
Şekil 5.17 Laboratuvar şartlarında yapılan deneysel çalışmalarda temas yüzeylerinden alınan sıcaklık ölçümleri.....	111

Şekil. 5.18 Temas yüzey sıcaklığının hesaplanmasında kullanılan boyutsuz sayılar arasındaki ilişkinin (a) teorik ve (b) deneysel verilerle gösterilmesi.....	112
Şekil 5.19 Isıtma süreci için deneysel çalışmada ortalama ışıma sıcaklığının ve bağıl nemin zamanla değişimi.....	114
Şekil 5.20 Isıtma süreci için deneysel çalışmanın simülasyonu ile elde edilen sırt ve pelvis ile temas halindeki koltuk dayanma ve oturma temas yüzey sıcaklıkları.....	115
Şekil 5.21 Isıtma süreci için deneysel çalışmanın simülasyonu ile elde edilen ortalama deri yüzey sıcaklığının zamanla değişimi.....	116
Şekil. 5.22 Isıtma süreci için deneysel çalışmanın simülasyonu ile elde edilen vücuttan çevreye olan ısı geçişleri.....	117
Şekil 5.23 Isıtma süreci için deneysel çalışmanın simülasyonu ile elde edilen ortalama ısı konfor algısının zamanla değişimi.....	117
Şekil 5.24 Isıtma süreci için deneysel çalışmanın simülasyonu ile elde edilen metabolik aktivitenin zamanla değişimi.....	118
Şekil 5.25 Isıtma süreci için deneysel çalışmanın simülasyonu ile elde edilen kan akış debisinin zamanla değişimi.....	118
Şekil 5.26 Isıtma süreci için deneysel çalışmanın simülasyonu ile elde edilen iç vücut (kor) sıcaklığının zamanla değişimi.....	119
Şekil 5.27 Isıtma süreci için deneysel çalışmanın simülasyonu ile elde edilen sol ayak (a) deri yüzey sıcaklığının ve (b) ısı konfor algısının zamanla değişimi.....	120
Şekil 5.28 Isıtma süreci için deneysel çalışmanın simülasyonu ile elde edilen sol baldır (a) deri yüzey sıcaklığının ve (b) ısı konfor algısının zamanla değişimi.....	120
Şekil 5.29 Isıtma süreci için deneysel çalışmanın simülasyonu ile elde edilen pelvis (a) deri yüzey sıcaklığının ve (b) ısı konfor algısının zamanla değişimi.....	121
Şekil 5.30 Isıtma süreci için deneysel çalışmanın simülasyonu ile elde edilen pelvis ile çevre arasındaki ısı geçişleri.....	121

Şekil 5.31 Isıtma süreci için deneysel çalışmanın simülasyonu ile elde edilen baş (a) deri yüzey sıcaklığının ve (b) ısı konfor algısının zamanla değişimi.....	121
Şekil 5.32 Isıtma süreci için deneysel çalışmanın simülasyonu ile elde edilen sol el (a) deri yüzey sıcaklığının ve (b) ısı konfor algısının zamanla değişimi.....	122
Şekil 5.33 Isıtma süreci için deneysel çalışmanın simülasyonu ile elde edilen sırt (a) deri yüzey sıcaklığının ve (b) ısı konfor algısının zamanla değişimi.....	122
Şekil 5.34 Isıtma süreci için deneysel çalışmanın simülasyonu ile elde edilen sırt bölgesinden iletimle ısı kayıpları.....	122
Şekil 5.35 Kabin malzeme seçiminin iç ortam sıcaklığına etkisi.....	126
Şekil 5.36 Kabin malzeme seçiminin ortalama ışınım sıcaklığına etkisi.....	126
Şekil 5.37 Kabin malzeme seçiminin ısı konfor algısına etkisi.....	127

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1 Vücut bölmeleri üzerindeki doğal taşınım için ısı taşınım katsayıları.....	30
Çizelge 3.2 Faklı vücut bölmeleri için ışınlı ısı geçiş katsayıları.....	31
Çizelge 3.3 Kabin yüzeyleri ile bazı vücut bölmeleri arasındaki görüş faktörleri.....	32
Çizelge 3.4 Yaz ve kış şartlarında farklı vücut bölmeleri için elbise dirençleri.....	39
Çizelge 3.5 Faklı vücut bölmelerinin normal deri ve kor sıcaklıkları, yüzey alanı ve ağırlığı.....	43
Çizelge 3.6 Fanger ısı konfor modeli 7 noktalı sayısal ölçeği.....	44
Çizelge 3.7 Kabin iç yüzeylerinde doğal taşınım için Nusselt ifadeleri.....	54
Çizelge 3.8 Hem doğal hem de zorlanmış taşınımın etkili olması durumunda Nusselt ifadeleri.....	54
Çizelge 3.9 Her bir ayı temsil eden ortalama gün ve çeşitli aylar için “n” değerleri....	57
Çizelge 3.10 Yaz deneylerinin tarihi, başlangıç saati, menfez seçimi, hız kademesi ve dış ortam sıcaklığı değerleri.....	62
Çizelge 3.11 1. Grup kış deneylerinin tarihi, denek, menfez seçimi, sıcaklık ve hız kademeleri, dış ortam şartları.....	66
Çizelge 3.12 2. Grup kış deneylerinin tarihi, denek, menfez seçimi, sıcaklık ve hız kademeleri, dış ortam şartları.....	67
Çizelge 3.13 3. Grup kış deneylerinin tarihi, denek, menfez seçimi, sıcaklık ve hız kademeleri, dış ortam şartları.....	68
Çizelge 3.14 4. Grup kış deneyleri için tarih, menfez seçimi ve dış ortam şartları değerleri.....	69
Çizelge 3.15 350 M/XL 454 çok fonksiyonlu ölçüm aletine bağlanan sıcaklık, hız ve bağıl nem ölçerlerinin ölçüm parametreleri ve ölçüm aralıkları.....	73
Çizelge 3.16 350 M/XL 454 çok fonksiyonlu ölçüm aletine bağlanan sıcaklık, hız ve bağıl nem ölçerlerinin ölçüm parametreleri, öngörülen toleransları ve ölçülen değerleri.....	74
Çizelge 3.17 CO ₂ ölçerinin öngörülen toleransı ve ölçülen değeri.....	75
Çizelge 4.1 Farklı hız kademeleri için kütleli debi, vücut üzerindeki ortalama hava hızları ve menfez açıklığı değerleri.....	88
Çizelge 4.2 Otomobil kabininin yüzey alanları ve karakteristik uzunlukları.....	89

Çizelge 5.1 Yalnız konsol menfezlerinin açık tutulması durumunda vücut bölmeleri üzerindeki hava hızları.....	95
Çizelge 5.2 Ön cam ve ayak menfezlerinin birlikte açık tutulması durumunda vücut bölmeleri üzerindeki hava hızları.....	96

1. GİRİŞ

İnsan vücudu yaşamını sürdürebilmek için hareket yoğunluğuna bağlı olarak geniş bir aralıkta enerji üretmektedir. Üretilen enerjinin bir kısmı günlük fiziksel işler sırasında kullanılırken bir kısmı da çevreye ısı olarak atılmaktadır. Vücut tarafından üretilen fazla enerjinin tamamı vücuttan ısı olarak atılabiliyorsa vücut ısı olarak dengededir. Vücut ile çevre arasındaki ısı dengenin kurulamaması vücut sıcaklıklarında değişimlere yol açmaktadır. İnsan vücudu da, ısı dengeyi yeniden sağlayarak deri ve iç vücut sıcaklıklarını belirli bir aralıkta tutmak için terleme, damarların kısılması veya genişlemesi, titreme gibi fizyolojik tepkiler göstermektedir.

Isıl konfor vücut sıcaklıklarının düzenlenebilmesi ve belli bir aralıkta tutulabilmesi için ez az çabanın (fizyolojik tepkiler) harcandığı durum olarak tanımlanmaktadır. Isıl konforu temel olarak çevresel ve kişisel olmak üzere toplam 6 parametre etkilemektedir. Bunların 4'ü çevresel parametreler olup havanın sıcaklığı, bağıl nemi, hızı ve ortalama ışınım sıcaklığıdır. Diğer ikisi ise kişisel parametreler olarak adlandırılıp kişinin hareketlilik düzeyi (metabolik aktivitesi) ve giysi direncidir.

Günümüzde iş veya seyahat amaçlı olarak günün önemli bir bölümünü otomobillerde geçirmekteyiz. Otomobil kabinleri içindeki ısı olarak konforsuz iç ortam şartlarının oluşması sürücünün sürüş konsantrasyonunu bozduğu gibi kısa veya uzun süreli uyuklama evrelerine de sebebiyet verebilir. Bu da yolcu ve sürücülerin sürüş güvenliğini tehlikeye atmaktadır.

Taşıtlarda ısı olarak konforlu iç ortam şartlarının oluşturulması amacıyla ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme (HVAC) sistemleri otomobil üreticileri tarafından yeni teknolojilerle sürekli olarak desteklenmektedir. Genel olarak taşıtların HVAC sistemlerinde, kış aylarında taşıt kabinin ısıtılması için motor soğutma suyunun ısısından faydalanılırken, yaz aylardan kabin içerisine üflenen serin hava ihtiyacı buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma çevrimli klima üniteleri kullanılarak sağlanmaktadır. Taşıt ısıtma sisteminde silindir cidarlarını soğutmak için kullanılan motor soğutma suyu,

ısıtıcı radyatör adı verilen kompakt bir ısı değiştiricinin borularının içinden geçerken dış tarafta evre havasını ısıtır. Isınan bu hava fan ve hava kanalları aracılığıyla otomobil içine gönderilerek i hacim ısıtılır. Taşıt soğutma sistemin de ise otomobil motoru tarafından tahrik edilen bir kompresörde sıkıştırılan soğutucu akışkan evaporatör ünitesinde buharlaştırılmaktadır. Bu esnada buharlaştırıcının kanatçıkları üzerinden geçirilerek soğutulan evre havası fan ve hava kanalları aracılığıyla otomobilin i hacmine gönderilir.

Taşıt kabinlerinin küçük hacimli olmasından ve sürekli değişen dış ortam koşullarına maruz kalmasından dolayı kabin içinde ısıl konfor koşullarının oluşturulması güçleşmektedir. Otomobillerde ısıl konfor koşullarının oluşturulmasında karşılaşılan güçlükler genel olarak aşağıda sıralanmıştır.

1. Otomobil kabini içerisinde sıcaklık ve hava hızı dağılımları yolcuların ayak ve baş seviyeleri arasında ayrıca n ve arka kabin bölmeleri arasında büyük farklılık göstermektedir.
2. Isıl konfor çalışmaları kişilerinin ısıl konfor algılarının farklı vücut bölmelerinden olan ısı kayıplarıyla orantılı olduğunu göstermiştir (Zhang ve ark. 2005). Vücut bölmeleri üzerine yüksek hava hızlarının etki etmesi, soğuk yüzeyler ile vücut bölmeleri arasında ışınım yolu ile ısı kayıplarının oluşması, otomobil içinde yerel olarak düşük ortam sıcaklıkların meydana gelmesi ve elbise dirençlerinin bazı vücut bölmelerinde yetersiz olması otomobillerde sürücü ve yolcuların yerel ısıl konforunu olumsuz olarak etkilemektedir.
3. Sıcak bir yaz günü güneş altında kalan otomobilimize bindiğimizde otomobil klimasını tam güçte alıştırmaktayız. Belli bir süre sonra, menfez çıkış havası ile direk temas halinde olan eller ve kollar gibi vücut bölmelerinin deri sıcaklıkları düşmektedir. Bu durum yerel olarak ısıl konforsuzluğa sebep olacaktır. Benzer olarak, otomobillerde ısıtma süreçlerinde ise düşük ortam sıcaklığında yüksek hava hızlarının oluşturulması sürücü ve yolculardan olan ısı kayıplarını arttırmaktadır.

4. Otomobillerde ısıtma ve soğutma süreçlerinde otomobil kabinin konfor şartlarına ulaşması belli bir zaman almaktadır. Kısa süreli yolculuklarda kabin içerisinde konfor şartları sağlanamadan sürüş sona erebilmektedir.
5. Motor soğutma suyunun taşıt ısıtma sisteminde kullanılması için belli bir sıcaklığa (80°C) ulaşması gerekmektedir. Soğuk kış şartlarında ise motor soğutma suyunun ısınma süresi gecikebilmektedir.
6. Otomobillerde cam yüzey alanlarının yüksek tutulması ve kabin içinde güneş ışınımını yutma katsayısı yüksek olan deri gibi malzemelerin kullanılması, yaz aylarında camlardan giren güneş ışınımının kabin iç enerjisine olan etkisini de arttırmaktadır. Bu da konforlu iç ortam şartlarının sağlanması için klimadan daha fazla güç çekilmesine sebep olacaktır (Rugh ve ark. 2007).
7. Otomobil camlarından kabin içerisine girerek yolcular üzerine düşen direkt güneş ışınımı yolcuların ısı konforunu olumsuz etkileyecektir (Davonshire ve Sayer 2003).
8. Isıl konfor uygulamalarında vücuttan iletimle ısı kaybı küçük ve hesaplanabilmesinin zor olması nedeniyle genellikle ihmal edilmektedir. Ancak otomobilde, vücudun yaklaşık olarak % 25'inin katı yüzeylerle temasta olması ve yüzeylerin sıcaklıklarının çok yüksek veya düşük olabilmesi nedeniyle iletimle (vücuda veya vücuttan olan) ısı geçişini ihmal edilemez (Burch ve ark. 1991).

Kabin içinde farklı noktalardan sıcaklık, bağıl nem ve hava hızı ve ışınım sıcaklığı ölçümleri alınarak ısı konfor parametrelerinin dağılımı deneysel olarak incelenmektedir. Deneysel çalışmaların yanında CFD veya Fluent gibi yazılımlar kullanılarak belli sınır şartları altında analizler yapılmaktadır.

Otomobillerde ısı konfor konusunda yürütülen deneysel çalışmalarda sürekli değişen iç ortam şartlarında yolcuların vücut sıcaklıkları ölçülerek fizyolojik tepkileri, belirli aralıklarla kişilere uygulanan anketlerle de psikolojik davranışları (ısı konfor algıları) belirlenmektedir. Anket cevapları ve ölçümler kişiden kişiye değişeceğinden deneysel çalışmaların birçok kez tekrarlanması gerekmektedir. Bu da zaman ve maliyet kaybına neden olacaktır. Deneysel sonuçlardan yararlanılarak değişken ısı konfor

parametrelerinde kişilerin fizyolojik tepkilerini ve ısı konfor algılarını hesaplayan teorik modeller yapılmıştır. Literatürde ısı konfor hesaplamalarında en yaygın olarak kullanılan yöntemler Fanger ve Gagge modelleridir. Fanger (1971) ısı konfor modeli (PMV) sürekli rejim koşulları için geliştirilmiştir. Fakat otomobillerin ısıtma ve soğutma süreçlerinde ısı konfor parametreleri büyük oranda değişmektedir. Otomobillerde ısı konfor uygulamaları için Gagge (1971), geçici rejimdeki ortam şartları için geliştirilen iki düğüm noktalı anlık enerji dengesi modelinin kullanılması daha uygundur. Burch ve ark. (1991), çalışmasında Gagge modelini iletimle olan ısı kayıplarını da dikkate alacak şekilde geliştirmişlerdir.

Otomobillerde ısıtma ve soğutma süreçlerinde sürücü ve yolcular üzerindeki hava hızları ve sıcaklıkları düzensiz bir dağılım göstereceğinden kişi ile kabin iç ortamı arasındaki ısı etkileşimin incelendiği modellerde için insan vücudunun alt bölmelere ayrılarak oluşturulması daha uygundur. Burch ve ark. (1991) taşıtlarda ısıtma sürecini inceledikleri çalışmalarında insan vücudunun 10 bölmeli modelini hazırlamışlardır. Çalışmada direksiyon ve koltuk ile temas eden yüzeylerde ayrı vücut bölmeleri olarak düşünülerek iletimle olan ısı kayıpları incelenmiştir. Guan ve ark. (2003) insan vücudunun baş, sırt, göğüs, karın, eller(2), üst ve alt kollar(4), uyluklar(2), baldırlar(2) ve ayaklar(2) olmak üzere toplam 17 bölmeden oluştuğunu kabul etmişlerdir. Deneklere uygulanan anketlerde yerel ısı konfor algıları sorgulanmış ve anket cevapları ile teorik sonuçlar birleştirilerek yerel ısı konfor tahmini için deri sıcaklarının ve toplam ısı kayıplarının fonksiyonu olan matematiksel eşitlikler türetilmiştir. Isı konfor parametrelerinin düzensiz dağılım gösterdiği ortamlarda yerel ısı konfor algıları tespiti için bir diğer anketsel çalışma Zhang ve ark. (2004) tarafından yapılmış ve yerel konfor algılarının ortalama konfor algısına nasıl etki ettiği araştırılmıştır.

Günümüzde artan petrol fiyatları sonucunda taşıt ısıtma ve soğutma sistemlerinin tasarımında en konforlu ortam şartlarının en verimli ve ekonomik yollarla sağlanması amaçlanmaktadır. Sistemlerin daha verimli hale getirilmesi için yapılan çalışmalar 3 grupta toplanmaktadır.

1. Daha verimli çalışan kompresör, buharlaştırıcı veya ısı değiştiricisi gibi taşıt ısıtma ve soğutma sistemi ünitelerinin geliştirilmesi ve taşıt kliması için soğutucu akışkan seçimi
2. Taşıt kabinlerinin imalatında optiksel ve termofiziksel özellikleri bakımından kabin üzerindeki güneş ışınımı gibi dış etkenlerden kaynaklanan ısı yükleri azaltacak malzemelerin seçimi
3. Kabin içinde sürücü ve yolcular etrafında yerel konfor bölgelerinin oluşturulması

Yaygın olarak kullanılan ısıtma, havalandırma, iklimlendirme (HVAC) sistemlerinin çalışma prensibi kabin iç ortam sıcaklığını yolcular tarafından istenilen sıcaklık limitleri arasında tutmaktır. Fakat sıcaklık tabanlı HVAC kontrol sistemleri yolcuların ısıl konforunu tam olarak yansıtamamaktadır. Yolcuların ısıl konfor algılarını konfor ölçekleri ile karşılaştırarak kontrol eden yeni tip HVAC sistemlerin dizaynı ile taşıt içinde daha konforlu iç ortam şartları yaratılabilmektedir. Ueda ve ark. (1997), otomobillerde soğutma süreçleri için ısıl konfor algısını yüz sıcaklığının normal değerlerden sapması ölçüsünde tanımlamış ve yolcuların ısıl konfor algılarına bağlı olarak çalışan HVAC ünitesi modellemişlerdir.

Bu çalışmada otomobillerin hem ısıtma ve hem de soğutma süreçleri için farklı menfez çalışma kombinasyonları (konsol menfezleri, ön cam ve ayak menfezleri) ve 3 farklı menfez hız kademesi deneysel ölçümlerle test edilmiştir. Deneysel çalışmalarda;

1. Kabin içinde ısıl konfor parametrelerinin dağılımının belirlenmesi amacıyla farklı noktalardan sıcaklık ve hava hızı ölçümleri alınmıştır. Literatürdeki çalışmalara ek olarak sürücünün her bir vücut bölgesi önüne konumlandırılan ısıl çiftler yardımı ile sürücü etrafındaki sıcaklık dağılımları daha hassas olarak tespit edilmiştir.
2. Deney süresince deneklerin deri yüzey sıcaklıklarının değişimi kaydedilmiştir.
3. Deneklere belli zaman aralıklarında uygulanan anket testleri ile sürekli değişen iç ortam şartlarında ısıl konfor algıları sorgulanmıştır.

4. Taşıt kabininin kontrol paneli, direksiyon, torpido gözü, tavan, kapı döşemeleri ve camları gibi iç yüzeylerinden sıcaklık ölçümleri alınmış ve taşıt içinde sabitlenen bir siyah küresel termometre ile ortalama ışıyım sıcaklığı belirlenmiştir.
5. Sıcaklık, bağıl nem, rüzgar şiddeti gibi dış ortam koşulları deney süresince belirli aralıklarla ölçülmüştür.

Tezin teorik kısmında insan vücudunun çevresi ile ısı etkileşimini çözümleyen 16 bölmeli modeli, her bir vücut bölmesinde Gagge (1971) iki düğüm noktalı anlık enerji dengesi modelini uygulanarak, hazırlanmıştır. Matlab –Simulink ortamında hazırlanan model yardımı ile sürekli değişen ve düzensiz dağılımlı ortam koşullarında kişiler ile ortam arasındaki ısı geçişleri, kişilerin deri ve iç vücut sıcaklıklarının değişimi hesaplanabilmektedir. Kişilerin yerel ve ortalama ısı konfor algılarının hesaplanmasında ise Ueda ve ark. (1997) ısı konfor denklemi esas alınmıştır.

Teorik çalışmaların 2. kısmında otomobil kabinleri üzerinde etkili ısı yükleri hesaplayarak, kabin iç ortam sıcaklığını ve ortalama ışıyım sıcaklığını tahmin edebilen dinamik bir model geliştirilmiştir. Model taşıtın konumuna, yönüne ve doğrultusuna bağlı olarak günün herhangi bir anı için kabin yüzeylerine düşen güneş ışıyım değerlerini çözmekte, taşıt hızını da dikkate alarak otomobil kabininin sürekli değişen dış ortam şartlarında ısı davranışını hesaplamaktadır.

Tezin materyal ve yöntem bölümünde ısı konfor ve ısı konfor parametreleri genel olarak tanımlandıktan sonra ilk olarak sürücü ile çevresi arasındaki ısı etkileşimi çözümleyen 16 bölmeli insan vücudu modeli ile sürekli değişen dış ortam şartlarında kabin iç ortam sıcaklığını ve ortalama ışıyım sıcaklığını hesaplayan otomobil kabini ısı davranışı modeli tanıtılmıştır. Materyal ve yöntem bölümünün son kısmında yaz ve kış şartlarında gerçekleştirilen deneysel çalışmalar anlatılmış, ölçüm cihazları verilerek hata analizi yapılmıştır. 4. Bölümde Matlab-Simulink ortamında hazırlanan modeller verilerek simülasyon sonuçları literatürden alınan deneysel verilerle ve yaz ve kış şartlarında elde edilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Tezin 5. bölümünde deneysel sonuçlar başlığı altında ısı konfor parametrelerinin kabin içindeki dağılımı

farklı menfezlerin açık tutulması durumlarında ve farklı hız kademelerinde karşılaştırılmıştır. Hazırlanan modellerin deneysel olarak ölçülen ortam şartları için çözdürülmesi ile elde edilen simülasyon sonuçları ise teorik sonuçlar başlığı altında verilmiştir. 6. bölümde tezde yapılan ve bulunan sonuçlar genel olarak verilmiş ve ileriye dönük planlanan çalışmalar tanıtılmıştır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1 Giriş

İlk olarak Fanger tarafından tanımlanan ısı konfor konusunda son 50 yıl içerisinde önemli birçok çalışma yapılmış ve bu alanda çeşitli standartlar oluşturulmuştur. Isıl konfor konusu içeren standartlara ISO 7730, 1994 ve ASHRAE 55-1998'den ulaşılabilir. Isıl manken kullanılarak veya deneklere uygulanan anketlerle hazırlanan standartlarda; sıcaklık, bağıl nem, hava hızı, ışınım sıcaklığı gibi çevresel ısı konfor parametrelerinin ve aktivite (hareketlilik düzeyi), elbise yalıtımı gibi kişiye bağımlı parametrelerin kişilerin ısı konfor algılarına (PMV, PPD) olan etkisine ve günümüze kadar geliştirilen ısı konfor modellerine yer verilmiştir.

Otomobillerde sürücü ve yolcuların ısı olarak konforunu sağlamak, sürücünün uyanık tutulması, konsantrasyonunun bozulmaması ve bunların sonucunda daha güvenli ve konforlu bir yolculuk geçirmesi açısından son derece önemlidir. Otomobil küçük hacimli olmasından ve güneş ışınımı, dış ortam sıcaklığı, taşıt hızı gibi sürekli değişen dış ortam şartlarına maruz kalmasından kabin içerisinde ısı konfor parametreleri farklı dağılmaktadır. Bu sebeplerden literatürde taşıtların ısıtma ve soğutma süreçlerinin deneysel ve teorik olarak incelendiği birçok çalışma bulunmaktadır. Otomobillerde ısı konfor alanındaki kaynaklar 3 grup altında toplanabilir.

1. Otomobil kabini içerisinde ısı konfora etki eden hava hızı, sıcaklık ve bağıl nem gibi ısı konfor parametrelerinin dağılımını deneysel ölçümlerle veya nümerik yollarla analiz edilerek belirlenmiştir.
2. Kabin içindeki ısı konfor parametrelerinin (iç ortam sıcaklığı, bağıl nem, hava hızı, ışınım sıcaklığı) ve dış ortam koşullarının (güneş ışınımı, taşıt hızı, rüzgar hızı, dış ortam sıcaklığı) sürücü ve yolcuların ısı konforuna olan etkisi, deneklerin ısı konfor algılarının sorgulandığı anketlerle, denekler üzerinden alınan deri sıcaklığı, terleme miktarı gibi deneysel ölçümlerle test edilmiştir.

Otomobil kabinin ve insan vücudun sürekli değişen ortam şartlarındaki ısı davranışlarının çözümlenebilmesi için teorik modeller oluşturulmuş ve deneysel çalışmalarla doğrulanmıştır.

3. Daha ekonomik ve verimli taşıt ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme (HVAC) ünitelerinin tasarımı amacıyla taşıt gövdesinde ve camlarında farklı optiksel (yayma, geçirme) ve termofiziksel (iletim direnci) özelliklere sahip malzemelerin kullanılması, taşıt sürücüsü ile temas halindeki yüzeylerin kış aylarında direnç telleri ile ısıtılması veya yaz aylarında havalandırılarak soğutulması, yenilebilir enerji kaynaklarından (güneş) güç alan iklimlendirme sistemlerinin tasarımı iyileştirici yöntemler deneysel ve teorik olarak incelenmiştir.

Sürücülerin fizyolojik tepkilerinin incelendiği bazı deneysel çalışmalarda canlı denekler yerine ısıl manken kullanılarak deneysel sonuçlarda kişilerin farklı fizyolojik tepkilerinden kaynaklanan hataların önlenmesi amaçlanmıştır.

2.2 Kabin İçerisinde Isıl Konfor Parametrelerinin Dağılımının İncelendiği Çalışmalar

Temming ve Hucho (1979) özellikle sıcak iklimli bölgelerde, klima cihazının olmadığı otomobillerde iç hacmin havalandırması üzerinde çalışmışlardır. Test otomobiline 300 m³/h debide hava gönderilerek içeride 10 cm aralıklarla kızgın tel anemometresiyle hız ölçümleri alınmıştır. Yolcu kabininde hız dağılımları ve sabit hız eğrileri çıkarılmıştır. İç ortamdaki maksimum ısıl konforun iyi ve yeterli bir havalandırmayla sağlanabileceği vurgulanmıştır.

Lin ve ark. (1991), otomobil soğutma süreci için yolcu kabinindeki sıcaklık ve hız dağılımlarını deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel çalışmada kabin içindeki sıcaklıklar ısıl çiftler kullanılarak 24 farklı noktadan ölçülmüştür. Anemometre yardımı kabin içindeki hız dağılımları belirlenmiştir. Taşıt üzerine düşen güneş ışınımı, rüzgar hızı gibi dış ortam koşulları da deney süresince kaydedilmiştir.

Ishihara ve ark. (1991), taşıt kabinin 1/4 ölçeğinde modeli içerisindeki hava hızlarının akış karakteristiğini nümerik modelle ve hareketli parçacık izleme tekniği ile deneysel olarak belirlemiştir. Yerel akış karakteristiklerinde model ile ölçümler arasında küçük sapmalar görülse bile genel olarak sonuçlar uyumludur. Hız dağılımlarının yolcuların ısı konforuna olan etkisi 2 denek üzerinde incelemiştir. Elde edilen sonuçlar ile uygun menfez konumları ve menfez çıkış hızları belirlenmiştir.

Wan ve van der Koi (1991), otomobil kabinin nümerik modelini oluşturarak HVAC sisteminin performansını arttırmak amacı ile menfez girişlerinin ve hava kaçaklarının taşıt içindeki optimum konumlarını belirlemiştir. Çalışmalarında menfezlerin farklı konumları için sürücü ve yolcuların ısı konfor algılarını da hesaplamışlardır.

Burch ve ark. (1993), otomobil içerisine akışa paralel olarak önden arkaya doğru yerleştirdikleri 0.25 mm kalınlığında bir fiberglass tabaka aracılığı ile araç içerisindeki sıcaklık dağılımlarını kızıl ötesi termografik yöntemi ile görüntülemiştir. Termografik yöntemle ölçülen sıcaklıkları, ısı çiflerle ölçülen sıcaklıklar ve CFD analiz sonuçları karşılaştırmışlar ve uyumlu sonuçlar elde etmişlerdir.

Arıcı ve ark. (1996), insanın ısı konforunu etkileyen temel dört parametreyi (hava sıcaklığı, hızı, bağıl nemi ve ortalama ışınım sıcaklığı) belirterek bunların ilk üçünün klima cihazlarıyla kontrol edilebileceğini veya değiştirilebileceğini vurgulamıştır. Bu nedenle, çalışmada bu parametrelerin değişimi üzerinde durulmuştur. Geliştirdiği model yardımıyla, otomobil iç hacminin 40°C'den 10°C'ye soğutulması esnasında yolcu bölümünün sıcaklık değişimini belirlemiştir. Ancak çalışmada, ısı konforu etkileyen parametreler veya konfor şartlarıyla ilgili her hangi bir sonuca varılmamıştır.

Özderim ve ark. (1997) çalışmasında, 80 km/h hızla seyir halindeki bir yolcu otobüsünün 160 dakikalık seyir süresi boyunca ve -16°C ile 32°C arasında değişen dış ortam sıcaklıklarında güneş ışınımı, yolcu adedi ve menfez çıkış sıcaklığı gibi parametrelerin kabin iç ortam sıcaklığına ve yüzey sıcaklıklarına olan etkisini deneysel ölçümlerle ve FORTRAN programlama dilinde yazılan bir bilgisayar programı yardımı ile incelemiştir. Sayısal sonuçların deneysel verilerle uygunluğu tartışılmış ve

tatminkar sonuçlar elde edilmiştir. Kabini oluşturan yüzey malzemelerinin ve yüzeylerdeki ısı taşınım katsayılarının deneysel olarak çözümlenmesi ile daha doğru hassas çözümlenmeler yapılabileceği belirtilmiştir.

Lee ve Yoon (1998), otomobil içinin 1/10 ölçeğinde modelini oluşturarak, ısıtma şartlarında otomobil içerisindeki sıcaklık ve hız dağılımını deneysel olarak incelemiştir. Deneysel olarak, torpidodaki ve ayak hizasındaki menfezlerin açılıp kapatılması suretiyle üç farklı hava dağılımı test edilmiştir. İlk olarak, torpidodaki dört adet menfez açılmış, ayak hizasındaki iki menfez kapatılmıştır. İkinci deneyde, ilkinin tersi olarak ayak hizasındaki menfezler açılarak torpidodaki menfezler kapatılmıştır. Sonuncu yani üçüncü deney ise, bütün menfezler açılarak gerçekleştirilmiştir. Ancak bu üç deneyde de menfezlerden otomobil içerisine gönderilen toplam hava debisi sabit tutulmuştur. Çalışmada, 20., 40. ve 60. saniyelerde otomobil içindeki sıcaklık dağılımları verilmiştir. İkinci deneyde birinciye göre otomobil içinde daha üniform sıcaklık dağılımı elde edilmiştir. Sadece ayak hizasındaki menfezlerin açık olduğu durumda, özellikle otomobilin arka bölgesindeki sıcaklık dağılımı düzgün olmamaktadır. Kısa sürede otomobil içersinde daha üniform sıcaklık dağılımı, tüm menfezlerin açık olduğu üçüncü deneyde gerçekleşmiştir.

Arıcı ve Yang (1999), taşıt kabini iç ortam sıcaklığının ve bağıl neminin zamanla değişimini termodinamiğin temel kanunlarını esas alarak çözen dinamik bir model hazırlamışlardır. Taşıt içindeki yolcular ile ortam arasındaki nem alışverişi ise Fanger (1971) ısı konfor eşitlikleri ile hesaplanmıştır. Modellerinde taşıtlarda iklimlendirme ünitelerinde kullanılan kompresör, evaporatör, genişleme valfi gibi cihazlar da modellenmiştir. Hazırlanan model yardımı ile malzeme seçiminin (cam, boya, metal plaka) taşıt kabini içindeki sıcaklık ve bağıl nem değişimine etkisi incelenebilmektedir.

Aroussi ve Aghil (2000), çalışmalarında taşıt içindeki hava hareketlerinin hassas olarak belirleyebilmek için yolcu kabinin 1/5 ölçeğinde sayısal modelini oluşturmuşlar ve taşıt içindeki hava hareketlerini Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) tekniği ile sayısal olarak analiz etmişlerdir. Bilgisayar ortamında nümerik çözümlenmelerini, Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçme (PIV) tekniği kullanarak tüm cam altı, konsol üzeri

menfezlerinin açık olama durumu için yaptıkları deneysel çalışmalar ile karşılaştırmışlardır. Kabin içerisinde maksimum hava hızlarının ve basınçların olduğu karmaşık hava akışlarının gözlemlendiği kısımlar deneysel ve sayısal olarak belirlenmiştir.

Conceiçao ve ark. (2000), yolcu otobüsünün iç ortam sıcaklığını ve kabin iç ve dış yüzey sıcaklıklarını, giren ve çıkan ısı yükleri dikkate alarak tahmin eden nümerik bir model oluşturmuşlardır. Hazırlanan model yardımı ile kabin yüzeylerine düşen güneş ışınımı değerleri hesaplanabilmektedir. Deneysel çalışmalar ile kabin iç ve dış yüzeylerindeki ısı taşınım katsayıları belirlenmiş, düzlem geometrisine ve akış karakteristiğine bağlı olarak ifade edilmiştir. Kabin iç ortamının ve çeşitli yüzeylerinin (tavan, cam) sıcaklıklarının zamanla değişimi, otobüs sabit ve hareketli iken yapılan deneysel çalışmalardan elde edilen verilerle karşılaştırılmış ve uyumlu sonuçlar alınmıştır.

Fujita ve ark. (2001) otomobil yolcu kabini için şartlandırılması esnasında ısı çevrenin belirlenmesi için sayısal model geliştirmiştir. CFD tabanlı çalışmada otomobil içerisinde basitleştirilmiş modeli oluşturularak, gösterge panelinden içeri gönderilen hava ile içten dışa olan hava sızıntıları birleştirilmiştir. Otomobil içerisinde çeşitli bölgelerde simülasyondan elde edilen hava hızı ve sıcaklıkları, deneysel ölçümlerle farklı iklimlendirme şartlarında ve geniş dış ortam sıcaklığı aralığında karşılaştırılmıştır. Ancak çalışmada ısı konforla ilgili herhangi bir sonuca varılmamış, çevresel ve kişisel konfor parametrelerinin ısı konfor ölçütleri üzerindeki etkilerine değinilmemiştir.

Türksoy (2002) CFD tabanlı çalışmada yükseklik ve koltuk arası mesafeleri değiştirerek taşıt içi geometrisini hava dağılımı açısından incelemiştir. Taşıt içerisinde ön koltuk ile ön panel mesafesi, ön koltuk ile arka koltuk mesafesi ve taşıt yüksekliği olmak üzere üç parametre belirlenmiş ve bu parametreler üzerinde değişiklikler yapılarak hava akışının nasıl etkilendiği gözlenmiştir. Havanın menfezden çıkış hızı başlangıçta 6.5 m/s alınmış ancak bu hızın arkada bulunan yolcular için yeterli olmadığı görüldükten sonra 8 m/s değerine çıkarılarak aynı hesaplamalar bu hız değeri için tekrarlanmıştır. Çalışmada, havanın mahalden çıkış yerlerinin artırılması ve mahale giriş hızının 8 m/s olması durumunda hava dağılımının daha iyi olduğu ve koltuk

mesafelerinin değiştirilmesinin ısı dağılımı önemli ölçüde etkilemediği vurgulanmaktadır.

Quanten ve ark. (2003), kabin içindeki sıcaklık dağılımını bulmak için taşıt kabini içerisinde 36 farklı noktadan sıcaklık ölçümleri almışlardır. Deneysel verileri kullanarak her bir noktanın sıcaklığını, 3 farklı menfezden üflenen havanın çıkış sıcaklığının, hacimsel debisinin ve sürüş zamanının fonksiyonu olarak ifade etmişlerdir. Sürücü baş hizası sıcaklığını istenen değerler arasında tutması için fan kademesini ve menfez çıkış sıcaklığını kontrol eden geri beslemeli otomatik kontrol sistemini (PIP) geliştirmişlerdir.

Aroussi ve ark. (2003), taşıt kabinin CFD modelini oluşturarak taşıt iki farklı menfez çalışma konumunda (yalnız buğu ve buz giderici cam altı menfezlerinin açık tutulması, hem cam altı hem de kontrol paneli üzerindeki menfezlerin açık tutulması) taşıt ön camı etrafındaki hız dağılımını, cam iç yüzey sıcaklığının dağılımını belirlemişlerdir. CFD çalışmalarının sonuçlarını, termografik yöntemden alınan görüntülerle ve cam üzerine sabitlenen ısı çiftlerinden okunan değerlerle karşılaştırmışlardır. Kabin içindeki ve cam yüzeylerindeki maksimum hızların oluştuğu bölmeler belirlenmiş ve menfezlerin konumlandırılmasında iyileştirici çalışmalar yapılmıştır.

Leduc ve ark. (2004), tersinir matris çözüm yöntemi ile taşıt kabin yüzeyleri ile sürücü vücut bölmeleri arasındaki ışınlama net ısı transferlerini bilinen kabin yüzey sıcaklıklarından faydalanarak çözümlenmişlerdir. Çalışmada insan vücudu 7 yüzeye, taşıt kabini ise 15 yüzeye ayrılmıştır. Isıl konfor şartları için sürücünün yüzey sıcaklıkları ve ışınlama ısı kayıpları belirlenmiştir. Taşıt kabini içindeki 8 adet yüzeyin sıcaklığı bilinen sıcaklıklar olarak kabul edilerek tersinir matris çözümü ile bilinmeyen yüzey sıcaklıklarına ve deneme yanılma yöntemi kullanılarak ta görüş faktörlerine ulaşılmıştır. Tersinir çözüm yöntemi taşıtların hem ısıtma hem de soğutma periyodu için geçerlidir.

2.3 Kabin İçindeki Isıl Konfor Parametrelerinin ve Dış Ortam Şartlarının Sürücü ve Yolcuların Isıl Konforuna Etkisinin İncelendiği alışmalar

Rohles ve Wallis (1979), menfez boyutlarının, menfez çıkış debisinin ve sıcaklığının ve mevsimlerin iç ortam koşullarına olan etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel alışmalar deneklere uygulanan anketlerle desteklenerek menfez çıkış havası sıcaklığının ve debisinin ısı konfora olan etkileri de belirlenmiştir.

Giysilerin yalıtım özelliklerini belirlemede en hassas yöntemlerden biri ısı mankenler üzerinde deneyler yapmaktır. McCullough ve ark. (1985), giysilerin (atlet, gömlek, pantolon, süveter vb.) ısı dirençlerini, klima kontrollü odada ısı manken üzerinde yapmış olduğu deneylerde ölçmüştür ve i ortamlarda kullanılan giysi gruplarına ilişkin değerler için ayrıntılı çizelgeler hazırlamışlardır. Vücuttan olan duyulur ve gizli ısı kayıplarını belirlemede bu verileri kullanmak oldukça pratiktir.

McCullough ve ark. (1989), ısı manken kullanarak 22 farklı elbisenin ısı direnç, giysi alan faktörü, buhar geçirgenlik verimi değerlerini belirlemek için, sıcak plaka metodunu kullanarak 39 farklı kumaşın ısı ve buharlaşma dirençlerini, buhar geçirgenlik verimini bulmuş ve kumaşların kalınlıklarını da vererek detaylı bir veri tabanı oluşturmuştur. Vücudun çeşitli kısımları üzerindeki giysilerden kaynaklanan kumaş ve hava tabakalarının ısı ve buharlaşma dirençlerinin hesaplanması için gerekli prosedür tanıtılmıştır. Çalışmada, i ortamlarda kullanılan tipik giysilerin toplam buhar geçirgenlik verimi için ortalama bir değer olarak 0.38 alınması önerilmiştir.

Burch ve ark. (1991a, b), çok soğuk kış şartlarında ($\sim -20^{\circ}\text{C}$) otomobil içindeki konfor şartlarını incelemiştir. İnsan vücudunu baş, gövde, kollar ve bacaklar olmak üzere temel olarak dört kısma ayırmış ve bu bölgelerle evre arasında gerçekleşen ısı ve kütle transferinin matematik modelini kurmuştur. Vücut ile evre arasındaki ısı ve kütle transferi için Gagge modelini (anlık enerji dengesi modelini) temel almış, iletimle olan ısı kaybını da hesaba katarak, normal ve ısıtmalı sürücü koltukları için vücuttan olan ısı kayıplarını karşılaştırmıştır. Çalışmada, ısıtma sürecinde vücut üzerindeki yerel hava hızları, otomobil i sıcaklığının zamanla değişimi verilmiş ve bu süreçte ortam

şartlarının ısı ı duyum (*TS*) üzerindeki etkisi incelenmiştir. Modelden elde edilen ısı ı duyum sonuçları, deneklerin cevaplarıyla karşılaştırılmıştır. Otomobil içerisinin standart ısıtma periyodunda deneklerin cevaplarıyla modelden elde edilen ısı ı duyum verileri arasında yaklaşık ± 1 mertebesinde bir fark ortaya çıkmıştır. Çalışmada ısıtma periyodu ele alınmış, soğutma periyodu incelenmemiş, ısıtma sürecinde vücut sıcaklıklarının değişimi verilmemiş, giysi dirençleri, ortamın bağıl nemi ve hava hızlarının etkileri üzerinde durulmamıştır.

Tanebe ve ark. (1994), çıplak ve giyinik vücuttan olan ısı kayıplarını belirlemek için bir manken üzerinde deneysel çalışmalar yapmıştır. Isıl mankene verilen gücün kontrolü, mankenin yüzey sıcaklığının denetimiyle sağlanmıştır. Isıl manken, belirli bölümlere (sağ-sol ayak, sağ-sol baldır, sağ-sol uyluk, pelvis, göğüs, sırt, sağ-sol el, sağ-sol ön kol, sağ-sol üst kol ve baş olmak üzere toplam 16 kısma) ayrılarak her kısımdaki toplam ısı ı direnç ($R_{cl} + R_{ecl}$), toplam ısı geçiş katsayısı ($h_{cv} + h_{rd}$) ve duyulur ısı kaybı, oturma ve ayakta durma pozisyonları için bulunmuştur. 0.55 clo için ayakta durma pozisyonunda vücuttan olan ısı kaybı 45.3 W/m^2 , oturma pozisyonunda 48.2 W/m^2 bulunmuştur. Deneyler farklı ortam sıcaklıklarında yapılmış ancak deney süresince ortam sıcaklığı sabit alınmıştır. Ayrıca çalışmada ortamdaki hava hızı, bağıl nem, giysi ve metabolik aktivitenin etkisi incelenmemiştir.

Ueda ve ark. (1997), otomobil iç ortamının kontrolü için yolcuların yüz sıcaklığındaki değişimlere bağılı olarak yolcuların ısı ı konfor algılarını hesaplayarak çalışan ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme (*HVAC*) sistemlerinin geliştirilmesi üzerine çalışmışlardır. Bu çalışmada kişilerin yüz sıcaklığındaki değişim farklı dış ortam sıcaklıkları, hava hızları ve güneş ışınımı için deneysel olarak hesaplanmış ve matematiksel olarak ifade edilmiştir. Dolayısıyla, konfor seviyesinin belirlenebilmesi için yolcunun yüz deri sıcaklığının sürekli olarak ölçülmesine gerek yoktur. Ayrıca bu modelde bağıl nem değeri ölçülmemektedir. Yapılan deneylerde otomobil içerisindeki ortalama bağıl nem değerinin düşük olduğu ve hesaplamalarda %30 kabul edildiği belirtilmektedir. Klasik ve geliştirilen *HVAC* sistemlerinin performansının değerlendirilmesi amacıyla soğuk kış şartlarında otomobilden kısa süreliğine çıkan ve daha sonra tekrar giren bir kişi üzerinde yapılan deneylerde geliştirilen sistem, ısıtma

sisteminin gücünü artırarak yolcunun daha hızlı konfor şartlarına ulaşmasını sağlamıştır. Klasik sistemde ise, otomobil iç sıcaklığı kısa sürede azalmadığından ısıtıcı gücünü artırmamış böylece yolcunun ısınması ve konfor şartlarına ulaşması daha fazla zaman almıştır.

