

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BİR TAŞIT İÇİNDEKİ HAVALANDIRMA/ISITMA
(ISIL DAĞILIM) PROBLEMİNİN SAYISAL OLARAK
İNCELENMESİ**

Makine Mühendisi Bora DOĞAN

FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Oktay ÖZCAN (Yıldız Teknik Üniversitesi)

İSTANBUL, 2011

İÇİNDEKİLER

İÇİNDEKİLER.....	ii
SİMGE LİSTESİ.....	iii
KISALTIMA LİSTESİ.....	iv
ŞEKİL LİSTESİ.....	v
ÇİZELGE LİSTESİ.....	vii
ÖNSÖZ.....	viii
ÖZET.....	ix
ABSTRACT.....	x
1 GİRİŞ.....	1
2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	3
3 İNCELENECEK VAKA.....	9
4 MODELİN TEORİK ALTYAPISI.....	10
4.1 Yönetici Denklemler.....	10
4.2 k-ε Türbülans Modeli.....	11
4.3 Buoyancy Akımları.....	13
4.4 Isı Transfer Mekanizmaları.....	14
4.4.1 İletim ile Isı Transferi (Kondüksiyon).....	14
4.4.2 Taşınım ile Isı Transferi (Konveksiyon).....	15
4.4.3 Işınım ile Isı Transferi (Radyasyon).....	16
4.5 Duvar Denklemleri (Wall Functions).....	17
5 MODEL GELİŞİMİ.....	19
5.1 Model Geometrisinin Hazırlanması.....	19
5.2 Termal Hesapların Yapılması.....	24
5.3 Sayısal Modelin Kurulması.....	25
6 SAYISAL MODELİN DOĞRULANMASI.....	49
7 SONUÇLAR ve ÖNERİLER.....	69
KAYNAKLAR.....	71
İNTERNET KAYNAKLARI.....	72
ÖZGEÇMİŞ.....	73

SİMGE LİSTESİ

A	Alan
B	Viskoz Katman Kalınlığı
c_p	Özgül Isı
E	Yüzeyin Yayma Gücü
G	Gelen Işınım
G_k	Hız Gradyanına Bağlı Türbülans Kinetik Enerjisi
G_b	Buoyancy Akımı Sebebiyle Üretilen Türbülans Kinetik Enerjisi
h	Konveksyon Isı Transfer Katsayısı
k	Kondüksiyon Isı Transfer Katsayısı
Nu	Nusselt Sayısı
P	Basınç
Pr	Prandlt Sayısı
q	Isı Akısı
$q_{out,k}$	k Yüzeyinden Çıkan Isı Akısı
R	Eş Değer Isıl Direnç
Re	Reynolds Sayısı
t	Zaman
T	Sıcaklık
T_s	Yüzey Sıcaklığı
T_∞	Akışkan Sıcaklığı
u	Hız
x	Yüzey Boyu
x_i	Pozisyon Tansörü
Y_m	Sıkışamaz Akımlardaki Genleşme Dağılımı
y^+	Sınır Tabaka Kalınlığı
β	Termal Genleşme Katsayısı
ε	Yayma Oranı
ρ	Yoğunluk
σ	Stefan-Boltzman Sabiti
σ_k	Kinetik Enerji için Prandlt Sayısı
σ_ε	Dağılma için Prandlt Sayısı
τ	Geçen Işınım
μ	Dinamik Viskozite
ν	Akışkan Kinematik Viskozitesi

KISALTMA LİSTESİ

CCD	Charged-Coupled Device
CFD	Computational Fluid Mechanics
GMT	Greenwich Mean Time
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HVAC	Heating Ventilating and Air Conditioning
ISO	International Organization of Standardization
PIV	Particle Image Velocimetry
SAE	Society of Automotive Engineers
S2S	Surface to Surface Radiation Model

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1	Model geometrileri ve çalışma sonuçlarını gösteren hız dağılımı. (Shah, vd., 2008)..	4
Şekil 2.2	4 farklı kademe camları açık araç içinde oluşacak hız dağılımı. (Reggio, vd., 2001) .	5
Şekil 2.3	Modele ait araç içi hız dağılımı ve sıcaklık dağılımı. (Lombardi, vd., 2007).....	6
Şekil 2.4	Sürücü kafası etrafındaki hız dağılım yüzdeleri. (Currle ve Maue, 2000).....	6
Şekil 2.5	Üfleç boyut optimizasyonu geometrisi. (Currle ve Maue, 2000).....	6
Şekil 2.6	Isıl yük modeli ve araç testi ile yapılan model doğrulaması. (Han, vd., 2001).....	7
Şekil 2.7	Çalışmaları için hazırladıkları model geometrisi ve test araçları (Roy, vd., 2001).....	8
Şekil 5.1	Araç geometrisi dıştan görünüşü ve parçaları	20
Şekil 5.2	Araç geometrisinin içten görünüşü ve parçaları.....	20
Şekil 5.3	Araç geometrisi yüzeylerinin meshlenmiş hali genel görünüş.....	21
Şekil 5.4	Araç iç geometrisi yüzeylerinin meshlenmiş hali genel görünüş.....	22
Şekil 5.5	Araç geometrisi yüzeylerine atılan sınır tabaka detay görüntüsü.....	23
Şekil 5.6	Hacim mesh datası görünüşü.....	24
Şekil 5.7	Araç içindeki üfleçlerin yerleşimi	26
Şekil 5.8	Araç testinin yapıldığı güzergah ve detayları 1 [2]	28
Şekil 5.9	Araç testinin yapıldığı güzergah ve detayları 2 [2]	29
Şekil 5.10	Araç koordinatları [3].....	30
Şekil 5.11	Araç sürücü kesiti, S2S radyasyon modelinin 10 iterasyon etkisi	31
Şekil 5.12	Araç sürücü kesiti, S2S radyasyon modelinin 100 iterasyon etkisi	32
Şekil 5.13	Araç sürücü kesiti, S2S radyasyon modelinin 1000 iterasyon etkisi	32
Şekil 5.14	1 numaralı üfleç kesiti	33
Şekil 5.15	2 numaralı üfleç kesiti	34
Şekil 5.16	3 numaralı üfleç kesiti	34
Şekil 5.17	4 numaralı üfleç kesiti	35
Şekil 5.18	5 ve 6 numaralı üfleç kesiti	35
Şekil 5.19	Sürücü ve yolcu göğüs hizası kesiti	36
Şekil 5.20	Sürücü ve yolcu burun hizası kesiti.....	36
Şekil 5.21	Sürücü ve yolcu baş üstü kesiti numaralı üfleç hız kesiti.....	37
Şekil 5.22	Sürücü kesiti	37
Şekil 5.23	Yolcu kesiti	38
Şekil 5.24	1 numaralı üfleç hız konturu	38
Şekil 5.25	2 numaralı üfleç hız konturu	39
Şekil 5.26	3 numaralı üfleç hız konturu	39
Şekil 5.27	4 numaralı üfleç hız konturu	40
Şekil 5.28	5 ve 6 numaralı üfleç hız konturu.....	40
Şekil 5.29	Sürücü ve yolcu göğüs çevresi hız konturu.....	41
Şekil 5.30	Sürücü ve yolcu burun hizası hız konturu	41
Şekil 5.31	Sürücü ve yolcu baş üstü hız konturu.....	42
Şekil 5.32	Sürücü hız konturu	42
Şekil 5.33	Yolcu hız konturu	43
Şekil 5.34	1 numaralı üfleç sıcaklık konturu.....	43
Şekil 5.35	2 numaralı üfleç sıcaklık konturu.....	44
Şekil 5.36	3 numaralı üfleç sıcaklık konturu.....	44
Şekil 5.37	4 numaralı üfleç sıcaklık konturu.....	45
Şekil 5.38	5 ve 6 numaralı üfleçlerden sıcaklık konturu.....	45