Dear ve ark. (1997) 16 kısım halinde incelenen ısıl manken üzerinde yapmış oldukları deneysel çalışmada her kısmın, taşınım ve ışınila olan ısı geçiş katsayılarını tespit etmiştir. 0 ile 5 m/s arasında değişen hava hızlarında oturma ve ayakta durma pozisyonları için doğal ve zorlanmış ısı taşınım katsayıları bulunmuştur. Işınımla olan ısı geçiş katsayısı hem oturma hem de ayakta durma pozisyonunda tüm vücut için 4.5 W/m²K olarak ölçülmüştür. Yine tüm vücut için oturma pozisyonunda doğal taşınımla ısı geçiş katsayısı 3.3 W/m²K, ayakta durma pozisyonunda 3.4 W/m²K olarak bulunmuştur. Çalışmada, zorlanmış taşınımla ısı geçiş katsayıları hem tüm vücut hem de vücudun 16 kısmı için verilmiştir.

Yiğit (1998), çalışmasında, kış şartlarında otomobil içindeki konfor şartlarını incelemiştir. Soğuk kış şartları düşünülerek, otomobil iç ortam sıcaklığını başlangıçta ilk 3 dakika 2°C’de sabit tutmuş daha sonra da ısıtma sisteminin performansına bağlı olarak iç ortam sıcaklığını dakikada 0, 0.125, 0.25 ve 0.5°C lineer olarak arttırmıştır. Çalışmada, vücut kısımlarının deri ve iç vücut sıcaklıklarının zamanla değişimi verilmiştir.

Yiğit (1999), klima tekniğinde kullanılan ısıl konfor modellerinden sürekli rejim için geliştirilen Fanger modeli ile geçici rejim için geliştirilen Gagge modelini birleştirmiştir. Çalışmada, insan vücudu 16 bölmeli olarak modellenmiş ve vücut bölmeleri üzerindeki 5 farklı elbise takımı için buharlaşma ve yalıtım dirençleri, elbisenin kalınlığına ve malzemesine bağlı olarak belirlenmiştir. Hazırlanan model, oturma halindeki 16 denek üzerinde laboratuvar ortamında gerçekleştirilen deneysel çalışmalarla desteklenmiştir.

Kataoka ve Nakamura (2001), otomobillerde soğutma periyodu için iki farklı hacimsel debide havanın (230, 470 m³/h) menfezlerden üflenmesi durumunda

yürüttükleri deneysel ve sayısal çalışmalarında, güneş ışınımı, taşıt hızı gibi dış etkenleri de dikkate alarak kabin içindeki sıcaklık ve hız dağılımını nümerik olarak analiz eden ve yolcuların ısı konfor algısını (TS) tahmin eden bir model geliştirmişlerdir. Kısa zamanlı testler için sayısal ve deneysel sonuçların uyumlu olduğunu görülmüştür. Çalışmada iç ortam bağıl neminin % 50 de sabit kaldığı ve yolcuların elbise dirençlerin ise 0.6 clo olduğu kabul edilerek efektif sıcaklık tanımlanmış ve ısı konfor algısı efektif sıcaklığın bir fonksiyonu olarak ifade edilmiştir.

Ambs (2002) çalışmasında, taşıt kabinini ve kabin içerisindeki 4 adet ısı mankeni içeren 3 boyutlu nümerik bir model oluşturmuştur. Hazırlanan model ile kabin sürücü ve yolcular çevresindeki sıcaklık ve hava hızı dağılımları belirlenerek deri sıcaklıklarındaki değişimler, ısı kayıpları ve ısı konfor algıları tüm vücut ortalaması ve yerel olarak incelenmiştir.

Daanen ve ark. (2003) sıcak, soğuk ve nötr şartların sürüş performansına etkisini deneysel olarak tespit etmiştir. Toplam 50 denek üç gruba ayrılarak sıcak (35°C sıcaklık, %50 bağıl nem), soğuk (5°C sıcaklık, %50 bağıl nem) ve nötr (20°C sıcaklık, %50 bağıl nem) olarak tanımlanan ortamlara sokularak sürüş performansları gözlenmiştir. Çalışmada, sıcak ortamdaki deneklerin ısı konfor değerlendirmesinin genel olarak “sıcak” olduğu ve sürüş performansının %13 azaldığı, soğuk ortamdaki deneklerin cevaplarının ise “soğuk” ile “çok soğuk” arasında olup sürüş performansının %16 azaldığı sonuçlarına varılmıştır. Çalışmalarında elle kontrollü ısıtma ve havalandırma sistemlerinin sürüş performansına ve konforuna önemli bir katkısının olmadığını göstermişlerdir.

Guan ve ark. (2003a,b), otomobillerde ısıtma ve soğutma süreçlerinde yolcuların genel ve yerel ısı konfor algılarını, deneysel çalışmalarda deneklere uyguladıkları konfor testlerinin cevaplarını ve geliştirdikleri teorik modelden elde ettikleri sonuçları kullanarak incelemişler, istatistiksel analizler sonucunda ısı konfor algısını, deri sıcaklığının normal değerlerden sapmasının ve vücuttan olan net ısı transferinin fonksiyonu olarak tanımlamışlardır. Teorik çalışmalarında insan vücudunu 17 parçalı olarak modellemişler ve modelden elde ettikleri her bir vücut parçasından olan ısı

kayıplarını ve deri yüzey sıcaklıklarının değişimini yaz ve kış koşullarında geçici ve sürekli toplam 16 farklı dış ortam şartında ölçtükleri deneysel verilerle karşılaştırmışlardır.

Davonshire ve Sayer (2003), park halindeki bir otomobilde sürücü üzerine düşen güneş ışınımının ısı konforuna olan etkisini denekler üzerinden alınan deri sıcaklığı ölçümleri ve deneklere uygulanan anket soruları ile incelemiştir. Otomobil camlarının önüne güneşten gelen kızıl ötesi ışınları geri yansıtan film tabakasının (IRR) kullanılması ile sürücü üzerine düşen direk güneş ışınımı azaltılmış ve ısı konfor algısındaki iyileşme anket cevaplarının istatistiksel analizi ile belirlenmiştir. IRR tabakası kullanılarak yolcuların kendilerini ısı olarak konforlu hissettiği sıcaklık 1.4 °C arttırılmış ve taşıtların soğutma sürecinde konforlu iç ortam şartlarının sağlanması için gerekli yakıt sarfiyatı düşürülmüştür.

Zhang ve ark. (2005), sürekli değişen ve düzenli bir dağılıma sahip olmayan ortam şartlarında 109 denek üzerinde yürüttükleri anket çalışmaları ile kişilerin yerel ve ortalama ısı konfor algılarını ve ısı duyularını tahmin eden model geliştirmişlerdir. Çalışmada dış ortamdaki bağımsız hale getirilen vücut bölmeleri üzerine sıcak ve soğuk hava gönderilmiş ve deneklerin deri yüzey sıcaklıkları, iç vücut (kor) sıcaklıkları ve fizyolojik tepkileri ölçülmüştür. Çalışmanın sonuçlarına göre; ortalama ısı duyumu belirlenmesinde vücut içinde kütle oranı fazla olan gövde, baş gibi vücut bölmelerinin yerel ısı duyumu daha etkindir. Baş sıcaklığa karşı daha duyarlıdır ve diğer vücut bölmelerinden daha serin tutulmalıdır. Ortalama ısı konforu ise genel olarak en konforsuz 2 vücut bölgesinin yerel ısı konforunun ortalamasına eşittir.

Han ve Huang (2005), taşıt kabinin, AC ünitesinin ve insan vücudunun nümerik modelini oluşturmuşlar ve kış ve yaz şartlarındaki deneysel çalışmaları ile modelin doğruluğunu göstermişlerdir. Hazırladıkları modeli kullanarak güneş ışınımı şiddetinin ve geliş açısının, baş hizası sıcaklığının, hava hızlarının ve menfez çıkış sıcaklığının ısı konforuna etkisini araştırmışlardır.

Kaynaklı ve Kılıç (2005), otomobillerde ısıtma sürecini teorik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel çalışmalarında, otomobil kabini içinde farklı noktalardan sıcaklık ve bağıl nem ve hız ölçümleri olarak ısı konfor koşullarının kabin içerisindeki dağılımını belirlemişlerdir. Teorik çalışmalarında ise insan vücudunun 16 bölmeli modelini oluşturmuşlar ve deneysel olarak tespit edilen iç ortam şartlarında farklı vücut bölmelerinden olan duyulur ve gizli ısı kayıplarını, vücut bölmelerinin deri yüzey sıcaklıklarını ve ısı konfor algısını hazırlanan model yardımı ile incelemişlerdir.

Kaynaklı ve ark. (2005), otomobil soğutma ve ısıtma süreçlerinde ısı konfor parametrelerinin sürekli değiştiği ve düzensiz bir dağılım gösterdiği kabin iç ortamı ile yolcular arasındaki ısı ve kütle transferlerinin ve kişilerin fizyolojik tepkilerinin incelenebileceği matematiksel model geliştirmişlerdir. Çalışmada hazırladıkları modeli deneysel çalışmalarla desteklemişlerdir. Kabin iç ortam sıcaklığı, bağıl nemi ve vücut ile temas halindeki katı yüzey sıcaklıkları deneysel olarak ölçülmüş, yolculardan olan ısı kayıpları, yolcuların ısı konfor algıları, farklı vücut bölmelerinin deri yüzey sıcaklıkları ve deri ıslaklıkları sürekli değişen iç ortam şartlarında incelenmiştir.

Leduc ve ark. (2006), tersinir matris yöntemi ile sürücü ile taşıt kabini arasındaki net ışınlama ısı kayıplarını hesaplamışlardır. Çalışmada insan vücudu 7 ayrı bölme, taşıt kabini ise 15 ayrı yüzey olarak modellenmiştir. Düşük yayma katsayısına sahip otomobil camlarının kullanılması ve vücut üzerine yüksek taşınlama ısı transfer katsayılarının etki etmesi durumlarında sürücü vücut bölmelerinden ışınlama olan ısı kayıplarının toplam duyulur ısı kayıplarına (taşınım+ışınlım) oranını ve kabin yüzey sıcaklıklarındaki değişimi incelemişlerdir.

2.4 Kabin İçinde Isıl Konfor Koşullarının Daha Ekonomik ve Verimli Şekilde Oluşturulmasına Yönelik Çalışmalar

Chakroun ve Al-Fahed (1997), güneş altında park edilmiş bir otomobil camlarının gölgelendirme elemanları ile kapatılmasının (yalnız ön camların gölgelendirilmesi, ön ve yan camların gölgelendirilmesi, tüm camların gölgelendirilmesi) ve kabin içerisinde güneş enerjisi ile çalışan bir fanın kullanılmasının iç ortam sıcaklığı üzerindeki etkisini

deneysel olarak incelemişlerdir. Park halindeki otomobilde fan kullanılması iç ortam sıcaklığında 10 °C'lik bir fark oluştururken, otomobildeki tüm camlarda gölgelendirme elemanlarının kullanılması 8 °C'lik bir sıcaklık farkı oluşturmuştur.

Farrington ve ark. (2001), daha az yakıt tüketimi, atık gaz emisyonu olan yolcuların ısı konforunu daha verimli bir şekilde sağlayan ısıtma, havalandırma iklimlendirme (HVAC) ünitelerinin tasarımında deneysel testlerin getireceği zaman kaybını ve masrafını önleyecek birleştirilmiş modellemeleri tanıtmışlardır. Modellemelerde sırasıyla, taşıt kabinin CAD modeli oluşturularak kabin içindeki sıcaklık ve hız dağılımlarının belirlenmeli, kabin yüzeylerine düşen güneş ışınımı hesaplanmalı, kabin yüzeylerinin optik ve termofiziksel özelliklerine bağlı olarak ısı davranışını çözümlenmeli, geçici ortam şartlarında çalışabilen AC ünitesinin kompresör, evaporatör ve taşıyıcı borularının seçilmeli, insan vücudun ısı modeli oluşturularak ısı konfor algısı tahmin edilmeli ve tüm sistemlerin eş zamanla çalışması sağlanarak deneysel çalışmalarla desteklenmelidir.

Karimi ve ark. (2003), sürekli değişen ve rijit dağılımlı olmayan otomobil kabini iç ortam koşullarında ve ısıtılan veya havalandırılan koltuklar ile yolcular arasındaki ısı etkileşimi çözümleneyen fiziksel bir model geliştirmişlerdir. Model, koltukların ısıtılması veya havalandırılarak soğutulması durumları için yolcuların genel ve yerel fizyolojik tepkilerini (deri yüzey sıcaklıkları, ısı konfor algısı) tahmin etmektedir. Otomobilin ısıtma ve soğutma süreçlerinde yapılan deneysel çalışmalar ve model sonuçları, kış şartlarında koltuklarda düşük güçte elektrikli ısıtıcılar kullanılmasının, yaz şartlarında ise koltukların havalandırılarak soğutulmasının yolcuların kendilerini ısı olarak konforlu hissetmeleri için geçen süreyi kısalttığını göstermiştir.

Anand ve ark. (2004), taşıt ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme (HVAC) ünitelerinin kondenser, evaporatör, kompresör, genişleme valfi ve akışkan boruları gibi bileşenlerini teorik olarak modellemişler ve tüm sistemin taşıtlara uygulanabilirliğini deneysel olarak test etmişlerdir. Sistemde iç ortam sıcaklığı, bağıl nemi, menfez çıkış debisi ve kompresör devri girdi olarak kullanılarak iç enerji dengesi eşitlikleri, sistem

verimliliği, soğutucu akışkan debisi ve sistem basıncı hesaplanmakta ve kontrol edilmektedir.

Huang ve ark. (2005), güneşli bir günde park halindeki bir otomobilde oluşan yerel sıcaklık farklılıklarının kabin içinde hava hareketleri oluşturarak dağıtılmasını ve yolcuların taşıta binmeden önce dış ortamdaki havanın kabin içine gönderilmesi ile iç ortam sıcaklığının düşürülmesini sağlayan sistemi, hazırladıkları sayısal model yardımı ile analiz etmişlerdir. Çalışmada, dış ortamdaki havanın direksiyon yanına yerleştirilen ve yüksek sıcaklıkların olduğu kısımlara yönlendirilen bir menfezden üflenmesi ile sıcak iç ortam havasının daha hızlı dışarı atıldığı gösterilmiştir.

Mezhrab ve Bouzidi (2005), dış ortam koşullarının ve taşıtı oluşturan malzemelerin seçiminin yolcu kabini iç ortam şartlarına etkisini geliştirdikleri nümerik model ile incelemişlerdir. Modellemelerinde, otomobil kabininin birçok katı (kabin oluşturan katı malzemeler) ve akışkan (iç ortam havası) noktalardan oluştuğunu kabul etmişler ve belirlenen noktalar arasındaki taşınım, ışıınım ve iletim yolu ile ısı transferini sonlu farklar metodunu kullanarak hesaplamışlardır. Çalışmada otomobil yüzeylerine düşen uzun ve kısa dalga boylarında, direk ve yayılı güneş ışıınımları hesaplanarak güneş ışıınımlarının, otomobil kabinini oluşturan malzemelerin, otomobilin renginin ve otomobil camlarının optiksel özelliklerinin iç ortam şartlarına ve iç etkisini sayısal olarak incelenmiştir.

Michalek ve ark. (2005), çalışmalarında otomobil kabini ve HVAC (ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme) ünitesi elemanlarının birleşik modelini Matlab-Simulink ortamında hazırlamışlardır. Modelden elde ettikleri sistemde dolaşan soğutucu akışkan sıcaklığı ve iç ortam sıcaklığını 13 °C ve % 60 RH dış ortam koşullarında gerçekleştirdikleri deneylerin verileri ile karşılaştırmışlardır.

Rugh ve ark. (2007) deneysel çalışmalarında üzerine düşen güneş ışıınımlarını yansıtma özelliği geliştirilmiş otomobil camları ve boyası kullanılmasının, kabin içerisine güneş enerji ile çalışan bir vantilatör yardımı ile iç hava hareketleri yaratılmasının güneş altında park edilmiş bir otomobilin iç ortam havası ve kabin yüzeyleri sıcaklıklarında

sağladıkları azalmaları ölçmüşlerdir. Kullanılan sistemlerle sıcaklıklar kabin baş seviyesinde 12 °C, koltuklarda 11 °C, ön camda 20.4 °C ve kontrol panelinde de 16.8 °C azaltılmıştır. Çalışmada otomobil kabinin nümerik modeli oluşturarak yeni teknolojilerin kullanılması ile aynı soğutmanın sağlanabilmesi için HVAC ünitesinden çekilen güçteki ve yakıt sarfiyatındaki azalmalar hesaplanmıştır. Taşıt koltuklarının havalandırılmasının yolcuların ısı konforuna olan etkisi anket çalışmaları ve sayısal modellemelerle incelenmiş ve sistemin HVAC güç sarfiyatında % 7 iyileşme sağladığı belirlenmiştir. Taşıt malzemelerindeki iyileştirmeler ile HVAC ünitesi tarafından çekilen güçte % 26 tasarruf sağlanmıştır.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1 Giriş

Bu çalışmada otomobillerin ısıtma ve soğutma süreçlerinde sürücünün ısı konforunun incelenmesi için insan vücudunun ve otomobil kabinin sürekli değişen ortam şartlarında ısı davranışı teorik olarak modellenmiştir. Yaz ve kış şartlarında yapılan deneysel çalışmalarda ise kabin iç ısı parametrelerinin ısıtma ve soğutma süreçleri boyunca değişimi deneysel olarak ölçülmüştür. Deneklerin deri yüzey sıcaklıkları kaydedilerek fizyolojik tepkileri, deneklere anket testleri uygulanarak da psikolojik tepkileri belirlenmiştir.

Teorik çalışmaların 1. kısmında sürekli değişen ve düzensiz bir dağılım gösteren kabin iç ortam ısı şartlarında sürücünün çevre ile ısı etkileşimlerini hesaplayarak fizyolojik tepkilerini ve ısı konforunu çözümleyen 16 bölmeli insan vücudu modeli oluşturulmuştur. Teorik kısmın 2. kısmında ise otomobil kabini üzerindeki ısı yükleri hesaplayarak kabin iç ortam sıcaklığının ve kabin yüzey sıcaklıklarının belirlendiği model enerji dengesi eşitliklerinden ve termodinamiğin temel denklemlerinden yararlanılarak hazırlanmıştır.

Teorik modellemelerden elde edilen sonuçlar deneysel ölçümlerle ve literatürden alınan deneysel verilerle karşılaştırılmış, model sonuçları ile deneysel verilerin uyumlu sonuçlar verdiği görülmüştür.

3.2 Teorik Modellemeler

3.2.1 Sürücünün ve yolcuların ısı davranışının modellenmesi

İnsan vücudu çevresi ile sürekli olarak ısı etkileşim halindedir. Vücut hareketlilik düzeyimize bağlı olarak geniş bir aralıkta ürettiği iç enerji ile vücut sıcaklığını kendimizi rahat hissedeceğimiz dar bir aralıkta tutmaya çalışmaktadır. Üretilen enerji

vücudun deri yüzeylerinden çeşitli yöntemler ile ısı olarak çevreye transfer olmaktadır. Bu yöntemler taşınım (konveksiyon), ışıınım (radyasyon), iletim (kondüksiyon) ve buharlaşmadır. Ayrıca insan her soluk alıp verdiğinde de çevre ile ısıl etkileşim göstermektedir. Taşınım, ışıınım ve iletim gibi çevre ile vücut sıcaklıklarının farklılığından kaynaklanan ısı geçişleri duyulur ısı geçişleri, deri yüzeylerinden nemin buharlaşması ve solunum sırasında dışarı verilen nemin buharlaşması sırasında gerçekleşen ısıl etkileşim ise gizli ısı geçişleri olarak gruplandırılmaktadır.

Aybers (1978), ısıl konforu bir mahalde sıcaklık ve diğer hava şartlarından ileri gelen bir rahatsızlığın olmaması durumu olarak tanımlamaktadır. Isıl konfor, Şekil 3.1’de görüldüğü gibi birçok faktöre bağlı olsa da bu faktörler, çevresel ve kişisel olmak üzere temel olarak iki başlık altında incelenebilir.

Çevresel Parametreler :

- Hava sıcaklığı
- Hava hızı
- Havanın nemi
- Işıınım sıcaklığı

Kişisel Parametreler:

- Fizyolojik faktörler (aktivite, cinsiyet, yaş, sağlık, boy, kilo)
- Giysi

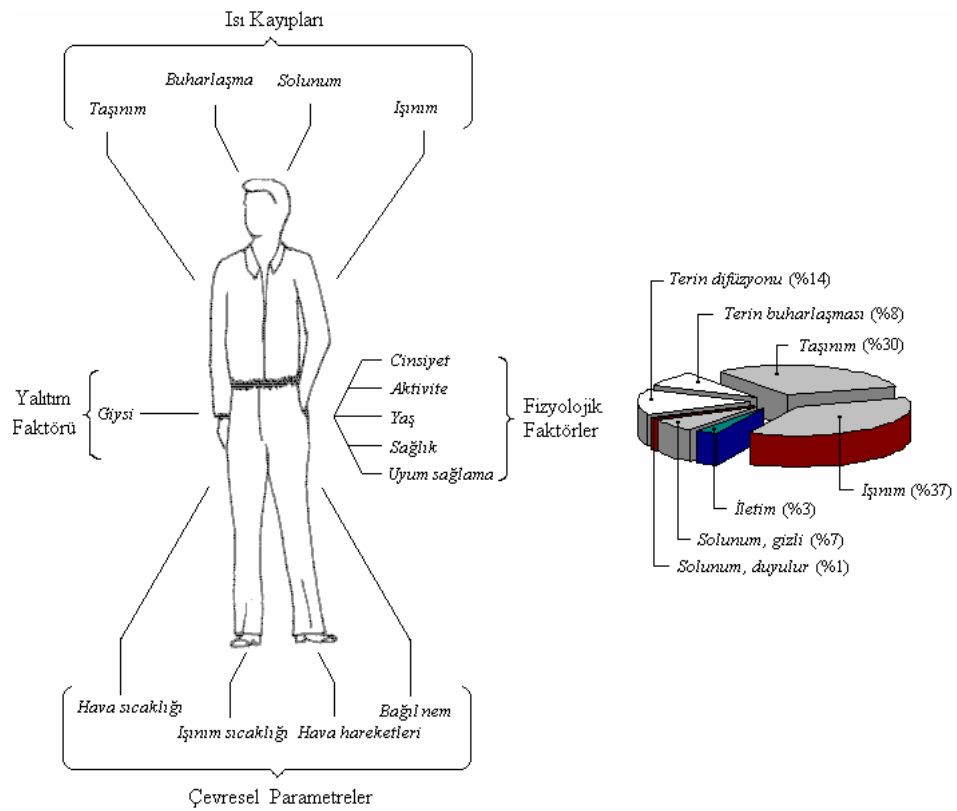
Şekil 3.1’ de ısıl konforu etkileyen parametrelerle birlikte sakin, dinlenme durumunda yetişkin bir insandan olan ısı kayıp oranları da verilmiştir. İnsan vücudu ürettiği enerjiyi çevreye atabildiği sürece çevre ile ısıl olarak dengededir. Bu denge halinin bozulması vücut iç enerjisinin ve vücut sıcaklıklarının değişimine neden olmaktadır. Vücut denetim mekanizmaları yardımı ile vücut sıcaklıklarının belli bir aralıkta tutmaya çalışmaktadır. Vücut denetim mekanizmaları genel olarak aşağıdaki gibi sıralanabilir.

Vücuttan olan ısı kayıplarının iç enerji üretiminden etkin olması durumu:

1. Damarların kısılarak iç vücut sıcaklığının korunması
2. Titreme ile iç enerji üretiminin (metabolik aktivite) artırılması

Vücuttan olan ısı kayıplarının yetersiz olması durumu:

1. Damarların genişleyerek iç vücut sıcaklığının korunması
2. Terleme yaparak fazla ısının deriden buharlaşma ile atılması



Şekil 3.1 Isıl konfor şartlarını etkileyen parametreler ve vücuttan olan ısı kayıpları
(Kaynaklı 2004)

3.2.1.1 Otomobillerde ısı konfor modelleri

Otomobillerde ısıtma ve soğutma süreçlerinin gerçekçi şekilde analizi yaygın olarak şartlandırılmış laboratuvar ortamlarında taşıt içersindeki deneklerin ısı konfor algılarının anket soruları ile deney süresince değerlendirilmesi ile yapılmaktadır. Deneklerden alınan cevaplar boy, kilo, metabolik aktivite gibi kişisel faktörlerden etkilenmektedir.

Deneyleer süresince denekler üzerindeki ortam sıcaklığı, hava hızı gibi ısı konfor parametreleri düzensiz bir dağılım göstereceğinden, denekler tüm vücut için ortalama ısı konfor algılarına karar verirken yerel konforsuzluklarını önem sırasını belirlemektedir. Kişisel tercih farklılıkları nedeniyle değerlendirmeler geniş bir aralıkta dağılmaktadır. Birçok denek üzerinde deneylerin tekrarlanması ve sonuçların istatistiksel analizleri ile genel sonuçlara ulaşılmaktadır. Laboratuvar ortamında gerçekçi iç ortam koşullarının oluşturulması ise rüzgar tünelleri, kızıl ötesi (solar) ampuller gibi donanımların kullanılması ile mümkündür. Bu nedenlerden otomobillerin ısıtma ve soğutma süreçlerinin deneysel olarak incelenmesi maliyetli ve uzun zaman alan bir prosedürdür.

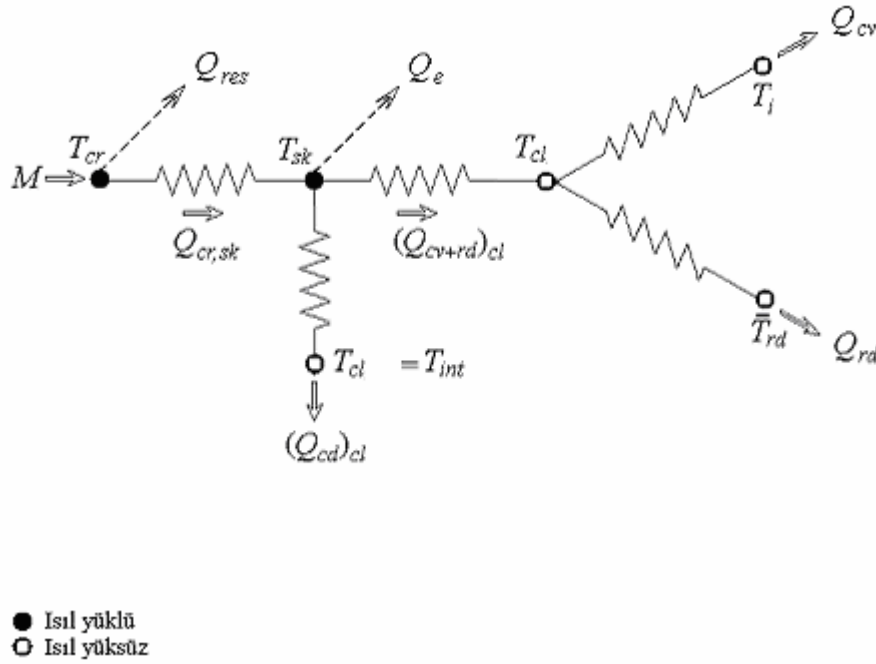
Otomobil ısıtma ve soğutma süreçlerinde yolcular ile çevre arasındaki ısı etkileşimi belirleyen, kişilerin sürekli değişen ortam şartlarında fizyolojik ve psikolojik tepkilerini tahmin eden teorik modellemeler ile tasarımın deneysel süreci için genel sonuçlar elde edilmekte ve deneysel tasarım süresi kısaltılmaktadır.

Genel olarak ısı konfor modellemeleri iki aşamada yapılmaktadır.

1. Vücut ile çevre arasındaki ısı etkileşimin tanımlanabilmesi için vücut sıcaklıkları, deri ıslaklıkları, kan akış debileri gibi fizyolojik tepkilerin belirlenmesi ve deneye dayalı ifadelerle teorik olarak tanımlanması
2. Kişinin ısı konfor algısının fizyolojik tepkilerin fonksiyonu olarak tanımlanması

Vücut ile çevre arasındaki ısı etkileşim için literatürde birkaç model olsa da yaygın olarak iki model kullanılır. İlki, Fanger (1970) tarafından geliştirilen *Sürekli Rejim Enerji Dengesi Modeli* diğeri Gagge ve ark. (1971) tarafından geliştirilen *İki Bölmeli Anlık Enerji Dengesi Modeli*'dir. Burch ve ark. (1991), ise iki bölmeli anlık enerji dengesi modelini, iletimle olan ısı kayıplarını, giysideki enerji depolamasını da dikkate alarak, otomobiller için uyarlamışlardır.

Bu çalışmada insan vücudunun modellenmesi için kullanılan ısı direnç devresi Şekil 3.2 'de verilmiştir. Vücudun katı ile temas etmeyen yüzeyleri için Gagge ve ark. (1971) iki bölmeli anlık enerji dengesi modeli temel alınmıştır. Vücudun katı ile temas halindeki yüzeylerden iletimle olan ısı kayıplarının belirlenmesinde ise Burch ve ark. (1991) devre modeli kullanılmıştır. Hazırlanan modelde giysilerin ısıl kapasiteleri bilinmediğinden giysilerin enerji depolaması ihmal edilmiştir.



Şekil 3.2 Model ısı direnç devresi

İki düğüm noktalı anlık enerji dengesi modelinde insan vücudu iç içe geçmiş iki silindir tabakası olarak düşünülmüştür. İç silindir iç organları, kas ve yağ tabakalarını içermekte ve kor tabakası (iç vücut) olarak adlandırılmaktadır. Dış silindir ise deri tabakasını temsil etmektedir.

Vücutta üretilen ısının (M) çoğu iç organlarda özellikle karaciğer, beyin, kalp ve iskelet kaslarında oluşur. Bu enerjinin bir kısmı solunum (Q_{res}) yolu ile ortama aktarılırken kan akışı aracılığıyla da vücudun diğer kısımlarına taşınır ve bölgesel ısınmalar engellenmiş olur. Bu nedenle enerjinin bedene eşit olarak dağıtılmasında kanın oldukça önemli bir rolü vardır. İç organ ve dokulardan direkt temas ve kan akışı

yoluyla deriye aktarılan ısı ($Q_{cr,sk}$), deriden de taşınım (Q_{cv}), ışıınım (Q_{rd}), buharlaşma (Q_e) ve kısmen de iletimle (Q_{cd}) çevreye verilir. Her bir düğüm noktası için enerji dengesi eşitlikleri yazılarak iç vücutta (k_{or}) ve deride depolan ısı enerji hesaplanmaktadır.

$$S_{cr} = M - W - Q_{res} - Q_{cr,sk} \quad (3.1)$$

$$S_{sk} = Q_{cr,sk} - (Q_{cd} + Q_{cv} + Q_{rd} + Q_e) \quad (3.2)$$

Vücutta birim zamanda depolanan ısı enerji anlık iç enerji artışına eşittir. Birim zamanda depolanan enerji, her bölme için ayrı ayrı ısı kapasite ile birim zamanda sıcaklık değişiminin çarpımı olarak;

$$dT_{cr} / dt = S_{cr} A_D / ((1 - \alpha) m c_{p,b}) \quad (3.3)$$

$$dT_{sk} / dt = S_{sk} A_D / (\alpha m c_{p,b}) \quad (3.4)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Bu denklemlerde

α = deri bölgesi kütlelerinin vücut kütlelerine oranı

m = vücut kütlesi

$c_{p,b}$ = vücudun özgül ısısıdır = 3.49 kJ/kgK

A_D = DuBois yüzey alanı

3.2.1.2 Deriden duyulur ısı geçişleri

Deriden duyulur ısı geçişleri taşınım, ışıınım ve iletimle olmaktadır. Deri yüzeyinden çevreye taşınım ile olan ısı geçişi aşağıda verilen denklem yardımıyla hesaplanabilir (Ashrae 1998).

$$Q_{cv} = f_{cl} h_{cv} (T_{cl} - T_i) \quad (3.5)$$

Taşınm yoluyla olan ısı geçişini etkileyen faktörler şunlardır:

- hava sıcaklığı (T_i)
- ortalama giysi yüzey sıcaklığı (T_{cl})
- taşınm katsayısı (h_{cv})
- giysi çeşidi ve giysi alan çarpanı (f_{cl})

Gagge (1971), modelinde oturma halindeki kişiler için tüm vücut için ortalama ısı taşınm katsayısını hava hızlarının 0.2 m/s' den az olması durumunda $3.1 \text{ W/m}^2\text{K}$, hava hızlarının 0.2 m/s 'den yüksek olmasında ise ısı taşınm katsayısını hava hızına bağılı ifade eden Eşitlik 3.6 yardımı ile hesaplamıştır.

$$h_{cv} = 8.3 U^{0.6} \quad (3.6)$$

Dear ve ark. 16 vücut bölmeli olarak tasarlanan bir ısıl manken üzerindeki ısı taşınm katsayılarını (h_{cv}) deneysel olarak incelemişlerdir. Dear ve ark. (1997)'ye göre hava hızlarının 0.1 m/s' den düşük olması halinde vücut üzerinde doğal taşınm etkindir ve oturma halindeki bir kişi için ortalama ısı taşınm katsayısının $3.3 \text{ W/m}^2\text{K}$ alınabilir. Doğal taşınm için farklı vücut bölmeleri üzerindeki etkin ısı taşınm katsayıları Çizelge 3.1' de verilmiştir.

Çizelge 3.1 Vücut bölmeleri üzerindeki doğal taşınım için ısı taşınım katsayıları
Dear ve ark. (1997)

Vücut Bölmesi	Isı Taşınım Katsayısı $h_{cv} (W / m^2 K)$
Ayak	4.2
Baldır	4
Uyluk	3.7
Pelvis	2.8
Baş	3.7
El	4.5
Ön kol	3.8
Üst kol	3.4
Göğüs	3
Sırt	2.6

Dear ve ark. (1997), 0.2 ile 5 m/s arasında değişen hava hızlarında aldıkları deneysel ölçümlerle oturma halinde bir kişi üzerinde zorlanmış taşınımın etkili olması durumu için her bir vücut bölgesi üzerindeki ısı taşınım katsayılarını matematiksel olarak ifade etmişlerdir.

Deri yüzeyinden çevreye ışınlama ile olan ısı geçişi aşağıda verilen denklem yardımıyla bulunabilir (ASHRAE 1998).

$$Q_{rd} = f_{cl} h_{rd} (T_{cl} - T_{rd}) \quad (3.7)$$

İşinim yoluyla olan ısı geçişini etkileyen faktörler şunlardır:

- ışınlama ısı geçiş katsayısı (h_{rd})
- ortalama işinim sıcaklığı (T_{rd})
- giysi çeşidi

Fanger (1967)'e göre anlık enerji dengesi modeli için iç ortam şartlarında ışınlama ısı geçiş katsayısı (h_{rd}) en genelleştirilmiş olarak $\varepsilon \times 4.7 \text{ W/m}^2\text{K}$ alınabilmektedir. ε , giysi ve vücut yüzeyinin ortalama ışınlama yayma katsayısıdır ve insan vücudu için 0.95 olarak kabul edilmektedir. Işınlama ısı geçiş katsayısı için bir diğer ifade de Ashrae (1998) 'de verilmiştir.

$$h_{rd} = 4\varepsilon\sigma(A_{rd}/A_D)\left(273.15 + \frac{T_{cl} + T_{rd}}{2}\right)^3 \quad (3.8)$$

Burada, ' ε ' giysi ve vücut yüzeyinin ortalama yayma katsayısı, ' σ ' Stefan-Boltzman sabiti, ' A_{rd} ' vücudun etkin ışınlama alanıdır ve oturma halindeki bir kişi için vücut alanın % 70' ine eşittir.

Dear ve ark. (1997), oturma halindeki kişinin ortalama ışınlama ısı geçiş katsayısını deneysel ölçümlerle $4.5 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak belirlemişlerdir. Çizelge 3.2' de Dear ve ark. (1997) çalışmasında hesapladıkları farklı vücut bölmeleri için ışınlama ısı geçiş katsayıları verilmiştir.

Çizelge 3.2 Farklı vücut bölmeleri için ışınlama ısı geçiş katsayıları. (Dear ve ark. 1997)

Vücut Bölmesi	Işınlama Isı Geçiş Katsayısı $h_{rd} \text{ (W/m}^2\text{K)}$
Ayak	4.2
Baldır	5.4
Uyluk	4.6
Pelvis	4.8
Baş	3.9
El	3.9
Ön kol	5.2
Üst kol	4.8
Göğüs	3.4
Sırt	4.6

Otomobiller gibi karmaşık geometriye ve çok farklı yüzey sıcaklıklarına sahip ortamlarda ortalama ışıınım sıcaklığının belirlenmesi son derece güçleşmektedir. Deneysel çalışmalarla yüzey sıcaklıkları ölçülebilmektedir. Yüzey sıcaklıklarına bağlı bir ortalama ışıınım sıcaklığı tanımlanması için otomobil yüzeyleri ile yolcuların vücut bölmeleri arasındaki görüş faktörlerinin belirlenmesi gerekmektedir. Leduc ve ark. (2006) çalışmasında otomobil kabini 15, sürücü ise 7 yüzey halinde gri cisim olarak düşünülmüş ve yüzeyler arasındaki ışıınımla ısı etkileşiminin çözümlenebilmesi amacıyla yüzeylerin sıcaklık değişimleri ve insan vücut bölmeleri üzerine gelen ışıınımla ısı akıları yöne bağlı olarak ölçülmüştür. Son olarak matrisin tersini alma yöntemi (Tikhonov metodu) ile görüş faktörlerini belirlemiştir. Fluent ve Ansys gibi programlar kullanılarak görüş faktörleri gerçeğe uygun olarak oluşturulan kabin ve sürücü modelleriyle hesaplanabilmektedir. Fanger (1982), oturan bir kişi ile yatay ve dikey dikdörtgen duvarlar arasındaki şekil faktörlerini hesaplamıştır (ASHRAE 1998). Benzer olarak He ve ark. (1996) otomobiller için şekil faktörlerini sonlu elemanlar metodu ile hesaplamışlardır. Çizelge 3.3 'de He ve ark. (1996) çalışmasından alınan kabin yüzeyleri ile vücut bölmeleri arasındaki görüş faktörleri verilmiştir.

Çizelge 3.3 Kabin yüzeyleri ile bazı vücut bölmeleri arasındaki görüş faktörleri
He ve ark. (1996)

Vücut Bölmeleri	Ön Panel	Sağ Panel	Sol Panel	Tavan
Baş	0.00468	0.00391	0.00841	0.02240
Gövde	0.03940	0.03030	0.07100	0.04430
Sağ Kol	0.01360	0.01010	0.01480	0.01410
Sol Kol	0.01140	0.00673	0.02630	0.01260
Sağ Bacak	0.02210	0.01200	0.01670	0.00758
Sol Bacak	0.02060	0.00812	0.02590	0.00730

Vücut bölmelerinin kabin yüzeylerini görüş faktörleri çarpım kuralı ile hesaplanabilir.

$$A_1 F_{1-2} = A_2 F_{2-1} \quad (3.9)$$

Yüzey sıcaklıklarının ve görüş faktörleri bilinmesi durumunda ortalama ışıyım sıcaklığı N adet yüzey için aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır (Fanger 1982).

$$T_{rd} = T_1 F_{p-1} + T_2 F_{p-2} + \dots + T_N F_{p-N} \quad (3.10)$$

Vücut üzerindeki giysilerin ısı direnci (R_{cl}) olmak üzere elbise tabakası üzerinden duyulur ısı geçişi;

$$Q_{cv} + Q_{rd} = \frac{(T_{sk} - T_{cl})}{R_{cl}} \quad (3.11)$$

olarak ifade edilebilir. Modelde hava ile temas halindeki elbise yüzey sıcaklıkları Eşitlik 3.11 kullanılarak hesaplanmaktadır.

Bir otomobil sürücüsü koltuğu dayanma ve oturma yüzeyleriyle, direksiyonla ve vites topuzu ile sürekli olarak temas etmektedir. Soğuk ve çok sıcak ortamlarda çok düşük veya çok yüksek yüzey sıcaklıkları sonucunda temas yüzeylerinde iletimle ısı geçişi oluşmaktadır. İletimle ısı kayıpları, taşınım ve ışıyım ile olan ısı geçişine göre sayısal olarak çok daha küçük olması ve zor hesaplanması nedeniyle genellikle ihmal edilmektedir. Ancak hesaplamak gerektiğinde aşağıda verilen eşitlikten faydalanılabilir (Burch ve ark. 1991b).

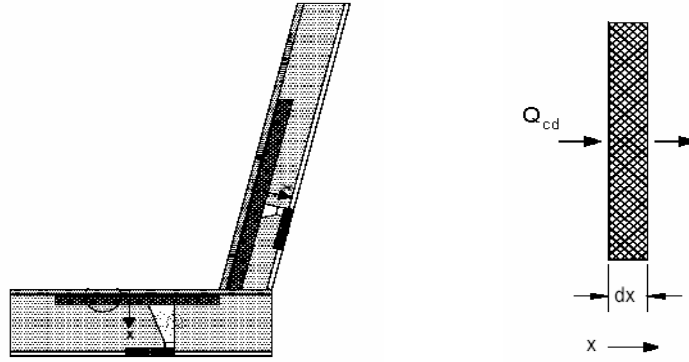
$$Q_{cd} = \left(\frac{k_{cl}}{x_{cl}} \right) A_{cd} (T_{sk} - T_{int}) \quad (3.12)$$

Burada, k_{cl} giysinin ısı iletim katsayısı, x_{cl} giysinin kalınlığı, A_{cd} iletimle olan ısı geçiş yüzey alanı, T_{int} ise temas halindeki yüzey sıcaklığıdır. Yaygın olarak iletimle ısı kayıplarının belirlenmesinde deneysel olarak ölçülen temas yüzey sıcaklıklarından faydalanılmaktadır. Karimi ve ark. (2003), ısıtılan ve havalandırılan koltukların ısı konfora katkısını deneysel ölçümlerle ve teorik modelleme ile incelemişlerdir. İç ısı

üretimi ile ısıtılan koltuklar için temas yüzey sıcaklığını kısmi diferansiyel denklem olarak ifade etmişlerdir.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\dot{Q}}{k} = \frac{\rho c_p}{k} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3.13)$$

$$Q_{cd} = k.A_{cd} \frac{\partial T}{\partial x} \quad (3.14)$$



Şekil 3.3 Koltuk temas yüzeylerinden iletimle ısı geçişi

Isıtılmayan koltuklar için iç ısı üretimi ihmal edilir ve kısmi diferansiyel denklemin sınır şartları belirlenirse iletimle ısı kayıpları bilgisayar programları yardımı ile çözülebilir. Başlangıç sınır şartı olarak $t=0$ anında tüm yüzeylerin temas yüzeyleri iç ortam sıcaklığına eşit alınabilir. Sınır şartları olarak, vücudun katı ile temas ettiği noktada ($x=0$) sıcaklık elbise yüzey sıcaklığına eşit olarak kabul edilmekte ve vücutla temas etmeyen yüzeylerinden de taşınım ile ısı geçişi tanımlanmaktadır.

Bu çalışmada iletimle ısı kayıpları Eşitlik 3.12 kullanılarak hesaplanmıştır. Eşitlik 3.12'nin kullanılabilmesi için koltukların oturma ve dayanma yüzeylerin vücut bölmeleri ile temas ettiği kısımların yüzey sıcaklıklarının (T_{int}) belirlenmesi gereklidir.

T_{int} 'in hesaplanması için aşağıdaki eşitliklerden faydalanılmıştır.

$$\Delta T_{int} = (T_{sk} - T_{int}) \times \tan \chi \quad (3.15)$$

$$T_{\text{int},j} = T_{\text{int},j-1} + \Delta T_{\text{int},j-1} \quad (3.16)$$

Eşitlik 3.15'de temas halindeki yüzey sıcaklığının birim zamandaki sıcaklık artışı (ΔT_{int}), temas sağlanmadan önceki deri yüzey sıcaklığı ile her hangi bir andaki yüzey sıcaklığının farkının 'tan χ ' ile çarpımından hesaplanmaktadır. Hesaplanan sıcaklık değişimi (ΔT_{int}) bir önce bulunan değere eklenerek yeni temas yüzey sıcaklığı elde edilmektedir. χ , deneysel çalışmalar ile koltuk oturma yüzeyleri için $4.51^\circ (\pm 0.13^\circ)$ ve koltuk dayanma yüzeyi için ise $5.75^\circ (\pm 0.34^\circ)$ olarak belirlenmiştir. Temas yüzey sıcaklıklarının belirlenmesi amacıyla yapılan deneysel çalışmalar ve sonuçları Bölüm 5.1.9 'da detaylı olarak anlatılmaktadır.

3.2.1.3 Deriden gizli ısı geçişleri

Deriden gizli ısı kayıpları (Q_e), sıcaklık denetim mekanizmalarının etkisi ile salgılanan terin buharlaşması ($Q_{e,\text{rsw}}$) ve suyun deriden doğal difüzyonu ($Q_{e,\text{dif}}$) sonucunda gerçekleşmektedir.

$$Q_e = Q_{e,\text{rsw}} + Q_{e,\text{dif}} = (\dot{m}_{\text{rsw}} h_{\text{fg}}) + (w_{\text{dif}} Q_{e,\text{max}}) \quad (3.17)$$

Burada \dot{m}_{rsw} birim zamanda üretilen ter miktarı olup vücut ve deriden gelen sıcaklık sinyalleriyle ilişkilidir. h_{fg} , suyun gizli buharlaşma ısısıdır ve 30°C sıcaklıkta 2430 kJ/kg alınabilir. Maksimum buharlaşma potansiyelini gösteren $Q_{e,\text{max}}$, derinin tamamının ıslak olması durumunda gerçekleşir ve deri sıcaklığındaki havanın su buharı basıncı (p_{sk}) ile ortam havasının su buharı basıncı (p_i) farkının toplam buharlaşma direncine bölünmesi ile bulunmaktadır.

$$Q_{e,\text{max}} = \frac{(p_{\text{sk}} - p_i)}{R_{e,t}} = \frac{(p_{\text{sk}} - p_i)}{R_{e,\text{cl}} + \frac{1}{f_{\text{cl}} h_e}} \quad (3.18)$$

Toplam buharlaşma direncinde, $R_{e,t}$ giysilerin buharlaşmayla olan ısı geçişine karşı gösterdiği direnç, h_e buharlaşmayla olan ısı geçiş katsayısıdır.

Terin buharlaşması için vücudun ıslak olması gereken bölümü,

$$w_{rsw} = \frac{Q_{e,rsw}}{Q_{e,max}} \quad (3.19)$$

denklemleri hesaplanır. Difüzyona bağlı deri ıslaklığı ise,

$$w_{dif} = 0.06(1 - w_{rsw}) \quad (3.20)$$

denklemleri bulunur. Deri ıslaklığı (w) ise bu iki değer toplamıyla elde edilir.

$$w = w_{rsw} + w_{dif} \quad (3.21)$$

Dolayısıyla deri ıslaklığı, vücudun ter üretimiyle çevre ortamının buharlaşmaya ne kadar olanak tanıdığına dolaylı bir sonucudur.

3.2.1.4 Solunumla olan ısı geçişleri

Solunum esnasında havaya taşınım ve buharlaşma nedeniyle duyulur ve gizli ısı geçişi olur. Solunum yoluyla olan ısı geçişi aşağıda verilen denklem yardımıyla hesaplanabilir.

$$Q_{res} = Q_{s,res} + Q_{e,res} \\ = \left[\dot{m}_{res} c_{p,a} (T_{ex} - T_i) + \dot{m}_{res} h_{fg} (W_{ex} - W_i) \right] / A_D \quad (3.22)$$

Solunumla olan ısı geçişini etkileyen faktörler:

- hava sıcaklığı
- aktivite
- bağıl nem

olarak sayılabilir. Burada \dot{m}_{res} solunum debisi, T_{ex} ve W_{ex} sırasıyla solunumla dışarı atılan havanın sıcaklığı ve özgül nemi, $c_{p,a}$ ve W_i sırasıyla çevre havasının özgül ısı ve özgül nemidir. Bu değerler aşağıda verilen bağıntılar yardımıyla hesaplanmaktadır.

$$\dot{m}_{res} = K_{res} M \quad (3.23)$$

$$T_{ex} = 32.6 + 0.066T_i + 32W_i \quad (3.24)$$

$$W_{ex} = 0.0277 + 0.000065T_i + 0.2W_i \quad (3.25)$$

$$W_i = 0.622 \frac{p_i}{p_{atm} - p_i} \quad (3.26)$$

3.2.1.5 Giysinin ısı ve buharlaşma direnci

Giysiler seri olarak bağlı kumaş tabakaları ve kumaş tabakaları arasındaki hava tabakalarından oluşmaktadır. Kumaş katmanları üzerinden iletimle transfer olan ısı hava katmanları üzerinden de ışıyım yolu ile transfer olmaktadır.

$$R_{cl} = \frac{1}{h_{rd,cl} + k_{cl} / x_{cl}} \quad (3.27)$$

Burada h_{rd} kumaş tabakaları arasındaki ışıyım ile ısı geçiş katsayısıdır ve değerleri McCullough ve ark. (1989)'un ısıl mankenler üzerinde yaptıkları deneylerde $4.9 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak hesaplanmıştır. k_{cl} ise kumaşın iletim direncidir ve kumaş cinsine bağlı olarak değişim göstermektedir. Giysilerin buharlaşma ile ısı geçişine karşı dirençleri ise Eşitlik 3.28 ile hesaplanmaktadır.

$$R_{e,cl} = R_{cl} / (i_{cl} LR) \quad (3.28)$$

burada i_{cl} giysi buhar geçirgenlik verimliliğidir ve iç ortamlarda kullanılan giysiler için değeri 0.34 olarak alınabilir (McCullough ve ark. 1989).

LR, Lewis oranı olarak tanımlanmaktadır. Olağan çevre koşulları için 16.5 °C/kPa olarak kabul edilmiştir. Giysi tabakaları vücudun çevre havası ile temas eden yüzey alanını arttırmaktadır. Elbiseli yüzey alanları çıplak yüzey alanının giysi alan katsayısı ile çarpımıdır. Giysi alan katsayısının (f_{cl}) elbise direncine (R_{cl}) bağlı ifadesi Eşitlik 3.29'da verilmiştir.

$$f_{cl} = 1.0 + 0.3 \times (0.155 \times R_{cl}) \quad (3.29)$$



Şekil 3.4 Elbise üzerinden çevreye ısı geçişi (McCullough ve ark. 1989)

Farklı elbise kombinasyonları için giysi yalıtım dirençleri Ashrae (1998)'de tablolar halinde verilmiştir. Bu çalışmada vücut bölmelerinin giysi ısıl ve buharlaşma dirençleri yaz şartları için Yiğit (1998)'den ve kış şartları için ise Yiğit (1999)'dan alınmıştır.

Çizelge 3.4 Yaz ve kış şartlarında farklı vücut bölmeleri için elbise dirençleri
(Yiğit 1998,1999)

Vücut Kısmı	Kısım Numarası	Yazlık Giyim m ² °C/W	Kışlık Giyim m ² °C/W
Sol Ayak	1	0.151	0.291
Sağ Ayak	2	0.151	0.291
Sol Baldır	3	0.068	0.151
Sağ Baldır	4	0.068	0.151
Sol Uyluk	5	0.068	0.151
Sağ Uyluk	6	0.068	0.151
Pelvis	7	0.147	0.617
Baş	8	0	0
Sol El	9	0	0
Sağ El	10	0	0
Sol Ön Kol	11	0	0.454
Sağ Ön Kol	12	0	0.454
Sol Üst Kol	13	0.067	0.454
Sağ Üst Kol	14	0.067	0.454
Göğüs	15	0.067	0.601
Sırt	16	0.067	0.601
Tüm Vücut		0.063	0.167

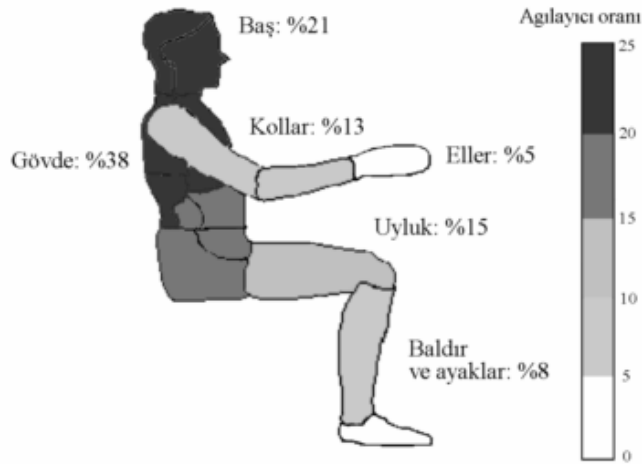
3.2.1.6 Metabolik aktivite

Ashrae (1998)'de taşıt sürücüsü için metabolik aktivite (M) değerlerinin 60 ile 115 W/m² arasında değiştiği belirtilmiştir. Burch ve ark. (1991a), modellerinde metabolik aktiviteyi 136 W, Conceiçao ve ark. (2000) ise tek bir yolcudan iç ortama geçen ısıyı 115 W olarak kabul etmiştir. Bu çalışmada ise taşıt sürücüsü için metabolik aktivite 75 W/m² alınmıştır.

3.2.1.7 Sıcaklık denetim sinyalleri

İnsanlar farklı şartlara sahip bir ortama girdiğinde vücut denetim mekanizmalarını devreye sokarak bazı tepkiler verir. Bu tepkiler ortamın durumuna göre damarların kısılması (vazokonstriksiyon), damarların genişlemesi (vazodilatasyon), terleme veya titreme şeklinde gerçekleşir. Bu esnada vücuttan çevreye olan ısı ve kütle transferi miktarı sürekli olarak değişir.

Vücudu sığağa veya soğuga karşı koruyan işlemler, sinirsel geri besleme mekanizması ile düzenlenir. Bu mekanizma beyin hacminin %0.3-0.5'ini teşkil eden hipotalamus tarafından kontrol edilir. Hipotalamusun ön kısmında vücudu sıcaklık artışından, arka kısmında ise sıcaklık düşümünden koruyan birer merkez vardır. Hipotalamusta bulunan bu merkezler vücut sıcaklığının korunmasıyla görevlidir. Geri besleme mekanizmasının işlemesi için vücut sıcaklığının yüksek ya da düşük olduğunu bildirecek algılayıcıların bulunması gerekir. Hipotalamustaki ısı merkezleri, algılayıcılardan gelen sinyallere göre vücut sıcaklığını düşürücü veya yükseltici işlemleri başlatır^{1,2}. İnsan vücudu üzerindeki sıcaklık algılayıcılarının dağılımı Şekil 3.5'de verilmiştir.



Şekil 3.5 İnsan vücudunda sıcaklık algılayıcılarının dağılımı

¹⁾ <http://www.gata.edu.tr/temelbilimler/biyokimya/seminer/hipotalamus.doc>

²⁾ <http://www.genetikbilimi.com/gen/hipofiz.htm>

Sıcaklık denetim mekanizmaları yukarıda bahsedildiği gibi deriden ve iç bölgeden gelen sıcaklık sinyalleri ile harekete geçmektedir. Bu işlemleri beş sinyal başlatmaktadır. Bu sinyaller; iç bölgeden gelen sıcak sinyal ($WSIG_{cr}$), iç bölgeden gelen soğuk sinyal ($CSIG_{cr}$), deriden gelen sıcak sinyal ($WSIG_{sk}$), deriden gelen soğuk sinyal ($CSIG_{sk}$) ve vücuttan gelen sıcak sinyal ($WSIG_b$)'dir. Bu sinyaller, bölgelerin nötr sıcaklıkları ($T_{cr,n}=36.8^\circ\text{C}$, $T_{sk,n}=33.7^\circ\text{C}$) ile gerçek sıcaklıkları arasındaki fark olarak tanımlanmıştır.

$$WSIG_{cr} = \begin{cases} 0 & T_{cr} \leq T_{cr,n} \\ T_{cr} - T_{cr,n} & T_{cr} > T_{cr,n} \end{cases} \quad (3.30)$$

$$CSIG_{cr} = \begin{cases} T_{cr,n} - T_{cr} & T_{cr} < T_{cr,n} \\ 0 & T_{cr} \geq T_{cr,n} \end{cases} \quad (3.31)$$

$$WSIG_{sk} = \begin{cases} 0 & T_{sk} \leq T_{sk,n} \\ T_{sk} - T_{sk,n} & T_{sk} > T_{sk,n} \end{cases} \quad (3.32)$$

$$CSIG_{sk} = \begin{cases} T_{sk,n} - T_{sk} & T_{sk} < T_{sk,n} \\ 0 & T_{sk} \geq T_{sk,n} \end{cases} \quad (3.33)$$

$$WSIG_b = \begin{cases} 0 & T_b \leq T_{b,n} \\ T_b - T_{b,n} & T_b > T_{b,n} \end{cases} \quad (3.34)$$

İnsan vücudunun ortalama sıcaklığı ise deri ve iç vücut sıcaklıklarının ağırlıklı ortalaması alınarak bulunur.

$$T_b = \alpha T_{sk} + (1 - \alpha) T_{cr} \quad (3.35)$$

İç vücut ve deri tabakası arasındaki kan dolaşımı sıcaklık denetim sinyalleri cinsinden;

$$\dot{m}_{bl} = [(6.3 + 200WSIG_{cr}) / (1 + 0.5CSIG_{sk})] / 3600 \quad (3.36)$$

eşitliği ile ifade edilmektedir. Kan debisindeki değişimler, deri ve iç vücut bölmelerinin göreceli kütlelerini etkilemektedir. Bu etki;

$$\alpha = 0.0418 + 0.745 / (3600\dot{m}_{bl} + 0.585) \quad (3.37)$$

eşitliğiyle hesaplanır. İç vücutla deri tabakası arasındaki ısı geçişi;

$$Q_{cr,sk} = (K + c_{p,bl}\dot{m}_{bl})(T_{cr} - T_{sk}) \quad (3.38)$$

eşitliğiyle bulunur.

Ortalama vücut sıcaklığı aşağıda verilen eşitlik yardımıyla da bulunabilir³⁾. Ancak bu eşitlik α değerinin 0.33 değerinden sapması oranında hatalıdır.

$$T_b = 0.33T_{sk} + 0.67T_{cr} \quad (3.39)$$

Vücudun birim zamanda ürettiği ter miktarı hem vücut hem de deriden gelen sıcak sinyallerle başlatılır.

$$\dot{m}_{rsw} = 4.7 \times 10^{-5} WSIG_b \exp\left(\frac{WSIG_{sk}}{10.7}\right) \quad (3.40)$$

Titreme ile metabolik enerji üretimi eşitlik yardımıyla hesaplanabilir.

$$M_{shiv} = 19.4CSIG_{sk} CSIG_{cr} \quad (3.41)$$

³⁾ <http://ergo.human.conell.edu/studentdownloads/DEA350notes/Thermal>

3.2.1.8 16 bölmeli insan vücudu modeli

Otomobil kabinlerinde sıcaklık, hava hızı, ışıınım sıcaklığı, elbise dirençleri gibi ısı konfor parametreleri sürücü ve yolcular üzerinde düzensiz dağılımlar göstermektedir. Modelde yerel ısı konforsuzlukların da belirlenebilmesi için insan vücudu 16 bölmeli olarak oluşturulmuştur. Her bir vücut bölmesi için kor ve deri sıcaklıkları, yüzey alanı ve kütle değerleri Tanebe ve ark. (2002) çalışmasından alınabilir (Çizelge 3.5).

Çizelge 3.5 Faklı vücut bölmelerinin normal deri ve kor sıcaklıkları, yüzey alanı ve ağırlığı (Tanebe 2002).

Vücut Kısmı	Kısım Numarası	Normal Deri Sıcaklığı (°C)	Normal Kor Sıcaklığı (°C)	Du-Bois Yüzey Alanı (m ²)	Ağırlık (kg)
Sol Ayak	1	33.9	35.1	0.056	0.480
Sağ Ayak	2	33.9	35.1	0.056	0.480
Sol Baldır	3	33.4	35.6	0.112	3.343
Sağ Baldır	4	33.4	35.6	0.112	3.343
Sol Uyluk	5	33.8	35.8	0.209	7.013
Sağ Uyluk	6	33.8	35.8	0.209	7.013
Pelvis	7	33.4	36.3	0.221	17.54
Baş	8	35.6	36.9	0.140	4.020
Sol El	9	35.2	35.4	0.050	0.335
Sağ El	10	35.2	35.4	0.050	0.335
Sol Ön Kol	11	34.6	35.5	0.063	1.373
Sağ Ön Kol	12	34.6	35.5	0.063	1.373
Sol Üst Kol	13	33.4	35.8	0.096	2.163
Sağ Üst Kol	14	33.4	35.8	0.096	2.163
Göğüs	15	33.6	36.5	0.175	12.40
Sırt	16	33.2	36.5	0.161	11.03
Tüm Vücut				1.87	74

Her vücut kısımdan olan ısı kayıpları toplanarak, tüm vücuttan olan toplam ısı kaybı bulunabilir.

$$(Q_s)_t = \sum_{i=1}^{16} (Q_{cv}(i) + Q_{rd}(i))A(i) / A_D \quad (3.42)$$

$$(Q_e)_t = \sum_{i=1}^{16} (Q_e(i)A(i)) / A_D \quad (3.43)$$

Tüm vücut için ortalama deri ve kor sıcaklıkları her bir vücut bölmesi için hesaplanan ısı kapasitelerinin $\{m(i)c_p(i)\}$ aritmetik ortalaması olarak kabul edilmiştir.

3.2.1.9 Isıl konfor algılarının hesaplanması

Kişilerin ısı konfor algıları, ısı modeller ile belirlenen deri sıcaklığındaki değişimler veya ısı kayıpları gibi fizyolojik tepkilerinin fonksiyonu olarak ifade edilmektedir. Isıl konfor için türetilen matematiksel ifadeler ise deneklere uygulanan anket cevaplarının istatistiksel olarak analiz edilmesi ile oluşturulmaktadır. Fanger (1970) modelinde ısı konfor algısı (PMV), iç ısı üretimi ile gerçek çevrede ve gerçek hareketlilik düzeyinde, konfor kıstaslarını sağlayan T_{sk} ve E_{rsw} değerlerine sahip bir kişinin ısı kaybı arasındaki fark olarak tanımlanan ısı yükün (L) bir fonksiyonu olarak ifade edilmiştir. PMV sonuçları ise 7 noktalı sayısal bir ölçeğe göre değerlendirilmektedir ve değerleri Çizelge 3.6'da verilmiştir.

$$PMV = (0.303 \exp(-0.036M) + 0.028)L \quad (3.44)$$

Çizelge 3.6 Fanger ısı konfor modeli 7 noktalı sayısal ölçeği

+3	Çok sıcak
+2	Sıcak
+1	Ilık
0	Normal
-1	Serin
-2	Soğuk
-3	Çok soğuk

Fanger modeli sürekli rejimdeki ortam şartları için hazırlanmıştır ve otomobiller gibi sürekli değişen ortam şartlarında kullanılması hataya sebep olmaktadır. Gagge ve ark. (1971) çalışmasında otomobiller gibi sürekli değişen iç ortam şartlarında kişilerin ısı konfor algılarını tahmin eden model geliştirmiştir. 1000 üzerinde deneğe uygulanan deneysel testler ve anket cevapları ile oturan bir kişi için ısı konfor algısını aşağıdaki denklemle ifade etmişlerdir.

$$TS = 0.245(T_i - 24) + 0.0165(p_i - 1.5) \quad (3.45)$$

Denklemden T_i ve p_i sırasıyla ortam sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$) ve ortamdaki su buharı basıncıdır (kPa). Burch ve ark. (1991a) çalışmasında da yolcuların ısı konfor algısını hesaplarken Gagge (1971) ısı konfor modelini temel almışlardır.

Kataoka ve Nakamura (2001), kabin iç ortam ısı konfor parametrelerinin dağılımını nümerik olarak analiz ettikleri çalışmalarında ısı konfor algısını eşdeğer sıcaklık cinsinden ifade etmişlerdir.

$$TS = 0.3 \times SET - 2.5 \quad (3.46)$$

Eşdeğer sıcaklık 'SET' kabin içinde sadece sıcaklığın değiştiği kabul etmektedir. SET, kabin içindeki bağıl nemin % 50'de sabit tutulduğu ve yolcuların giysi yalıtım direncinin 0.6 clo olduğu durumlar için geçerlidir. Korelasyon geçici rejim şartları için iyi sonuçlar vermemektedir.

Isı konfor algısı için iki bölmeli anlık enerji dengesi modelinde, ısı duyumu (TSENS) ve ısı konforsuzluk (DISC) olmak üzere yaygın olarak iki ölçüt kullanılır. TSENS ve DISC 11 noktalı sayısal ölçeğe göre değerlendirilir. TSENS için; +5 dayanılmaz ölçüde sıcak, +4 çok sıcak, +3 sıcak, +2 ılık, +1 ılıkça, 0 nötr, -1 serince, -2 serin, -3 soğuk, -4 çok soğuk, -5 dayanılmaz ölçüde soğuk; DISC için 0 rahat ve konforlu, ± 1 biraz rahatsız fakat kabul edilebilir, ± 2 rahatsız, ± 3 çok rahatsız, ± 4 sınırlı

ölçüde dayanılabilir, ± 5 dayanılmaz şartlarını göstermektedir. TSENS ve DISC aşağıda verilen bağıntılar yardımıyla hesaplanabilir.

$$\text{TSENS} = \begin{cases} 0.4685(T_b - T_{b,c}) & T_b < T_{b,c} \\ 4.7\eta_e(T_b - T_{b,c})/(T_{b,h} - T_{b,c}) & T_{b,c} \leq T_b \leq T_{b,h} \\ 4.7\eta_e + 0.685(T_b - T_{b,h}) & T_{b,h} < T_b \end{cases} \quad (3.47)$$

$$\text{DISC} = \begin{cases} 0.4685(T_b - T_{b,c}) & T_b < T_{b,c} \\ \frac{4.7(Q_{e,rsw} - Q_{e,rsw,req})}{(Q_{e,max} - Q_{e,rsw,req} - Q_{e,dif})} & T_{b,c} \leq T_b \end{cases} \quad (3.48)$$

TSENS, ortalama vücut sıcaklığının denetim bölgesinin alt ve üst eşik noktalarından sapması, DISC ise vücut sıcaklığının eşik noktalarının altında olması durumunda ısı konforsuzluğun sayısal değeri olarak tanımlanmıştır. Taniguchi ve ark. (1992) ve Ueda ve ark. (1997), çalışmalarında ısı konfor algısının yalnız deri veya vücut sıcaklığı ile ifade edilmesinin geçici ortam şartları için yetersiz olduğunu, deri yüzey sıcaklıklarındaki anlık değişimlerin de hesaplanması gerektiğini vurgulamışlardır. Hipotezlerinin kanıtlanması amacı ile gerçekleştirilen anketsel ve deneysel çalışmalarla ısı konfor algısını kişinin yüz sıcaklığına ve yüz sıcaklığındaki değişime bağlı olarak tanımlamışlardır.

$$\text{TS} = 0.82(T_{sk} - 33.9) - 39.1 \frac{\partial T_{sk}}{\partial t} \quad (3.49)$$

Literatürdeki otomobillerde yerel ve ortalama ısı konfor algıları en detaylı olarak Guan ve ark. (2003a,b) tarafından incelenmiştir. Guan ve ark. (2003a,b) ısı konfor algısı için geliştirdikleri korelasyon Eşitlik 3.50'de verilmiştir.

$$TS = a \times Q_{\text{net}} + \frac{b}{\Psi} (T_{\text{sk}} - T_{\text{sk.n}}) + c \quad (3.50)$$

Eşitlikte a,b ve c regresyon sabitleridir. Model geçici rejim bileşeni ve sürekli rejim bileşeni olarak 2 bileşenden meydana gelmektedir. Isıl konfor ifadesinin geçici rejim bileşeninde vücuttan net ısı kaybı (Q_{net}) cinsinden, sürekli rejim bileşeni ise deri sıcaklığının normal deri sıcaklığından sapması cinsinden ifade edilmiştir. Ψ , ise iki bileşen arasındaki ilişkiyi ifade eden ve doğrusal olmayan bir terimdir.

Zhang ve ark. (2004 ve 2006a,b), sürekli değişen ve ısı konfor parametrelerinin düzensiz dağılım gösterdiği kapalı ortamlar için yerel ve ısı konfor algılarını inceledikleri çalışmalarının sonuçlarına göre;

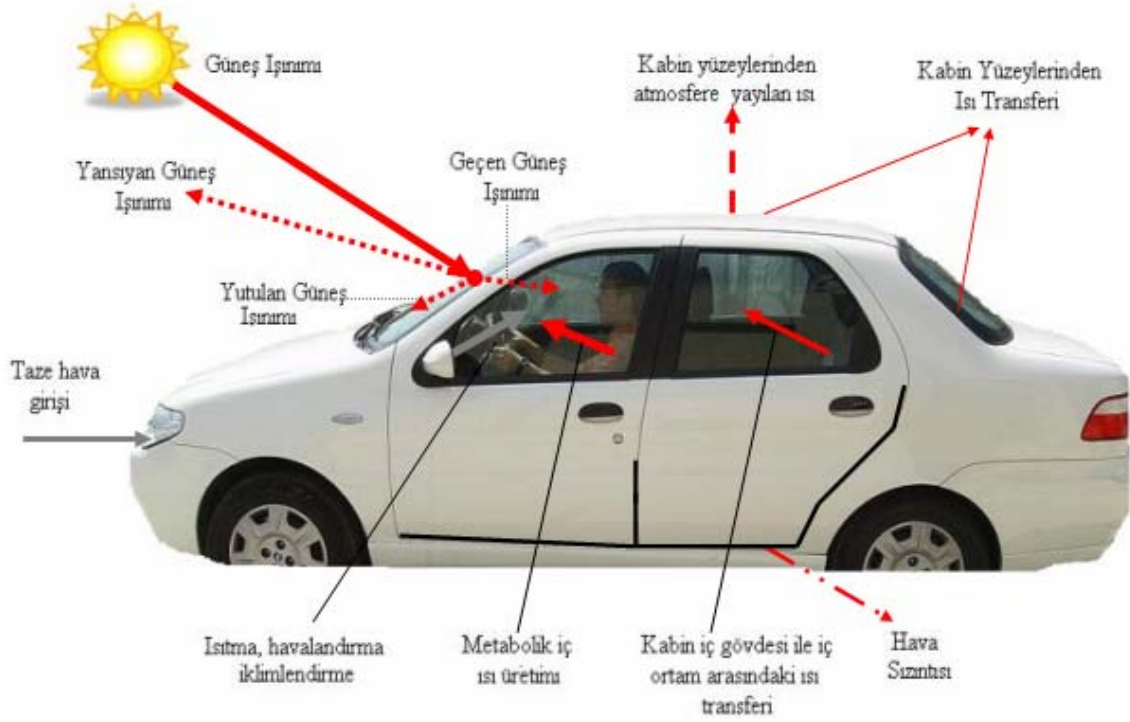
- Ortalama ısı konfor algısı, en düşük konfor algısına sahip 2 vücut bölgesinin aritmetik ortalamasına eşittir.
- Eğer bu en düşük 2 yerel ısı konfor algısından biri $TS > -2.5$ ise ortalama ısı konfor algısı en düşük 2 yerel konfor algısı ile en yüksek konfor algılamasının ortalamasıdır.
- Sıcak ortamlarda ayakların soğutulması ve soğuk ortamlarda ayakların ısıtılması ısı konforu önemli derecede arttırmaktadır.
- Isıl konfor için baş bölgesinin daha serin tutulması istenmektedir.

Hazırlanan modelde her bir vücut bölgesi için yerel ısı konfor algıları Eşitlik 3.49 kullanılarak hesaplanmıştır. Ortalama ısı konfor hesabında ise yerel ısı konfor algılarının, vücut bölgelerinin ağırlıkları oranında, ortalaması alınmıştır.

3.2.2 Otomobil kabininin ısı davranışının modellenmesi

Tez çalışmalarının bu kısmında farklı taşıt hızlarında, sürekli değişen dış ortam sıcaklığı ve kabin yüzeylerine düşen güneş ışınımı değerlerinde kabin iç ortam sıcaklığının ve yüzey sıcaklıklarının anlık değişimlerinin bulunabilmesi için otomobil kabininin ısı modeli oluşturulmuştur.

Otomobil kabinleri sürekli olarak çok değişken dış etkilere maruz kalmaktadır. Kabin iç ortam şartlarının hesaplanabilmesi dış etkilerden kaynaklanan kabin üzerindeki ısıl yüklerin belirlenmesi gerekmektedir. Şekil 3.6'da otomobil kabininin çevresi ile ısıl etkileşimi verilmiştir.



Şekil 3.6 Otomobil kabininin çevresi ile ısıl etkileşimi

Otomobil kabinleri ışığı geçirmeyen (opak) yüzeyler ile ışığı geçiren (saydam) yüzeylerden oluşmaktadır. Opak yüzeylere düşen güneş ışınımının bir kısmı yüzeyler tarafından yutulmakta ve yüzey sıcaklıklarını arttırmaktadır. Saydam yüzeylerde (otomobil camları) ise güneş ışınımının bir kısmı yutulmakta, bir kısmı da saydam yüzeylerin geçirgenliği ölçüsünde kabin içerisindeki koltuk, direksiyon kontrol paneli gibi katı yüzeylerin üzerine düşerek, katı yüzeylerin ısınmasına neden olmaktadır. Taşıt hızı ve dış ortam sıcaklığı da kabin iç enerji dengesini etkileyen önemli parametrelerdir. Yüksek taşıt hızlarında ve düşük dış ortam sıcaklıklarında kabin yüzeylerinden dış ortama taşınım yolu ile ısı geçişleri yüksektir. Kabin yüzeylerinden de atmosfere bu yüzeylerin sıcaklıkları ve ısıl yayılım katsayıları ölçüsünde ışınım yolu ile ısı yayılmaktadır.

Hazırlanan modelde kabin iç ortamı, tek bir hücre gibi düşünülmüş ve ortalama hava sıcaklığı için enerji dengesi eşitliğinden faydalanılmıştır. Enerji dengesi eşitliğine göre kabin içerisine giren net ısı yük kabin iç ortam havası için iç enerji artışını verecektir. Kabin içindeki ortalama hava sıcaklığını veren enerji dengesi eşitliği Eşitlik 3.51'de verilmiştir.

$$\rho_i V_i c_{p,i} \frac{\partial T_i}{\partial t} = \sum_{j=c,f,\dots} Q_{ij} + Q_{mw} + Q_p + Q_{ib} + Q_{HVAC} \quad (3.51)$$

Kapalı bir ortamda bulunan bir kişinin rahat solunum yapabilmesi için ortam içerisine 30 m³/h taze hava girişi sağlanmalıdır (Kaynaklı 2000). Ortam iç havasının yenilenmesinin kabin iç enerji dengesine etkisi Eşitlik 3.52'de verilmiştir.

$$Q_{mw} = \frac{30}{3600} [(\rho_o c_{p,o} T_o) - (\rho_i c_{p,i} T_i)] \quad (3.52)$$

Taşıt içindeki her bir yolcu birer ısı kaynağı görevini yapmaktadır. Vücuttan çevreye olan toplam ısı geçişleri kabin iç enerjisini arttırmaktadır. Ashrae (1998)'e göre otomobil sürücüsünün iç ortama verdiği ısı, 60 ile 115 W/m² arasında değişmektedir ve Gagge anlık enerji dengesi modeli kullanılarak hesaplanmaktadır. Q_p, tek bir yolcunun metabolik aktivitesi (M) ile taşıt içindeki yolcu sayısının (s) çarpımıdır.

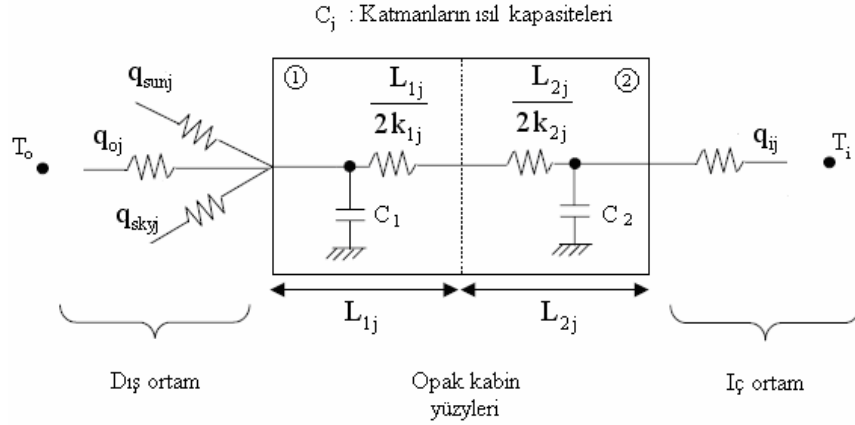
Modelde kabin iç ortamında bulunan koltuk, kontrol paneli, direksiyon ve torpido gözü gibi katı yüzeylerde tek bir hacim olarak ele alınmıştır. Yaz aylarında otomobil camlarından giren güneş ışınımı üzerlerine düşmesi ile katı yüzey sıcaklıkları da artacaktır. Soğuk kış şartlarında da taşıt ısıtma süreçlerinde de kabin iç yüzeyleri iç ortam havasından daha geç ısınmaktadır (Kaynaklı ve Kılıç 2005). Oluşan sıcaklık farklılığı sonucunda katı yüzeylerle iç ortam havası arasında ısı etkileşimi meydana gelmektedir ve bu ısı etkileşimi Eşitlik 3.53 ile ifade edilmektedir.

$$Q_{ib} = h_{ib} A_{i_b} (T_{ib} - T_i) \quad (3.53)$$

Q_{ij} , kabin iç yüzeyleri ile iç ortam arasındaki taşınım yolu ile gerçekleşen ısı etkileşimi vermektedir. Otomobil kabinini 8 yüzey halinde ele alan modelde kabin yüzeylerinden olan toplam ısı geçişi tavan (c), taban (f), sağ gövde (rb), sol gövde (lb), ön cam (fw), arka cam (bw), sağ cam (rw) ve sol camdan (lw) olan ısı geçişlerinin toplamına eşittir.

$$\sum_{j=c,f,\dots} q_{ij} A_j = Q_{ic} + Q_{if} + Q_{irb} + Q_{ilb} + Q_{ifw} + Q_{ibw} + Q_{irw} + Q_{ilw} \quad (3.54)$$

Otomobil kabinini oluşturan opak yüzeyler (tavan, gövde, taban) ve saydam yüzeyler (otomobil camları) üzerinden olan ısı geçişleri elektrik devresindeki elektrik akımının akışı gibi tanımlanmıştır. Opak yüzeyler, dış tarafta çelik bir saç plaka ile iç tarafta yalıtım malzemesinin birbirine seri iki malzemenin birleşimi şeklinde modellenmiştir.



Şekil 3.7 Opak yüzeyler üzerinden olan ısı geçişinin elektrik direnç şeması gösterimi

Opak yüzeyleri oluşturan saç plakanın ve yalıtım malzemesinin sıcaklıklarındaki değişim iki düğüm noktası için de enerji dengesi eşitliklerinin yazılması ile çözümlenmektedir.

Saç plaka için enerji dengesi eşitliğindeki ısı kayıp ve kazançları:

- Dış ortamla yüzeyler arasındaki taşınım yolu ile ısı geçişi

$$q_{oj} = h_o (T_o - T_{1,j}) \quad (3.55)$$

- Yüzey tarafından yutulan güneş ışınımı

$$q_{\text{sun},j} = \alpha_j \times P_{\text{sun},j} \quad (3.56)$$

- Kabin yüzeylerinin sıcaklıkları ölçüsünde atmosfere ve çevreye ışımla yaydığı ısıdır (Mezrhhab ve Bouzidi 2005).

$$q_{\text{sky},j} = \varepsilon\sigma \left[(T_o + 273)^4 - (T_{1,j} + 273)^4 \right] \quad (3.57)$$

- Saç plakadan yalıtım malzemesine iletimle transfer olan ısı

$$q_j = \frac{T_{1j} - T_{2j}}{\frac{1}{2} \left(\frac{L_{1j}}{k_{1j}} + \frac{L_{2j}}{k_{2j}} \right)} \quad (3.58)$$

Net ısı kazancı veya kaybı saç plakanın ısıl kapasitesi ($C_{1,j}$) ölçüsünde sıcaklığında değişime neden olacaktır. Eşitlik 3.59'da saç plaka için enerji dengesi eşitliği verilmiştir.

$$q_{\text{oj}} + q_{\text{sun},j} + q_{\text{sky},j} - q_j = C_{1,j} \frac{\partial T_{1,j}}{\partial t} \quad (3.59)$$

$$j = c, f, rb, lb$$

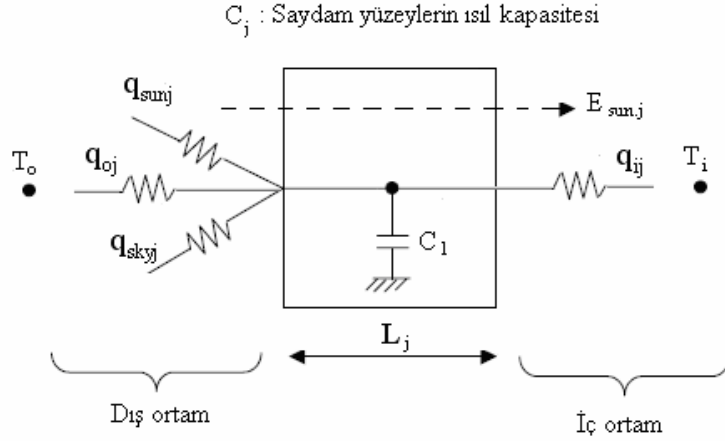
Yalıtım plakası için enerji dengesi eşitliği de Eşitlik 3.60'ta ki gibidir.

$$q_j - q_{ij} = C_{2,j} \frac{\partial T_{2,j}}{\partial t} \quad (3.60)$$

Burada, (q_{ij}) kabin iç yüzeylerinden iç ortama geçen ısı akısıdır ve Eşitlik 3.61 ile hesaplanmaktadır.

$$q_{ij} = h_{ij} (T_{2j} - T_i) \quad (3.61)$$

Kabini oluşturan otomobil camları gibi saydam yüzeyler tek bir malzeme olarak tanımlanmıştır. Saydam yüzeyler üzerinden ısı akışının elektrik direnç devresi benzeşimi Şekil 3.8' de verilmiştir.



Şekil 3.8 Saydam yüzeyler üzerinden olan ısı geçişinin elektrik direnç şeması gösterimi

Saydam yüzeyler için enerji dengesi eşitliği aşağıdaki gibidir.

$$q_{oj} + q_{sun,j} + q_{sky,j} - q_{ij} = C_j \frac{\partial T_j}{\partial t} \quad (3.62)$$

$$j = fw, bw, rw, lw$$

Otomobil camlarından kabin içerisine giren güneş ışınımı da camın geçirgenlik katsayısı ile cam üzerine düşen anlık güneş ışınımının çarpımına eşittir.

$$E_{sun,j} = \tau \times P_{sun,j} \quad (3.63)$$

Model sonuçların kabin iç ortam sıcaklığını yansıtabilmesi için:

1. Otomobil kabinini oluşturan malzemelerin (saç, cam, ısı yalıtım) ısı iletim katsayılarının, ısı kapasite ve yoğunluklarının, güneş ışınımı yutma, geçirme ve yayma gibi optiksel özelliklerinin doğru ve hassas olarak belirlenmesi gereklidir.
2. Kabin iç ve dış yüzeylerindeki ısı taşınım katsayıları deneysel olarak tespit edilmelidir.
3. Kabin yüzeylerine düşen anlık güneş ışınım değerleri hesaplanmalıdır.

3.2.2.1 Kabin iç ve dış yüzeylerindeki ısı taşınım katsayılarının belirlenmesi

Kabin dış yüzeyleri ile dış ortam arasındaki ısı taşınım katsayısı laboratuvar ortamında rüzgar tünelleri ile kabin üzerine yüksek hızlarda havanın üflendiği deneyler sonucunda elde edilmiştir. Mezrhab ve Bouzidi (2005), kabin iç ortam koşullarını nümerik olarak analiz ettikleri çalışmalarında kabin dış yüzeylerindeki ısı taşınım katsayısını taşıt hızına (U) bağlı olarak ifade etmişlerdir.

$$h_o = 5.7 + 3.8U \quad (3.64)$$

Dış yüzeylerdeki ısı taşınım katsayısı için bir diğer ifadeyi Fujita ve ark. (2001), nümerik çalışmalarında kullanmışlardır. Hareket halindeki taşıtlar için geçerli olan denklem Eşitlik 3.65'te verilmiştir.

$$h_o = 6.14U^{0.78} \quad U > 5\text{m/s} \quad (3.65)$$

Kataoka ve Nakamura (2001), taşıt yüzeylerindeki Nusselt sayısını Eşitlik 3.66 ile ifade etmişlerdir.

$$Nu = 0.029 Re^{0.8} \quad (3.66)$$

Yolcu otobüsü kabınının iç ve dış yüzeylerindeki ısı taşınım katsayıları için detaylı bir deneysel çalışma Conceiçao ve ark. (2000) tarafından yapılmıştır. 2 m uzunluğunda örnek bir otobüs kabini üzerindeki deneyler sonucunda dış yüzeylerdeki zorlanmış ısı taşınım katsayısı için Nusselt değeri aşağıdaki korelasyon ile tanımlamıştır.

$$Nu = 0.456 Re^{0.66} \quad (3.67)$$

Kabin iç yüzeylerinde ise doğal taşınım ile zorlanmış taşınımın birlikte etkili olduğunu kabul ederek dik, yatay ve açılı yüzeyler için Nusselt ifadelerini kullanım şartları ile birlikte tanımlamışlardır (Çizelge 3.7 ve Çizelge 3.8).

Çizelge 3.7 Kabin iç yüzeylerinde doğal taşınım için Nusselt ifadeleri

Yüzey	Nusselt Sayısı (Nu)	Kullanım Şartı
Dikey	$92.04Ra^{0.09}$	$3.59 \times 10^9 < Ra < 4.37 \times 10^{10}$
Açılı $T_{yüzey}^{alt} > T_i$	$8.35(Ra \cos \xi)^{0.09}$	$1.5 \times 10^8 < Ra < 1.6 \times 10^9$
Açılı $T_{yüzey}^{üst} > T_i$	$7.04Ra^{0.189}$	$4.7 \times 10^9 < Ra < 4.21 \times 10^{10}$
Yatay $T_{yüzey}^{üst} > T_i$	$23.12Ra^{0.144}$	$2.89 \times 10^8 < Ra < 1.36 \times 10^9$

Çizelge 3.8 Hem doğal hem de zorlanmış taşınımın etkili olması durumunda Nusselt ifadeleri

Yüzey	Nusselt Sayısı (Nu)	Kullanım Şartı
Dikey	$0.555Ra^{1/4} \left[1 + 6.26 \left(\frac{Re}{\sqrt{Gr}} \right)^{1.29} \right]$	$0.52 < \frac{Re}{\sqrt{Gr}} < 2.2$
Yatay $T_{yüzey}^{alt} > T_i$	$0.27Ra^{1/4} \left[1 + 4.30 \left(\frac{Re}{\sqrt{Gr}} \right)^{1.74} \right]$	$1.5 < \frac{Re}{\sqrt{Gr}} < 3.2$
Yatay $T_{yüzey}^{alt} < T_i$	$0.15Ra^{1/3} \left[1 + 3.34 \left(\frac{Re}{\sqrt{Gr}} \right)^{1.15} \right]$	$0.4 < \frac{Re}{\sqrt{Gr}} < 1.2$
Açılı $T_{yüzey}^{alt} > T_i, \xi = 8^\circ$	$0.56(Ra \cos \xi)^{1/4} \left[1 + 11.58 \left(\frac{Re}{\sqrt{Gr}} \right)^{1.44} \right]$	$0.4 < \frac{Re}{\sqrt{Gr}} < 3.1$
Açılı $T_{yüzey}^{alt} > T_i, \xi = 8^\circ$	$0.56(Ra \cos \xi)^{1/4} \left[1 + 81.78 \left(\frac{Re}{\sqrt{Gr}} \right)^{1.72} \right]$	$0.12 < \frac{Re}{\sqrt{Gr}} < 0.9$

Zorlanmış taşınım için verilen tüm ifadelerde Reynolds sayısı (Re), yüzey üzerindeki hava hızlarına (u), yüzeyin karakteristik uzunluğuna (L_k) ve akışkanın kinematik vizkozitesine bağlı olarak hesaplanmaktadır. Doğal taşınım için verilen ifadelerdeki Grashof sayısı (Gr) ise ortam ile yüzeyin sıcaklık farkına, akışkanın ısıl genleşme katsayısına ve kinematik vizkozitesine, yerçekimi ivmesine ve yüzeyin karakteristik uzunluğuna (L_k) bağlıdır. Zorlanmış taşınım ile dikey ve açılı yüzeylerdeki doğal

taşınım ifadelerinde karakteristik uzunluk yüzeyin akış yönündeki uzunluğu, yatay yüzeylerdeki doğal taşınımında ise iki kenar uzunluğunun aritmetik ortalamasıdır (Kılıç ve Yiğit 2004).