Şekil 5.39	Sürücü ve yolcu göğüs bölgesi sıcaklık konturu.....	46
Şekil 5.40	Sürücü ve yolcu burun hizası sıcaklık konturu	46
Şekil 5.41	Sürücü ve yolcu baş üstü sıcaklık konturu	47
Şekil 5.42	Sürücü sıcaklık konturu	47
Şekil 5.43	Yolcu sıcaklık konturu	48
Şekil 6.1	Model_6f sürücü tarafı sıcaklık konturu	51
Şekil 6.2	Model_6f yolcu tarafı sıcaklık konturu	51
Şekil 6.3	Model_6f Sürücü (Sol), Yolcu (Sağ)	54
Şekil 6.4	Araç içindeki güneş yükü (Saat 06:00)	57
Şekil 6.5	Araç içindeki güneş yükü (Saat 12:00)	57
Şekil 6.6	Araç içindeki güneş yükü (Saat 18:00)	58
Şekil 6.7	1 numaralı üfleç hız konturu	58
Şekil 6.8	2 numaralı üfleç hız konturu	59
Şekil 6.9	3 numaralı üfleç hız konturu	59
Şekil 6.10	4 numaralı üfleç hız konturu	60
Şekil 6.11	5 ve 6 numaralı üfleç hız konturu.....	60
Şekil 6.12	Sürücü ve yolcu göğüs çevresi hız konturu.....	61
Şekil 6.13	Sürücü ve yolcu burun hizası hız konturu	61
Şekil 6.14	Sürücü ve yolcu baş üstü hız konturu.....	62
Şekil 6.15	Sürücü hız konturu	62
Şekil 6.16	Yolcu hız konturu.....	63
Şekil 6.17	1 numaralı üfleç sıcaklık konturu.....	63
Şekil 6.18	2 numaralı üfleç sıcaklık konturu.....	64
Şekil 6.19	3 numaralı üfleç sıcaklık konturu.....	64
Şekil 6.20	4 numaralı üfleç sıcaklık konturu.....	65
Şekil 6.21	5 ve 6 numaralı üfleçlerden sıcaklık konturu.....	65
Şekil 6.22	Sürücü ve yolcu göğüs bölgesi sıcaklık konturu.....	66
Şekil 6.23	Sürücü ve yolcu burun hizası sıcaklık konturu	66
Şekil 6.24	Sürücü ve yolcu baş üstü sıcaklık konturu	67
Şekil 6.25	Sürücü sıcaklık konturu.....	67
Şekil 6.26	Yolcu sıcaklık konturu	68

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 5.1	Üfleç çıkış hızları ve sıcaklıkları.....	26
Çizelge 6.1	Deneysel çalışma sonucu belirli noktalardan alınan sıcaklık dataları.....	49
Çizelge 6.2	Deneysel çalışma sonucu ve Model_6f karşılaştırması.....	50
Çizelge 6.3	Motor kompartmanı için yapılan iterasyonlar ve karşılaştırmaları	53
Çizelge 6.4	Göğüs ve ağız bölgesi sıcaklık karşılaştırmaları	54
Çizelge 6.5	İterasyonlar sonucu göğüs ve ağız bölgesi sıcaklık karşılaştırmaları.....	55
Çizelge 6.6	Güneş yön vektörü (Saat 06:00).....	57
Çizelge 6.7	Güneş yön vektörü (Saat 12:00).....	57
Çizelge 6.8	Güneş yön vektörü (Saat 18:00).....	58

ÖNSÖZ

Günümüzde ulaşım hayatın vazgeçilmez bir parçası olmuştur. İş veya seyahat amaçlı olarak günümüzün bir bölümü çeşitli ulaşım araçlarında geçmektedir. Bu durumda araç kullanıcılarına bu süreç boyunca rahat ve konforlu bir seyahat sağlamak günümüz araç üreticilerinin en önemli hedeflerinden biri olmuştur.

Rekabetin bu derece yoğun olduğu günümüz küresel dünyasında araç üreticileri bu ısı konfor yaratan araçları en kısa sürede ve en az maliyetle, dizayn etmenin yollarını aramaktadır. Bu bağlamda araç dizaynı sırasında yapılacak araç içi iklimlendirme modellenmesi gerçeğe yakın sonuç vermesi, sistem optimizasyonun sağlanması bakımından araç üreticilerinin ihtiyaçlarını karşılamaktadır.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemlerinin kullanıldığı bu çalışmada, araç içi iklimlendirme sayısal modelinin nasıl kurulacağı anlatılmış, gerçek koşullarda hareket halindeki bir araç ele alınarak sayısal model kurulmuş, deneysel çalışmalara bağlı kalarak sonuçlar karşılaştırılmış ve model doğrulaması yapılmıştır.

Yaklaşık bir buçuk yıl süren bu tez çalışmam boyunca, bilgi birikiminden faydalandığım ve yardımlarını tüm içtenliğiyle sunan sayın hocam Prof. Dr. Oktay ÖZCAN başta olmak üzere, yüksek lisans eğitimim süresince bana burs olanağı sağlayan 2210 kodlu TÜBİTAK Yüksek Lisans Burs Programı'na ve bana her konuda maddi, manevi destek olan sevgili aileme teşekkürlerimi sunarım.

ÖZET

Havalandırma ve iklimlendirme sistemleri günümüz ulaşım araçlarının vazgeçilmez bir parçası olmuştur. Bu çalışmada sıcak bir günde klima sistemi ile yolcu kabini soğutulan bir aracın içindeki, akış hızları ve sıcaklık dağılımları sayısal olarak incelenmiştir.

Örnek olarak kullanılan araç güncel meshleme programlarından olan HYPERMESH ve HARPOON programları ile meshlenerek model geometrisi oluşturulmuştur. Sayısal çözüm için FLUENT hesaplamalı akışkanlar mekaniği paket programı kullanılmıştır.