Kabin iç yüzeylerindeki ısı taşınım katsayıları Fluent veya Ansys gibi CAE analiz programları ile çözümlenmektedir. Kış şartlarında ısıtılan bir otomobilde kabin iç yüzeylerindeki ısı taşınım katsayısı 4 ile 30 W/m²K arasında değişmektedir.

3.2.2.2 Kabin yüzeylerine düşen anlık güneş ışınımlarının hesaplanması

Literatürde yatay, dik ve eğimli yüzeylere düşen anlık ve günlük güneş ışınım değerlerinin bir takım güneş açılarına bağlı matematiksel ifadeleri deneysel çalışmalar ve istatistiksel analizler yardımı ile hazırlanmıştır. Mezhrab ve Bouzidi (2005) otomobil yüzeylerine, Conceiçao ve ark. (2000) ise yolcu otobüsü yüzeylerine düşen güneş ışınımlarını deneysel ve teorik olarak incelemişlerdir.

Herhangi bir anda yeryüzü üzerinde belirli bir yöndeki düzlem ile yeryüzüne gelen direkt güneş ışınımı arasındaki geometrik ilişkiler birkaç değişik açı tanımı ile belirlenebilir. Yani güneş açıları yeryüzündeki herhangi bir yüzey ile güneşin pozisyonuna bağlı terimlerdir. Bu açılar ve bu açılar arasındaki ilişkiler şu şekilde tanımlanabilir;

Enlem Açısı (latitude), ϕ , ekvator düzleminin güneyi veya kuzeyine doğru olan açısal yer değiştirme olarak tanımlanabilir. Kuzey yön pozitif olmak üzere -90° ile 90° arasında değişir ($-90^\circ \leq \phi \leq 90^\circ$).

Deklinasyon açısı (declination), δ , kuzey yön pozitif olmak üzere ekvator düzlemine bağlı olarak güneşin açısal pozisyonudur. Yani güneş ışınlarının ekvator düzlemi ile yaptığı açı olarak tanımlanabilir. ($-23.45^\circ \leq \delta \leq 23.45^\circ$)

$$\delta = 23.45 \sin\left(360 \frac{284 + n}{365}\right) \quad (3.68)$$

burada n yılın kaçınıcı gününde olduğumuzu belirtmektedir. Aylara göre n değerleri Çizelge 3.9 'da listelenmiştir.

Eğim açısı (slope), β , ele alınan yüzeyin yatay ile yaptığı açıdır. ($0 \leq \beta \leq 180^\circ$)

Yüzey azimut açısı (surface azimuth angle), γ , tam güneyde sıfır, doğuya doğru negatif, batıya doğru pozitif olmak üzere yüzeyin normalinin yatay düzlemdeki izdüşümü ile güney doğrultusu arasındaki açıdır ($-180^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$)

Saat açısı (hour angle), ω_h , öğleden önce negatif, öğleden sonra pozitif olmak üzere dünyanın kendi eksenini etrafında saatte 15° dönmesi dolayısıyla yerel meridyenin doğu veya batısı yönünde güneşin açısal yer değiştirmesi olarak tanımlanabilir. Formül olarak ifade edilirse;

$$\omega_h = 15(gs - 12) \quad (3.69)$$

gs, güneşlenme süresidir ve her ay için farklı değerler almaktadır. Türkiye için illere göre güneşlenme sürelerine Kılıç ve Öztürk (1985)'ten bakılabilir.

Güneş geliş açısı (angle of incidence), θ , yüzeye gelen direkt güneş ışınımı ile yüzeyin normali arasındaki açıdır.

Zenit açısı (zenith angle), θ_z , yatay yüzey ($\beta=0$) için tanımlanan güneş geliş açısıdır.

Çizelge 3.9 Her bir ayı temsil eden ortalama gün ve çeşitli aylar için “n” değerleri

<i>Ay</i>	<i>Belirli bir gün için n değeri</i>	<i>Ayı temsil eden gün</i>	<i>Ortalama gün için n değeri</i>	<i>Deklinasyon δ</i>
<i>Ocak</i>	i	17	17	-20.9
<i>Şubat</i>	31+i	16	47	-13.0
<i>Mart</i>	59+i	16	75	-2.4
<i>Nisan</i>	90+i	15	105	9.4
<i>Mayıs</i>	120+i	15	135	18.8
<i>Haziran</i>	151+i	11	162	23.1
<i>Temmuz</i>	181+i	17	198	21.2
<i>Ağustos</i>	212+i	16	228	13.5
<i>Eylül</i>	243+i	15	258	2.2
<i>Ekim</i>	273+i	15	288	-9.6
<i>Kasım</i>	304+i	14	318	-18.9
<i>Aralık</i>	334+i	10	334	-23

Otomobilin herhangi bir yüzeyine (eğimli) düşen toplam güneş ışınımı atmosferde dağılmadan doğrudan yeryüzüne düşen güneş ışınımı ile atmosferdeki tozlara, partiküllere veya bulutlara çarparak yön değiştirip bir yüzeye düşen yayılı güneş ışınımlarının toplamına eşittir. Eğimli yüzeylere düşen güneş ışınımlarının hesabında yatay düzleme düşen direkt (I_b) ve yayılı (I_d) güneş ışınımlarından faydalanılmaktadır.

$$P_{\text{sun.j}} = I_b \left(\frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \right) + I_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \quad (3.70)$$

Güneş geliş açısının (θ) ve zenith açısının (θ_z) enlem, eğim, deklinasyon ve azimuth gibi güneş açılara bağlı ifadeleri sırasıyla Eşitlik 3.71 ve Eşitlik 3.72'de verilmiştir

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \sin \delta \sin \phi \cos \beta - \sin \delta \cos \phi \sin \beta \cos \gamma \\ & + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega + \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega \\ & + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega \end{aligned} \quad (3.71)$$

$$\cos \theta_z = \cos \delta \cos \phi \cos \omega + \sin \delta \sin \phi \quad (3.72)$$

Türkiye için yatay düzleme düşen toplam, direkt ve yayılı güneş ışınımını, Kılıç ve Öztürk (1985) ve Tırıs (1996) çalışmalarında aşağıdaki eşitliklerle tanımlamışlardır.

$$I = \left[\frac{\pi}{24} (a + b \times \cos(w)) \left(\frac{\cos(w) - \cos(w_s)}{\sin(w_s) - w_s \times \cos(w_s)} \right) \right] \times \left[c + d \left(\frac{15 \times g_s}{2 \times w_s} \right) \right] \times H_0 \quad (3.73)$$

$$I_d = I - I_b = I \left[0.788 - 0.802 \left(\frac{I}{I_0} \right) \right] \quad (3.74)$$

Eşitlik 3.73' de güneş batış açısı (ω_s) enlem ve deklinasyon açılarının bir fonksiyonudur.

$$\cos \omega_s = - \frac{\sin \phi \sin \delta}{\cos \phi \cos \delta} \quad (3.75)$$

Yukarıdaki eşitliklerde H_0 ve I_0 atmosfer dışına düşen günlük ve anlık güneş ışınımıdır. Belirlenen saat aralığı için saat açılarının (ω_1 ve ω_2) belirlenmesi ile atmosfer dışına düşen anlık güneş ışınımı

$$I_o = \frac{12 \times 3600}{\pi} G_{sc} \left[1 + 0.033 \cos\left(\frac{360n}{365}\right) \right] \times \left[\cos \phi \cos \delta (\sin \omega_2 - \sin \omega_1) + \frac{2\pi(\omega_2 - \omega_1)}{360} \sin \phi \sin \delta \right] \quad (3.76)$$

şeklinde ifade elde edilebilir. Burada ω_2 büyük olan saat açısını, n yılın kaçınıcı gününde olduğumuzu belirtmektedir. G_{sc} , ise güneş sabitidir ve değeri 1367 W/m^2 'dir. Atmosfer dışına düşen günlük toplam güneş enerjisi Eşitlik 3.77 ile hesaplanmaktadır.

$$H_o = \frac{24 \times 3600 G_{sc}}{\pi} \left[1 + 0.033 \cos\left(\frac{360n}{365}\right) \right] \times \left[\cos \phi \cos \delta \sin \omega_s + \frac{2\pi\omega_s}{360} \sin \phi \sin \delta \right] \quad (3.77)$$

Hareket halindeki bir taşıt için en değişken parametre taşıtın yönü ve doğrultusuyla değişen azimuth açısıdır. Hareket halindeki bir taşıtta, hareket yönüne bağlı olarak, ön cam, arka cam, sağ ve sol gövde için azimuth açılarının değişimi Şekil 3.9' dan 3.12 'ye kadar olan şekillerde verilmiştir.



Şekil 3.9 Taşıt güneye giderken azimuth açıları

Ön Cam: 90°
Sağ Gövde: 180°
Arka Cam: 270°
Sol Gövde: 0°



Şekil 3.10 Taşıt batı yönünde giderken azimuth açıları



Ön Cam: 180°
Sağ Gövde: 270°
Arka Cam: 0°
Sol Gövde: 90°



Şekil 3.11 Taşıt kuzey yönünde giderken azimuth açıları



Ön Cam: 270°

Sağ Gövde: 0°

Arka Cam: 90°

Sol Gövde: 180°

Şekil 3.12 Taşıt doğu yönünde giderken azimuth açıları

3.3 Deneysel Çalışmalar

Deneysel çalışmalar 1600 cc motor hacmine sahip Fiat Albea 2005 model park halindeki otomobil içerisinde gerçekleştirilmiştir (Şekil 3.13). Testler yaz ve kış şartları için, farklı dış ortam sıcaklıklarında ve bağıl nem değerlerinde tekrarlanmıştır.



Şekil 3.13 1600 cc Fiat Albea model test otomobili

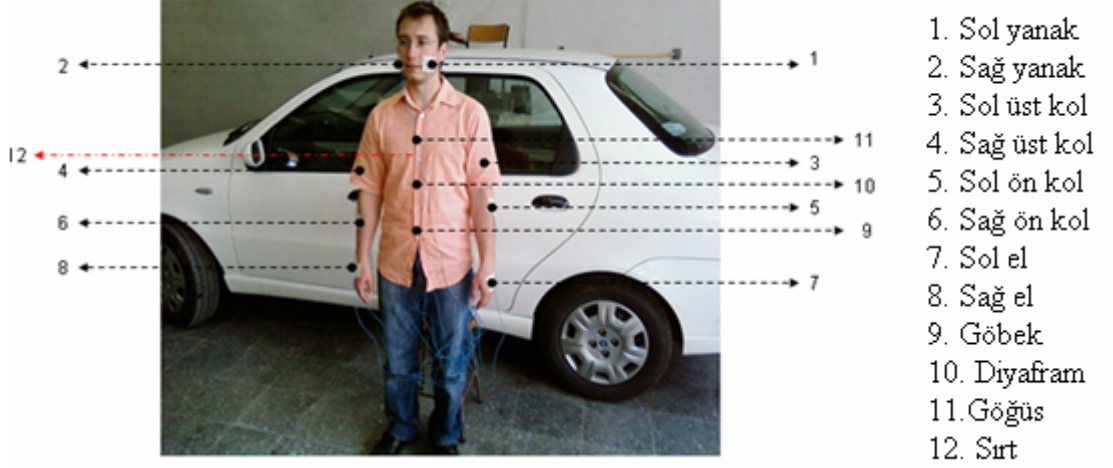
3.3.1 Yaz deneyleri

Yaz deneyleri kapsamında otomobillerin soğutma sürecinde yalnız orta konsol üzerindeki menfezlerin açık konumda olması, ayaklar ve orta konsol menfezlerinin birlikte açık konumda olması, ayaklar ve ön cam menfezlerinin birlikte açık konumda olması durumlarında ve menfez kombinasyonlarının 3 farklı hız kademesinde toplam 9 adet deney yapılmıştır. Yaz deneylerinin tarihi, menfez seçimi, hız kademesi ve deneyin yapıldığı andaki dış ortam sıcaklığı Çizelge 3.10'da verilmiştir.

Çizelge 3.10 Yaz deneylerinin tarihi, başlangıç saati, menfez seçimi, hız kademesi ve dış ortam sıcaklığı değerleri

Deney Tarihi	Deney Saati	Menfez Seçimi	Hız Kademesi	Dış Ortam Sıcaklığı (°C)
25.06.2007	16:00	orta	1	35.8 – 37
29.06.2007	11:17	orta	2	33 – 35
29.06.2007	15:30	orta	3	29.4 – 31.3
16.07.2007	11.15	ön cam + ayak	1	28.6 – 29.6
19.07.2007	15.15	ön cam + ayak	2	35.5 – 35.9
20.07.2007	15.26	ön cam + ayak	3	32.7 – 34.3
23.07.2007	10:45	ayaklar + orta	1	30 - 31
23.07.2007	15:10	ayaklar + orta	2	35 – 37.8
27.07.2007	11:00	ayaklar + orta	3	29.5 – 32

Yaz deneylerinde taşıt kliması deneyin 10. dakikasında açık konumu getirildikten sonra 20 dakika boyunca istenen hız kademesinde ve menfez seçiminde çalıştırılmıştır. Deney süresince denekler üzerinden farklı 12 noktadan yüzey sıcaklık ölçerleri ile deri sıcaklığı ölçümleri alınmıştır.



Şekil 3.14 Yaz deneylerinde vücut üzerinden alınan deri sıcaklığı ölçüm noktaları

Otomobil camlarında giren güneş ışınımı ile kabin iç yüzey sıcaklıkları önemli ölçüde artacaktır. Yüzeylerin sahip olduğu sıcaklık nedeniyle yaptıkları ışınım, ısı konforu önemli ölçüde etkilemektedir. Bu amaçla kabin iç yüzeylerinden 9 farklı noktadan sıcaklık ölçümleri alınmıştır. İletimle ısı transferlerinin de hesaplanabilmesi için sürücü ile temas halinde olan direksiyon, koltuk oturma yüzeyi ve koltuk dayanma yüzeyinden de sıcaklık ölçümleri alınmıştır. Ölçüm alınan kabin yüzeyleri:

1. Tavanın sol kısmı
2. Sol arka cam
3. Sol ön cam
4. Kontrol paneli
5. Sağ ön cam
6. Torpido gözü
7. Tavanın sağ kısmı
8. Sağ arka cam
9. Sağ kapı
10. Direksiyon
11. Koltuk oturma yüzeyi
12. Koltuk dayanma yüzeyi

Kabin iç ortam sıcaklığı, bağıl nemi ve kabin içindeki karbondioksit (CO_2) yüzdesi sürücünün baş hizasından ölçülmüştür. Kabin içerisine gönderilen havanın sıcaklığı, bağıl nemi ve hızı da menfez önüne konumlandırılan çok fonksiyonlu bir ölçüm aleti yardımı ile belirlenmiştir.

Literatürdeki çalışmalara ek olarak sol ön koltuğa sürücünün yüz, kol ve el gibi çıplak yüzeylerini görecektir şekilde konumlandırılan bir termal kamera aracılığı ile sürücü üzerindeki ve kabin yüzeylerindeki sıcaklık dağılımları daha hassas olarak belirlenmiştir (Şekil 3.15).



Şekil 3.15 Yaz deneylerinde test düzeneğinin hazırlanması

Deneklerin sürekli değişen iç ortam şartlarındaki ısı konfor algıları, deneyin başlangıcında, 10. dakikasında taşıt kliması çalıştırılmadan önce, taşıt klimasının çalıştırılmasından 5 dakika sonra ve 20 dakika sonra uygulanan anketlerle belirlenmiştir. Anketlerde deneklerden buldukları ortamı ısı konfor koşulları ve hava kalitesi açısından değerlendirmeleri istenmiştir. Anket cevapları deneklerin ortalama ısı konfor algılarını sorgulamaktadır. Yerel ısı konforsuzluklar ise anket kağıtlarına not olarak kaydedilmiştir. Anket sorgulaması ile eş zamanlı olarak dış ortam sıcaklığı ile kabin dış yüzey (tavan, ön cam, arka cam, sağ ön cam, sol ön cam) sıcaklıkları ölçülmüş ve anket kağıtları (Ek.1) üzerine kaydedilmiştir.

3.3.2 Kış deneyleri

Kış deneyleri kapsamında test otomobilinin ısıtma süreci farklı menfezlerin açık konumda olması ve farklı menfez hız kademeleri için sıcaklıkların 0 °C ile 14 °C arasında, bağıl nemin ise % 30 RH ile % 75 RH arasında değiştiği çok farklı ve sürekli değişen dış ortam şartlarında test edilmiştir. Test otomobili günün erken saatlerinde laboratuvar dışına park edilmiş ve gün boyunca, sabah öğlen ve akşam olmak üzere 3 adet 30'ar dakikalık deneyler yapılmıştır.

1. Grup

24 Aralık ile 7 Ocak arasında yapılan deneylerde yalnız orta konsol üzerinde bulunan 4 adet menfez açık konuma getirilerek 3 farklı hız kademesi için 23 deneysel çalışma yapılmıştır. Deneylerde dış hava sirkülasyonu kapalı konuma getirilmiş ve içerideki hava sürekli olarak ısıtılmıştır. Isıtma sistemi ise yarı güçte çalıştırılmıştır.

2. Grup

16 Ocak ile 31 Ocak arasındaki deneylerde yalnız orta konsol üzerindeki 4 adet menfez açık konumda tutularak, hava sirkülasyonu aktif hale getirilmiş ve dışarıdan alınan havanın ısıtılarak kabin içerisine gönderilmesi sağlanmıştır. Taşıt ısıtma sisteminin 20 dakika tam güçte çalıştırılıp daha sonrasında yarı güçte çalıştırılması ile 10 dakika tam güçte çalıştırılıp 20 dakikada yarı güçte çalıştırılması durumları deneysel olarak incelenmiştir.

3. Grup

31 Ocak ile 11 Şubat arasındaki deneysel çalışmalarda ise ön cam altı menfezleri ile ayak hizası menfezleri açık konuma getirilmiştir. 2. Grup deneylerindeki gibi taşıt ısıtma sisteminin ilk 10 dakika tam güçte çalıştırılıp yarı güce çekilmesi ile ilk 20 dakika tam güçte çalıştırılıp yarı güce çekilmesi durumları incelenmiştir. 3. Grup deneylerinde de dış hava sirkülasyonu aktiftir.

1, 2 ve 3. grup kış deneysel çalışmaları için tarih, menfez seçimi, hız kademesi ve dış ortam şartları gibi veriler sırasıyla Çizelge 3.11, 3.12 ve 3.13'te verilmiştir.

Çizelge 3.11 1. Grup kış deneylerinin tarihi, denek, menfez seçimi, sıcaklık ve hız kademeleri, dış ortam şartları

Deney Tarihi	Denek	Menfez	Sıcaklık		Hız	Gün İçi Zamanı	Dış Ortam Şartları		Hava Hızı
			Kademesi	Kademesi			Sıcaklık	Bağıl Nem	
24.12.2007	A	orta	orta	orta	1	sabah	7	47	
26.12.2007	A	orta	orta	orta	1	sabah	-0,2	65	
31.12.2007	A	orta	orta	orta	1	öğle	11	34	
04.01.2008	A	orta	orta	orta	1	öğle	4,4	55	
28.12.2007	A	orta	orta	orta	1	akşam	5,6	46	1,82
02.01.2008	A	orta	orta	orta	1	akşam	5,5	69	
07.01.2008	A	orta	orta	orta	1	akşam	7,14	61	
27.12.2007	A	orta	orta	orta	2	sabah	5,9	60	
28.12.2007	A	orta	orta	orta	2	sabah	7,7	58	2,4
31.12.2007	A	orta	orta	orta	2	sabah	4,91	47	
03.01.2008	A	orta	orta	orta	2	sabah	6,7	58,9	
24.12.2007	A	orta	orta	orta	2	öğle	9,9	45,6	
02.01.2008	A	orta	orta	orta	2	öğle	8,7	61	
25.12.2007	A	orta	orta	orta	2	akşam	3,5	66,25	
08.01.2008	A	orta	orta	orta	2	akşam	5,9	69	
25.12.2007	A	orta	orta	orta	3	sabah	1,56	69,2	
02.01.2008	A	orta	orta	orta	3	sabah	8,44	59	
04.01.2008	A	orta	orta	orta	3	sabah	4,5	47	
28.12.2007	A	orta	orta	orta	3	öğle	9	-	3,4
07.01.2008	A	orta	orta	orta	3	öğle	7,3	63	
26.12.2007	A	orta	orta	orta	3	akşam	-0,1	71	
03.01.2008	A	orta	orta	orta	3	akşam	0,5	69,4	
04.01.2008	A	orta	orta	orta	3	akşam	6,56	54,5	

Çizelge 3.12 2. Grup kış deneylerinin tarihi, denek, menfez seçimi, denek, menfez seçimi, sıcaklık ve hız kademeleri, dış ortam şartları

Deney Tarihi	Denek	Menfez	Sıcaklık Kademesi	Hız Kademesi	Gün İçi Zamanı	Dış Ortam Şartları		
						Sıcaklık	Bağıl Nem	Hava Hızı
28.01.2008	B	orta	10+20	1	sabah	7,4	65	
29.01.2008	B	orta	10+20	1	öğle	4,5	50	1,6
28.01.2008	B	orta	10+20	1	akşam	4,4	74	2
31.01.2008	B	orta	10+20	2	sabah	2	60	2,5
22.01.2008	B	orta	10+20	2	öğlen	12,3	35	2
29.01.2008	B	orta	10+20	2	akşam	3,5	61	5
29.01.2008	B	orta	10+20	3	sabah	1,7	70	4
28.01.2008	B	orta	10+20	3	öğlen	10,4	59	
22.01.2008	B	orta	10+20	3	akşam	9,6	42	1
16.01.2008	B	orta	20+10	1	sabah	7,4	55	
22.01.2008	B	orta	20+10	1	sabah	5,1	48	1
17.01.2008	B	orta	20+10	1	öğlen	10	48	1
18.01.2008	B	orta	20+10	1	akşam	9,6	50	0,5
18.01.2008	B	orta	20+10	2	sabah	10	51	1
16.01.1008	B	orta	20+10	2	öğlen	9,7	58	
17.01.2008	B	orta	20+10	2	akşam	9,3	54	1
17.01.2008	B	orta	20+10	3	sabah	7,3	56	2
18.01.2008	B	orta	20+10	3	öğlen	13,2	39,7	1
16.01.2008	B	orta	20+10	3	akşam	4,5	58	

Çizelge 3.13 3. Grup kış deneylerinin tarihi, denek, menfez seçimi, sıcaklık ve hız kademeleri, dış ortam şartları

Deney Tarihi	Denek	Menfez	Sıcaklık Kademesi	Hız Kademesi	Gün İçi Zamanı	Dış Ortam Şartları		
						Sıcaklık	Bağıl Nem	Hava Hızı
07.02.2008	B	cam + ayak	10+20	1	sabah	5,9	69	1,5
08.02.2008	B	cam + ayak	10+20	1	öğlen	8,3	57	2
07.02.2008	B	cam + ayak	10+20	1	akşam	7,3	65	1
08.02.2008	B	cam + ayak	10+20	2	sabah	8,2	55	3
06.02.2008	B	cam + ayak	10+20	2	öğlen	10,5	62	1
08.02.2008	B	cam + ayak	10+20	2	akşam	7,6	57	0,5
11.02.2008	B	cam + ayak	10+20	3	sabah	5,7	67	2
11.02.2008	B	cam + ayak	10+20	3	öğlen	6,5	67	3
06.02.2008	B	cam + ayak	10+20	3	akşam	6,6	70	1,5
04.02.2008	B	cam + ayak	20+10	1	sabah	12,3	46	1,5
04.02.2008	B	cam + ayak	20+10	1	öğlen	14,8	40	0,5
31.01.2008	B	cam + ayak	20+10	1	akşam	4,9	47	1
01.02.2008	B	cam + ayak	20+10	2	sabah	3,5	48	2,75
31.01.2008	B	cam + ayak	20+10	2	öğlen	6,4	47	3
04.02.2008	B	cam + ayak	20+10	2	akşam	10	42	0,5
06.02.2008	B	cam + ayak	20+10	3	sabah	5,4	72	1,5
01.02.2008	B	cam + ayak	20+10	3	öğlen	8,1	37	2
01.02.2008	B	cam + ayak	20+10	3	akşam	6,5	49	1
05.02.2008	B	cam + ayak	20+10	3	akşam	12,2	51	0,75

4. Grup

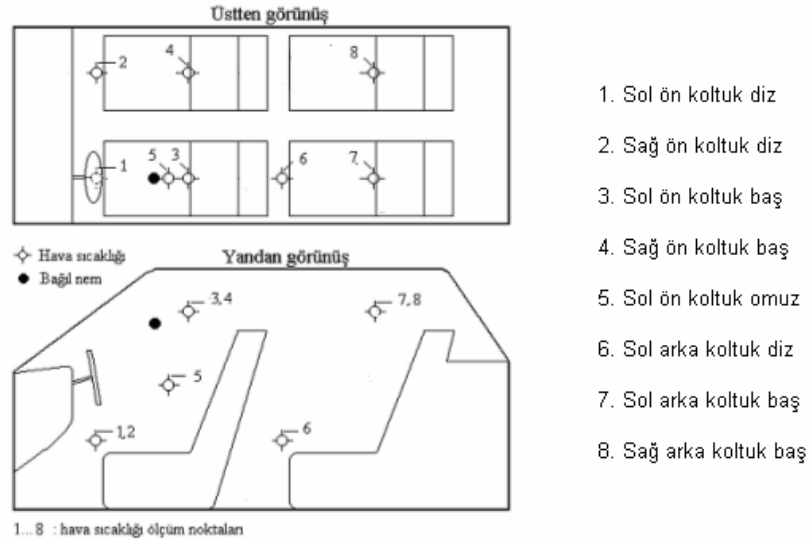
Taşıt ısıtma sistemi tam güçte ve en yüksek hız kademesinde çalıştırılarak, yalnız orta konsol üzerindeki menfezlerin açık konumda olması ile hem ön cam hem de ayak menfezlerinin birlikte açık konumda olması durumları karşılaştırılmıştır. Deneyler 0 °C ile 6.6 °C arasındaki dış ortam sıcaklıklarındaki ve % 50 ile % 85 arasında değişen bağıl nem değerlerindeki dış ortam koşullarında yapılmıştır.

Çizelge 3.14 4. Grup kış deneyleri için tarih, menfez seçimi ve dış ortam şartları değerleri

No	Tarih	Menfez		Dış ortam şartları	
		Seçimi	Sıcaklık (°C)	Bağıl Nem (%)	Hava Hızı (m/s)
1	24.01.2008	orta	5.3	66.7	0.5
2	25.01.2008	orta	6.5	48.4	2
3	28.01.2008	orta	3	84	0.5
4	29.01.2008	cam+ayak	1.8	76	1
5	30.01.2008	cam+ayak	1	75	0.3
6	01.02.2008	cam+ayak	5	50.7	0.1
7	07.02.2008	cam+ayak	6	76	0.5
8	08.02.2008	cam+ayak	6.6	72.8	2
9	10.02.2008	orta	6.4	77.7	1.5
10	11.02.2008	orta	5.4	77	1
11	12.02.2008	cam+ayak	3.8	67	3
12	13.02.2008	orta	3	70	1
13	14.02.2008	cam+ayak	0.3	85	0.75
14	15.02.2008	cam+ayak	5.6	73	-
15	20.02.2008	cam+ayak	2	83	-

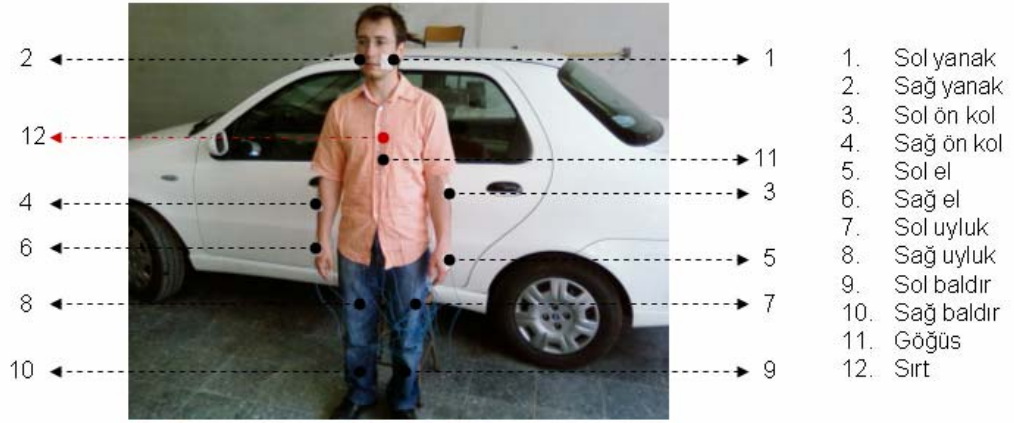
1, 2 ve 3. grup deneysel çalışmalarda kabin içinde farklı 12 noktaya sabitlenen ısı çiftleri ile sıcaklıklar ölçülmüş ve farklı menfez seçeneklerinin kabin içindeki sıcaklık dağılımına etkisi karşılaştırılmıştır. Kabin içindeki bağıl nem ve karbondioksit (CO₂) değerleri sürücü baş hizasından alınmıştır. 2 adet ısı çifti ile menfez çıkışındaki hava

sıcaklıkları, kontrol paneli ve sol kapı döşemesi üzerine yerleştirilen ısı çiftleri ile de kabin yüzey sıcaklıkları ölçülmüştür. Kabin içinden alınan tüm ölçümler 10 saniye aralıklarla kaydedilmiştir. Şekil 3.16'de kabin içinden alınan sıcaklık ve bağıl nem ölçüm noktaları verilmiştir.



Şekil 3.16 Kış deneylerinde otomobil içinde hava sıcaklığı ve bağıl nem ölçüm noktaları

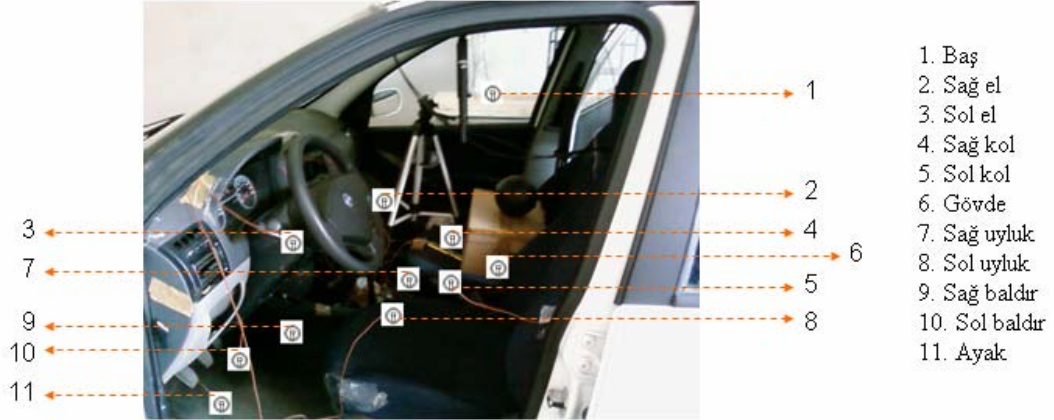
Deneklerin sürekli değişen ve düzensiz bir dağılım gösteren iç ortam ısı konfor parametrelerinde fizyolojik tepkilerinin belirlenebilmesi amacıyla denekler üzerinden 12 farklı noktadan deri yüzey sıcaklığı ölçümleri her 10 saniyede bir alınmıştır. Şekil 3.17'de denek üzerinden alınan deri yüzey sıcaklık ölçüm noktaları verilmiştir. Sol ön koltuk üzerine yerleştirilen termal kamera görüntüleri ile denekler üzerindeki sıcaklık dağılımı daha hassas olarak izlenmiştir. Termal kamera görüntüleri 10'ar saniye aralıklarla kaydetmiştir.



Şekil 3.17 Kış deneylerinde denekler üzerinden alınan deri sıcaklığı ölçüm noktaları

Deney başlangıcında ve her 5 dakikada bir deneklerin ısıl konfor algıları ve iç ortamdaki hava kalitesi sorgulanmıştır. Deney süresince dış ortam sıcaklığı, bağıl nemi ve rüzgar hızı sürekli olarak ölçülmüş ve anket kağıdı üzerine kaydedilmiştir. Test otomobilinin ön cam, sağ ön cam, sol ön cam, sağ arka cam, sol arka cam, arka cam ve tavan olmak üzere toplam 7 yüzeyinin sıcaklık değişimi de bu yüzeylerden 5'er dakika aralıklarla alınan sıcaklık ölçümleri ile tespit edilmiştir.

4. Grup deneysel çalışmalarında literatürdeki çalışmalara ek olarak sürücünün vücut bölmeleri etrafında 11 farklı noktadan ortam havası sıcaklığı ölçülerek sürücü etrafındaki sıcaklık dağılımının daha hassas olarak belirlenmesi amaçlanmıştır. Ölçümler 10'ar saniye aralıklarla alınmıştır. Taşıtın kontrol panelini, tavanını, direksiyonunu, ön camını ve sol camını görecektek şekilde test otomobilinin arka kısmına sabitlenen bir termal kamera yardımıyla da kabin yüzey sıcaklıklarının değişimi 10 saniyede bir görüntülenmiştir. Şekil 3.18 sürücü etrafından alınan hava sıcaklığı ölçüm noktalarını göstermektedir.

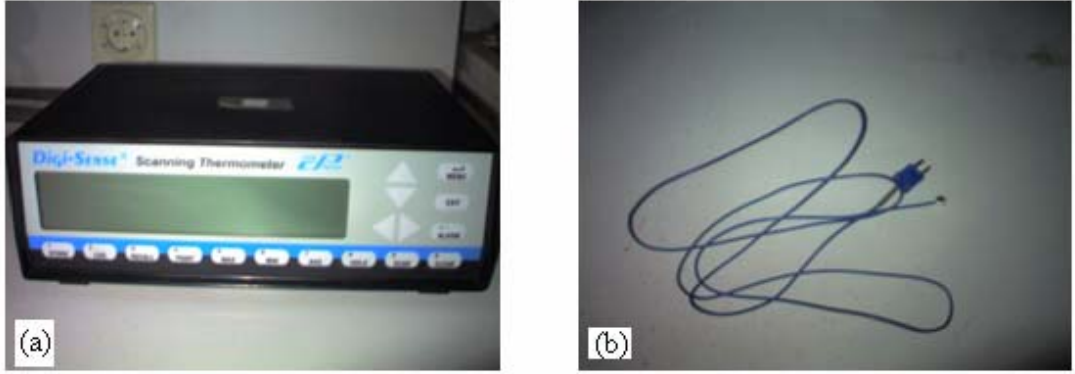


Şekil 3.18 Sürücü etrafından alınan hava sıcaklığı ölçüm noktaları

Tüm yaz ve kış deneysel çalışmalarda sağ ön koltuğa siyah küresel (globe) termometre yerleştirilmiştir. Globe termometrede okunan değerlerle ortalama ışıma sıcaklığının elde edilebilmesi için ölçüm noktasındaki hava hızlarının ve sıcaklığının bilinmesi gereklidir. Kış deneylerinde siyah küresel termometrenin yanına konumlandırılan çok fonksiyonlu ölçer ile sıcaklık ve hava hızı değerleri okunmuştur.

3.3.3 Ölçüm cihazları

Cole Palmer Digi-Sense 12 kanallı termometreye bağlanan T tipi Physitemp ısı çiftlerinin deneklerin 12 farklı deri yüzeyine elastik sabitleme bandı ile tutturularak deri yüzey sıcaklıkları ölçülmüştür. T tipi ısı çiftlerinin cevap hızı 0.15 saniyedir ve ölçebildiği en yüksek sıcaklık ise 90 °C'dir. Kabin içindeki sıcaklık dağılımları ve kabin yüzey sıcaklıkları da 12 kanallı termometreye bağlanan K tipi ısı çiftleri kullanılarak ölçülmüştür. K tipi ısı çiftleri -200 °C ile +300 °C ölçüm aralığına sahiptir. Şekil 3.19(a)'da Cole Palmer Digi-Sense cihazı ve Şekil 3.19(b)'de ise vücut üzerinden sıcaklık ölçümü alabilen T tipi ısı çifti gösterilmektedir.



Şekil 3.19 (a) Cole Palmer Digi-Sense sıcaklık ölçüm cihazı (b) T tipi ısı çiftler

Yaz deneylerinde menfez çıkışındaki havanın sıcaklığının, bağıl neminin ve hızının ölçülmesinde, kış deneylerinde ise siyak küresel termometre etrafındaki hava hızlarının ve sıcaklığının ölçülmesinde Testo 350 M/XL 454 çok fonksiyonlu ölçüm aletine bağlanan sıcaklık, hız ve bağıl nemi aynı anda ölçebilen 3'lü ölçer kullanılmıştır. Cihazın ölçüm aralıkları Çizelge 3.15' de verilmiştir.

Çizelge 3.15 350 M/XL 454 çok fonksiyonlu ölçüm aletine bağlanan sıcaklık, hız ve bağıl nem ölçerlerinin ölçüm parametreleri ve ölçüm aralıkları

Büyükük	Minimum değer	Maksimum değer
Sıcaklık	-20°C	+70°C
Bağıl Nem	0	%100
Hız	0	10 m/s

Cihazın sıcaklık hız, bağıl nem ve basınç ölçümü için öngörülen tolerans ve ölçüm değerleri aşağıdaki gibidir.

Çizelge 3.16 350 M/XL 454 çok fonksiyonlu ölçüm aletine bağlanan sıcaklık, hız ve bağıl nem ölçerlerinin ölçüm parametreleri, öngörülen toleransları ve ölçülen değerleri

Sıcaklık:

K tipi ıslı çift ile yapılan ölçümlerde:

Referans [°C]	Öngörülen Tolerans [°C]	Ölçülen Değer [°C]
-100	± 0.4	-100
0.0	± 0.4	-0.0
200.0	± 0.4	200.0
900.0	± 1.0	900

NTC tipi ölçer ile yapılan ölçümlerde:

Referans [°C]	Öngörülen Tolerans [°C]	Ölçülen Değer [°C]
50	± 0.2	50

Pt 100 tipi ölçer ile yapılan ölçümlerde:

Referans [°C]	Öngörülen Tolerans [°C]	Ölçülen Değer [°C]
80	± 0.1	80

Hız :

Sıcak tel ile yapılan ölçümlerde:

Referans [m/s]	Öngörülen Tolerans [m/s]	Ölçülen Değer [m/s]
10.00	± 0.04	10

Bağıl Nem:

Referans [%]	Öngörülen Tolerans [%]	Ölçülen Değer [%]
12.00	± 0.1	12

Sürücünün soluk alıp verme hızasına yerleştirilen CO₂ ölçeri ile yaz ve kış deneylerinde iç ortamdaki CO₂ miktarı ‘ppm’ cinsinden ölçülmüştür. Normal olarak temiz havada CO₂ miktarı 350-450 ppm aralığında iken, bu değer şehir içerisinde 700

ppm' e kadar çıkabilmektedir. Cihaz 9999 ppm'e kadar ölçüm yapabilmektedir. CO₂ ölçeri ile yapılan ölçümlerin tolerans değeri ve ölçülen değer ise:

Çizelge 3.17 CO₂ ölçerinin öngörülen toleransı ve ölçülen değeri

Referans [ppm]	Öngörülen Tolerans [ppm]	Ölçülen Değer [ppm]
84	± 5	82

Sürücü baş hizasındaki ortamın bağıl nem ve ortam sıcaklığı ölçümleri hassasiyeti bağıl nem için % 0.1, hava sıcaklığı içinde 0.01 °C olan 2 fonksiyonlu prob kullanılmıştır. Şekil 20'de Testo 350 M/XL 454 veri toplama cihazı ve cihaza bağlanan sıcaklık, bağıl nem, hava hızı ve CO₂ ölçerleri verilmiştir.



Şekil 3.20 (a) Testo 350 M/XL 454 veri toplama cihazı (b) sıcaklık,bağıl nem ve hava hızı ölçeri (3'lü) (c) sıcaklık ve bağıl nem ölçeri (2'li) (d) CO₂ ölçeri (e) Siyah küresel termometre

NTC tipinde ölçer ile çalışan küresel termometre, ortam içerisindeki ortalama ışıınım sıcaklığının belirlenmesinde kullanılmaktadır. Ortalama ışıınım sıcaklığı, sıcaklığın düzgün değerde olmadığı gerçek bir kapalı ortamda insan vücudundan çevreye ışıınımla olan ısı geçişine eşdeğer bir ısı geçişi sağlayan ve düzgün dağılımlı sıcaklığı olan sanal bir kapalı ortamın sıcaklığıdır. Ortalama ışıınım sıcaklığı, globe sıcaklığı, hava sıcaklığı ve hava hızından yararlanarak tahmin edilebilir. Globe termometre sıcaklığından ortalama ışıınım sıcaklığının elde edilebilmesi için aşağıdaki eşitlik kullanılmaktadır.

$$T_{rd} = \left[(T_{globe} + 273)^4 + 2.5 \times 10^8 u_g (T_{globe} - T_i) \right]^{1/4} - 273 \quad (3.78)$$

3.3.4 Hata analizi

Otomobil içindeki ısı konfor şartlarının incelenmesi amacıyla hem ısıtma hem de soğutma süreçleri için yürütülen deneysel çalışmalarda Bölüm 3.3.3’de izah edilen ölçüm cihazları kullanılmıştır. Kullanılan bu cihazlar belirli bir ölçüm hassasiyetine sahip olduğundan ölçülen her değer bir miktar hata içermektedir. Bu cihazların oluşturduğu toplam hatayı belirlemek için Moffat (1988)’in önerdiği aşağıda verilen eşitlik kullanılmıştır.

$$\begin{aligned} \text{Hata} &= \left[\left(\frac{\Delta V}{V} \right)^2 + \left(\frac{\Delta T_a}{T_a} \right)^2 + \left(\frac{\Delta T_{sk}}{T_{sk}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta T_y}{T_y} \right)^2 + \left(\frac{\Delta T_r}{T_r} \right)^2 + \left(\frac{\Delta \phi}{\phi} \right)^2 + \left(\frac{\Delta \text{ppm}}{\text{ppm}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta t}{t} \right)^2 \right]^{1/2} \\ \text{Hata} &= \left[\left(\frac{0.04}{10} \right)^2 + \left(\frac{0.4}{200} \right)^2 + \left(\frac{0.1}{80} \right)^2 + \left(\frac{0.01}{5} \right)^2 + \left(\frac{0.2}{50} \right)^2 + \left(\frac{0.1}{12} \right)^2 + \left(\frac{5}{82} \right)^2 \right]^{1/2} \end{aligned} \quad (3.79)$$

Bu eşitliğin payındaki lamda (Δ) ile ifade edilen değerler cihazın ölçüm hassasiyetini, paydadaki değerler ise ölçüm değerlerini ifade etmektedir. Söz konusu hassasiyet ve ölçüm aralıkları için eşitlik kullanılarak yapılan hesaplamalarda deneysel hata oranı % 6 olarak bulunmuştur.

4. MODELİN MATLAB-SIMULINK ORTAMINDA HAZIRLANMASI

4.1 Giriş

Simülasyon (benzetim) en geniş kapsamı ile gerçek veya teorik fiziksel bir sistemin bilgisayar üzerinde tasarlanıp, analiz edilme işlemidir. Benzetim tekniği, bir model aracılığı ile gerçek bir sistemin temsil edilmesini sağlar. Zamandan etkilenen modeller dinamik modeller olarak adlandırılmaktadır. Dinamik modeller hareket şekillerine ve döngülerine bağlı olarak aşağıdaki gibi gruplandırılabilirler.

Hareket şekline bağlı olarak;

- Ayrık olay: Zamanın tek bir noktasında oluşan ani bir harekettir. Hava alanına inen bir uçak, bankaya giren bir müşteri ya da bir döngüyü bitiren bir hareket ayrık (kesikli) olaylara örneklerdir.
- Sürekli olay: Zamana bağlı olarak kesilmeden devam eden (arası olmayan) hareketlerdir. Gün içindeki bir gölün suyunun sıcaklığının düşmesi veya yükselmesi, benzinin tankere boşaltılması ve kimyasal dönüşümler örnek olarak verilebilir. Matematiksel olarak modellenirken çoğu kez diferansiyel denklemlerden yararlanır.

Döngülerine bağlı olarak;

- Açık Döngü (çevrim): Sisteme bir geri besleme sağlamadan sistemin çıktılarının var olduğu yani girişin çıkış işaretinden etkilenmediği sistemlerdir.
- Kapalı Döngü (çevrim): Sistem işlemlerinin sonuçları, benzetim modeline bir sonraki işlemin değişikliği için geri döndüğü benzetimdir.

Simulink (Simulation_and_Link), dinamik sistemlerin modellenmesi, simülasyonu ve analizi için kullanılan bir yazılım paketidir. Son yıllarda akademik ve endüstriyel ortamlarda yaygın biçimde kullanılmaktadır. Simulink;

- İş akış kontrolü
- Isı, soğutma, süspansiyon ve fren sistemleri
- Sayısal işaret işleme ve haberleşme
- Diferansiyel denklem çözümü
- Durum-uzay modelleri
- Transfer fonksiyonları
- Neuro-Fuzzy sistem modelleme
- Elektrik devre çözümü
- Kontrol sistemleri (Uçuş kontrol, PID kontrolü)
- Dış ortam ile veri alışverişi
- Uzaktan ve web temelli kontrol

gibi birçok elektrik, elektronik, finans, mekanik ve termodinamik sistemlerin gerçeğe uygun olarak simülasyonunu sağlamaktadır. Simulink yazılımında çeşitli simgelerle ifade edilen elemanların fonksiyonlarını göstermek için blok diyagramları kullanılmaktadır. Simgelerin sürüklenip-bırakılması mantığı ile taşınan bloklar birbirine bağlanarak dinamik sistemin girişi, durumu ve çıkışı arasında zaman bağımlı matematiksel ilişkisini (nümerik, türev, diferansiyel denklemler vb) grafiksel olarak gösteren bir blok diyagramı oluşturulur.

Bir sistemin blok diyagramı, sistemin her bir elemanı tarafından icra edilen fonksiyonlar ve sinyaller akışının grafiksel gösterimidir. Blok diyagramı çeşitli elemanlar arasında var olan karşılıklı bağlantıyı tanımlar. Tamamen soyut matematiksel gösterimden farklı olarak, bir blok diyagramı sistemin sinyal çıkışını daha gerçekçi bir şekilde gösterebilir.

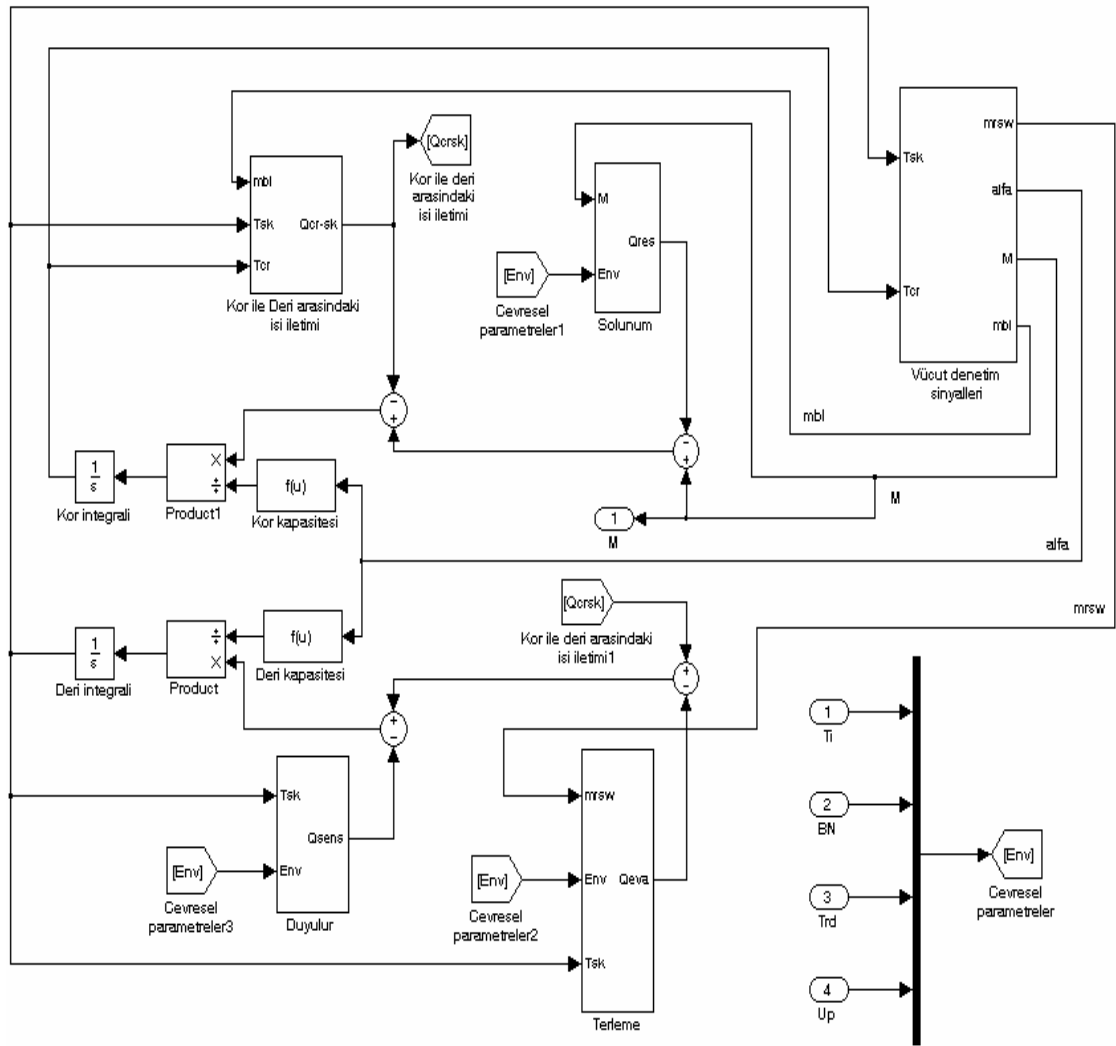
Sistemin dinamik davranışını tanımlayan hareket denklemleri genelde diferansiyel denklemler biçimindedir. Bu denklemlerin elde edilmesinde çeşitli yöntemler kullanılmaktadır.

1. Doğrudan fiziksel yasaların uygulanması: Isıl sistemlerde enerjinin korunumu konunu kullanılmaktadır.
2. Enerji yöntemi
3. Grafik yöntemleri
 - Doğrusal grafik yöntemi
 - Bağ grafik yöntemi

Tezin teorik kısmında insan vücudunun ve taşıt kabinin çevresi ile ısıl etkileşiminin dinamik ve sürekli modellenmesinde, termodinamiğin temel yasalarından elde edilen denklemler bağ grafik metodu yardımı ile grafiksel olarak ifade edilmiştir. Bağ grafik metodu düğüm noktaları ve bu düğüm noktaları arasındaki sinyal akışlarından oluşmaktadır. Isıl sistemlerin bağ grafiği modellenmesinde sıcaklıklar düğüm noktaları ısı geçişleri ise sinyal akışları olarak kabul edilmektedir.

4.2 İnsan Vücudunun 16 Bölmeli Modelinin Simulink Yazılımında Hazırlanması

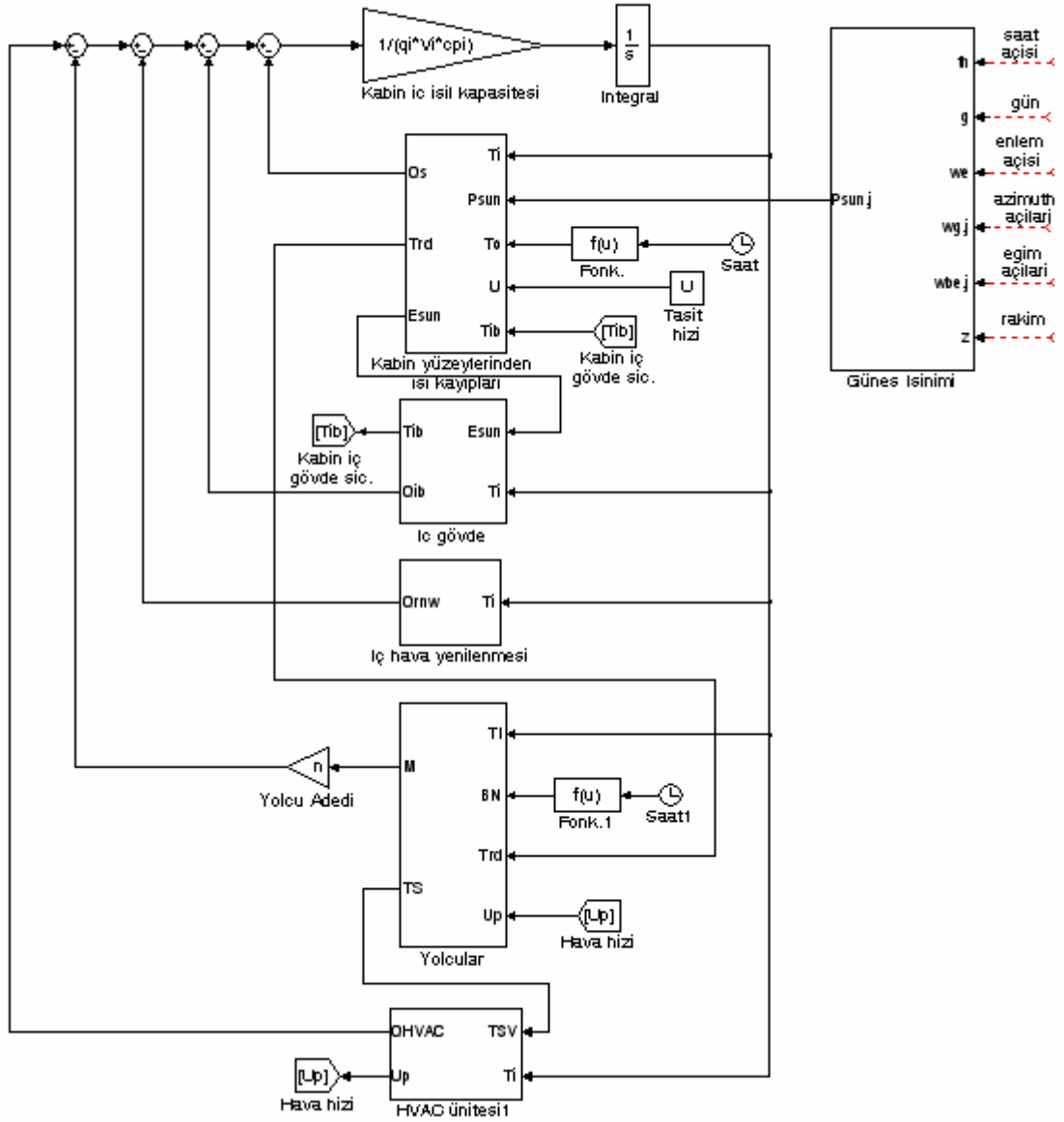
İnsan vücudu çevresi ile sürekli olarak ısıl etkileşim halindedir. Dış ortam sıcaklığı, bağıl nemi, ışınım sıcaklığı ve hava hızı gibi çevresel ısıl konfor parametreleri ise zamanla değişmektedir. İnsan vücudu termal sisteminde çevre ile vücut arasındaki ısı geçişleri sistemin sinyal akışı, iç vücut ve deri sıcaklığı ise düğüm noktalarıdır. Vücut denetim mekanizmaları ile deri ve iç vücut sıcaklıkları kontrol edildiğinden sistem dinamik, sürekli ve kapalı döngülü bir sistemdir. İnsan vücudunun Matlab – Simulink ortamında hazırlanmış olan bağ grafiği modeli Şekil 4.1‘ de verilmiştir. Sistemde vücut ile çevre arasındaki duyulur ve gizli ısı geçişleri ile vücut denetim mekanizmaları alt sistemler olarak modellenmiştir. Sistem okları üzerine yerleştirilecek izleme elemanı (scope) ile istenen parametrenin dinamik olarak değişimi izlenebilmektedir.



Şekil. 4.1 İnsan vücudunun Matlab – Simulink ortamında hazırlanmış olan bağ grafiği modeli

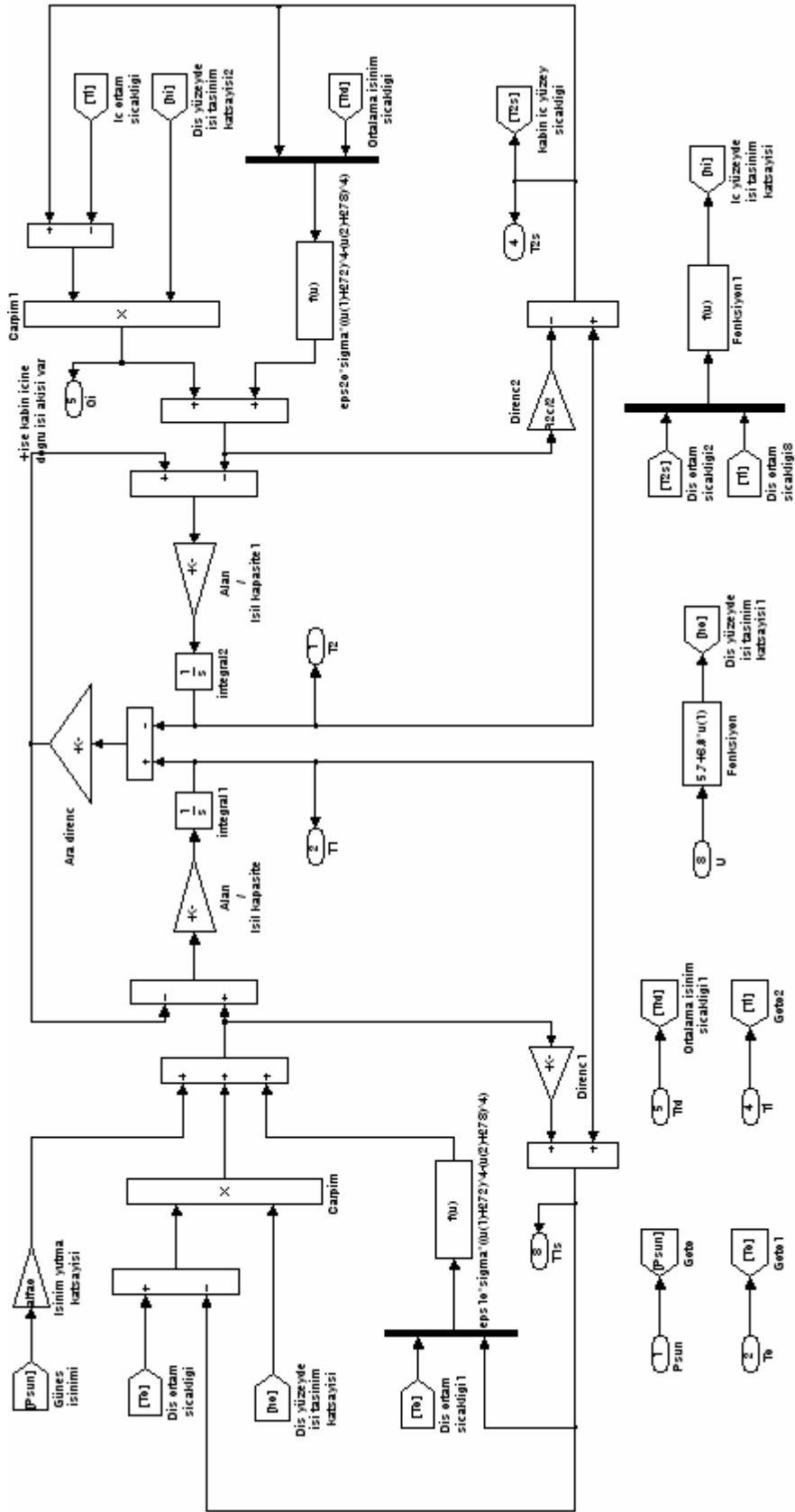
4.3 Taşıt Kabini Isıl Modelinin Simulink Yazılımında Hazırlanması

Teorik çalışmaların bu kısmında taşıt kabini iç ortam havası için enerji dengesi eşitliğini temel alarak sürekli değişen güneş ışınımı, taşıt üzerindeki hava hareketi, dış ortam sıcaklığı gibi dış etkenler altında kabin iç ortam sıcaklığının değişimini veren sistem modeli Matlab-Simulink yazılımında hazırlanmıştır. Kabin iç ortam sıcaklığı tek bir düğüm noktası olarak alınmış, sisteme giren ve çıkan ısıl yükler ise alt sistemler olarak modellenmiştir.



Şekil 4.2 Taşıt kabini ısısal davranışının Matlab – Simulink ortamında hazırlanmış olan bağ grafiği modeli

Sistem, insan vücudunun tek bölmeli modeli ile birleştirilerek, tahmin edilen iç ortam ısısal parametrelerinde yolculardan kabin iç ortamına olan ısı geçişlerinin, yolcuların fizyolojik tepkilerinin ve ısısal konfor algılarının hesaplanması sağlanmıştır. Modele eklenen HVAC ünitesi ise kişilerin ısısal konfor algılarını konfor için hazırlanmış standart ölçeklerle karşılaştırmakta ve ısıtma veya soğutma gücünü ve menfez çıkış debisini kontrol edebilmektedir.



Şekil 4.3 Kabin opak yüzeylerinden ısı geçişinin Matlab – Simulink bağ grafiği modeli

Şekil 4.3'te kabin opak yüzeylerinin ısıl davranışının Simulink modeli verilmiştir. Opak yüzeylerin birbirine seri bağlı 2 farklı malzemedan (saç plaka, yalıtım) oluştuğu kabul edilmiş ve iki malzeme içinde enerji dengesi eşitlikleri yazılarak matematiksel model oluşturulmuştur. Sistemin bağ grafiğinde malzemelerin merkez sıcaklıkları düğüm noktaları, çevre ile olan ısıl etkileşimlerinde akış sinyalleri olarak kabul edilmiştir. Sistem sürekli, dinamik ve kapalı döngülü bir sistemdir.

Güneş ışınımı alt sisteminde yatay, eğik ve açılı düzlemler üzerine düşen anlık güneş ışınım değerleri aracın bulunduğu enleme ve rakıma, kabin yüzeylerinin azimuth ve eğim açılarına, gün ve saate bakılarak hesaplanmaktadır.

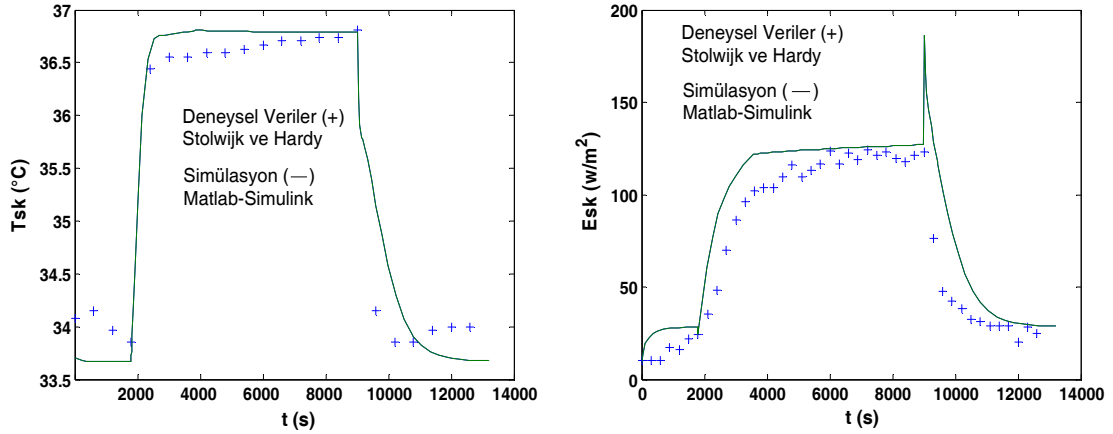
4.4 İnsan Vücudu Modelinin Deneysel Verilerle Karşılaştırılması

Stolwijk ve Hardy (1966a) çalışmalarında 3 farklı erkek denek, iç ortam sıcaklığı 30°C olan % 40 bağıl neme sahip odada 30 dakika bekletildikten sonra sıcaklığı 48°C ve bağıl nemi % 30 olan odaya geçirilerek bu odada da 120 dakika bekletilmişlerdir. Son olarak denekler tekrar sıcaklığı 30°C ve bağıl nemi % 40 olan odaya geri alınmıştır. Deney boyunca denekler üzerinden sıcaklık ölçümleri alınmış ve terleme ile ısı kayıplarının farklı ortam koşullarındaki değişimi incelenmiştir. Bu çalışmadaki deneklerin yaş ortalaması 23.3 yıl, boy ortalaması 1.83 m, ortalama ağırlığı 87.6 kg ve ortalama yüzey alanı 2.02 m^2 'dir.

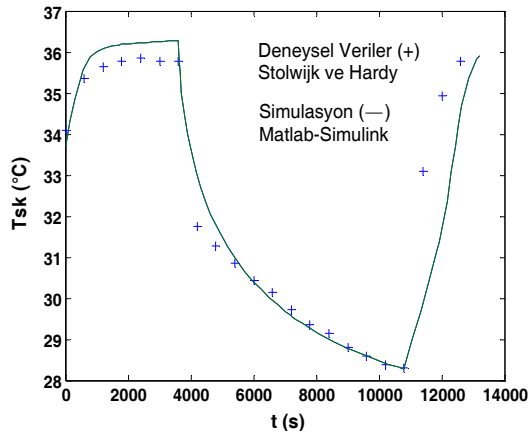
Deneylerin yapıldığı odaların konfor parametreleri deney boyunca sabit kalmıştır ve oda içinde bu parametrelerin homojen dağıldığı kabul edilmiştir. Şekil 4.4(a)' da hazırlanan simülasyon programından elde edilen ortalama deri sıcaklığı değişimi grafiği Stowijk ve Hardy'nin deneysel verileri ile karşılaştırılmıştır. Şekil 4.4(b)' de ise simülasyon ile bulunan terleme ile ısı kayıplarının Stolwijk ve Hardy'nin deneysel verileri ile karşılaştırılması verilmiştir.

Benzer olarak Stolwijk ve Hardy (1966b) çalışmalarında sıcak ortamdan soğuk ortama geçen bir insanın deri sıcaklığındaki değişimini de incelemiştir. Denekler 1 saat boyunca sıcaklığı 43°C ve bağıl nemi % 30 olan bir odada bekletildikten sonra 2 saat

süresince de sıcaklığı $17\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve bağıl nemi $\% 40\text{ RH}$ olan farklı bir odaya alınmışlardır. Deneklerin iki oda arasındaki geçişi 1 dakikadan daha kısa sürede gerçekleşmiştir. Şekil 4.5’ te sıcaktan soğuya geçiş deneyinde simülasyondan elde edilen ortalama deri sıcaklığı grafiği ile Stolwijk ve Hardy’nin deneysel verilerinin karşılaştırılması verilmiştir.

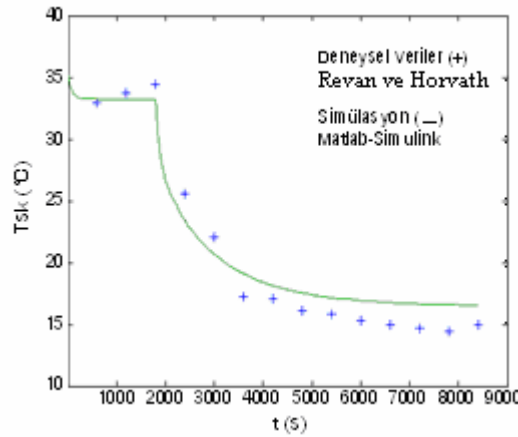


Şekil 4.4 Simülasyondan elde edilen (a) ortalama deri sıcaklığının ve (b) terleme ile ısı kaybının Stolwijk ve Hardy (1966a)’nin deneklerin $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’lik bir ortamdan $48\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’lik bir ortama alındığı çalışmasındaki deneysel veriler ile karşılaştırılması.



Şekil 4.5 Simülasyondan elde edilen ortalama deri sıcaklığının Stolwijk ve Hardy (1966b) ‘nin deneklerin $43\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’ lik bir ortamdan $17\text{ }^{\circ}\text{C}$ ’lik bir ortama alındığı çalışmasındaki deneysel veriler ile karşılaştırılması.

Revan ve ark. (1970) çalışmalarında, uzanma durumundaki 11 erkek denek 28.5 °C sıcaklık ve %45 RH bağıl nem şartlarındaki bir odada 30 dakika bekletildikten sonra, iç ortam sıcaklığı 4.7 °C ve bağıl nemi % 70 RH olan farklı bir odaya alınmışlardır. Deneş süresince sadece şort giyimli deneklerin farklı vücut bölmelerinin deri ve iç vücut sıcaklıkları ölçülmüştür. Şekil 4.6'da simülasyon ile bulunan el sıcaklığındaki değişimin Revan ve Horvath (1970) çalışmasındaki deneşsel verilerle karşılaştırılması verilmiştir.



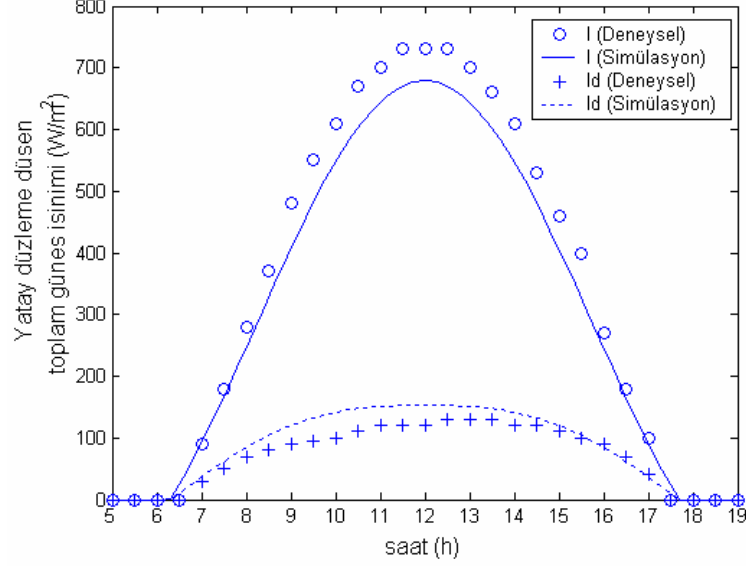
Şekil 4.6 Simülasyondan elde edilen el sıcaklığı değişiminin Revan ve Horvath (1970)'in deneklerin 28.5 °C'lik bir ortamdan 4.7 °C'lik bir ortama alındığı çalışmasındaki deneşsel verileri ile karşılaştırılması.

Hazırlanan modelden alınan sonuçlar literatürde bulunan çalışmaların deneşsel verileri ile son derece uyumludur. Her bir vücut bölgesi için elbise dirençlerinin seçimindeki hatalar, normal deri sıcaklıklarının tüm vücut bölmeleri için eşit kabul edilmesi ve deneşsel çalışmalarda meydana gelebilecek ölçüm hataları hazırlanan model sonuçları ile deneşsel bulgular arasındaki küçük sapmalara neden olmaktadır.

4.5 Güneş Işınımı Alt Sistemi Sonuçlarının Deneşsel Verilerle Karşılaştırılması

Conceição ve ark. (2000) otomobil kabininin ısıl davranışını teorik olarak inceledikleri çalışmalarında 9 Mart günü saat 5:00 ile 19:00 arasında, 40.2° kuzey enleminde bulunan ve 140 m rakıma sahip Portekiz'in Coimbra ili için yatay düzleme düşen toplam ve yayılmış güneş ışınım değerlerini deneşsel olarak ölçmüşlerdir.

Conceiçao ve ark. (2000) deneysel ölçümleri ile aynı şartlarda ($g_s=11$) yatay düzleme düşen güneş ışınımları için modelden elde edilen sonuçların karşılaştırılması Şekil 4.7’de verilmiştir.



Şekil 4.7 Güneş ışınlama alt sistemi sonuçlarının Conceiçao ve ark. (2000) çalışmasındaki deneysel ölçümleri ile karşılaştırılması.

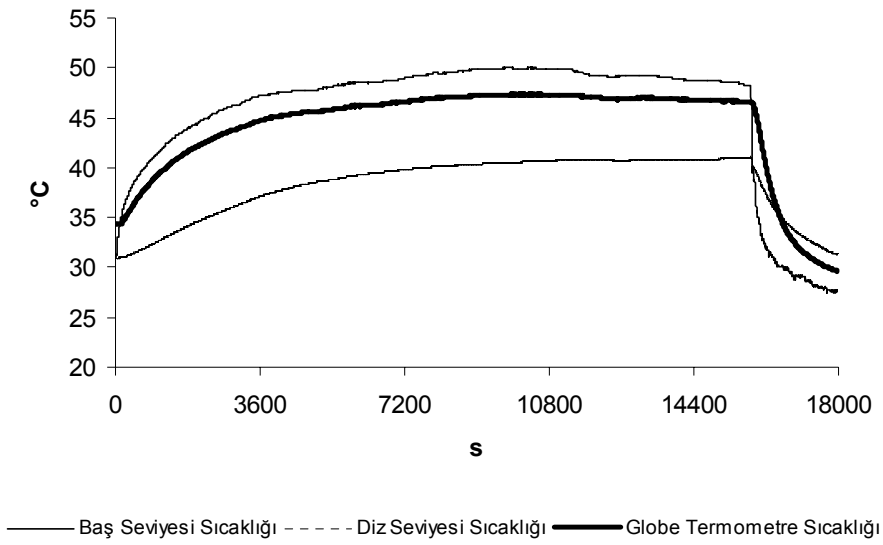
4.6 Taşıt Kabini Isıl Modelinin Deneysel Çalışmalarla Desteklenmesi

4.6.1 Deneysel Çalışma

Deneysel çalışmalar Bursa’da ($\phi=40^\circ$, $z=100$ m), 2 Temmuz 2007 tarihinde 1600cc motor hacmine sahip Fiat-Albea model otomobil üzerinde yapılmıştır. Deneysel çalışmalar 2 aşamada gerçekleştirilmiştir. 1. aşamada otomobil saat 11.00 ‘da ön yüzü kuzey doğu istikametine bakacak şekilde güneş altında park edilmiş ve 3.5 saat boyunca kabin iç ortamından, iç ve dış yüzeylerinden sıcaklık ölçümleri alınmıştır. 2. aşamada saat 15.30 ‘da otomobil kliması maksimum güçte ve yalnız konsol üzerinde bulunan 4 adet menfez açık konuma getirilerek 30 dakika süre ile çalıştırılmıştır.

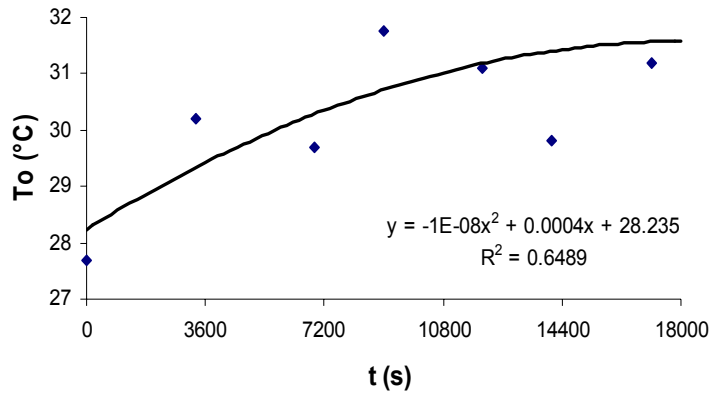
Deneysel çalışma süresince kabin iç sıcaklığının zamanla değişiminin incelenebilmesi için sürücünün baş ve diz seviyelerinden sıcaklık ölçümleri alınmıştır.

Deney süresince, kabin iç yüzey sıcaklıkları; tavan, ön cam, sol cam, sağ cam, sağ kapı döşemesi üzerinden ve iç ortamda bulunan katı yüzey sıcaklıkları; sol ön koltuk, ön konsol, direksiyon, torpido gözü kapağı üzerinden 12 kanallı termometre ile kaydedilmiştir. Kabin iç yüzey sıcaklıklarına bağlı olarak değişen ortalama ışınım sıcaklığının belirlenmesi için de sürücü koltuğu üzerine yerleştirilen siyah küresel termometre ile sıcaklık ölçümleri kaydedilmiştir. Otomobil içinden alınan tüm ölçümler 5'er saniye aralılarla alınmıştır.



Şekil 4.8 2 Temmuz 2007 deneyi baş ve diz seviyesinde otomobil iç ortam sıcaklığının ve siyah küresel termometre sıcaklığının zamanla değişimi.

Şekil 4.8' de sürücünün baş ve diz seviyelerine denk gelecek noktalardan alınan sıcaklık ölçümlerinin ve siyah küresel termometre ölçümlerinin zamanla değişimi verilmiştir. Güneş ışınımı altında ısınan otomobil kabininde, baş ve diz seviyesi arasında 10 °C'lik sıcaklık farkı oluşmaktadır. Klima açıldıktan, sonra baş seviyesi sıcaklığının diz seviyesine göre daha hızlı soğuduğu ve diz ve baş seviyeleri arasında ortalama 4 °C 'lik bir sıcaklık farkı olduğu gözlenmiştir.



Şekil 4.9 2 Temmuz 2007 deneyi dış ortam sıcaklığı ölçümleri ve grafiksel gösterimi

Dış ortam sıcaklığı ve kabin dış yüzey sıcaklıkları (ön cam, sol cam, sağ cam, arka cam, tavan) ise deneyin 1. aşaması süresince her 30 dakikada bir, klima açıldıktan sonra ise 15 dakika aralıkla ölçülmüştür. Şekil 4.9' da ölçülen dış ortam sıcaklığı verileri kullanılarak çıkarılan dış ortam sıcaklığının zamana bağlı değişim grafiği ve denklemin matematiksel ifadesi verilmiştir.

Otomobil sürücünün farklı vücut bölmeleri üzerindeki hava hızları, HVAC sisteminin 3 farklı hız kademesi için deneysel olarak ölçülmüş ve ölçülen verilerin ortalaması alınarak sürücü üzerindeki hızlar 0.06 m/s standart sapma ile belirlenmiştir. Menfez çıkış hızları da 3 farklı hız kademesi için ölçülerek kabin içine giren kütleli debiler deneysel olarak belirlenmiştir. Çizelge 4.1' de HVAC ünitesinin farklı hız çalışma kademeleri için kütleli debiler, vücut üzerindeki ortalama hızlar ve kütleli debilere bağlı olarak çıkarılan tahmini menfez açıklıkları verilmiştir.

Çizelge 4.1 Farklı hız kademeleri için kütleli debi, vücut üzerindeki ortalama hava hızları ve menfez açıklığı değerleri

Hız Kademesi	Kütleli Debi (kg/s)	Ort. Hava Hızları (m/s)	Menfez Açıklığı
1	0.017	0.14	0.3
2	0.032	0.19	0.6
3	0.055	0.23	1

4.6.2 Modelde kullanılan sabit değerler

Kabin opak yüzeylerinin, dış tarafta 2 mm kalınlığında çelik sac (% 20 Nikel Çeliği) ve iç tarafta 10 mm kalınlığında izolasyon (cam yünü) malzemesinden oluştuğu kabul edilmiştir. Otomobilin ön camının ve arka camın yatayla yaptığı eğim açıları (β) sırasıyla 30° ve 45° olarak ölçülmüş ve tüm camlar için ışığı geçirme oranı 0.6 ve kalınlıkları da 4 mm olarak alınmıştır. Çizelge 4.2’ de ısı transferinin gerçekleştiği kısımların yüzey alanları ve iç ortamdaki ısı taşınım katsayısının hesaplanmasını için gerekli olan karakteristik uzunlukları verilmiştir.

Çizelge 4.2 Otomobil kabininin yüzey alanları ve karakteristik uzunlukları

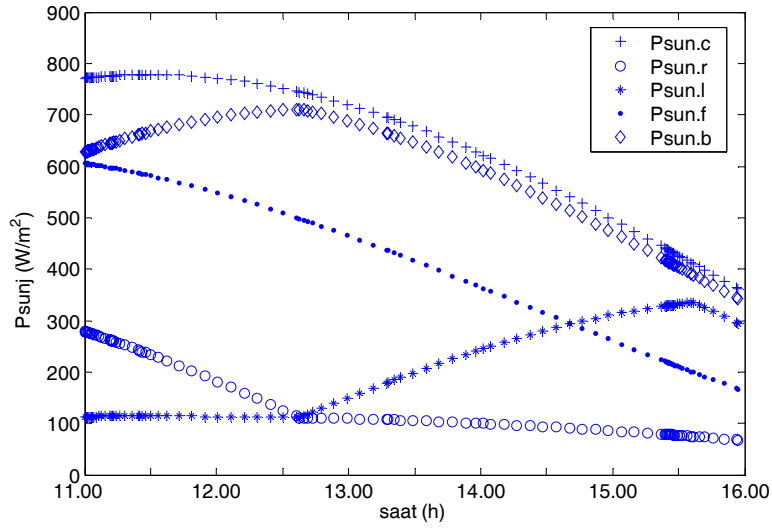
	Opak Yüzeyler		Saydam Yüzeyler		
	Alan (S_j)	Karakteristik Uzunluk (L_{kj})	Alan (S_j)	Karakteristik Uzunluk (L_{kj})	
	m^2	m	m^2	m	
Tavan	1.43	1.2	Ön Cam	0.816	0.68
Taban	2.625	1.625	Arka Cam	0.65	0.5
Sağ Gövde	1.35	1.1	Sağ cam	0.494	0.42
Sol Gövde	1.35	1.1	Sol Cam	0.494	0.42

Simülasyon modelinde iç yüzeylerle iç ortam arasında doğal taşınım yolu ile ısı transferi gerçekleştiği kabul edilmiştir. Modelde kullanılan ısı taşınım katsayıları yüzeylerin dik, yatay veya açılı olma durumları için Conceição ve ark. (2000) çalışmalarından alınmıştır.

4.6.3 Model sonuçlarının deneysel verilerle karşılaştırılması

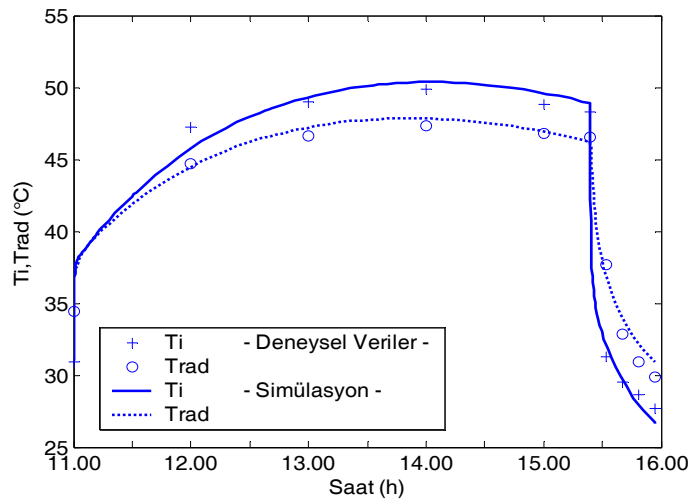
Şekil 4.10’ da modelin güneş ışınım bloğunda hesaplanan, 2 Temmuz 2007 gününe ait saat 11.00 ile 16.00 arasındaki otomobil tavanına ($P_{sun.c}$), sağ gövde ve sağ yan camına ($P_{sun.r}$), sol gövde ve sol yan camına ($P_{sun.l}$), ön camına ($P_{sun.f}$) ve arka camına ($P_{sun.b}$) düşen anlık güneş ışınım değerlerinin zamanla değişimi verilmiştir. Otomobilin

sol yüzeylerine düşen güneş ışınım değerleri zamanla artarken, sağ yüzeylerine düşen güneş ışınım değerleri de azalmaktadır. Otomobilin arka camına düşen güneş ışınımı değerleri de ön camına düşen güneş ışınımı değerlerinden daha yüksek çıkmaktadır.



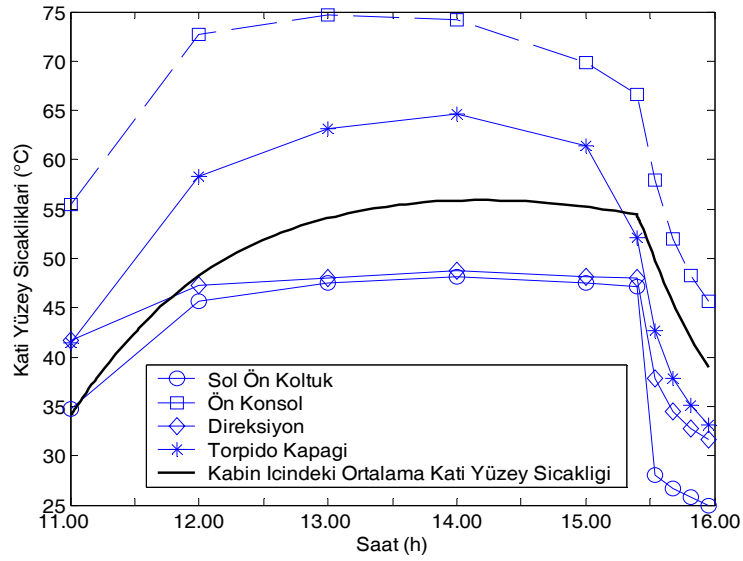
Şekil 4.10 2 Temmuz 2007 günü için otomobil yüzeylerine düşen güneş ışınım değerlerinin deney süresince değişimi.

Şekil 4.11'de hazırlanan modelde hesaplanan iç ortam sıcaklığı ve ortalama ışınım sıcaklığı değerlerinin deneysel çalışmada elde edilen verilerle karşılaştırılması verilmiştir. Model ile deneysel veriler uyumlu sonuçlar vermiştir. Yüzey sıcaklıkları, iç ortam sıcaklığından daha geç ısınmakta ve soğumaktadır.



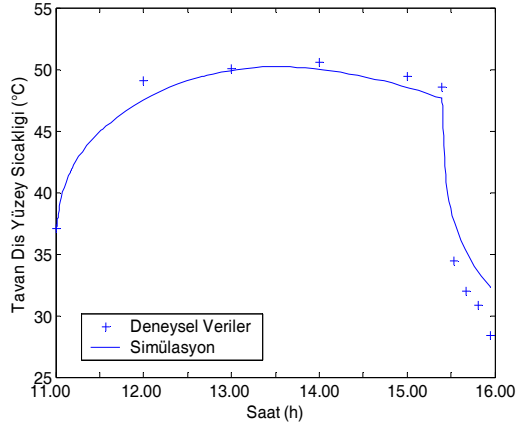
Şekil 4.11 2 Temmuz 2007 deneysel çalışması için kabin iç sıcaklığının ve ortalama ışınım sıcaklığının zamanla değişiminin simülasyon sonuçları ile karşılaştırılması.

Kabin içindeki sol ön koltuk, ön konsol, direksiyon ve torpido kapağı yüzey sıcaklarının değişimi deneysel olarak ölçülmüştür. Ön konsol ve torpido kapağı direkt güneş ışınımına maruz kaldığından yüksek yüzey sıcaklıklarına ulaşmıştır. Hazırlanan modelde iç ortamdaki katı yüzeyler toplam ısı kapasitesi $65 \text{ kJ/}^\circ\text{C}$ olan tek bir yüzey olarak düşünülmüştür. Şekil 4.12’de deneysel olarak ölçülen katı yüzey sıcaklıklarının ve modelde hesaplanan ortalama katı yüzey sıcaklığının zamanla değişimi verilmiştir.