Araç dışındaki akışın, araç içindeki etkisini inceleyebilmek için basit ve pratik bir yaklaşım olarak iki boyutlu plaka üstünde akış teorisi kullanılmış, çok katmanlı olan araç duvarları için ise eşdeğer toplam ısı transfer katsayısı hesaplanmıştır. FLUENT içindeki yüzeyden yüzeye radyasyon modeli ve güneş yükü hesaplayıcısı aktif hale getirilerek radyasyon etkisi de sayısal modele dahil edilmiştir.

Araç hareket halindeyken yapılan bir klima testinde, çeşitli noktalarda ölçülmüş sıcaklık dataları kullanılarak kurulan sayısal modelin doğrulanması yapılmıştır.

Son bölümde ise sayısal modelin genel değerlendirmesi yapılmış ve öneriler sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), Havalandırma, Yolcu Kabini, Hız Dağılımı, Sıcaklık Dağılımı

ABSTRACT

HVAC and air conditioning systems have become an indispensable part of today's vehicles. This study has been carried out to examine the velocity and temperature distribution in occupant compartment of heavy commercial road truck.

Examination is made for a model of heavy commercial road truck for cooling case. Model has been meshed with HYPERMESH and HARPOON and mesh data has been created. Widely used computational fluid dynamics(CFD) software FLUENT has been used to obtain numerical solutions.

To simulate effects of external flows on heat transfer coefficient, flow over 2-dimensional plate theory has been used. For multilayered walls equivalent heat transfer coefficients have been calculated. With S2S radiation model and solar load calculator in FLUENT effects of solar was load included in numerical model.

Test data have been used which were collected during movement of vehicle. These temperature data have been used to validate numerical model.

At the end of the study, a general assessment has been made and suggestions have been presented.

Keywords: Computational Fluid Dynamics (CFD), HVAC, Occupant Compartment, Velocity Distribution, Temperature Distribution

1 GİRİŞ

Günümüzde ulaşım hayatın vazgeçilmez bir parçası olmuştur. İş veya seyahat amaçlı günümüzün bir bölümünü çeşitli ulaşım araçlarında geçirmekteyiz. Bu durumda araç kullanıcılarına bu süreç boyunca rahat ve konforlu bir seyahat sağlamak günümüz araç üreticilerinin en önemli hedeflerinden biri olmuştur.

90'lı yılların başlarına kadar araç dizaynı aerodinamik ve motor çalışmaları araç içi iklimlendirme çalışmalarından daha büyük öncelik taşımaktaydı. Amerikan araç üreticileri yaklaşık 50 yıl önce araçlara entegre klima sistemi kullanmalarına karşılık bu yıllar boyu opsiyonel olarak sunulmuştur ve araçlarda ısı konforu bir lüks olarak görülerek sadece belli başlı müşterilerin hizmetine sunulmuştur.

Ancak süreç içerisinde insanlar daha konforlu araçlar talep etmeye başlamışlardır. Bu konfor parametrelerinin başında da ısı konforu gelmektedir. Değişen beklentilere karşılık araç üreticileri de rekabetçi ortamda müşteri beklentilerini en üst düzeyde karşılamak zorunda kalmışlardır.

Rekabetin bu derece yoğun olması bu ısı konforunun, en kısa zamanda, en ucuza, en az maliyetle, aracın stilini değiştirmeden, yakıt tüketimini arttırmadan yapıldığı sürece avantaj sağlayacaktır. Bu bağlamda araç dizaynı sırasında yapılacak araç içi iklimlendirme modellenmesi gerçeğe yakın sonuç vermesi, sistem optimizasyonu sağlanması bakımından araç üreticilerinin ihtiyaçlarını karşılamaktadır.

Yapılacak olan araç içi iklimlendirme modellemesiyle;

- Araç klima yükünün tespitinin bulunup optimize edilmesiyle yakıt ekonomisi,
- Araç içindeki parametrelerin gerçek araçta değiştirilip yapılan testlerin maliyetinden tasarruf
- Sanal ortamda arka arkaya birçok parametreyi değiştirerek minimum vakitte sistem dizaynı ile zaman tasarrufu
- Kısalan dizayn parametrelerine bağlı olarak dizayn maliyetinde tasarruf
- Sanal ortamda dünya üzerindeki herhangi bir ortama ait durumun simüle edilebilmesi ile çeşitli müşteri gruplarının özel ısı konforu sağlanabilir.

Araç içi iklimlendirme modellemesi ısı konforun yanı sıra, güvenlik açısından da önemlidir. Araç kabinlerinde oluşabilecek konforsuz iç ortam sürücülerin dikkatinin dağılmasına, kısa veya uzun süreli uyuklama evrelerine sebep olabilir. Bu da yolcu ve sürücülerin sürüş güvenliğini tehlikeye atabilmektedir.

Bu yüksek lisans tez çalışmasında model olarak kullanılan bir kamyon için, kabin içi havalandırma/iklimlendirme modeli sayısal olarak incelenmiş, yapılan test ile de kurulan sayısal modelin doğrulanması yapılmıştır.

Gerçekleştirilen bu tez çalışması yedi ana bölümden oluşmaktadır. İlk bölümdeki giriş kısmında genel bir bilgilendirme yapılmıştır.

İkinci bölümde, araç içi iklimlendirme konusundaki başlıca literatür çalışmaları yer almaktadır.

Üçüncü bölümde, tez çalışmasına konu ve model oluşturacak vaka yer almaktadır.

Dördüncü bölümde, sayısal modelin kurulmasında kullanılan teorik alt yapıya ait temel bilgiler bulunmaktadır.

Beşinci bölümde, sayısal modelin kısaca gelişiminden bahsedilmiştir.

Altıncı bölümde, yapılmış olan test çalışmasına göre sayısal modelin doğrulanması yapılmıştır.