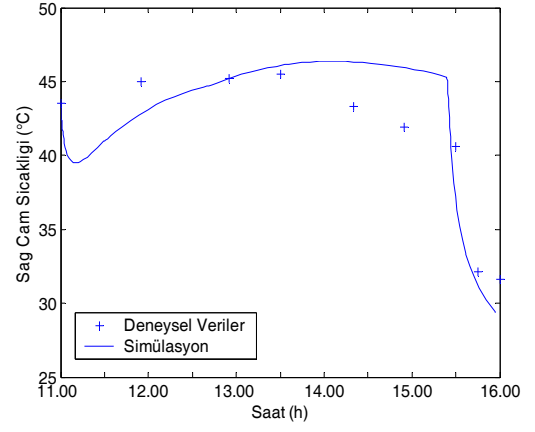


Şekil 4.12 2 Temmuz 2007 deneyi için kabin içindeki katı yüzey sıcaklıklarının ve simülasyondan elde edilen ortalama katı yüzey sıcaklığının zamanla değişimi.

Şekil 4.13’ de hazırlanan modelde elde edilen tavan ve sağ cam yüzey sıcaklığı değerlerinin deneysel ölçümlerle karşılaştırılması verilmiştir. Modelin tavan gibi opak yüzey sıcaklıkları deneysel verilerle daha uyumlu sonuçlar vermektedir.



(a) Tavan



(b) Sağ cam

Şekil 4.13. 2 Temmuz 2007 deneysel çalışması için (a) tavan (b) sağ cam gibi dış yüzey sıcaklıklarının zamanla değişiminin simülasyon sonuçları ile karşılaştırılması

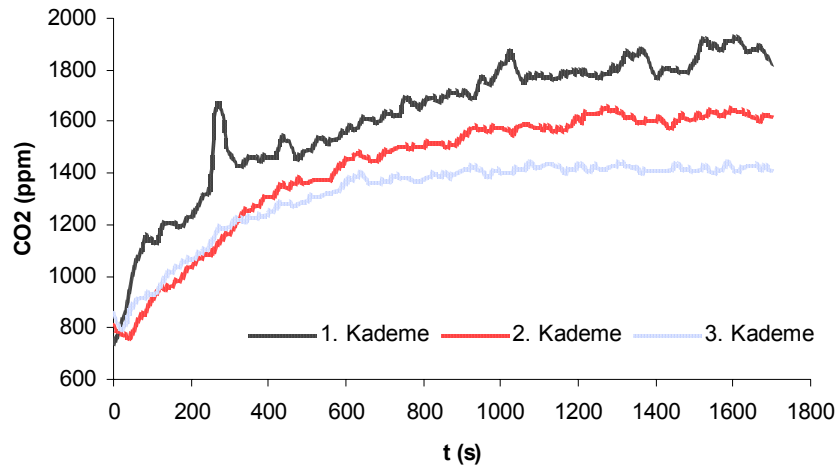
5. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

5.1 Deneysel Sonuçlar

5.1.1 Kabin içindeki CO₂ miktarının ölçülmesi

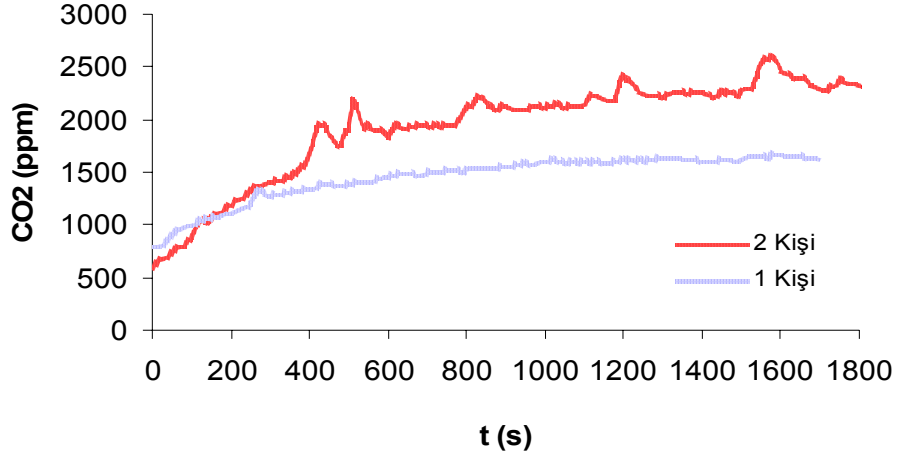
ASHRAE Standartları 62-79'a göre iç ortamlardaki CO₂ miktarının 700 ppm değerini aşması iç hava kalitesi açısından istenmeyen bir durumdur. Taşıt kabinleri içindeki sürücü ve yolcular solunum yoluyla ortama CO₂ vermektedir. Taşıtlarda dış ortamdan taze havanın kabin içerisine gönderilmemesi durumunda CO₂ emisyonları yolcu sayısına bağlı olarak artacaktır.

Deneysel çalışmalarda taşıt kabinin 30 dakikalık ısıtma ve soğutma süreçleri boyunca iç ortamdaki CO₂ miktarı sürücünün baş hizasına gelecek şekilde konumlandırılan karbondioksit ölçer ile kaydedilmiştir. Deneyler sırasında dış ortamdaki CO₂ miktarı ortalama 483 ppm (14.58) olarak ölçülmüştür. Şekil 5.1' de taze hava girişinin kapalı ve yalnız konsol menfezlerinin açık konumu durumunda farklı menfez hız kademeleri için iç ortamdaki CO₂ miktarın deney süresince değişimi verilmiştir.

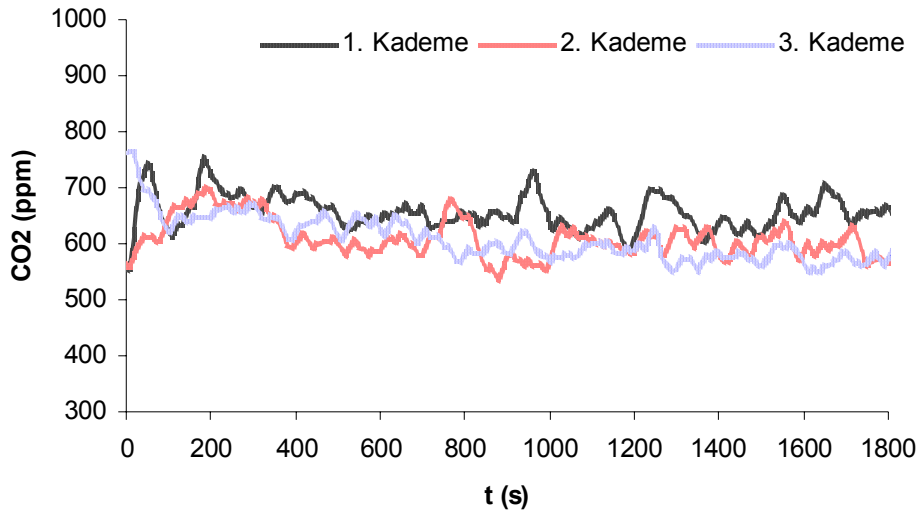


Şekil 5.1 Taze hava girişinin kapalı olduğu durumlarda iç ortamdaki CO₂ miktarının farklı hız kademeleri için karşılaştırılması.

İç hava yenilenmesinin ve otomobil camlarının kapalı konumda olması durumunda taşıt iç hava kalitesini kısa sürede düşmektedir. Şekil 5.1'den de görüldüğü gibi menfez hız kademesi arttıkça CO₂ artışı azalmaktadır. Deneysel çalışmalar taşıt kabini içinde iki kişinin bulunması durumu içinde tekrarlanmıştır. Kişi sayısının artmasının CO₂ miktarına olan etkisi Şekil 5.2 'de verilmiştir.



Şekil 5.2 Taze hava girişinin kapalı olduğu durumlarda taşıt içindeki yolcu sayısının CO₂ miktarına etkisi



Şekil 5.3 Dış ortamdan alınan havanın kabin içine gönderilmesi durumunda CO₂ miktarının değişimi

Dış hava sirkülasyonun açık konumu getirilerek kabin içerisine taze hava girişi sağlandığı durumda CO₂ miktarındaki değişim 3 farklı menfez hız kademesi için Şekil 5.3 'de verilmiştir. En düşük hız kademesinde (en düşük hava debisi) bile kabin içindeki CO₂ miktarı için konfor şartları sağlanmaktadır. İç hava kalitesinin konfor şartlarında tutabilmek için kişi başına taze hava ihtiyacı 30 kg/h alınabilir (Kaynaklı 2000).

5.1.2 Vücut bölmeleri üzerindeki hava hızları

Yaz ve kış şartları için vücut üzerindeki uygun ortalama hava hızları ISO 7730'da 18°C ile 24 °C arasında değişen dış ortam sıcaklıkları için verilmiştir. Konfor koşullarında vücut üzerindeki hava hızlarının 0.1 m/s ile 0.4 m/s arasında tutulması istenmektedir.

Çizelge 5.1 Yalnız konsol menfezlerinin açık tutulması durumunda vücut bölmeleri üzerindeki hava hızları

		Menfez Hız Kademesi		
		1	2	3
1	Sol ayak	0,16	0,17	0,20
2	Sol baldır	0,08	0,15	0,16
3	Sol uyluk	0,08	0,12	0,13
4	Sol el	1,01	1,10	1,73
5	Sol ön kol	0,33	0,36	0,26
6	Sol üst kol	0,33	0,31	0,31
7	Sol yanak	0,07	0,10	0,19
8	Sağ ayak	0,10	0,18	0,29
9	Sağ baldır	0,06	0,12	0,13
10	Sağ uyluk	0,06	0,13	0,16
11	Sağ el	0,09	0,12	0,21
12	Sağ ön kol	0,57	0,63	1,33
13	Sağ üst kol	0,57	0,69	1,13
14	Sağ yanak	0,11	0,18	0,26
15	Göğüs	0,33	0,49	0,51
16	Baş üstü	0,13	0,22	0,32
17	Burun	0,07	0,14	0,17
Ortalama		0,24	0,31	0,44

Çizelge 5.2 Ön cam ve ayak menfezlerinin birlikte açık tutulması durumunda vücut bölmeleri üzerindeki hava hızları

		Menfez Hız Kademesi		
		1	2	3
1	Sol ayak	0,53	0,70	1,00
2	Sol baldır	0,10	0,17	0,18
3	Sol uyluk	0,07	0,12	0,11
4	Sol el	0,12	0,14	0,13
5	Sol ön kol	0,09	0,08	0,07
6	Sol üst kol	0,06	0,13	0,12
7	Sol yanak	0,06	0,13	0,10
8	Sağ ayak	0,31	0,49	0,52
9	Sağ baldır	0,08	0,07	0,11
10	Sağ uyluk	0,08	0,07	0,09
11	Sağ el	0,26	0,26	0,31
12	Sağ ön kol	0,08	0,18	0,20
13	Sağ üst kol	0,16	0,22	0,25
14	Sağ yanak	0,06	0,09	0,17
15	Göğüs	0,13	0,08	0,11
16	Baş üstü	0,11	0,17	0,36
17	Burun	0,06	0,08	0,11
Ortalama		0,14	0,19	0,23

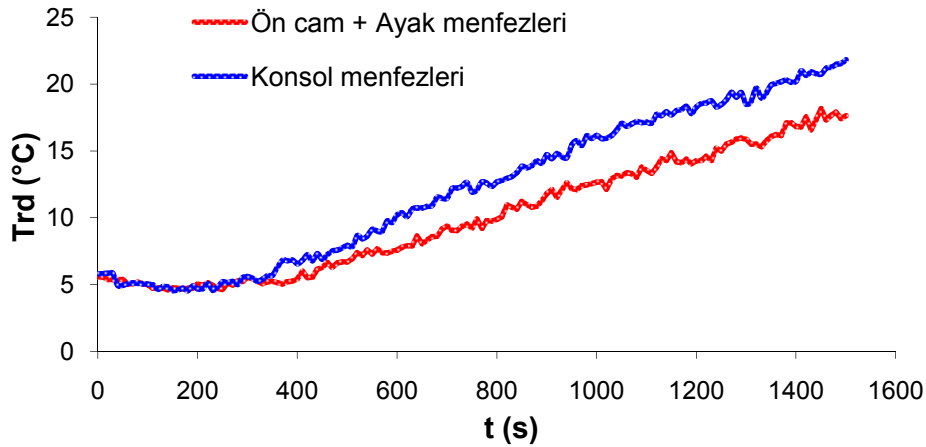
Kış deneylerinde sürücünün vücut bölmeleri üzerinde etkili hava hızları, sıcaklığı 8 ile 10 °C arasında değişen laboratuvar şartlarında ısıtma süreci için yapılan deneysel çalışmalarla elde edilmiştir. Deneysel ölçümlerle, yalnız konsol menfezlerinin açık tutulması durumunda ve ön cam altı menfezi ile ayak menfezinin birlikte açık tutulması durumunda 3 farklı menfez hız kademesi için vücut bölmeleri üzerindeki hava hızları belirlenmiştir. Hava hızı değerleri taşıt kabininin 30 dakikalık ısıtma periyodu boyunca her 5 dakikada bir kaydedilmiştir. Deneyler her menfez seçimi ve menfez hız kademesi için 2’şer kez tekrarlanmıştır. Çizelge 5.1 ve Çizelge 5.2 ‘de vücut etrafında farklı 17 noktadan alınan hız ölçümlerinin ortalama değerleri listelenmiştir.

Konsol üzerindeki menfezlerin açık tutulması durumunda vücut üzerinde daha etkin hava hareketleri meydana gelmektedir. Konsol menfez konumunda menfez çıkışı ile

doğrudan temas halinde olan sol el ve sağ kol üzerinde hava hızları 1 m/s 'nin üzerinde çıkmaktadır. Ayak ve ön cam menfezlerinin açık tutulması durumunda ise en yüksek hava hızı sol ayak üzerinde oluşmaktadır. Menfez seçimleri arasında önemli farklılıklardan biride göğüs üzerinde etkili hava hızlarıdır. Konsol menfezleri seçimi için göğüs üzerinde yaklaşık 0.5 m/s hava hızları oluşurken, ayak ve ön cam menfezleri için bu değer 0.1 m/s civarında kalmaktadır. Tüm menfez hız kademeleri için verilen vücut üzerindeki ortalama hızlar kabin içindeki ortam sıcaklığının 18 °C ile 24 °C arasındaki değerleri için konfor koşullarını sağlamaktadır.

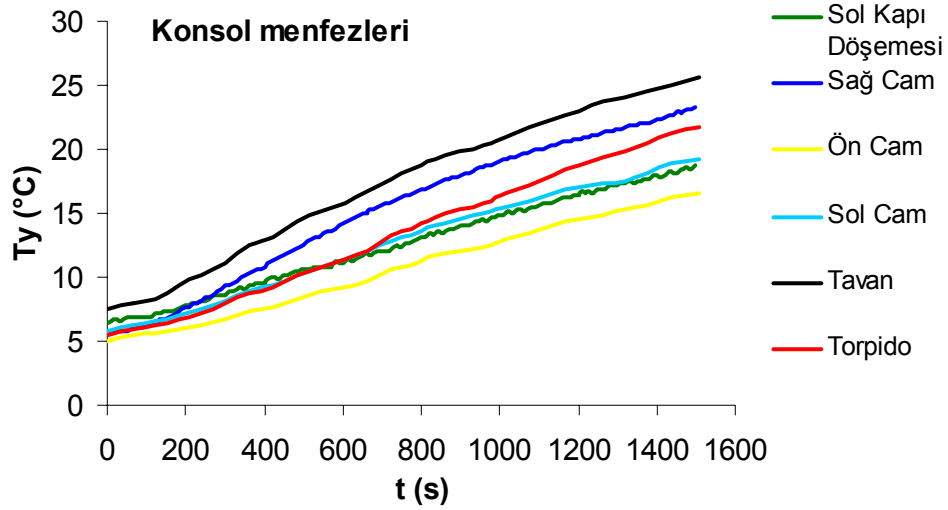
5.1.3 Ortalama ışıınım sıcaklığının ve kabin iç yüzey sıcaklıklarının incelenmesi

Otomobil ısıtma süreci için aynı dış ortam şartlarında (6°C, %75 RH) yapılan deneysel çalışmalar ile farklı menfez seçimlerinin (konsol menfezleri, ön cam ve ayak menfezleri) kabin iç yüzey sıcaklıklarına ve iç ortam ortalama ışıınım sıcaklığına etkisi incelenmiştir. Şekil 5.4'de farklı menfez seçimlerinin ortalama ışıınım sıcaklığına etkisi verilmiştir. Aynı hız kademesi için yalnız konsol menfezlerinin çalışması durumunda ortalama ışıınım sıcaklığı deney sonunda 20 °C 'ye ulaşmakta fakat ön cam ve ayak menfezleri için ortalama ışıınım sıcaklığı 15 °C civarında kalmaktadır.

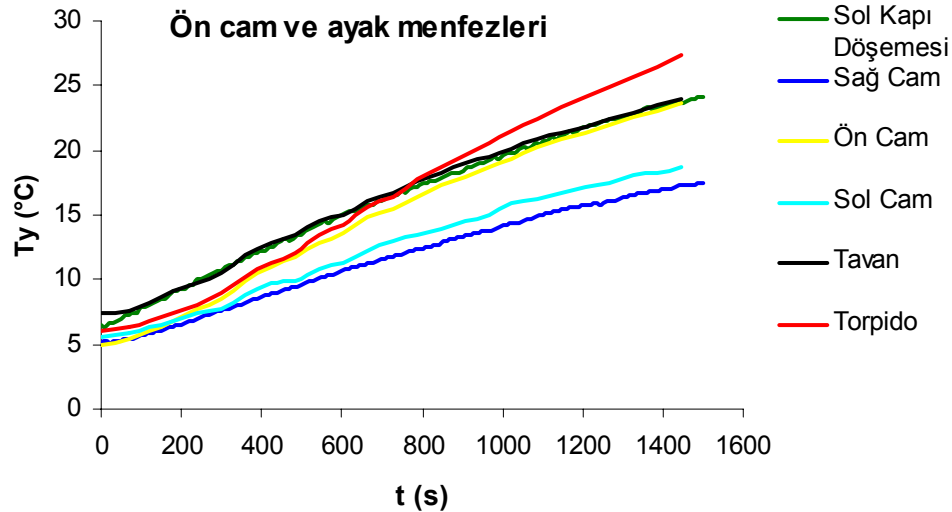


Şekil 5.4 Farklı menfez seçimlerinin ortalama ışıınım sıcaklığına etkisi

Farklı menfez çalışma durumlarında kabin iç yüzey sıcaklıklarının değişimi Şekil 5.5(a) ve Şekil 5.5(b)'de verilmiştir. En fazla ısınma konsol menfezleri için tavanda, ön cam ve ayaklar menfezleri için ise torpido üzerinde gerçekleşmiştir. Aynı ortam şartlarında ve aynı hız kademelerinde yapılan deneysel karşılaştırmalar sonucunda direksiyon ve tavan sıcaklıkları konsol menfezlerinin çalışma durumunda, ön cam, torpido gözü ve kontrol paneli ise ön cam ve ayak menfezlerinin birlikte çalışma durumlarında daha yüksek çıkmıştır.



(a)

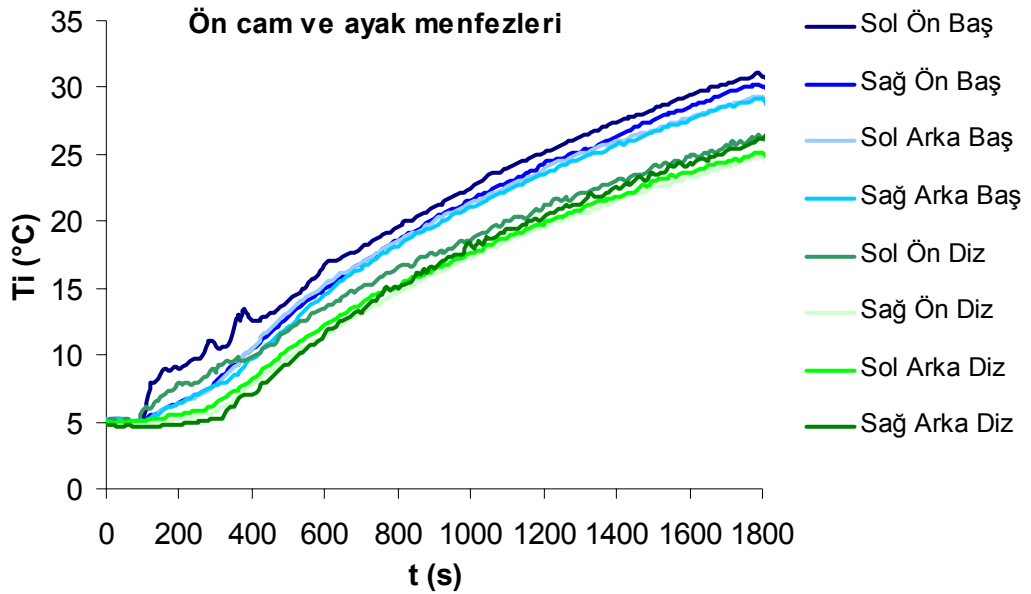


(b)

Şekil 5.5 Kabin yüzey sıcaklıklarının (a) konsol ve (b) ön cam ve ayak menfezlerinin birlikte açık tutulduğu durumlarda değişimi

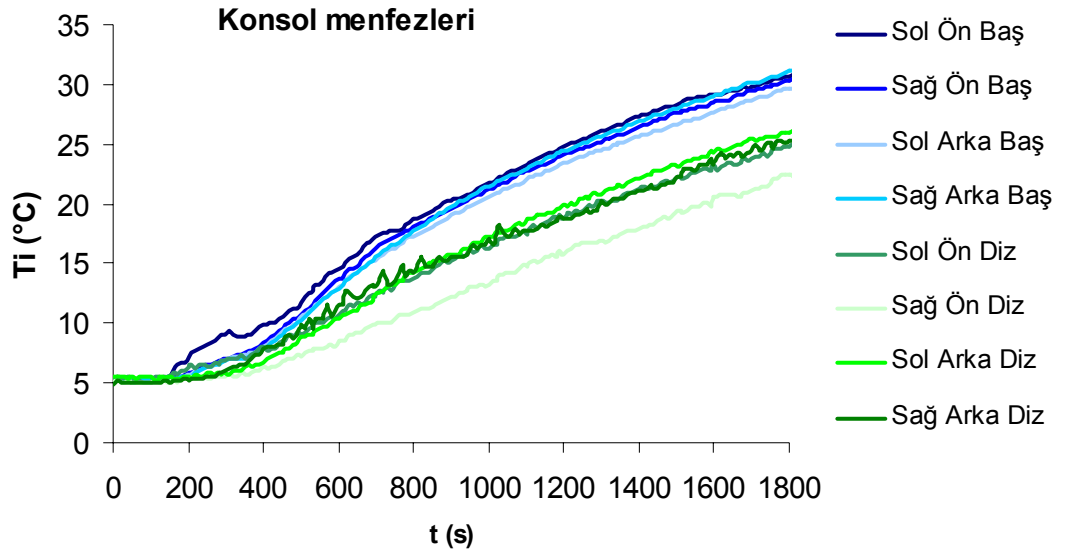
5.1.4 Kabin içindeki sıcaklık dağılımlarının belirlenmesi

Isıtma sürecinin incelendiği deneysel çalışmalarda taşıt kabini içinden sürücü ve yolcuların baş ve diz hizalarına denk gelen 8 farklı noktadan sıcaklık ölçümleri alınmıştır. Ön cam ve ayak menfezlerinin açık konumunda kabin içinde oluşan sıcaklık dağılımı Şekil 5.6' da ki gibidir. Şekilden de görüldüğü gibi sürücü ve yolcuların diz ve baş seviyeleri arasında ortalama 5 °C'lik sıcaklık farkı oluşmaktadır. Isıtma süreci için kabinin sağ ve sol kısımları ile ön ve arka kısımları arasında önemli sıcaklık farklılıkları oluşmamakla birlikte baş bölgesi sıcaklıkları ön koltuklarda 2 °C daha fazladır.



Şekil 5.6 Ön cam ve ayak menfezleri konumunda kabin içindeki sıcaklık dağılımı

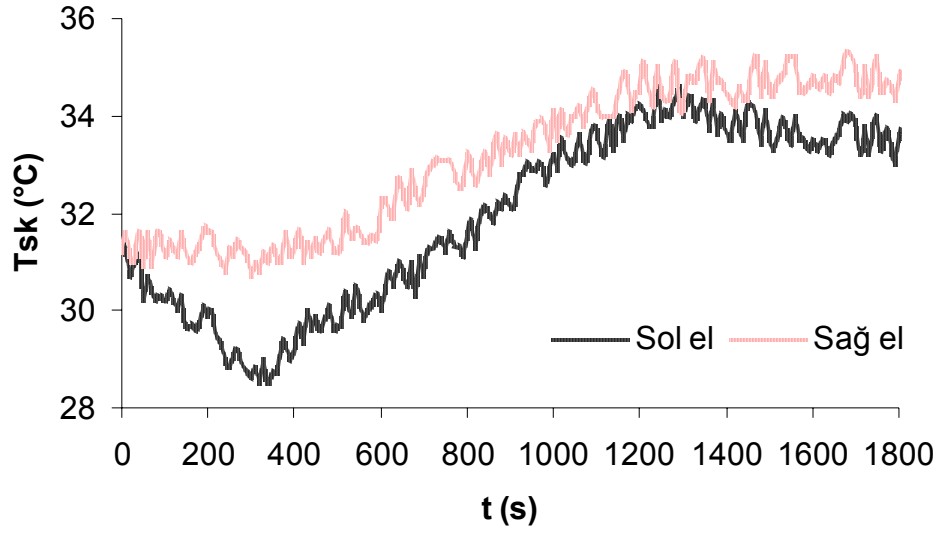
Yalnız ön konsol üzerindeki 4 adet menfez açık konumda iken ısıtma süresince kabin içindeki sıcaklık dağılımı ise Şekil 5.7' de verilmiştir. Konsol menfez seçiminde sürücünün diz ve baş bölgeleri arasındaki sıcaklık farklılığı ön cam ve ayak menfezlerinden daha fazladır ve deney sonunda yaklaşık 10 °C' ye ulaşmaktadır. Genel olarak otomobilin ön bölgesindeki dikey sıcaklık farklılığı arka bölgeye nazaran daha fazladır. Bu nedenle otomobilin içinde arka bölgede daha homojen bir sıcaklık dağılımından söz edilebilmektedir.



Şekil 5.7 Konsol menfezleri konumunda kabin içindeki sıcaklık dağılımı

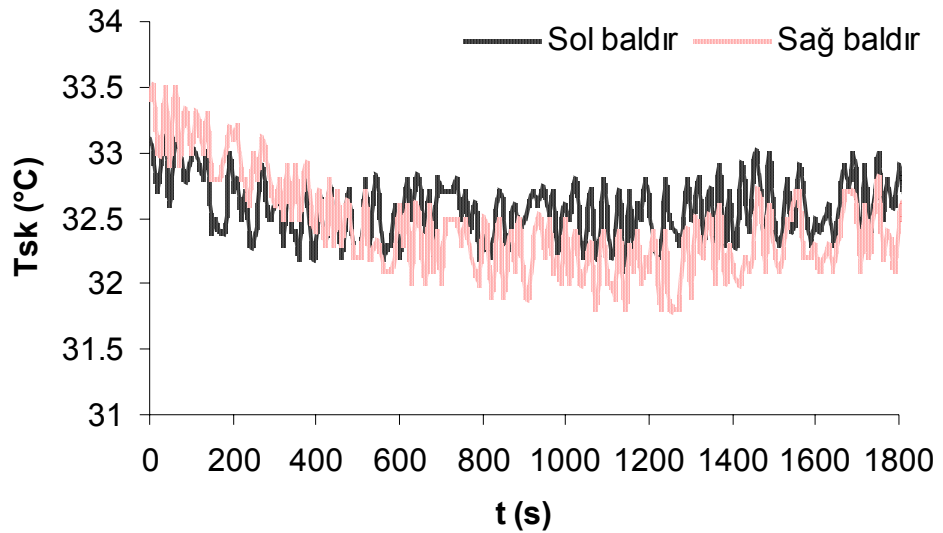
5.1.5 Vücut üzerinden sıcaklık ölçümleri

Otomobillerde ısıtma ve soğutma süreçleri boyunca deneğin deri yüzey sıcaklıkları 12 farklı noktadan ölçülmüştür. Şekil 5.8 'de konsol menfezleri için 5 °C dış ortam sıcaklığında en yüksek hız kademesinde yapılan deneysel çalışmadaki sağ ve sol el deri yüzey sıcaklıklarının değişimi verilmiştir. Sol el üzerinde yüksek hava hızlarının (1.73 m/s) oluşması nedeniyle deney başlangıcında taşınım ile ısı kayıpları yüksektir ve sol el deri yüzey sıcaklığında yaklaşık 3 °C' lik sıcaklık düşümü gözlenmiştir. Sağ el üzerinde ise etkin hava hızları 0.2 m/s civarındadır ve sağ el deri sıcaklığında önemli derecede sıcaklık düşümünün gözlenmediği Şekil 5.8' den de görülmektedir. Otomobillerin ısıtma süreçlerinde deney başlangıcında (ilk 5 dakika) yeterli ölçüde ısınmamış (motor soğutma suyunun geç ısınmasından) menfez havası ile doğrudan temas eden vücut bölmelerinin deri yüzey sıcaklıkları düşmekte ve bu vücut bölmelerinde yerel olarak ısıl konforsuzluklar artmaktadır. Isıtma sürecinde menfez çıkış havası yeterli sıcaklığa ulaşıncaya kadar vücut üzerindeki etkin hava hızları düşük tutulmalıdır.



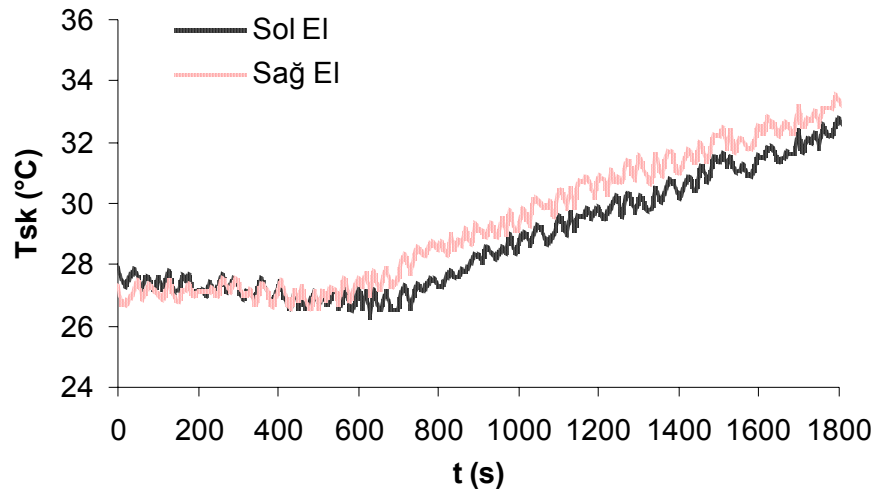
Şekil 5.8 Konsol menfezleri 3. hız kademesi için sağ ve sol el deri yüzey sıcaklıklarının zamanla değişimi

Şekil 5.9' da aynı deneysel çalışmadan alınan sağ ve sol baldır deri sıcaklık ölçümleri görülmektedir. Konsol menfezleri açık konumda taşıt kabini ısıtıldığında diz seviyesi sıcaklıkları baş seviyesi sıcaklıklarından daha geç ısındığından ayaklardan ve baldırlardan alınan deri yüzey sıcaklıkları ölçümlerinde düşme gözükmemektedir.

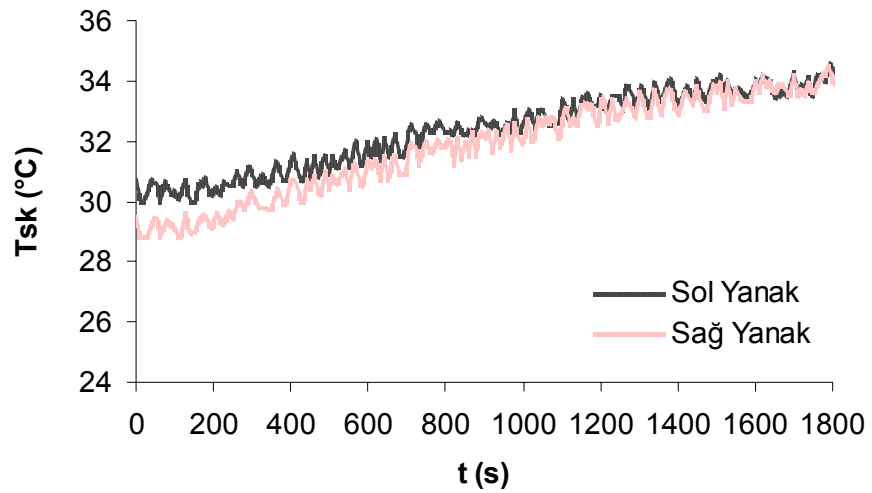


Şekil 5.9 Konsol menfezleri 3. hız kademesi için sağ ve sol baldır deri yüzey sıcaklıklarının zamanla değişimi

Ön cam ve ayak menfezleri konumunda vücut bölmeleri üzerindeki yüksek hava hızlarının oluşmadığı ve vücut bölmeleri üzerinde hava hızlarının daha iyi dağılım gösterdiği Çizelge 5.1 ve Çizelge 5.2 karşılaştırıldığında görülmektedir. Şekil 5.10' da ön cam ve ayak menfezleri açık konumu için sağ ve sol el sıcaklıklarının Şekil 5.11' de ise sağ ve sol yanak sıcaklıklarının zamanla değişimi verilmiştir. Vücut bölmeleri üzerindeki hava hızlarında büyük farklılıkların oluşmaması nedeniyle aynı ortam hava sıcaklığının etkisinde kalan vücut bölmelerinin deri yüzey sıcaklıklarında benzer bir değişim göstermiştir.



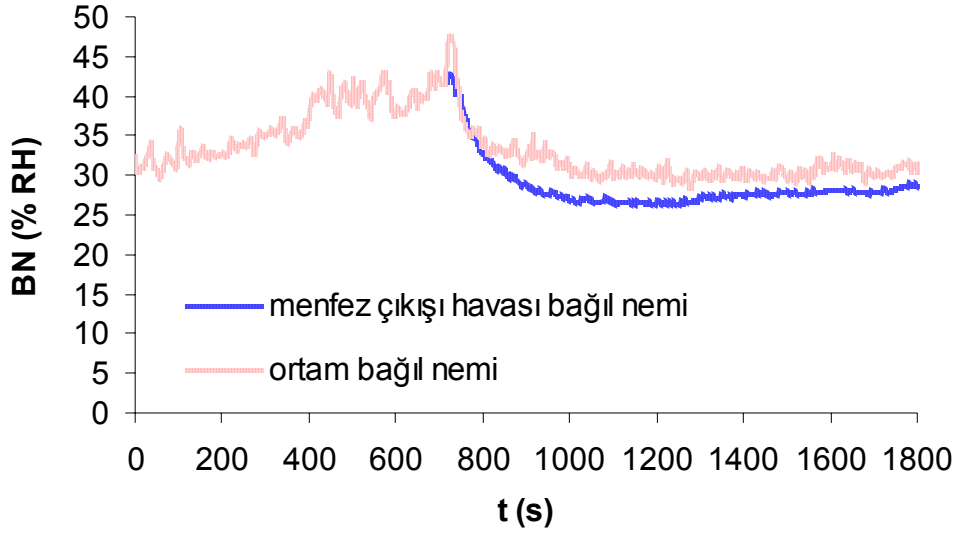
Şekil 5.10 Ön cam ve ayak menfezleri için sağ ve sol el deri yüzey sıcaklıklarının değişimi



Şekil 5.11 Ön cam ve ayak menfezleri için sağ ve sol yanak deri yüzey sıcaklıklarının değişimi

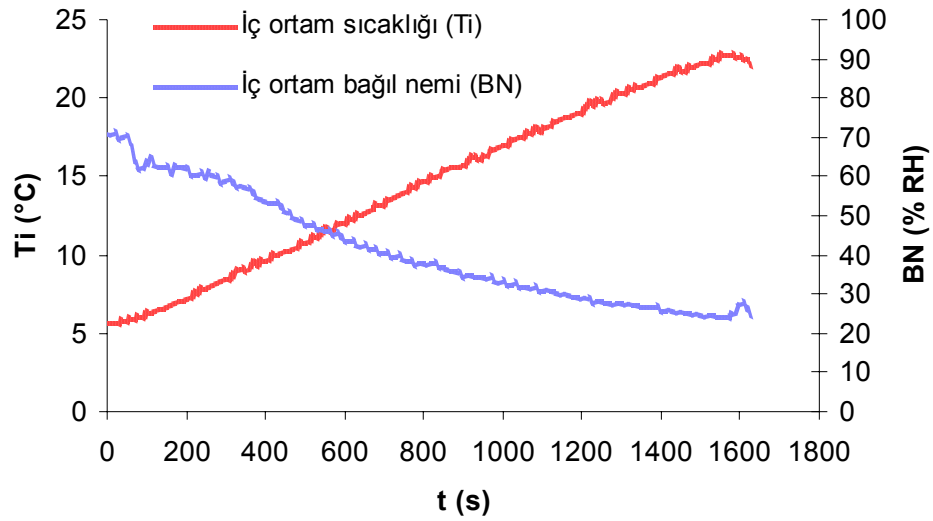
5.1.6 Kabin içindeki bağıl nem değerleri

Tüm yaz ve kış şartları için yapılan deneysel çalışmalarda sürücünün baş hizasına denk gelecek noktadan bağıl nem ölçümleri alınmıştır. Şekil 5.12' de orta menfez 3. kademedeki soğutma süreci için yapılan deneysel çalışmada ölçülen bağıl nem değerleri verilmiştir. Deney günü dış ortam bağıl nemi % 30 olarak ölçülmüştür. Şekil 5.12 'den de görüleceği gibi taşıt klimasının çalıştırılmadığı ilk 10 dakika için deneğin terlemesi ile iç ortam bağıl nemi artmaktadır. Klima açıldıktan sonra sürücü üzerinde artan nem kabin içinde dağıtılmakta ve bağıl nem değerleri menfez çıkış havası bağıl nemine paralel olarak değişmektedir.



Şekil 5.12 Yaz deneylerinde kabin ortam bağıl nem değerleri değişimi

Kış deneylerinde ise artan iç ortam sıcaklığı nedeniyle bağıl nem azalmaktadır. Şekil 5.13 'de ön cam ve ayak menfezleri açık konumunda otomobil ısıtma süreci deneyinden elde edilen bağıl nem ve iç ortam sıcaklığı değerleri verilmiştir. İç ortam sıcaklığı yaklaşık olarak 5 °C 'den 20 °C 'ye çıkmasında bağıl nem % 75'ten % 35 'e gerilemiştir.

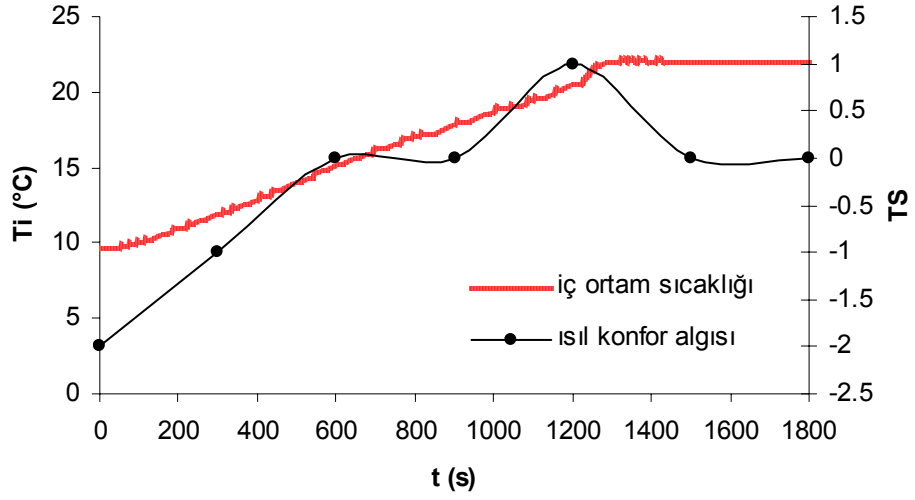


Şekil 5.13 Kış deneylerinde kabin ortam bağıl nem değerleri değişimi

Sürücünün rahat nefes alması ve sağlığı açısından taşıt içindeki bağıl nem değerlerinin % 30 ile % 70 arasında tutulması gereklidir ve konfor şartları için istenen bağıl nem değeri de % 50'dir (ISO 7730). Yaz şartlarında düşük dış ortam bağıl nemlerinden, kış şartlarında ise artan iç ortam sıcaklıkları ile bağıl nemin azalmasından dolayı taşıt içerisine gönderilen hava nemlendirilmelidir.

5.1.7 Anket çalışmaları

Kış deneyleri kapsamında otomobilin 30 dakikalık ısıtma periyodu boyunca deneklerin ısı konfor alguları 5 dakikada bir yapılan anketlerle sorgulanmıştır. Şekil 5.14' de 2. grup 1. kademe kış deneyi için baş hizasından alınan iç ortam sıcaklığı değişimi ile aynı deneyde anket sorularına verilen cevaplar gösterilmiştir.

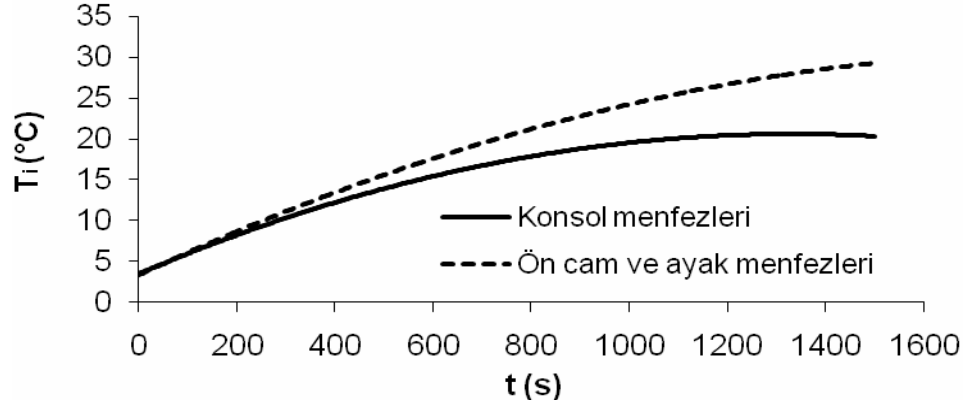


Şekil 5.14 İç ortam sıcaklığındaki değişime bağlı olarak deneklerin ısı konfor algılarının değişimi

5.1.8 Vücut bölmeleri üzerindeki alınan ortam havası sıcaklığı ölçümleri

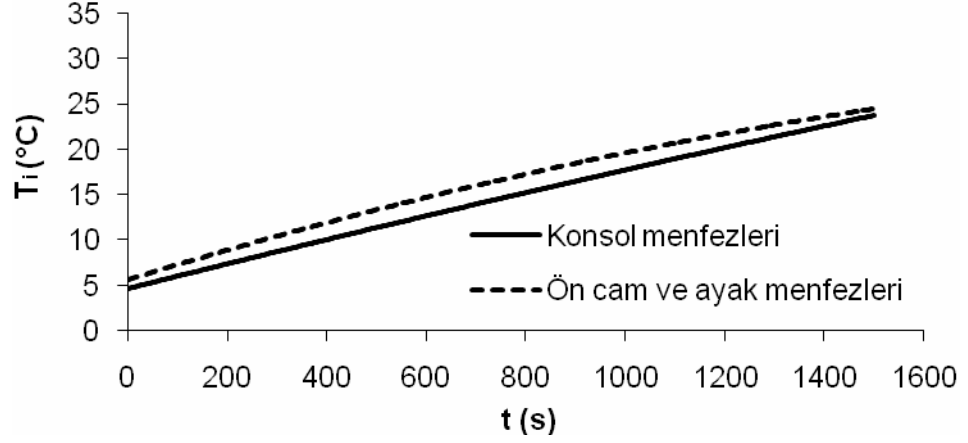
Otomobil ısıtma süreci için yapılan deneysel çalışmalarda (Deney grubu 4) vücut üzerinde 11 farklı noktadan sıcaklık ölçümleri alınarak vücut bölmeleri üzerinde hava sıcaklığının dağılımı ayrıntılı olarak çıkarılmıştır. 5 °C ile 6.5 °C arasında benzer ortam şartlarında gerçekleştirilen deneylerle taşıt ısıtma sürecinde yalnız konsol menfezlerinin açık tutulması ile ön cam ve ayak menfezlerinin birlikte açık tutulması durumları incelenmiştir. Şekil 5.15(a)' dan Şekil 5.15(k)' ya kadar olan şekillerde ısıtma sürecinde sürücü etrafındaki 11 ölçüm noktasından alınan hava sıcaklığı ölçümlerinin yalnız konsol menfezlerinin açık olması durumunda ve ön cam altı ile ayak menfezlerinin birlikte açık olması durumunda zamanla değişimleri verilmiştir.