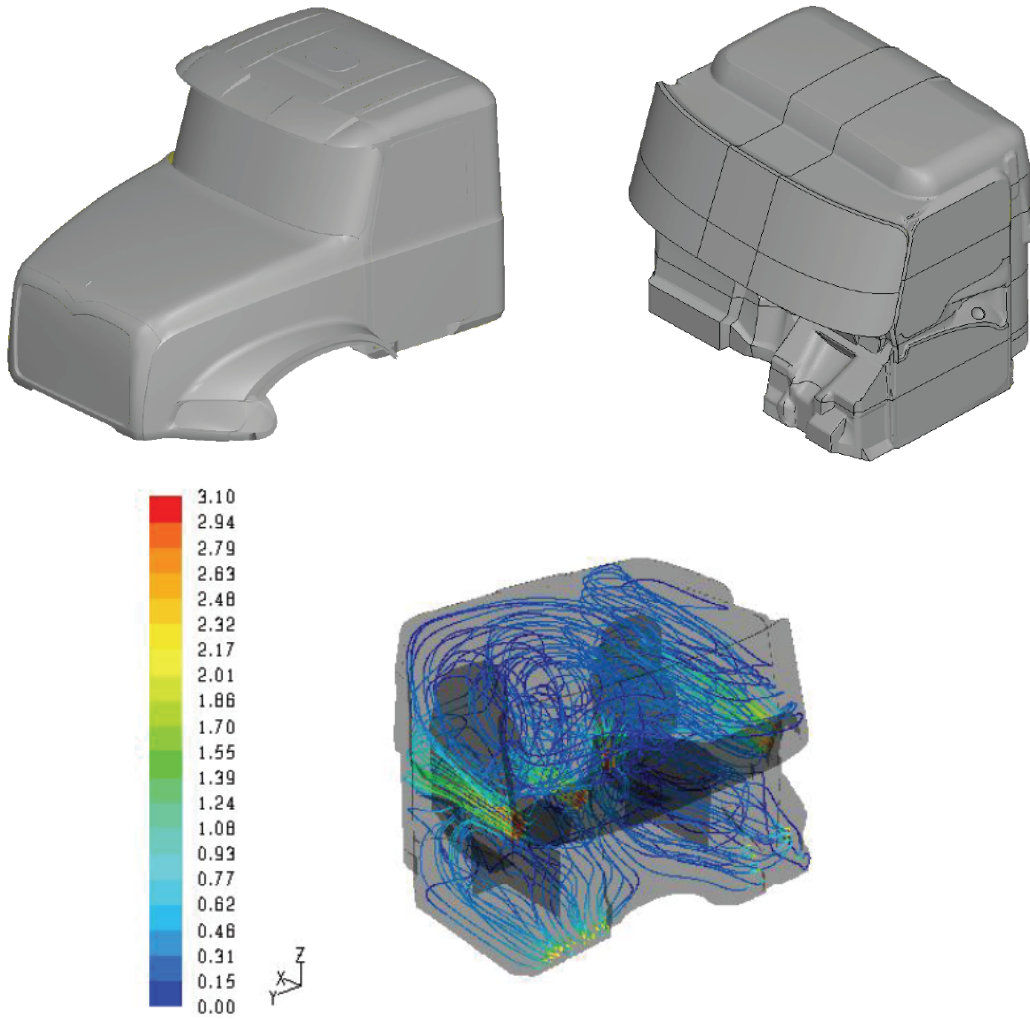
Yedinci bölümde, gerçekleştirilen çalışmaların sonuçları değerlendirilmiştir

2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatüre baktığımızda araç içi iklimlendirme/havalandırma modeli çıkartılması çalışmalarının bilgisayar teknolojisinin ilerlemesiyle birlikte, yaklaşık 10-15 yıllık bir geçmişinin olduğunu görmekteyiz. Özellikle otomobiller üzerinde yapılan çalışmalar bulunduğunu bunun yanında tren vagonları, kamyonlar ve uçaklar üzerinde yapılmış araştırmalar görülebilmektedir (Conceição vd., 1999, [1]) . Birçok paket ticari yazılım firması tanıtımı ve program yeteneklerini göstermek amacıyla iç iklimlendirme çalışmalara ait çeşitli materyallerde bulunabilmektedir. Hazırlanan bu tez çalışması ile bağlantılı olan ve kaynak olarak yararlanılan başlıca literatür kaynakları bu bölümde değinilmiştir.

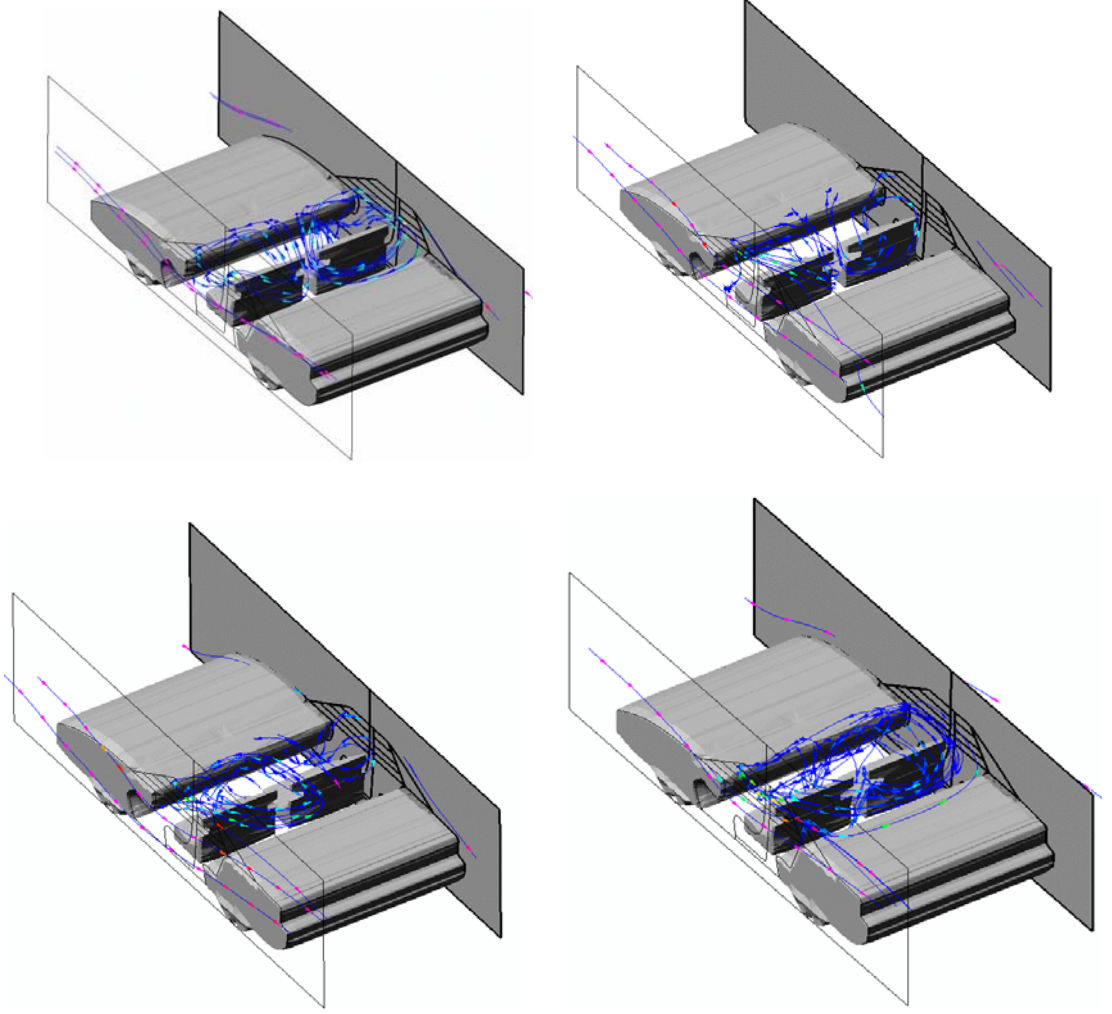
Silva, Andre, Viegas ve Conceição (1999), temel olarak araç kabinlerindeki ısı transfer mekanizmalarını incelemişlerdir. Tren vagonlar üzerinde yapmış oldukları test çalışmasında, hareket halinde ve duran vagonların güneş radyasyonunun kabin içine olan etkilerini deneysel ve sayısal model olarak incelenmiştir. Hareket halinde ve duran tren vagon camları önünden aldıkları sonuçları hazırladıkları sayısal model ile karşılaştırarak sonuçlarını yayınlamışlardır.

Shah, Cless, Curlee ve Edmondson (2008), kamyonlarda kabin içi ısı yükünü tayin ederek, ısıtma ve soğutma sistemi optimizasyonunun yapılması bu sayede yakıt ekonomisi sağlamak amacıyla çalışmalar yürütmüşlerdir. Volvo ve Mack marka iki ayrı kamyon için yürütülen çalışmalar için yaz ve kış koşullarında hazırlanan vakalar hazırlanıp sayısal modeller oluşturulmuş. Hazırladıkları ısıtma ve soğutma vakaları Fluent ve RadTerm programlarında sayısal olarak çözülmüş ve çeşitli iterasyonlar yapılarak yalıtım maddesi kalınlıklarında çeşitli değişiklikler yapmışlardır. Yaklaşık %10-20 oranında yalıtım maddesi eklenmesiyle ısıl yükte %7-10 bir azalma ve buna paralel olarak yakıt ekonomisi sağlandığını sonuç olarak yayınlamışlardır.



Şekil 2.1 Model geometrileri ve çalışma sonuçlarını gösteren hız dağılımı. (Shah, vd., 2008)

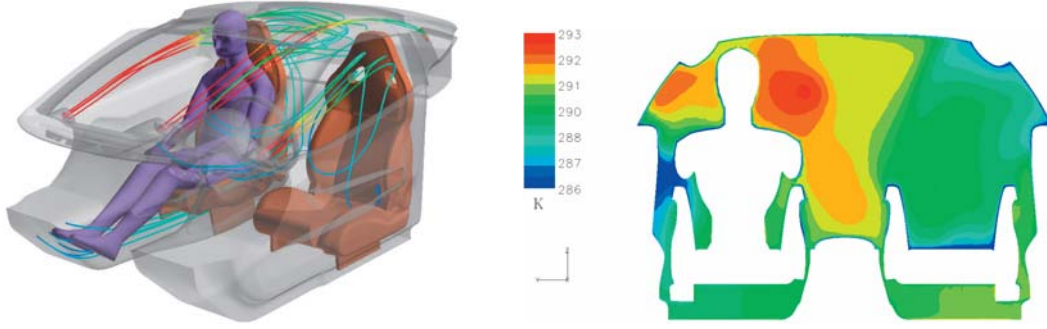
Reggio, Alexandrov ve Kudriavtsev (2001), yaptıkları çalışmalarda, bir otomobilin hareket sırasında camın değişik seviyelerde açık olmasının araç içinde yaratacağı hız dağılımlarını incelemiştirler. Aynı yıl yayınladıkları diğer bir çalışmalarında ise camları kapalı hareket halinde olan bir aracın içindeki hız ve sıcaklık dağılımlarını aracın hızını, kabin içindeki üfleç lokasyonlarını ve boyutlarını değiştirerek bu değişkenlere bağlı olarak hazırladıkları iki boyutlu sayısal model yardımıyla incelemiştirler. Araç içindeki egzost havasını atan çıkış yerlerinin klima dizayn çalışmalarındaki etkilerini bu makalede yayınlamışlardır.



Şekil 2.2 4 farklı kademe camları açık araç içinde oluşacak hız dağılımı. (Reggio, vd., 2001)

Ding ve Zito (2001), araç içi ve dışını birbirinden ayıran katmanlarda değişik yalıtım malzemeleri kullanarak araç içi ve dışı arasındaki ısı transfer katsayılarını incelemişlerdir. Burdan yola çıkarak araç iklimlendirme sistemi ısı kapasitelerinin bulunması ile ilgili çalışmalarını yayınlamışlardır.

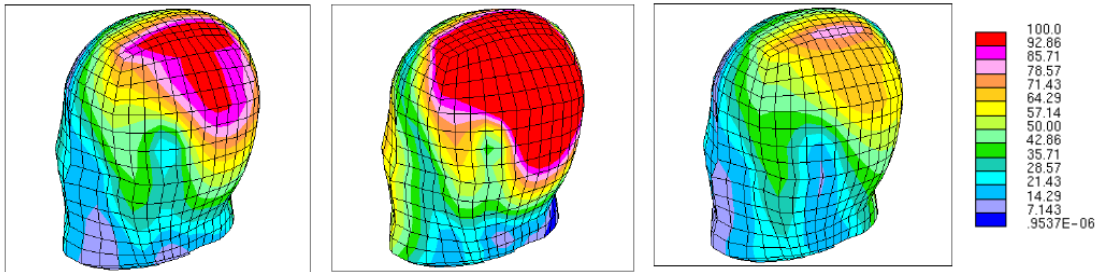
Lombardi, Maganzi, Cannizzo ve Solinas (2007), yapmış oldukları çalışmada araç içi ısı konforu arttırmak için araç içindeki iklimlendirme parametreleri ile ısıtma-soğutma vakaları üzerinde çalışmışlardır. Rüzgar tüneline kontrollü olarak yapılan ölçüm sonuçları ile model ve deney sonuçlarını valide etmişlerdir. Isıl konfor kişiden kişiye göre değişmesinden bahsedilen bu makalede, bir kaç araç içinde oturtulan bir denetçi ile klima sisteminin notlandırmasını yapılmış ve diğer rakipler ile karşılaştırmışlardır. Kurulan vakalarda aracın hareket halinde olduğu belirtilse de araç dışındaki akış modele yansıtılmamıştır.



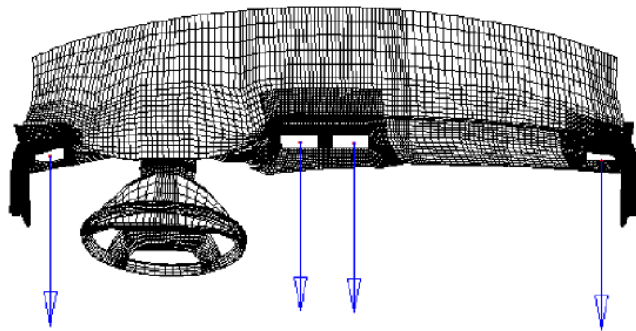
Şekil 2.3 Modele ait araç içi hız dağılımı ve sıcaklık dağılımı. (Lombardi, vd., 2007)

Chronner, Aronson, Elofsson ve Fellbom (2000), araç içindeki üfleçlerden çıkan hava dağılımının yapmış oldukları model ile karşılaştırmasını yapmak için PIVler ile araç içinde ölçümler almışlardır. Ölçüm ve sayısal modelin bire bir eşleştiği sonucunu raporlayarak yayınlamışlardır.