Ayak



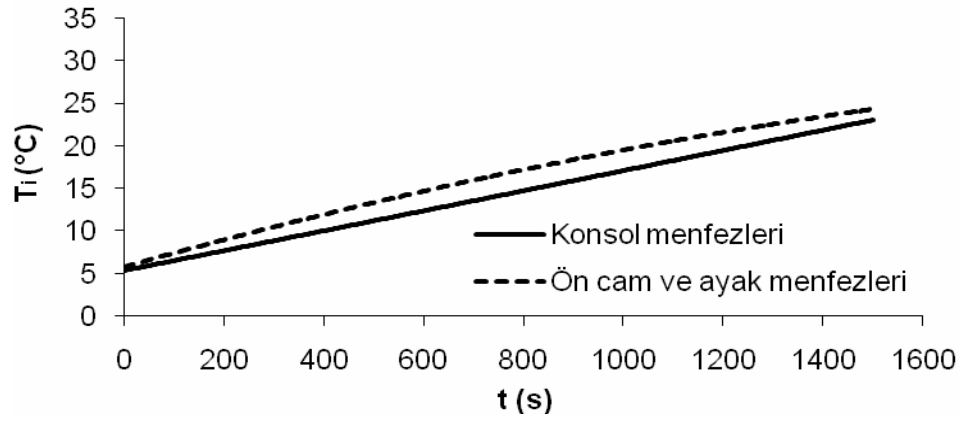
(a)

Sol Baldır

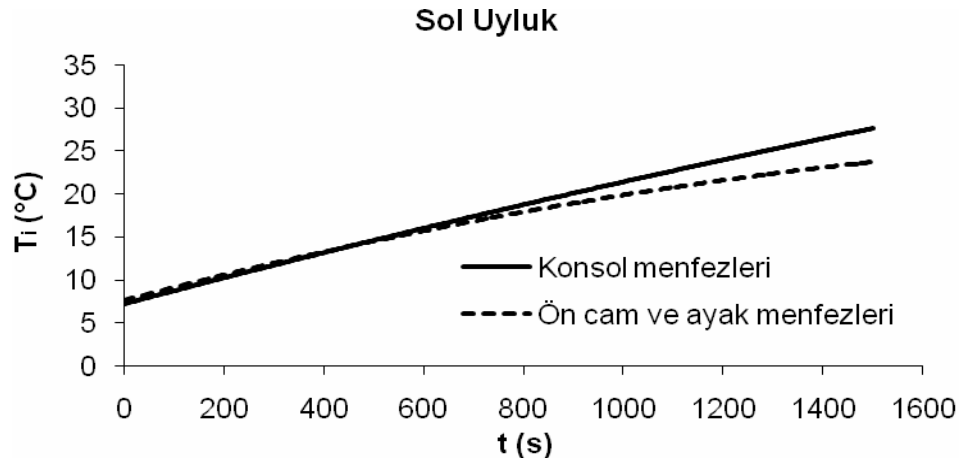


(b)

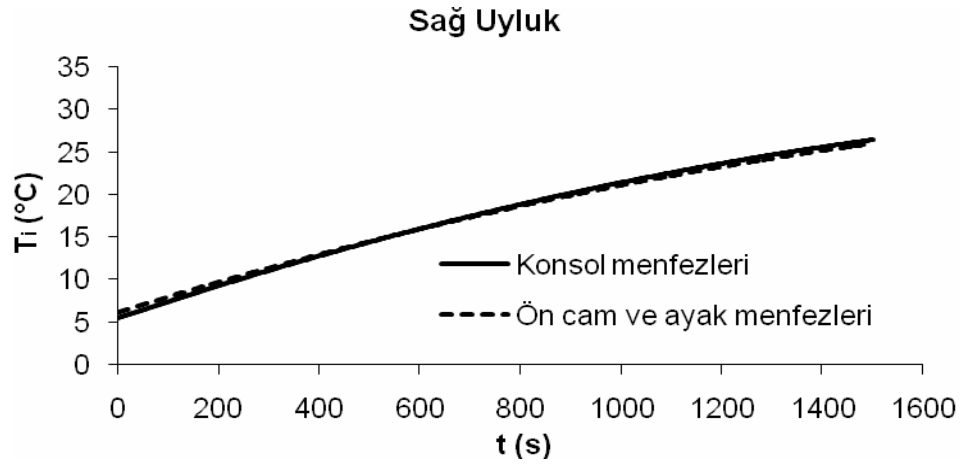
Sağ Baldır



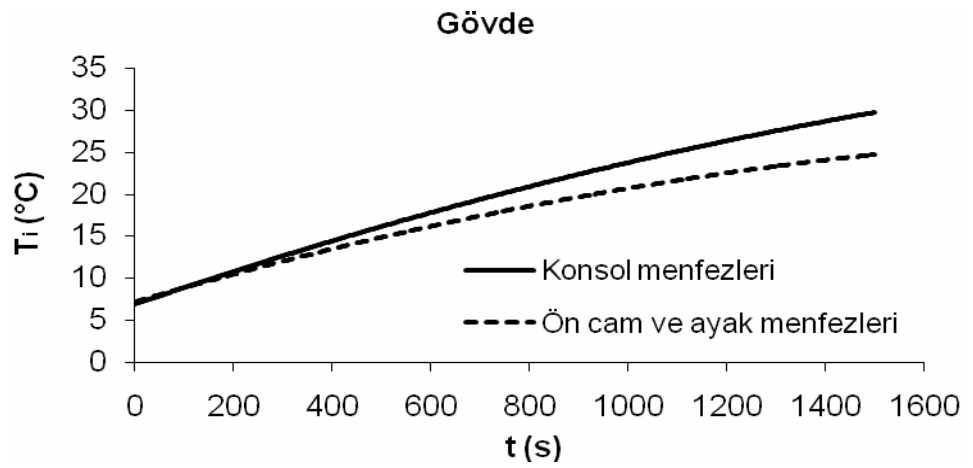
(c)



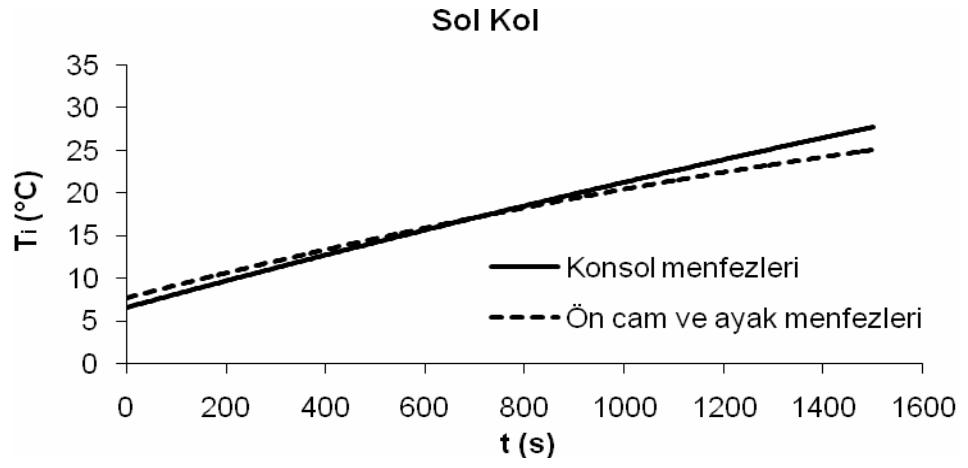
(d)



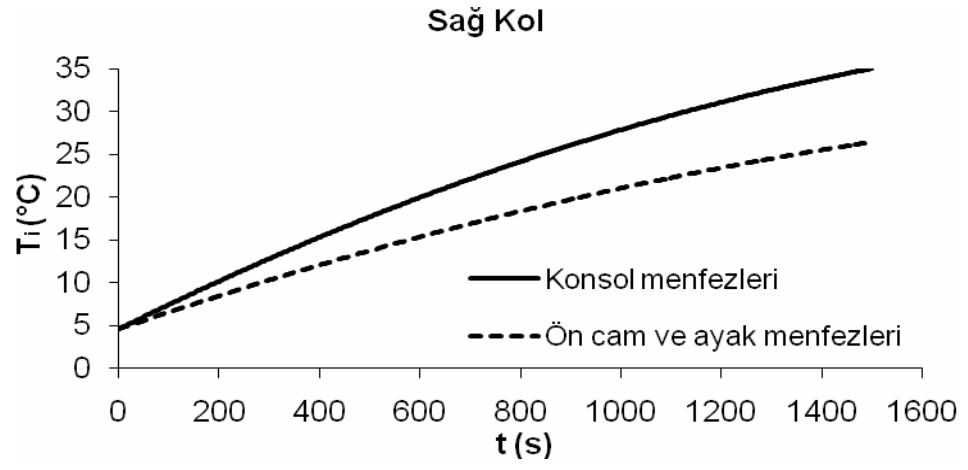
(e)



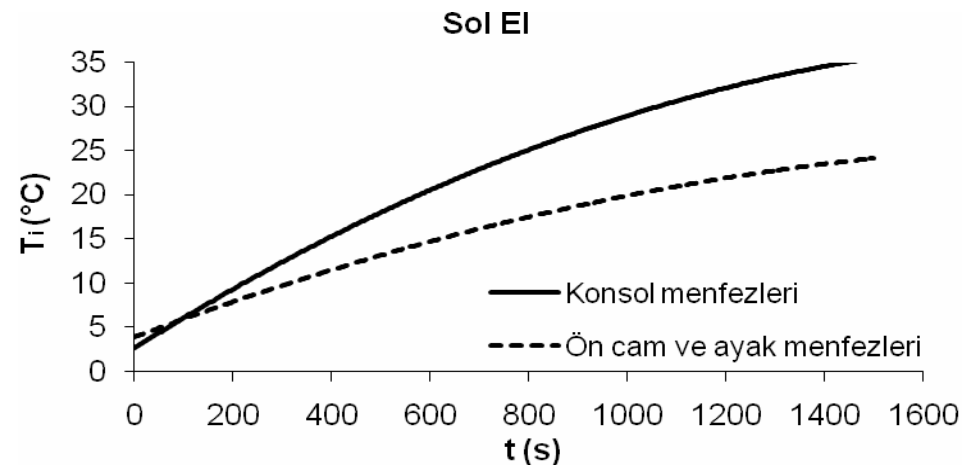
(f)



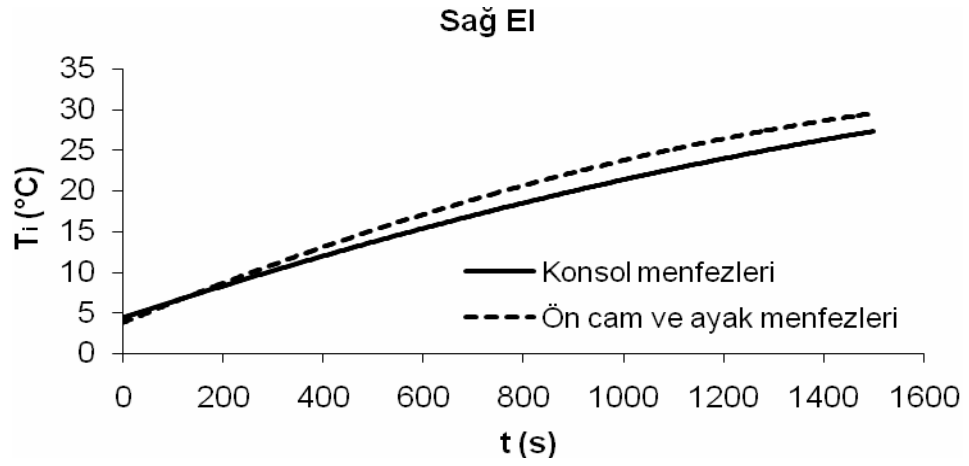
(g)



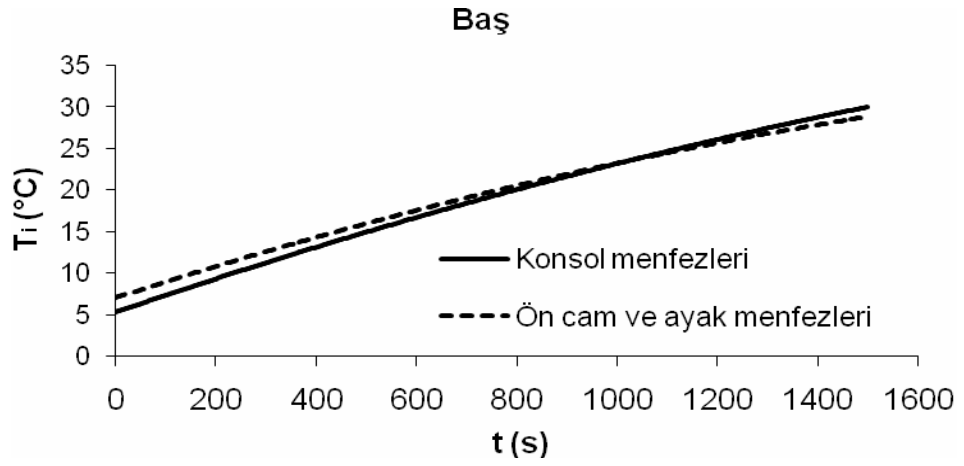
(h)



(i)



(j)



(k)

Şekil 5.15 Otomobil ısıtma sürecinde vücut bölmeleri üzerinden alınan ortam havası sıcaklık ölçümleri

Isıtma sürecinde sürücü üzerinden 11 farklı noktadan alınan ortam havası sıcaklık ölçümlerinin aritmetik ortalaması yalnız konsol menfezlerinin açık tutulması konumunda 27.2 °C, ön cam ve ayak menfezlerinin açık tutulması konumunda ise 26 °C olarak hesaplanmıştır. Isıtma sürecinde sürücü üzerindeki ortam havası sıcaklıklarında menfez seçimlerinden kaynaklanan farklıklar aşağıda sıralanmıştır.

1. Konsol menfezleri konumunda sürücünün ayak bölgesi yeterince ısınmamış (deney sonunda 15 °C' ye ulaşmıştır) ve bu bölgeden alınan sıcaklık ölçümleri ön cam ve ayak menfezlerinin birlikte açık tutulduğu durumdan yaklaşık 10 °C kadar daha düşük çıkmıştır.
2. Diz bölgesinden alınan sıcaklık ölçümlerinde ayak menfezlerinin açık tutulması ile deney süresince ortalama 2 °C daha yüksek sıcaklık elde edilmiştir ve bu menfez seçimi ile diz bölgesinde konfor şartlarına ulaşılması için gerekli sürenin daha kısa olacağı gözlenmiştir.
3. Sürücünün uyluk ve baş bölgelerinden alınan sıcaklık ölçümlerinde önemli farklılıklar gözlenmemiştir.
4. Gövde üzerindeki ortam havasını konsol menfez seçimi için daha hızlı ısındığı gözlenmiştir.
5. Sürücünün el ve kolları konsol menfezleri seçiminde menfezlerinden çıkan sıcak hava ile direk temas halinde olduğundan yüksek sıcaklıklarda ve hızlardaki hava hareketlerinin etkisi altında kalmaktadır.
6. Genel olarak ön cam ve ayak menfezlerinin birlikte açık tutulması ile sürücü üzerinde daha homojen bir sıcaklık dağılımı elde edilmiştir. Konsol menfezlerinin açık tutulması ile sürücünün dizlerinin üstünde kalan kısımları üzerindeki ortam havası sıcaklığı daha hızlı yükselmektedir fakat ayaklar ve baldırlar etrafında ise sıcaklıklar istenen seviyelere ulaşmamaktadır. Bu nedenle konsol menfezleri seçiminde yerel sıcaklık farklılıklarından kaynaklanan ısıl konforsuzluklar gözlenmiştir.

5.1.9 Temas yüzey sıcaklığının deneysel olarak belirlenmesi

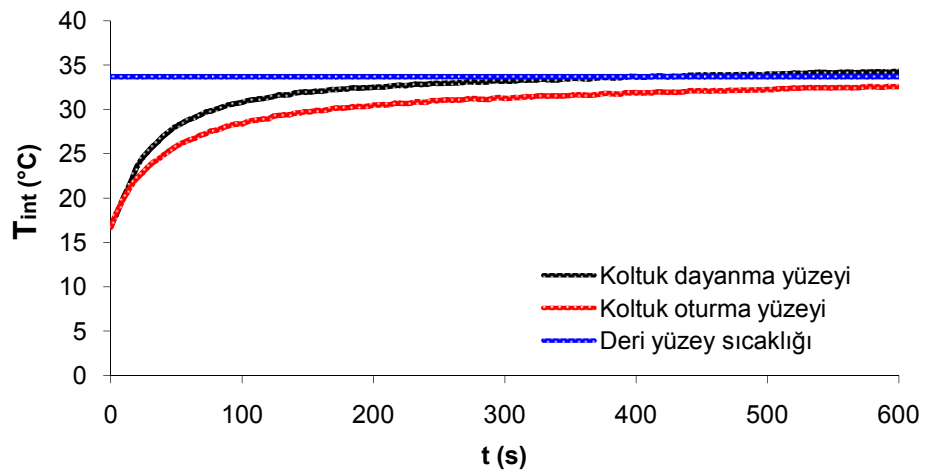
Otomobillerde kişiler oturma pozisyonunda olduğundan sırt bölgesi koltuk dayanma yüzeyi ile ve pelvis bölgesi ise koltuk oturma yüzeyi ile temas halindedir. Bu vücut bölmelerinden iletimle olan ısı kayıplarının hesaplanabilmesi için temas eden yüzey sıcaklıklarının da bilinmesi gereklidir. Bu amaçla tez kapsamında otomobil ısıtma süresince koltuk oturma yüzeyinden ve dayanma yüzeyinde 3 farklı noktadan olmak üzere toplam 6 noktadan sıcaklık ölçümleri alınmıştır. Deneyler sırasında taşıt ısıtma sistemi 10 dakika süre ile 3. hız kademesinde çalıştırılmış ve temas yüzey sıcaklıkları

her 4 saniyede bir kaydedilmiştir. Oturma ve sırt yüzeyinden alınan sıcaklık ölçüm noktaları Şekil 5.16' da ki gibidir.



Şekil 5.16 Koltuk temas yüzeylerinden deneysel ölçüm noktaları

Temas yüzey sıcaklıklarının başlangıçta ölçülen deri yüzey sıcaklığına kadar artış gösterdiği Şekil 5.17' de görülmektedir. Çalışmada iki boyutsuz sayı tanımlanarak temas yüzey sıcaklıklarındaki değişim yaklaşık olarak belirlenmesi sağlanmıştır.



Şekil. 5.17 Laboratuvar şartlarında yapılan deneysel çalışmalarda temas yüzeylerinden alınan sıcaklık ölçümleri

$$1. \theta_1 = \frac{\Delta T_{int}}{T_{sk} - T_{int.b}} \quad (5.1)$$

$$2. \theta_2 = \frac{T_{sk} - T_{int}}{T_{sk} - T_{int.b}} \quad (5.2)$$

burada;

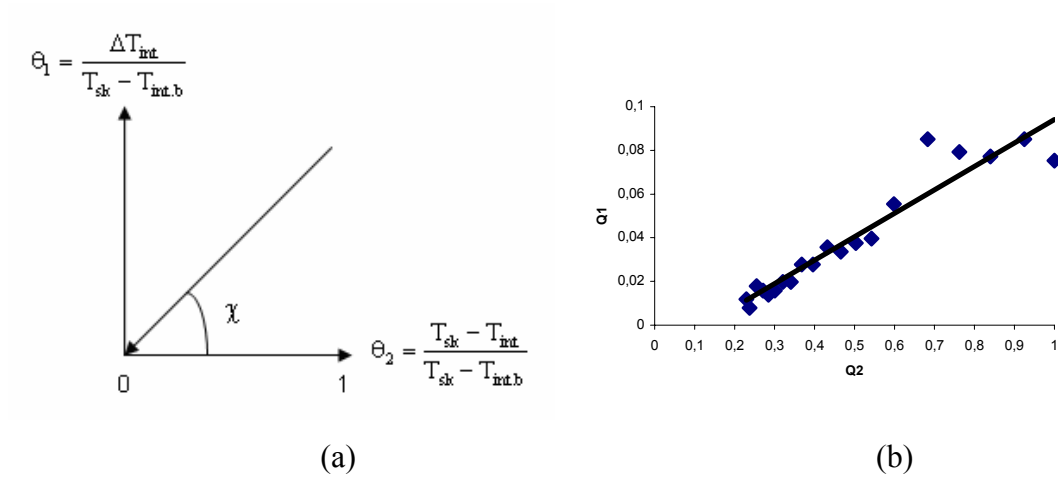
T_{int} : Temas yüzey sıcaklığı

ΔT_{int} : Temas yüzey sıcaklıklarında birim zamanda meydana gelen değişim

$T_{int.b}$: Deneysel başlangıcındaki temas yüzey sıcaklığı

T_{sk} : Deri yüzey sıcaklığı

Temas yüzey sıcaklığı (T_{int}) deney başlangıcı ile deri sıcaklığına doğru yükselmeye başlayacaktır. Bu durumda, θ_2 boyutsuz sayısı başlangıçta 1 değerini alacak ve temas yüzey sıcaklığı deri sıcaklığına yaklaştıkça 0'a doğru gidecektir.



Şekil. 5.18 Temas yüzey sıcaklığının hesaplanmasında kullanılan boyutsuz sayılar arasındaki ilişkinin (a) teorik ve (b) deneysel verilerle gösterilmesi

Deneysel çalışmalarda θ_1 ile θ_2 arasında Eşitlik 5.18 'deki gibi bir doğrusal bir ilişki olduğu görülmüştür ve aralarındaki ilişki Eşitlik 5.3' de tanımlanmıştır. Eşitlik 5.3

düzenlenerek birim zamandaki temas yüzeyleri sıcaklık değişimi için Eşitlik 5.4 elde edilmiştir. Laboratuvar şartlarında yapılan 8 adet deney sonucunda χ değerleri oturma yüzeyi için $4.51^\circ (\pm 0.13^\circ)$ ve dayanma yüzeyleri için $5.75^\circ (\pm 0.34^\circ)$ olarak hesaplanmıştır.

$$\theta_1 = \theta_2 \times \tan \chi \quad (5.3)$$

$$\frac{\Delta T_{\text{int}}}{T_{\text{sk}} - T_{\text{int.b}}} = \frac{T_{\text{sk}} - T_{\text{int}}}{T_{\text{sk}} - T_{\text{int.b}}} \times \tan \chi \Rightarrow \Delta T_{\text{int}} = (T_{\text{sk}} - T_{\text{int}}) \tan \chi \quad (5.4)$$

5.2 Teorik sonuçlar

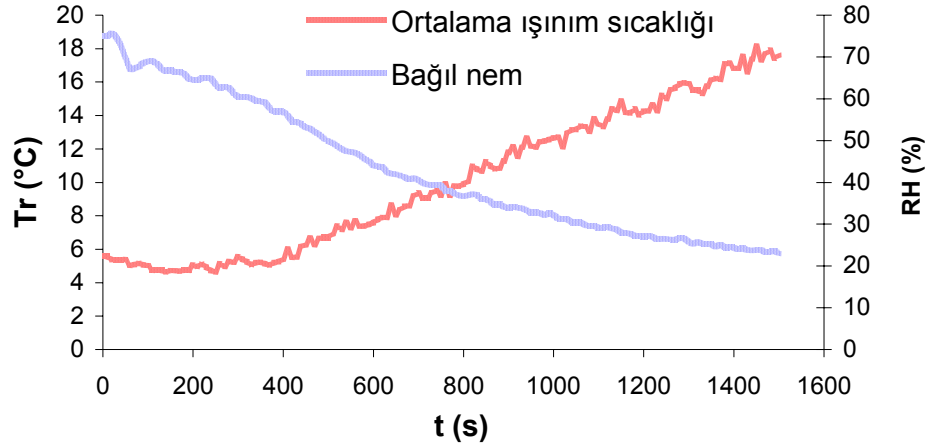
5.2.1 16 bölmeli insan modelinden elde edilen sonuçlar

Kabin içindeki ısıl ortam koşullarının vücut üzerindeki etkilerinin incelenebilmesi amacıyla hazırlanan 16 bölmeli model bir takım kabul ve başlangıç şartları altında çözdürülmüştür. Modelde otomobil içerisinde sürücünün metabolik aktivitesi 75 W/m^2 alınmıştır. Sürücünün 16 bölmesi için kabul edilen kütle ve yüzey alanı değerleri ise Çizelge 3.5' de kış şartları için giysi dirençleri ise Çizelge 3.4' de verilmiştir.

İç ortamdaki sıcaklık, bağıl nem ve ortalama ışıyım sıcaklığı gibi ısıl konfor parametreleri modelde zamana bağlı matematiksel eşitliklerle ifade edilmiştir. Bu ifadeler ön cam ve ayak menfezlerinin açık konumunda taşıt ısıtma sisteminin maksimum güçte ve 3. hız kademesinde çalıştırıldığı deneysel çalışmaların sonuçlarından türetilmiştir. Deneysel çalışmalar 5°C ile 6.5°C arasında değişen dış ortam sıcaklığında ve yaklaşık % 75 bağıl nem oranına sahip dış ortam koşullarında gerçekleştirilmiştir. Deney sırasındaki vücut bölmeleri üzerindeki sıcaklıkların değişimi Şekil 5.15(a) dan 5.15(k) 'ya kadar olan grafiklerde verilmiştir.

Ortalama ışıyım sıcaklığı ölçümleri siyah küresel termometre ölçümlerinin termometre üzerindeki hava hızları ve sıcaklıkları ile Eşitlik 3.78 kullanılarak

düzeltilmesi ile elde edilmiştir. Kabin içindeki ortalama ısıtım sıcaklığının ve sürücü baş seviyesinden ölçülen bağıl nemin zamanla değişimi de Şekil 5.19’ da ki gibidir.

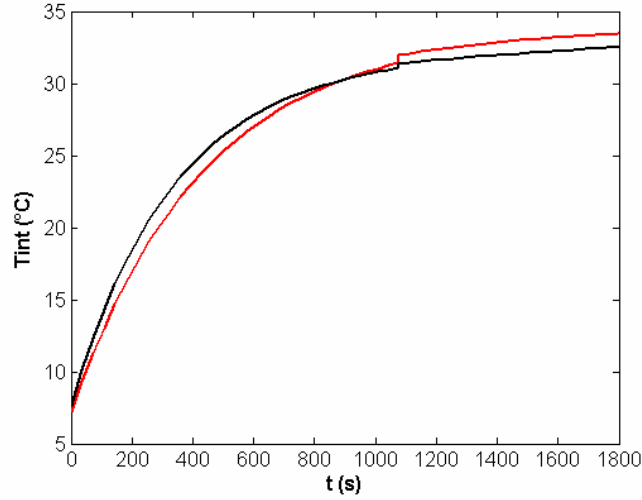


Şekil 5.19 Isıtma süreci için deneysel çalışmada ortalama ısıtım sıcaklığının ve bağıl nemin zamanla değişimi

30 dakikalık ısıtma sürecinde kabin iç yüzey sıcaklıklarına bağlı ortalama ısıtım sıcaklığı 20 °C’ ye kadar ulaşmıştır. Sürücü vücut bölmeleri üzerindeki ortalama ortam sıcaklığı ise deney sonunda 26 °C olarak ölçülmüştür. Bu da yüzey sıcaklıklarının ortam sıcaklıklarından daha geç ısınmasından kaynaklanmaktadır. İç ortam bağıl nemi ise kabin iç ortamı ısındıkça azalmaktadır. Deney başlangıcında % 75 oranında olan iç ortam bağıl nemi deney sonunda % 20 ‘e kadar gerilemiştir. Isıl konforu etkileyen bir diğer önemli ısıl konfor parametresi olan vücut üzerindeki etkin hava hızları ise ön cam ve ayak menfez seçimi ve 3. hız kademesi için Çizelge 5.2 ‘den alınmıştır.

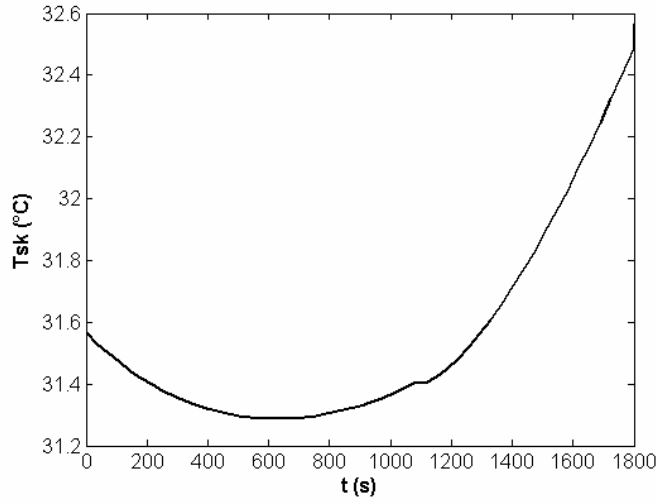
Otomobil iç hacim ve yüzey sıcaklıklarının vücut bölmelerinin deri yüzey sıcaklıklarından fazla olması, vücut ile çevre arasında ısı geçişlerine neden olmaktadır. Ancak otomobillerde insanlar oturma durumunda olduğundan vücutlarının önemli bir kısmı katı yüzeyler ile temas halindedir. Modelde sırt yüzey alanının tamamının pelvisin ise % 50’sinin deney başlangıcında ortam sıcaklığında olan katı yüzeylerle temas halinde olduğu kabul edilmiştir. Sırt ve pelvisin koltukla temas eden yüzeylerinin sıcaklıklarının tespiti, Eşitlik 3.12 kullanılarak iletimle ısı kayıplarının hesaplanabilmesi

için zorunludur. Bu çalışma da temas yüzey sıcaklıklarının belirlenebilmesi için izlenen yol Bölüm 5.1.9' da anlatılmıştır. Sırt ile temas halindeki koltuk dayanma yüzeyi için ve pelvis ile temas halindeki koltuk oturma yüzeyi sıcaklıklarının zamanla değişimi Şekil 5.20' deki gibidir.



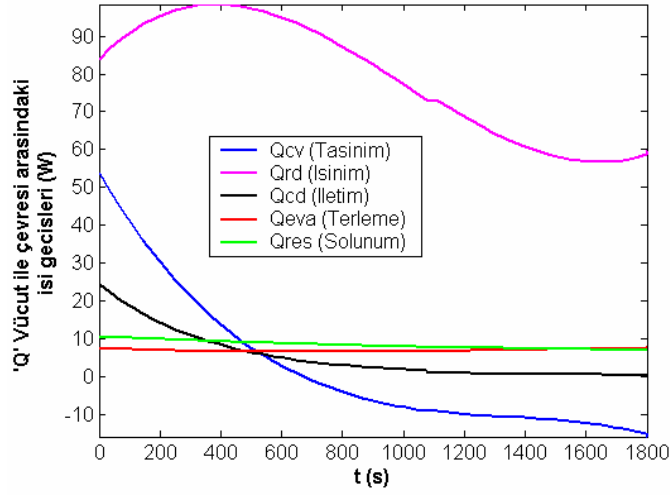
Şekil 5.20 Isıtma süreci için deneysel çalışmanın simülasyonu ile elde edilen sırt ve pelvis ile temas halindeki koltuk dayanma ve oturma temas yüzey sıcaklıkları

Şekil 5.21' de simülasyondan elde edilen ortalama deri yüzey sıcaklığı gözükmemektedir. Ashrae 1998'e göre vücut ile çevre arasında dengenin kurulması durumunda normal deri sıcaklığı ortalama 33.7 °C' dir. Isıtma periyodu için yapılan deneysel çalışmalarda sürücü otomobiline binene kadar soğuk bir dış ortamın (5°C) etkisinde kaldığından deri yüzey sıcaklıklarının ortalaması yaklaşık olarak 31.6 °C olarak ölçülmüştür. İlk dakikalarda vücut bölmeleri üzerindeki sıcaklıklar ve kabin yüzey sıcaklıkları düşük olduğundan vücuttan çevreye yüksek ısı kayıpları gerçekleşmekte ve ortalama yüzey sıcaklığı düşmektedir. Daha sonra iç ortam sıcaklığının artmasıyla deri yüzey sıcaklıkları da artmaktadır fakat 30 dakikalık ısıtma sürecinin sonunda bile normal değeri olan 33.7 °C' ye ulaşamamaktadır.



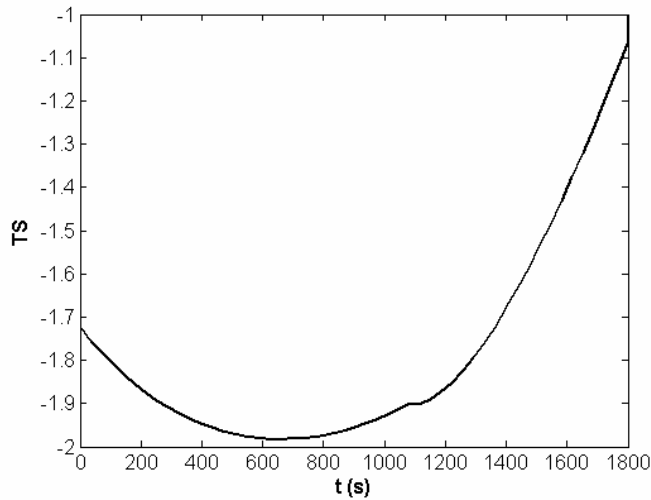
Şekil 5.21 Isıtma süreci için deneysel çalışmanın simülasyonu ile elde edilen ortalama deri yüzey sıcaklığının zamanla değişimi

Tüm vücuttan çevreye olan duyulur ve gizli ısı kayıpları Şekil 5.22' de verilmiştir. Kabin iç yüzey sıcaklıklarının iç ortam havasından daha geç ısınması sebebiyle ortalama ışıınım sıcaklığı daha düşük değerler almakta ve vücuttan en fazla ısı kayıpları ışıınım yoluyla olmaktadır. Taşınım ile ısı kayıpları ise başlangıçta yüksek değerlerdedir (50W) fakat artan iç ortam sıcaklığı ile azalmış ve deneyin 10. dakikasından itibaren ters yönde etki etmeye başlamıştır. İletimle ısı kayıpları da artan temas yüzey sıcaklıkları hızlı bir şekilde azalmıştır. Isıtma periyodu boyunca solunum ve terleme yoluyla olan ısı kayıpları ortam sıcaklığından fazla etkilenmemekte ve 10 W mertebesinde kalmaktadır. Vücutta ter üretimi olmadığında terleme ile olan ısı kayıplarının yalnız terin deriden doğal difüzyonundan ($Q_{e,dif}$) kaynaklanmaktadır.



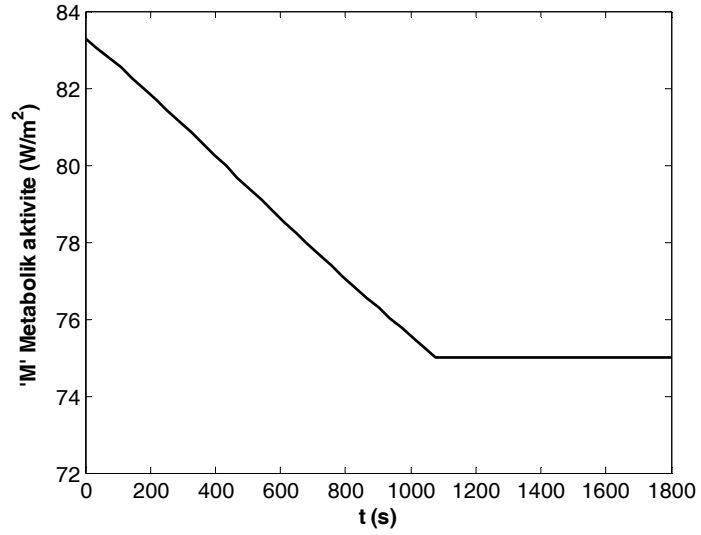
Şekil. 5.22 Isıtma süreci için deneysel çalışmanın simülasyonu ile elde edilen vücuttan çevreye olan ısı geçişleri

Ortalama ısıl konfor algısının hesaplanmasında, Ueda ve ark. (1997) ısıl konforu, deri sıcaklığının normal değerden sapması ve anlık deri sıcaklığı değişimi cinsinden ifade ettiği model esas alınmıştır. İlk dakikalarda deri sıcaklıklarının düşmesi ile ısıl konfor algısı da düşmektedir. Konforlu iç ortam şartlarında ısıl konfor algısının ± 0.5 arasında olması istenmektedir (ISO 7730). 30 dakikalık ısıtma süresince ortalama ısıl konfor algısına bakılarak konfor şartlarına ulaşılamadığı söylenebilir.

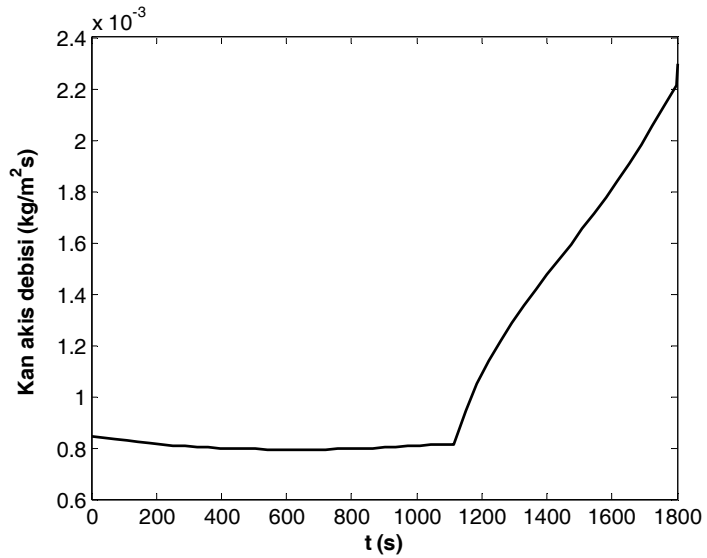


Şekil 5.23 Isıtma süreci için deneysel çalışmanın simülasyonu ile elde edilen ortalama ısıl konfor algısının zamanla değişimi

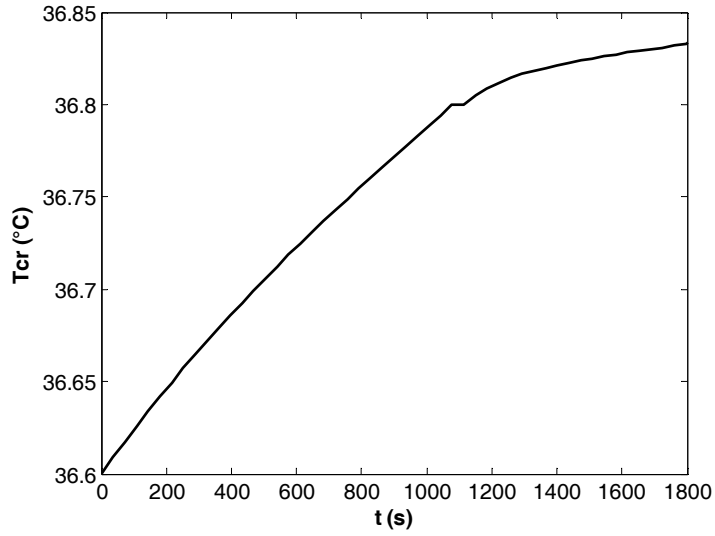
Vücut fizyolojik denetim mekanizmaları ile normal deri ve iç vücut sıcaklıklarının korumaya çalışmaktadır. Aşağıdaki şekillerde kan akış debisi, iç ısı üretimi (metabolik aktivite) gibi fizyolojik denetim mekanizmalarının simülasyondan elde edilen değişimleri verilmiştir.



Şekil 5.24 Isıtma süreci için deneysel çalışmanın simülasyonu ile elde edilen metabolik aktivitenin zamanla değişimi



Şekil 5.25 Isıtma süreci için deneysel çalışmanın simülasyonu ile elde edilen kan akış debisinin zamanla değişimi



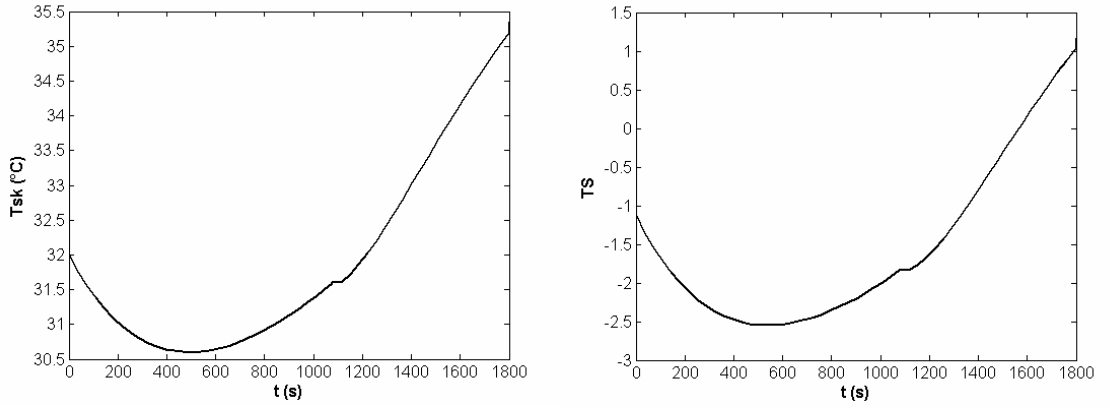
Şekil 5.26 Isıtma süreci için deneysel çalışmanın simülasyonu ile elde edilen iç vücut (kor) sıcaklığının zamanla değişimi

Soğuk bir kış günü otomobiline binen bir sürücünün yol boyunca ısı kayıplarının yüksek olması nedeniyle vücut normal deri ve kor sıcaklıklarını koruyabilmek amacıyla;

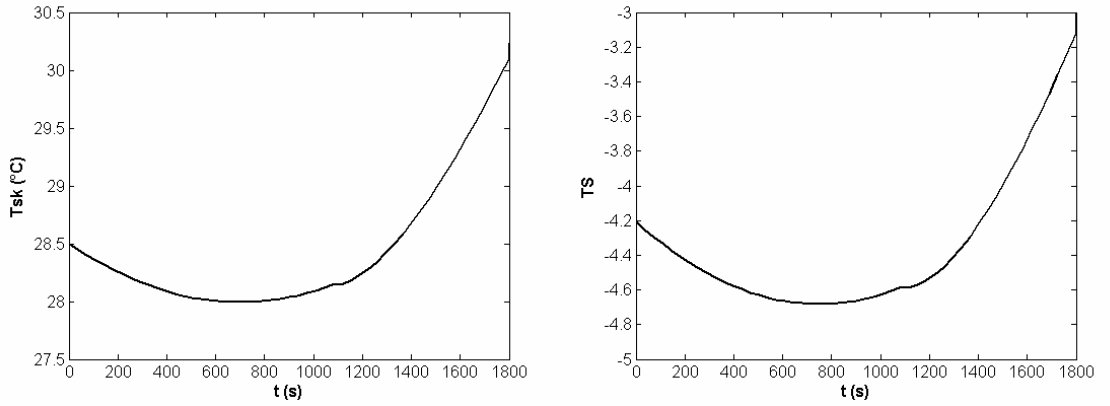
- Kan akış debisini kısarak iç vücuttan deriye olan ısı geçişini azaltmıştır. Normal koşullarda $1.75 \text{ gr/m}^2\text{s}$ olan kan akış debisini yaklaşık $0.8 \text{ gr/m}^2\text{s}$ ' e kadar düşürmüştür.
- Kan akışının azaltılması iç dokuların sıcaklığını korurken, derinin ve ona yakın dokuların sıcaklığının düşmesine neden olmaktadır. Vücut deri sıcaklıklarını koruyabilmek için kas gerilmesi, titreme ve kendiliğinden hareket etme gibi işlemlerde ek ısı üretimine başlar. Vücut titreme yolu ile metabolik enerji üretimini yaklaşık 8 W/m^2 arttırarak 83 W/m^2 'ye çıkarmıştır.