Curle ve Maue (2000), Mercedes E serisi bir araç modeli üzerinde yaptıkları sayısal analiz ile üfleç boyutları ve debiler ile yaptıkları değişikliklerin araç içine olan etkisini incelemişlerdir. Bu değişkenlere bağlı olarak ısı konforunda oluşan değişiklikleri inceleyerek makalelerinde yayınlamışlardır.



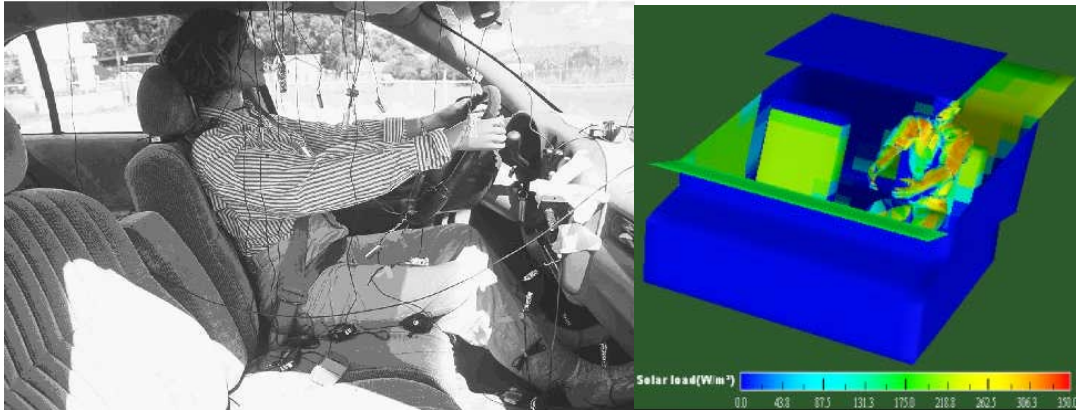
Şekil 2.4 Sürücü kafası etrafındaki hız dağılım yüzdeleri. (Curle ve Maue, 2000)



Şekil 2.5 Üfleç boyut optimizasyonu geometrisi. (Curle ve Maue, 2000)

Kataoka (2001), araç içindeki değişken koşulların araç içindeki ısı konforuna etkilerini araştırmıştır. Bunun için hazırlanmış ve doğruladıkları sayısal modelden yola çıkarak, ısı konforunun öznel olarak ölçülmesi için bir notlandırma sistemi geliştirmiştir.

Han, Huang, Kelly, Huizenga ve Hui (2001), yayınladıkları makalede ısı konfor mühendisliği ve yapmış oldukları çalışmalardan bahsetmektedir. Araç dizaynında ısı konforu için dikkat edilmesi gereken parametreleri bunların etkilerini anlattıkları makalelerinde, kullandıkları ısı konfor parametreleri ile kıyaslayarak sonuçlarını yayınlamışlardır. Bunun yanında araç dizayn başlangıcında ısı konforu adına etkili olacak parametreleri belirtmekte ve araç dizaynında göze alınması gerektiğini vurgulamaktadırlar.



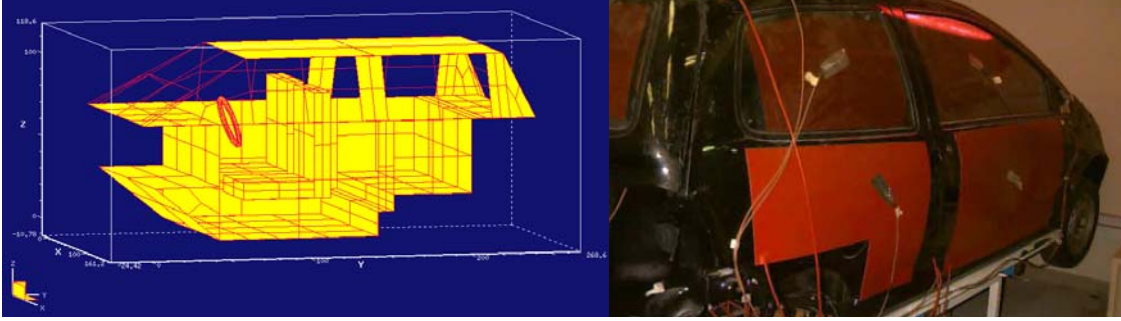
Şekil 2.6 Isıl yük modeli ve araç testi ile yapılan model doğrulaması. (Han, vd., 2001)

Kılıç ve Akyol (2009), otomobillerin ısıtma sürecinde sürekli değişen ve düzensiz bir dağılım gösteren kabin iç ortam ısı parametreleri, farklı hava yönlendiricilerinin açık tutulması durumunda test edilmiş ve sürücü etrafından çeşitli noktalardan sıcaklık, hız ölçümleri yapılmıştır. Kurulan Matlab-Simulink modeli ile ölçüm sonuçları karşılaştırılmıştır.

Lee, Yoon ve Kim (1998), hazırladıkları sayısal araç içi iklimlendirme modeli ile yaptıkları deneysel sonuçları karşılaştırmışlardır. Diğer araştırmacıların aksine termal çiftler yerine ısıya duyarlı likit kristallerin üfleçlerden çıkış yapmasını sağlayıp araç hacmi içindeki sıcaklık dağılımını CCD kameralar yardımı ile görüntülemişlerdir. Zamana bağlı olarak hazırladıkları model ile karşılaştırarak sonuçları makalelerinde yayınlamışlardır.

Roy, El Khoury, Clodic ve Petitjean (2001), araç içi iklimlendirme analizlerinde tüm hacim ile çalışmak yerine, modeli çeşitli bölümlere ayırıp çalışarak vakit açısından daha kısa sürede sonuç alınabileceğini makalelerinde sunmuşlardır. Aracın tümünü ele alarak hazırladıkları tam boyutlu

sayısal modeller ve aracı çeşitli bölümlere ayırarak hazırladıkları sayısal modeller ile yapmış oldukları deney sonuçlarını karşılaştırarak sonuçlarını yayınlamışlardır.



Şekil 2.7 Çalışmaları için hazırladıkları model geometrisi ve test araçları (Roy, vd., 2001)

3 İNCELENECEK VAKA

Değişik klima kompresör performanslarının incelenmesi için yapılmış bir test sırasında toplanan datalar ile modelimizi doğrulanacaktır. Yeni bir test yapamadığımız için bu test sırasında aracın çeşitli noktalarından toplanan hız ve sıcaklık dataları kullanılmıştır. Bu sebepten yapılan test koşulları vakamıza kaynak oluşturacaktır.

İncelenecek vaka şu şekildedir;

- Test 29 Eylül 2009 tarihinde saat 12:00 civarında yapılmıştır
- Test öncesi araç 2 saat boyunca güneş radyasyonuna maruz bırakılmıştır. Bu iki saat boyunca araç iç sıcaklığı yaklaşık 40°C'ye ulaşmıştır.
- Antalya-Burdur karayolu 10.km başlayarak yaklaşık 30dk, ortalama 40km/h hızla seyir edilmiştir.
- Araç içerisinde bulunan iki kişiden biri aracı sürerken diğeri data toplayıcının koordinasyonunu sağlamaktadır. Üzerlerinde kısa kollu gömlek, ayak bileklerini kapatan pantolon ve ayakkabı vardır.
- Araç içindeki 6 değişik üfleçten hız ve sıcaklık datası,
- Yer seviyesi (ayak seviyesi), emniyet kemer seviyesi (göğüs seviyesi) ve nefes seviyesinden sürücü ve yolcu için ayrı ayrı sıcaklık dataları
- Araç dışından ise sıcaklık datası,

tüm sürüş boyunca zamana bağlı olarak toplanmıştır.

Datalarını kullanacağımız test bu koşullar altında gerçekleştiği için kuracağımız sayısal model de bu durumu simule edecektir.

4 MODELİN TEORİK ALTYAPISI

Bu bölümde sayısal modelin oluşturulması sırasında kullanılan teoremler ve sayısal çözücünün kullandığı yaklaşımlardan kısaca bahsedilecektir.

4.1 Yönetici Denklemler

Bu tez çalışmasında çözücü olarak kullandığımız Fluent programı çözüm için Navier-Stokes denklemi yani buna bağlı olarak denklemi oluşturan korunum denklemlerini çözmektedir. Bu kısımda kısaca değinilecektir.

Akışkanlar mekaniğinde kullanılan yönetici denklemler Navier-Stokes denklemleri olarak adlandırılmaktadır. Bu denklemler; akışkan içerisindeki birim kütleye etki eden momentum değişimlerinin, basınç değişimleri ve sürtünme kayıplarına neden olan viskoz kuvvetlerin toplamına eşit olduğunun doğruluğunu ortaya koymaktadır. Bu viskoz kuvvetler moleküller arası etkileşimden meydana gelmekte ve akışkanın akmaya ne kadar dirençli olduğunu göstermektedir. Kısaca Navier-Stokes Denklemleri, verilen akışkanın herhangi bir bölgesindeki kuvvetler dengesinin dinamik ifadesidir.

Navier-Stokes denklemleri de diğer çözücü olarak kullanılan denklemler gibi; kütle, momentum ve enerji denklemlerinden türetilmektedir. Bu denklemler birçok kaynakta çeşitli şekilde ifade edilmektedir, ancak temel olarak şu şekildedir;

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial p u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (4.2)$$

$$\frac{\partial \rho T}{\partial t} + \frac{\partial p T u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (4.3)$$

Bu denklemlerde; ρ yoğunluk, μ dinamik viskozite, u hız, P basınç, T sıcaklık, t zaman, x_i x-y-z pozisyon tansörü, c_p özgül ısı ve k kondüksiyon ısı transfer katsayısını ifade etmektedir.

Sıkıştırılmaz akımlarda ise, yoğunluk zamana bağlı değişmeyeceğinden korunum denklemleri şu şekilde düzenlenebilir;

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.4)$$

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \rho \frac{\partial u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (4.5)$$

$$\rho \frac{\partial T}{\partial t} + \rho \frac{\partial T u_j}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (4.6)$$

4.2 k-ε Türbülans Modeli

Gerçek hayatta ve birçok mühendislik probleminde olduğu gibi akışların hepsine yakını türbülanslıdır. Değişik kaynaklarda çok kesin olmayan tanımlar bulunsa da türbülans kısaca bir sıvı veya gazın hareket halindeki düzensizliğidir denilebilmektedir. Karmaşık, düzensiz ve herhangi bir kurala bağlı olmaksızın çalışan türbülans mekanizmasını, Reynolds sayısına göre karakterize edilmektedir (örneğin; boru içinde akış için $Re \geq 2300$ olduğu durum).

Türbülanslı bir durum için yönetici denklemlerin çözümü çeşitli yaklaşım ve basitleştirmeler yapılmadığı sürece oldukça zor ve zaman alan bir işlemdir. Çeşitli yaklaşımlar kullanarak yapılan değişiklikler ile çözüm işlemini kolaylaştırmak ve çözüm süresini kısaltmak mümkündür. Ancak bazı sayısal çözüm yöntemleriyle 3 boyutlu Navier-Stokes denklemleri direkt olarak çözülebilmektedir (DNS gibi). Bu direkt çözüm yöntemi hata fonksiyonunun minimum olması istenilen durumlarda kullanılır.

Bu basitleştirme yaklaşımlarından biri Reynolds Dekompozisyon (Reynolds Decomposition)'dur. Bu yaklaşım yönetici denklemler içindeki anlık oluşan değişkenlerin dalgalanan ve ortalama olarak alınmasıyla oluşur. Bu durumda hız ve basınç;

$$u_i = U_i + u'_i \quad (4.7)$$

$$p = P + p' \quad (4.8)$$

Burada U ve P ortalama değerlerken, u'_i ve p' dalgalanan kısmı ifade eder.

Bu denklikleri yönetici denklemlerde yerine yazacak olursak Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) denklemlerini elde etmiş oluruz;

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.9)$$

$$\rho \frac{\partial U_i}{\partial t} + \rho U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial}{\partial x_i} P + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \overline{u'_i u'_j} \right] \quad (4.10)$$

$\overline{u'_i u'_j}$ terimi Reynolds gerinim tensörü olarak adlandırılır ve türbülans akım içindeki dalgalanan hızların yarattığı gerinimi ifade eder. Bunun çözümü için ise Boussinesq teoreminden yararlanılabilir.

Birçok akışkanlar dinamiği modeli çözümünde kullanılan k- ϵ türbülans modeli, hazırlanan bu tez çalışmasında da çözücü olarak kullanılmıştır. k- ϵ modeli sayısal çözümü çeşitli akış ve ısı transferi probleminde sağlıklı sonuçlar vermesinin yanında, çözüm süresi bakımından oldukça idealdir. k ve ϵ sürekli ve sıkıştırılmaz akımlar için şu şekilde tanımlanmaktadır;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (4.11)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho \epsilon + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \epsilon + \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b + S_\epsilon \quad (4.12)$$

$$C_1 = \max \left[0, 43 \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (4.13)$$

$$\eta = S \frac{k}{\epsilon} \quad (4.14)$$

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (4.15)$$

Yukarıdaki denklemlerde G_k hız gradyenine bağlı olan türbülans kinetik enerji üretimi, G_b bouyancy tarafından üretilen türbülans kinetik enerjisi, Y_m sıkışamaz akımlardaki genleşme dağılması büyüklüğünü ifade eder. Y_m yüksek Mach sayılı akışlarda önemlidir. C_1 ve $C_{1\epsilon}$ sabit, σ_k ve σ_ϵ sırasıyla k ve ϵ için Prandtl sayılarını ifade eder.