Sürücü otomobiline bindikten sonra artan iç ortam sıcaklığı ve azalan ısı kayıpları sonucunda ilk olarak titreme ile ürettiği ek ısıyı normal değerlere düşürmüştür. Bu süreç yaklaşık 20 dakika kadar sürmüştür. Isıtma sürecinde sonraki 10 dakika içerisinde ise kan akış debisi normal değerlerine yükseltilmiştir.

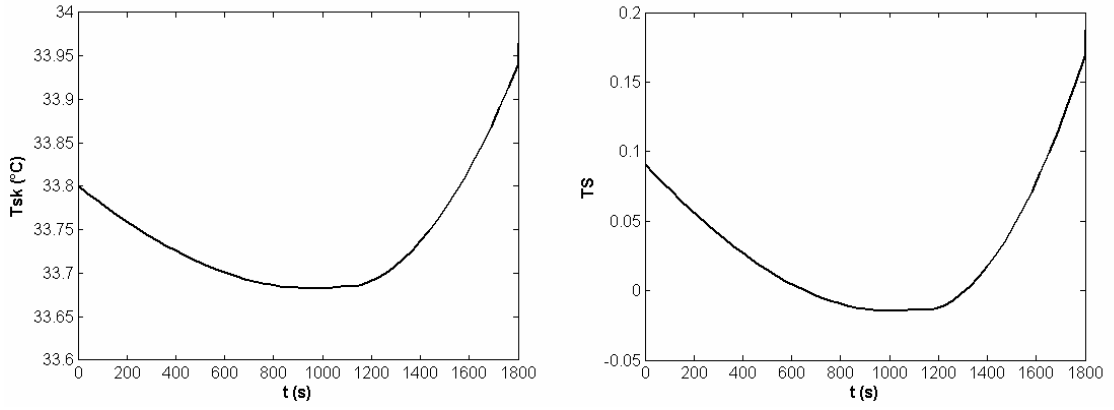
Otomobil kabinleri gibi ısı konfor parametrelerinin büyük farklılıklar gösterdiği ortamlarda ortalama ısı konfor algısı kabul edilebilir değerlerde olsa bile yerel konforsuzluklar oluşabilmektedir. Aşağıda ki şekillerde ısıtma süresince bazı vücut bölmelerinin deri yüzey sıcaklıkları ile yerel ısı konfor algılarının zamanla değişimi verilmiştir.



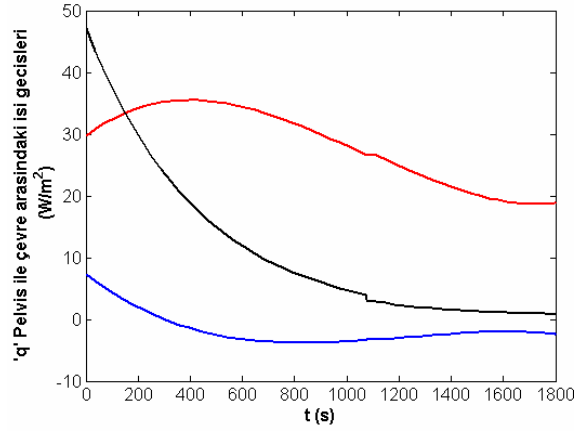
Şekil 5.27 Isıtma süreci için deneysel çalışmanın simülasyonu ile elde edilen sol ayak (a) deri yüzey sıcaklığının ve (b) ısı konfor algısının zamanla değişimi



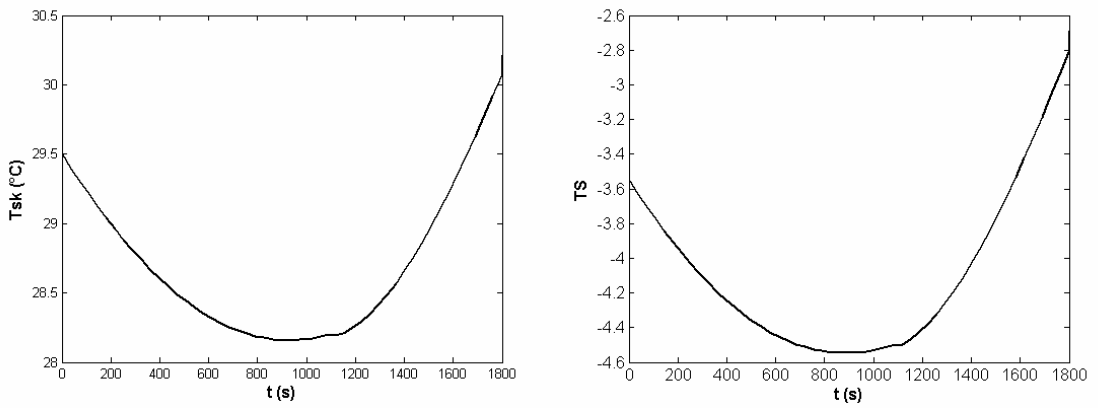
Şekil 5.28 Isıtma süreci için deneysel çalışmanın simülasyonu ile elde edilen sol baldır (a) deri yüzey sıcaklığının ve (b) ısı konfor algısının zamanla değişimi



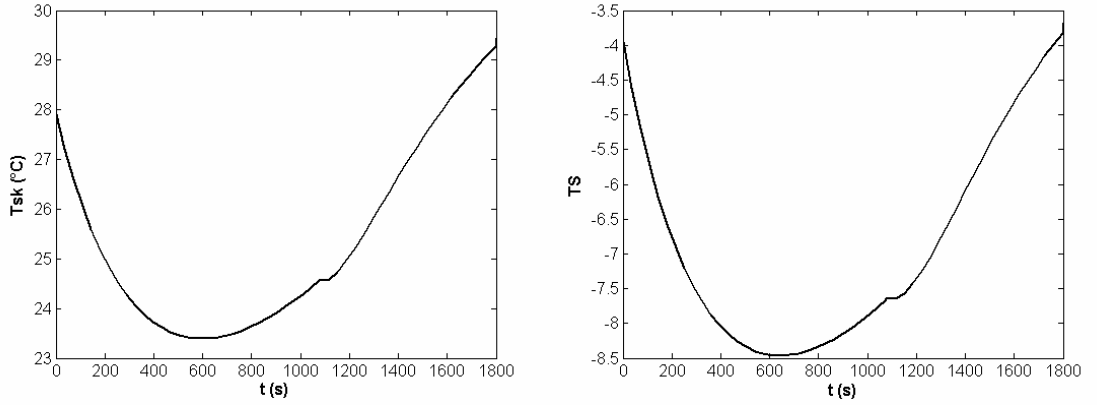
Şekil 5.29 Isıtma süreci için deneysel çalışmanın simülasyonu ile elde edilen pelvis (a) deri yüzey sıcaklığının ve (b) ısıl konfor algısının zamanla değişimi



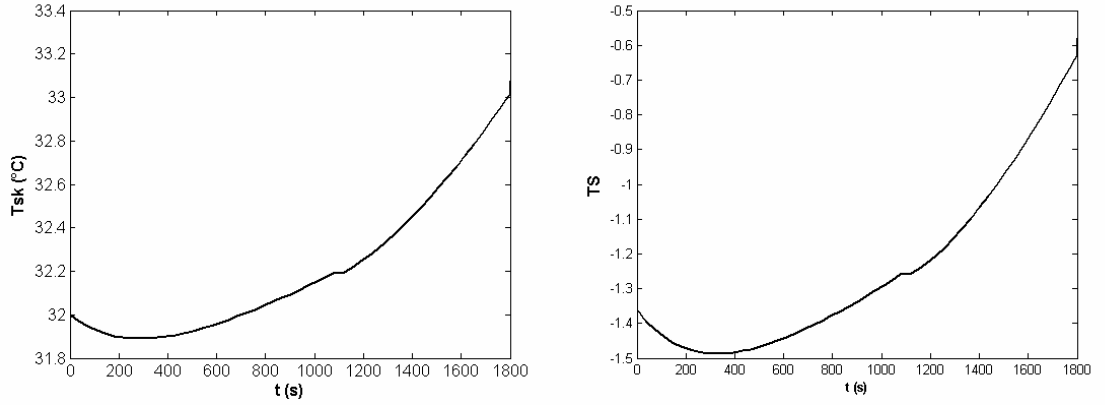
Şekil 5.30 Isıtma süreci için deneysel çalışmanın simülasyonu ile elde edilen pelvis ile çevre arasındaki ısı geçişleri



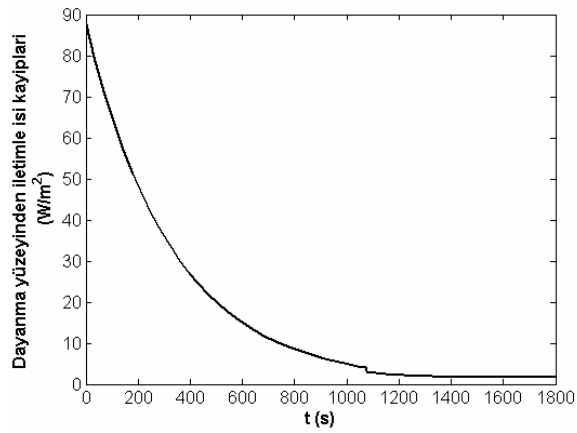
Şekil 5.31 Isıtma süreci için deneysel çalışmanın simülasyonu ile elde edilen baş (a) deri yüzey sıcaklığının ve (b) ısıl konfor algısının zamanla değişimi



Şekil 5.32 Isıtma süreci için deneysel çalışmanın simülasyonu ile elde edilen sol el (a) deri yüzey sıcaklığının ve (b) ısıl konfor algısının zamanla değişimi



Şekil 5.33 Isıtma süreci için deneysel çalışmanın simülasyonu ile elde edilen sırt (a) deri yüzey sıcaklığının ve (b) ısıl konfor algısının zamanla değişimi



Şekil 5.34 Isıtma süreci için deneysel çalışmanın simülasyonu ile elde edilen sırt bölgesinden iletimle ısı kayıpları

Yerel ısı konfor ve deri yüzey sıcaklıkları için çıkarılan grafiklerden aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

1. Ayaklar için ısı konfor şartları sağlanabilmiştir.
2. Baldır ve uyluk deri yüzey sıcaklıkları nötr deri yüzey sıcaklığına (33.7°C) ulaşamamıştır.
3. Pelvis elbise direnci yüksek olduğundan dış ortam sıcaklığından en az etkilenen vücut bölgesidir. Deney başlangıcında ısı kayıplarının önemli bir kısmı koltuk oturma temas yüzeyinden iletim yoluyla gerçekleşmiştir. Temas yüzey sıcaklıkları arttıkça iletimle ısı kayıpları azalmıştır. Işınım ile ısı kayıpları ise 30 W/m² civarında kalmıştır. Pelviste ısı konfor algısı ise konfor değerleri (± 0.5) arasında kalmaktadır.
4. Vücudun baş ve eller gibi çıplak vücut bölgelerinden taşınım yoluyla yüksek ısı kayıpları gözlenmiştir (90 W/m²). Çıplak vücut bölgelerinin yüzey sıcaklıklarında 3 °C ile 4 °C arasında sıcaklık düşümü gözlenmiştir.
5. Sırt ve göğüs gibi elbise dirençlerinin yüksek olduğu vücut bölgeleri dış ortam şartlarından daha az etkilenmiştir. Sırt bölgesinde ilk dakikalarda 90 W/m²'yi bulan yüksek miktarda iletimle ısı kayıpları gözlenmektedir.
6. Motor soğutma suyu ısınana kadar menfezlerden soğuk hava kabin içine gönderilmektedir. Menfez çıkış havası ile doğrudan temas halinde olan vücut bölgelerinin deri yüzey sıcaklıklarında önemli oranda düşme gözlenmiştir.

5.2.2 Otomobil kabinin ısı davranışı modelinden elde edilen sonuçlar

Otomobil kabinini oluşturan malzemelerin optiksel ve termofiziksel özelliklerinin iyileştirilmesi ile daha konforlu iç ortam şartları daha ekonomik yollarla yapılabilir. Rugh ve ark. (2007), çalışmalarında yansıtma özelliği yüksek olan otomobil camları kullanımının, taşıtın güneş ışığını yutma katsayısı düşük bir boya ile boyanmasının güneş altında park edilen bir otomobilin iç ortam sıcaklığına ve yüzey sıcaklığına etkisini incelemişler ve iyileştirilmiş malzeme kullanımı ile soğutma gücünden % 30'a yakın tasarruf sağlamışlardır. Mazhreb ve Bouzidi ise (2006) çalışmalarında otomobil kabinin nümerik modelini oluşturarak güneş ışınımının ve taşıt

malzemelerinin optiksek özelliklerinin iyileştirilmesi ile sürücü baş bölgesi sıcaklıklarındaki azalmaları ölçmüşlerdir.

Sıcak yaz aylarında otomobilimiz yoğun güneş ışığı altında kaldığından iç ortam sıcaklığı ve kabin yüzey sıcaklıkları önemli oranda artmakta ve otomobile binen bir sürücü için ısı olarak konforsuz iç ortam şartları oluşmaktadır. Bu durumlarda sürücüler taşıt klimasını maksimum güçte çalıştırmaktadır. Kabin içerisi konfor şartlarına ulaşana kadar klimadan büyük miktarda güç çekilmekte ve yakıt sarfiyatı olmaktadır. Günümüzde aşağıda belirtilen iyileştirmeler ile güneş altında kalan bir otomobilin iç ortam sıcaklığının ve kabin yüzey sıcaklıklarının daha az yükselmesi sağlanabilmektedir.

- Güneş ışığını yansıtma özelliği yüksek yutuculuğu düşük olan otomobil camlarının kullanılması ile cam yüzey sıcaklıklarındaki artışlar azaltılmaktadır.
- Kızıl ötesi güneş ışınlarının geçirilmesini engelleyen ince film tabakalar ile kabin içerisine giren güneş ışınımı azaltılmaktadır. Uluslar arası standartlarda görünür ışığın ise en az % 70'inin kabin içerisine girmesi istenmektedir.
- Işığı yutma katsayısı düşük boyaların kullanılması ile opak yüzey sıcaklıklarında artışlar engellenmektedir.
- Kabin yüzeylerinde yalıtım artırılarak kabin iç ortam şartlarının güneş ışınımı, dış ortam sıcaklığı gibi çevresel parametrelerden daha az etkilenmesi sağlanmaktadır.
- Park halindeki bir otomobil içerisinde güneş pilleri ile çalışan havalandırma üniteleri kullanılarak iç ortam havasının ısınması azaltılmaktadır.

Teorik çalışmaların bu kısmında bazı kabin yüzey malzemelerin optiksel ve termofiziksel özelliklerindeki iyileştirmeler ile kabin iç ortam sıcaklığındaki ve yüzey sıcaklıklarına bağlı ortalama ışınım sıcaklığındaki azalmalar hesaplanmıştır. İç ortam bağıl neminin % 50'de sabit tutulduğu ve 0.5 clo giyimli 75 W/m^2 metabolik aktiviteye sahip bir sürücü üzerinde 0.25 m/s hava hızlarının olduğu kabul edilerek kabin yüzey malzemeleri seçiminin ısı konfora olan etkisi incelenmiştir.

Simülasyonda otomobilin Bursa ilinde ($\phi=40^\circ$, $z=100$ m), haziran ayında, ön yüzü güneye bakacak şekilde, saat 11:00 ile 14:00 arasında güneş altında park edildiği ve bu süre sonunda 1 saat süre ile 1500 W kapasiteli taşıt klima sisteminin tam güçte çalıştırıldığı kabul edilmiştir.

Farklı taşıt malzemelerinin kullanıldığı iki durum için simülasyon çözdürülmüş ve iç ortam sıcaklığının ve ortamla ışıyım sıcaklığının ve Ueda ve ark. (2007) ısı konfor denklemi ile hesaplanan sürücünün ısı konfor algısının değişimi elde edilmiştir.

1. Durum

Otomobil camları güneş ışıyımını yutma katsayısı (α_g) = 0.47

Otomobil camları güneş ışıyımını geçirme katsayısı (τ) = 0.43

Taşıt boyası güneş ışıyımını yutma katsayısı (α) = 0.75

Opak yüzeylerde kullanılan yalıtım malzemesi kalınlığı = 10 mm

2. Durum

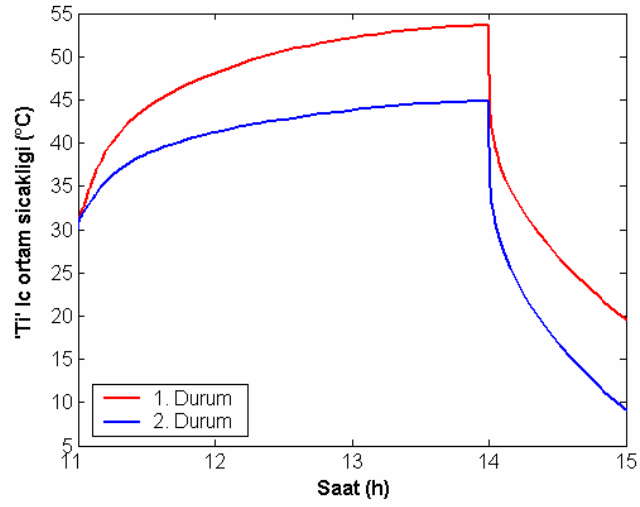
Otomobil camları güneş ışıyımını yutma katsayısı (α_g) = 0.10

Otomobil camları güneş ışıyımını geçirme katsayısı (τ) = 0.33

Taşıt boyası güneş ışıyımını yutma katsayısı (α) = 0.48

Opak yüzeylerde kullanılan yalıtım malzemesi kalınlığı = 15 mm

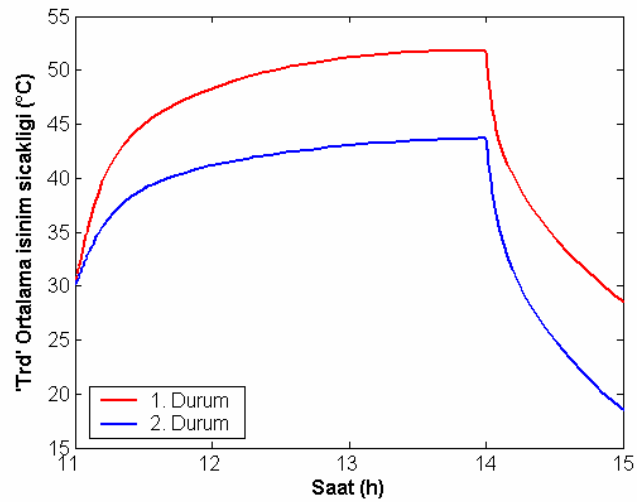
Farklı malzeme seçimi için güneş ışığı altında park halindeki bir otomobilin iç ortam sıcaklığındaki değişimler Şekil 5.35' da karşılaştırılmıştır.



Şekil 5.35 Kabin malzeme seçiminin iç ortam sıcaklığına etkisi

1. Durum altında belirtilen malzeme seçiminde 3 saat sonunda taşıt iç ortam sıcaklığı 54 °C 'ye yükselirken 2. Durum altında belirtilen malzeme seçimi ile bu değer 45 °C 'e kadar yükselmiştir.

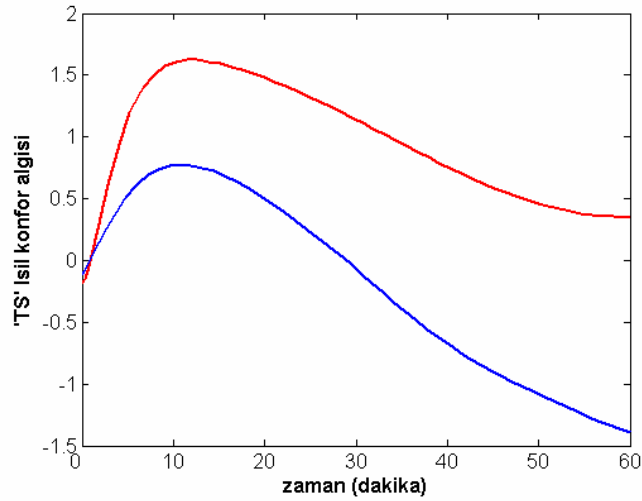
Farklı malzeme seçimi için güneş ışığı altında park halindeki bir otomobilin ortalama ışıınım sıcaklığındaki değişimler ise Şekil 5.36' de karşılaştırılmıştır.



Şekil 5.36 Kabin malzeme seçiminin ortalama ışıınım sıcaklığına etkisi

1. Durum altında belirtilen malzeme seçiminde 3 saat sonunda taşıt ortama ışınlım sıcaklığı 52 °C 'ye yükselirken 2. Durum altında belirtile malzeme seçimi ile bu değer 44 °C 'e kadar yükselmiştir.

2. Durumda belirtilen malzeme seçimi ile iç ortam sıcaklığı ve ortalama ışınlım sıcaklığı daha hızlı bir soğuma göstererek konfor şartlarına daha kısa sürede ulaşmaktadır. Belirtilen iki malzeme seçimi için ısı konfor algılarındaki değişimler Şekil 5.37' de karşılaştırılmıştır.



Şekil 5.37 Kabin malzeme seçiminin ısı konfor algısına etkisi

2. Durum altında belirtilen malzeme seçimi ile yaklaşık 30 dakika içerisinde otomobil kabini içerisinde ısı konfor koşulları sağlanmaktadır. Bu süre sonunda iç ortam sıcaklığı 18 °C 'ye, ortalama ışınlım sıcaklığı ise 25 °C' ye düşürülmüştür. 1. Durum malzeme seçiminde ise ısı konfor algısı 1 saat sonunda ancak ısı olarak kabul edilebilir (± 0.5) bölgeye girmiştir. 1. durum için 1. saat sonunda ortam sıcaklığı 19 °C ve ortalama ışınlım sıcaklığı ise 28 °C olarak hesaplanmıştır.

2 durum için konfor şartlarına ulaşılan kadar klima tarafından çekilen gücün yarı yarıya azaltılabileceği gözükmektedir. Bu da az yakıt sarfiyatı ve daha az gaz emisyonu (CO , NO_x) anlamına gelmektedir.

Kabin yüzey malzemelerinin iç ortam sıcaklığından daha geç soğuyup ısınacağından ısı konforsuzluklar genellikle ışıınım yolu ile ısı kayıp ve kazançlarından sağlanmaktadır. 19 °C yaz şartları için konfor sıcaklıklarının altında olmasına rağmen (ISO 7730'a göre 23°C ile 26 °C) ortalama ışıınım sıcaklığının yüksek olması nedeniyle ısı konfor algısı ılık olarak çıkmaktadır. Yaygın olarak kullanılan ortam sıcaklığı tabanlı taşıt klima sistemleri yerine ısı konfor tabanlı klimaların kullanılması ile daha verimli ve konforlu soğutma yapılabilir.

6. SONUÇ

Bu araştırmada otomobillerin ısıtma ve soğutma s¼reçlerinde s¼rekli değişen ve d¼zensiz bir dağılım g¼steren kabin iç ortam ısıl konfor parametreleri ve karbondioksit miktarı farklı dış ortam şartlarında, farklı menfez ve hız kademesi seçimleri için deneysel olarak test edilmiştir. Bu amaçla kabin içinde ve s¼r¼c¼ etrafında farklı noktalardan sıcaklık, bağıl nem, hava hızı, ışınım sıcaklığı ve karbondioksit miktarı ol¼mleri alınmıştır.

Deneysel olarak belirlenen iç ortam şartlarında s¼r¼c¼n¼n çevresi ile ısıl etkileşimi ve fizyolojik tepkileri Gagge anlık enerji dengesi modeli kullanılarak Matlab-Simulink ortamında hazırlanan 16 b¼lmeli insan v¼cudu modelinde ¼zd¼r¼lm¼řt¼r. Teorik çalışmaların 2. kısmında ise taşıt kabini ¼zerindeki g¼neř ışınımı, taşıt hızından kaynaklanan taşınım ile ısı geçişleri gibi ısı kayıp ve kazançlarını hesaplayarak kabin iç ortam sıcaklığını ve ortalama ışınım sıcaklığını tahmin edebilen dinamik model oluşturulmuştur.

Otomobillerin ısıtma ve soğutma s¼reçlerinde ısıl konfor parametrelerinin ve kişilerin ısıl konfor algılarının zamanla değişiminin deneysel ve teorik olarak incelendiği çalışmalardan aşağıdaki sonuçlar çıkarılmıştır.

1. Orta konsol menfezleri ile ısıtmada ayak ve baldırlar etrafındaki iç ortam havası yeterince ısınmadığından bu v¼cut b¼lmelerinin ısıl konfor algıları daha d¼ř¼k çıkmaktadır. Orta konsol menfezleri için s¼r¼c¼n¼n baş ve diz hizalarından alınan sıcaklık ol¼mleri arasındaki fark 10 °C iken, ¼n cam ve ayak menfezlerinin birlikte çalışması için bu fark 5 °C olarak ol¼lm¼řt¼r.
2. Genel olarak otomobilin ¼n b¼lgesindeki dikey sıcaklık farklılığı arka b¼lgeye nazaran daha fazladır. Bu nedenle otomobil içinde arka b¼lgede daha homojen bir sıcaklık dağılımı oluşmaktadır.

3. Taşıt ısıtma sürecinde orta konsol üzerindeki menfezlerin açık tutulması durumunda sürücünün elleri ve kolları üzerinde yüksek hava hızları ($u > 1\text{m/s}$) oluşmaktadır. Bu durum elbise direncinin olmadığı eller gibi vücut bölmelerinin deri yüzey sıcaklıklarında istenmeyen ölçüde düşmelere ve kişinin yerel olarak kendini konforsuz hissetmesine neden olmaktadır.
4. Otomobillerin ısıtma sürecinde menfez havası ile doğrudan temas halindeki vücut bölmeleri üzerinde yüksek sıcaklıkta hava akışlarının oluşması bu bölmelerin deri yüzey sıcaklıklarında önemli artışlara neden olmaktadır.
5. Elbise direnci yüksek olan göğüs, sırt, pelvis gibi vücut bölmeleri dış ortam koşullarından fazla etkilenmemektedir.
6. En düşük hız kademesinde (en düşük hava debisi) bile kabin içindeki CO_2 miktarı konfor sınırları içinde tutulabilmektedir. İç hava kalitesinin konfor şartlarında tutabilmek için kişi başına taze hava ihtiyacı 30 kg/h alınabilir.
7. Kabin yüzeyleri iç ortam sıcaklığından daha geç ısınıp soğuyacağından, ışınlama ısı kayıp ve kazançları kişilerin ısı konforunun belirlenmesinde daha etkin rol oynamaktadır.
8. Isıtma sürecinde orta konsol üzerindeki menfezlerin açık tutulması durumunda ortalama ışınlama sıcaklığı daha yüksek değerlere ulaşmaktadır.
9. Soğuk kış şartlarında otomobiline binen bir kişinin sırt ve pelvis gibi vücut bölmeleri koltuk oturma ve dayanma yüzeyleri gibi soğuk yüzeyler ile temas halinde olduğundan ilk dakikalarda vücudun bu bölmelerinden iletim yolu ile önemli miktarda ısı kayıpları olmaktadır.
10. Yaz şartlarında dış ortam bağıl neminin düşük olması, kış şartlarında ise ısıtılan iç ortam havası ile bağıl nemin düşmesi nedenlerinden iç ortam bağıl nemi konforlu iç ortam şartlarında aranan % 50 değerinden düşük çıkmaktadır.

Otomobil kabini üzerindeki ısı yükleri hesaplayarak sürekli değişen dış ortam şartlarında kabinin içindeki ortam sıcaklığını ve ortalama ışınım sıcaklığını tahmin edebilen modelden elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibidir.

1. Hazırlanan simülasyonda, otomobil camlarının güneş ışınımı yutma katsayısı ve güneş ışınımı geçirme katsayısının, taşıt boyasında güneş ışınımı yutma katsayısının düşük tutulması ve kabin yüzeylerindeki yalıtım malzemesi kalınlığının artırılması ile kabin içinde ısı konfor şartlarının sağlanabilmesi için soğutma ünitesinden çekilen güç önemli oranda azaltılmıştır.
2. Kişilerin ısı konfor algılarını hesaplayarak çalışan klima sistemlerinin geliştirilmesi ile kabin içindeki ısı konfor koşulları daha verimli şekilde sağlanabilmektedir.

7. KAYNAKLAR

AKYOL, M. ve KILIÇ, M. 2008(a). Otomobillerde Isıtma Sürecinde Sürücünün Fizyolojik Tepkilerinin Dinamik Olarak Modellenmesi. U.Ü Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi (yayınlanması kabul edildi), BURSA, 19 s.

AKYOL, M. ve KILIÇ, M. 2008(b). Dynamic Simulation Of HVAC System Thermal Loads In An Automobile Compartment. 4th Automotive Technologies Congress, BURSA, June 01-04, 2008, sayfa 261-270.

AMBS, R. 2002. Improved Passenger Thermal Comfort Prediction in the Preprototype Phase by Transient Interior CFD Analysis Including Mannequins. SAE 2002 World Congress Detroit, Michigan, March 4-7, 01-0514.

ANAND, G., MAHAJAN, M., JAIN, N. 2004. Automobile Air Conditioning Module e-Thermal. 2004 SAE World Congress, Detroit, Michigan, March 8-11, 01-1509.

ARAUSSI, A. ve AGHIL, S. 2000. Characterisation of the Flow Field in an Passenger Car Model. Optical Diagnostics in Engineering, 4(1):1-15.

AROUSSI, A., HASSAN, A. MORSI, Y. S. 2003. Numerical Simulation of the Air Flow over and Heat Transfer Through a Vehicle Windshield Defrosting and Demisting System. Heat and Mass Transfer, 39:401-405.

ARICI, O., YANG, S.L., HUANG, C. C., OKER, E. 1996. A Numerical Simulation Model for Automobile Passenger Compartment Climate Control and Evaluation. International Energy and Environment Symposium, Trabzon, Türkiye, July 29-31:1081-1087.

ARICI, Ö. ve YANG, S. L. 1999. Computer Model for Automobile Climate Control System Simulation and Application. Int.Journal of Applied Thermodynamics, 2(2):59-68.

ASHRAE. 1998. ASHRAE STANDARD 55. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, Chapter 8. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. Atlanta, Georgia, USA.

ASHRAE. 2004. ASHRAE STANDARD 62.1. Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers. Inc., Atlanta, G.A.

BURCH, S. D., RAMADHYANI, S., PEARSON, J. T. 1991(a). Experimental Study of Passenger Thermal Comfort in an Automobile under Severe Winter Conditions. ASHRAE Transaction, 97:239-246.

BURCH, S.D., RAMADHYANI, S., PEARSON, J.T. 1991(b). Analysis of Passenger Thermal Comfort in an Automobile under Severe Winter Conditions. ASHRAE Transaction, 97:247-257.

BURCH, S. D., HASSANI, V., PENNEY, T. R. 1993. Use of Infra-Red Thermography for Automotive Climate Control Analysis. SAE Papers, 921136.

CHAKROUN, W. ve AL-FAHED, S. 1997. Thermal Comfort Analysis Inside a Car. International Journal of Energy Research, 21:327-340.

CONCEIÇÃO, E. Z. E., SILVAT, M. C. G., ANDRE, J. C. S., VIEGAST, D. X. 2000. Thermal Behaviour Simulation of the Passenger Compartment of Vehicles, Int. J. Vehicle of Design, 24(4):372-387.

DAANEN H. A. M., VLIERT, E. V., HUANG, X. 2003. Driving Performance in Cold, Warm and Thermoneutral Environments. Applied Ergonomics, 34:597-602.

DEAR, R. J., ARENS, E., HUI, Z. 1997. Convective and Radiative Heat Transfer Coefficients for Individual Human Body Segments. *International Journal of Biometeorol*, 40:141-156.

FANGER, P.O. 1970. *Thermal Comfort Analysis and Applications in Environmental Engineering*. McGraw-Hill, Newyork.

FARRINGTON, R., BARBER, G., HENDRICKS, T., MARION, T., MARKEL, R., MCGUFFIN, J., RUGH, J. 2001 *Integrated Modeling to Predict Occupant Thermal Comfort*. Society of Automotive Engineers, 01A1024.

FUJITA, A., KANEMARU, J. I., NAKAGAWA, H., OZEKI, Y. 2001. Numerical Simulation Method to Predict the Thermal Environment Inside a Car Cabin. *JSAE Review*, 22:39-47.

GAGGE, A. P., STOLWIJK, J. A. J., NISHI, Y. 1971. An Effective Temperature Scale Based on a Simple Model of Human Physiological Response. *ASHRAE Transactions*, 77,Part-1:247-262.

GUAN, Y., HOSNI, M. H., JONES, B. W., GIELDA. T. P. 2003(a). Investigation of Human Thermal Comfort Under Highly Transient Conditions for Automotive Applications-Part 1: Experimental Design and Human Subject Testing Implementation. *ASHRAE Transections*, 109:885-897.

GUAN, Y., HOSNI, M. H., JONES, B. W., GIELDA. T. P. 2003(b). Investigation of Human Thermal Comfort Under Highly Transient Conditions for Automotive Applications-Part 2: Thermal Sensation Modeling. *ASHRAE Transections*, 109:898-907.

HAN, T. ve HUANG, L. 2005. A sensitivity Study of Occupant Thermal Comfort in a Cabin Using Virtual Thermal Comfort Engineering. 2005 SAE Worl Congress, Detroit, Michigan, April 11-14, 01-1509.

HUANG, K. D., TZENG, S. C., MA, W. P., WU, M. F. 2005. Intelligent Solar Powered Automobile Ventilation System. *Applied Energy*, 80:141-154.

ISHIHARA, Y., SHIBATA, M., HOSHINO, H., HARA, J., KAMEMOTO, K. 1992. Analysis of Interior Air Flow in a Full Scale Passenger Compartment Model Using a Laser Light Sheet Method. *SAR Technical papers*, 920206.

KARIMI, G., CHAN, E. C., CULHAM, J. R. 2003. Experimental Study and Thermal Modeling of an Automobile Driver with a Heated and Ventilated Seat. *SAE International*, 01-2215.

ISO 7730. 1994. Moderate Thermal Environments. Determination of the PMV and PPD Indices and the Specifications of the Conditions for Thermal Comfort. International Organization for Standardization. Geneva, Switzerland.

KATAOKA, T. ve NAKAMURA, Y. 2001. Prediction of Thermal Sensation Based on Simulation of Temperature Distribution in an Vehicle Cabin. *Heat Transfer*, 30(3):195-212.

KAYNAKLI, O. 2000. Alternatif Bir Otomobil Kliması, U.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, 141 s.

KAYNAKLI, O. 2004. Otomobillerde Isıl Konfor parametrelerinin İncelenmesi, U.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü Doktora Tezi, 141 s.

KAYNAKLI, O. ve KILIC, M. 2005. An Investigation of Thermal Comfort Inside an Automobile During the Heating Period. *Applied Ergonomics*, 36:301-312.

KAYNAKLI, O., PULAT, E., KILIC, M. 2005. Thermal Comfort During Heating and Cooling Periods in an Automobile. *Heat and Mass Transfer*, 41:449-458.

KILIÇ, A. ve ÖZTÜRK, A. 1985. Güneş Enerjisi. Kipaş Dağıtımçılık, Çağaloğlu-İstanbul, 331 s.

LEDUC, G., MONCHOUX, F., THELLIER, F. 2003. Inverse Radiative Design in Human Thermal Environment. *Heat and Mass Transfer*, 47:3291-3300.

LEDUC, G., THELLIER, F., LACARRIERE, B., MANCHOUX, F., SASSI, M.B. 2006. Regulation of a Human Thermal Environment by Inverse Method. *Applied Thermal Engineering*, 26:2176-2183.

LEE, S. J. ve YOON, J. H. 1998. Temperature Field Measurement of Heated Ventilation Flow in a Vehicle Interior. *International Journal of Vehicle Design*, 19(2):228-243.

LIN, C., LELLI, M. A., HAN, T., NIEMIEC, R. J., HAMMOND, D. C. 1991. An Experimental and Computational Study of Cooling in a Simplified GM-10 Passenger Compartment. *SAE Technical papers*, 910216.

MCCULLOUGH, E. A., JONES, B. W., HUCK, J. 1984. A comprehensive Data Base for Estimating Clothing Insulation. *ASHRAE Transactions*, 91(2):29-47.

MEZRHAB, A. ve BOUZIDI, M. 2005. Computation of Thermal Comfort Inside a Passenger Car Compartment. *Applied Thermal Engineering*, 26:1967-1704.

MICHALEK, D., GEHSAT, C., TRAPP, H., BERTRAM, T. 2005. Hardware in the Loop Simulation of a Vehicle Climate Controller with a Combined HVAC Passenger Compartment Model. 2005 ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, Monterey, California, USA, 24-28 July, TD3-04:1065-1070.

ÖZDEMİR, H., MELEK, D., KAYKAYOĞLU, C. R. 1997. Yolcu Otobüslerinde Seyir Halinde Kabin İçi Sıcaklık Dağılımının Bilgisayar Destekli Analizi. İ.T.Ü Makine Fakültesi 1. Makine Mühendisliği Kongresi, Gümüşsuyu, İstanbul, 4-6 Haziran 1997, sayfa 36-43.

QUANTEN, S., MCKENNA, P., BRECHT, A.V., HIRTUM, A. V., YOUNG, P. C., JANSSENS, K., BRECKMANS, D. 2003. Model-Based PIP Control of the Spatial Temperature Distribution in Cars. *Int. J. Control*, 76(16):1628-1634.

REVAN, P. R. ve HORVATH, S. M. 1970. Variability of Physiological Parameters of Unacclimatized Males During Two Hour Cold Stres of 5°C. *International Journal of Biometeorology*, 14(3):309-320.

RUGH, J. 2002. Integrated Numerical Modeling Process for Evaluating Automobile Climate Control Systems. Society of Automotive Engineers, 02FCC-70.

RUGH, J., CHANEY, L., LUSTBADER, J. 2007. Reduction in Vehicle Temperatures and Fuel Use from Cabin Ventilation, Solar Reflective Paint and New Solar Reflective Glazing. SAE Worl Congress, April 16-19, Detroit, Michigan, 01-1194:1-8.

STOLWIJK, J. A. J. ve HARDY, J. D. 1966. Temperature Regulation in Man Therotical Study. *Pflugers Archiv Ges. Physiol*, 291:129-162.

TANABE, S., ARENS, E. A., BAUMAN, F. S., ZHANG, H., MADSEN, T. L. 1994. Evaluating Thermal Manikin With Controlled Skin Surface Temperature. *ASHRAE Transactions*, 100(1):39-48.

TANABE, S., KOBAYASHI, K., NAKANO, J., OZEKI, Y. ve KONISHI, M. 2002. Evaluation of Thermal Comfort Using Combined Multi-Node Thermoregulation (65MN) and Radiation Models and Computational Fluid Dynamics (CFD). *Energy and Buildings*, 34:637-646.

TEMMING, J. ve HUCHO, W. H. 1979. Passenger Car Ventilation for Thermal Comfort. SAE papers, 790398, 1-8.

TURKSOY, M. 2002. Taşıt İç Geometrik Parametre Değişimlerine Bağlı Havalandırma Optimizasyonu. İstanbul Teknik Üniversitesi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, Türkiye: 84s.

UEDA, M., TANIGUCHI, Y., ASANO, A., MOCHIZUKI, M., IKEGAMI, T., KAWAI, T. 1997. An Automobile Heating, Ventilating and Air Conditioning (HVAC) System with a Neural Network for Controlling the Thermal Sensations Felt by a Passenger. J.S.M.E International Journal Series B, 40(3): 469-477.

WAN, J. W. ve KOOL, J. 1991. Influence of the Position of Supply and Exhaust Openings on Comfort in a Passenger Vehicle. Int. J. Vehicle Design, 12(5-6):588-597.

YÜKSEL, İ. 1996. Matlab ile mühendislik sistemlerinin analizi ve çözümü. Uludağ Üniversitesi Kütüphanesi, Görükle-Bursa, 245 s.

YIGIT, A. 1998(a). The Computer Based Human Thermal Model. Internatioanl Comm. Heat Mass Transfer, 25(7):969-977.

YIGIT, A. 1998(b). Kış ve Yaz Şartlarında Otomobil İçindeki Isıl Konfor. TTMD. 3. Uluslar arası Yapıda Tesisat Bilimi ve Teknolojisi Sempozyumu 98 sayfa 109-120.

YIGIT, A. 1999. Combining Thermal Comfort Models. ASHRAE Transactions, 105(1):149-156.

ZHANG, H., HUIZENGA, C., ARENS, E., WANG, D. 2004. Thermal Sensation and Comfort in Transient Non-Uniform Thermal Environments. Eur. J. Applied Physiol, 92:728

<http://www.gata.edu.tr/temelbilimler/biyokimya/seminer/hipotalamus.doc>

<http://www.genetikbilimi.com/gen/hipofiz.htm>

<http://ergo.human.conell.edu/studentdownloads/DEA350notes/Thermal>

EKLER**Ek.1 Anket Takip Formu****ANKET TAKİP FORMU****Açık Olan Menfezler:****Tarih:****Hız Kademesi:****1. Şu anki ısı konfor koşullarında kendinizi nasıl hissediyorsunuz?**

Çok Soğuk Soğuk Serin Serin Normal Ilık Ilık Sıcak Sıcak Çok

2. Otomobil içini ortam koşulları açısından değerlendiriniz.

Konforlu Az konforlu Konforsuz Rahatsız Çok Rahatsız

3. Şu anda ısı olarak nasıl bir ortamda olmayı tercih ederdiniz?

Çok daha Serin Daha Serin Biraz daha Serin Normal Biraz daha Ilık Daha Ilık Çok daha Ilık

4. Bu ısı ortam koşullarını kişisel olarak tercih etme veya reddetme olanağınız olsaydı hangisini tercih ederdiniz?

Kabul ederdim Ret ederdim

5. İçinde bulunduğunuz ortam koşulları sizce?

Kesinlikle dayanılır Dayanılması biraz zor Dayanılması zor Dayanmak imkansız

6. Bulduğunuz ortam koşullarını hava kalitesi açısından değerlendiriniz.

Konforlu Az konforlu Konforsuz Rahatsız Çok Rahatsız

7. Bulduğunuz ortamın hava kalitesini kişisel olarak tercih etme veya reddetme olanağınız olsaydı hangisini tercih ederdiniz?

Kabul ederim Reddederim

Çevre Sıcaklığı: °C**Tavan Sıcaklığı: °C****Sol Camın Sıcaklığı: °C****Sağ Camın Sıcaklığı: °C****Ön Camın Sıcaklığı: °C****Arka Camın Sıcaklığı: °C**

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans öğrenimim boyunca karşıma çıkardığı fırsatlarla, değerli görüş ve önerileriyle bana yol gösteren danışmanım Sayın Prof. Dr. Muhsin KILIÇ'a en içten teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca, Prof. Dr. Abdulvahap YİĞİT, Prof. Dr. İbrahim YÜKSEL, Yrd. Doç. Dr. İbrahim ATMACA, Öğretim Gör. Dr. Ömer KAYNAKLI ve Öğretim Gör. Dr. Elif Erzan TOPÇU'ya verdikleri pratik fikirler, eleştiriler ve göstermiş oldukları anlayış nedeniyle ve başta çalışma arkadaşlarım Arş. Gör. Özgün KORUKÇU ve Mustafa MUTLU olmak üzere kıymetli görev arkadaşlarıma teşekkürü bir borç bilirim.

Tüm hayatım boyunca olduğu gibi yüksek lisans çalışmalarım esnasında da sabır gösteren, maddi – manevi yardımlarını esirgemeyen, bana her zaman destek olan aileme en içten şükranlarımı sunarım.

105M262 numaralı TÜBİTAK projesi kapsamında çalışmamızı destekleyen TÜBİTAK'a ve test otomobili ile katkıda bulunan FIAT TOFAŞ'a teşekkür ederim.

ÖZGEÇMİŞ

1984 Bursa doğumlu olan Ş.Melih AKYOL, 2002 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde yüksek öğrenimine başladı. 2006 yılında bölümünün Enerji Ana Bilim Dalından mezun olarak aynı yıl Uludağ Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü Enerji Anabilim Dalı'nda yüksek lisans öğrenimine başladı. 2006 yılında bölümünde araştırma görevlisi oldu. Halen Uludağ Üniversitesi'nde görevine ve yüksek lisans öğrenimine devam etmektedir.