Bu model kullanılan sabit sayılar şu şekildedir;

$$C_{1\epsilon} = 1,44$$

$$C_2 = 1,9$$

$$\sigma_k = 1$$

$$\sigma_\epsilon = 1,2$$

4.3 Buoyancy Akımları

Buoyancy akımları akışkan içindeki yoğunluk değişimi sonucu meydana gelen, yerçekimi, santrifüj kuvvetleri gibi çeşitli şekilde momentum kazanarak pozisyon değiştiren akımlar olarak tanımlanabilir. Eğer bu akım sadece sıcaklık farkından kaynaklanıyor ise doğal taşınım olarak adlandırılır ve ısınan akışkanın düşen yoğunluğuna bağlı olarak yer çekimi yönünde yükseldiği, soğuyan akışkanın ise yerçekimi yönünde alçaldığı durumu oluşturur. Bu davranış kısaca şu şekilde ifade edilebilir;

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial x} = -\frac{g}{\rho} (\rho_\infty - \rho) + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (4.16)$$

Bu denklem, iki boyutlu sıkışamaz akım için yazılmıştır. Sağ taraftaki ilk terim yoğunluk değişiminin sebep olduğu buoyancy kuvvetlerini ifade etmektedir. Boussinesq, buoyancy akımlarında yoğunluk değişiminin küçük olduğunu, bu sebepten yoğunluk değişimini dikkate almamaktadır.

Yoğunluk değişiminin sıcaklıkdaki değişimden kaynaklandığını daha önceden söylemiştik, bu sebepten eşitliğimize sıcaklık terimi eklememiz gerekmektedir. Termal genleşme katsayısı β , buoyancy akımlarında sabit basınçdaki sıcaklık değişimi sonucu oluşan yoğunluk değişimini ifade etmektedir. Bu durumda;

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left. \frac{\partial \rho}{\partial T} \right|_p \approx -\frac{1}{\rho} \frac{\rho_\infty - \rho}{T_\infty - T} \quad (4.17)$$

$$\rho_{\infty} - \rho \approx \rho\beta(T - T_{\infty}) \quad (4.18)$$

Bu durumda yerçekimi yönündeki momentum denklemi;

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -g\beta(T - T_{\infty}) + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (4.19)$$

İdeal gazlar için β toplam sıcaklığın tersidir. Şu şekilde ifade edilebilir;

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (4.20)$$

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left. \frac{\partial \rho}{\partial T} \right|_p = \frac{1}{\rho} \frac{p}{RT^2} = \frac{1}{T} \quad (4.21)$$

4.4 Isı Transfer Mekanizmaları

Isı transferi genel olarak, sıcaklıkları farklı iki veya daha fazla nesne arasında iletim (kondüksiyon), taşınım (konveksiyon) ve ışınım (radyasyon) yoluyla gerçekleşen enerji aktarımı olarak tanımlanabilir. Aşağıda bu başlıklara teker teker kısaca değinilmiştir.

4.4.1 İletim ile Isı Transferi (Kondüksiyon)

İletim ile ısı transferi, bir ortamda sıcaklık farkı nedeniyle enerji geçişi ve fiziksel mekanizmasının rastgele moleküler hareketlerin oluşturduğu ısı transfer mekanizmasıdır. Bu mekanizma için an denklemi Fourier Yasası olarak bilinir ve T(x) sıcaklık dağılıma sahip, bir boyutlu düz bir duvar için şu şekilde ifade edilir;

$$q_x^u = -k \frac{dT}{dx} \quad (4.22)$$

q duvardan birim zamanda birim yüzeyden geçen ısı akısı, dT/dx is bu doğrultudaki ısı gradyanıdır. Bu ısı akısı formülünden ısı değerine geçmek için alan (A) ile eşitliğin sağ tarafını çarpmamız gerekir.

Bir kaç kademeden oluşan karma duvar dediğimiz yapılar için de aynı formül geçerlidir. Ancak eşdeğer ısı transfer katsayısının bulunması gerekmektedir. Bu sebepten elektrik akımı ve ısı akımı arasındaki benzerlikten yararlanılarak eş değer ısıl direnç (R) bulunarak kompleks duvarlarda çözüm yapılır. Birbirine paralel n adet katmanı olan duvar için;

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,n}}{\sum R} \quad (4.23)$$

$$\sum R = \frac{1}{h_1 A} + \frac{L_1}{k_1 A} + \frac{L_2}{k_2 A} + \dots + \frac{L_n}{k_n A} + \frac{1}{h_2 A} \quad (4.24)$$

$$k = \frac{1}{R} \quad (4.25)$$

denklemlerinden yararlanılır.

4.4.2 Taşınım ile Isı Transferi (Konveksiyon)

Taşınım ile ısı transferi bir yüzey ile akışkan arasındaki ısı transfer mekanizmasıdır. Isı transferi akışkanın içindeki akımlar ile yüzey arasında gerçekleşmektedir. Şu şekilde formülize edilmektedir;

$$q'' = h(T_s - T_{\infty}) \quad (4.26)$$

Bu formülde h konveksiyon ısı transfer katsayısı, T_s yüzeydeki sıcaklık ve T_{∞} akışkanın sıcaklığını ifade etmektedir.

Konveksiyon ısı transfer katsayısı, iki boyutlu düz bir yüzey üzerinde akış teorisine göre hesaplanabilmektedir. Konveksiyon ısı transfer katsayısı Prandtl (Pr) sayısının fonksiyonu olarak denklem 4.28'de ifade edilmiştir;

$$Nu_x = \frac{hx}{k} \quad (4.27)$$

$$Nu_x = 0.0288 Pr^{\frac{1}{3}} Re^{0.8} \quad (4.28)$$

$$\text{Re} = \frac{Ux}{\nu} \quad (4.29)$$

Pr Prandtl sayısı, Nu_x Nusselt sayısı, Re Reynold sayısı, k yüzeyin kondüksiyon ısı transfer katsayısı, x yüzeyin boyu, ν akışkanın vizkozitesi, U ise yüzey üstündeki akış hızını ifade etmektedir.

4.4.3 Işınım ile Isı Transferi (Radyasyon)

Isıl ışınım, sonlu sıcaklığa sahip bir cismin yaydığı enerjidir. Işınım alanının enerjisi, elektromanyetik dalgalar ile aktarılır. İletim veya taşınım ile enerji aktarımı, bir maddi ortamın varlığını şart kılarken, ışınım için böyle bir şart yoktur. Hatta, ışınım ile aktarım, boşlukta daha etkin olarak gerçekleşir.

Yüzeyin yaydığı ışınım, yüzeyin sardığı cismin ısı enerjisinden kaynaklanır ve birim zamanda birim yüzeyden serbest bırakılan enerji yüzeyin yayma gücü E olarak adlandırılır. Yayma gücünün, Stefan-Boltzman yasası ile tanımlanan bir üst sınırı vardır;

$$E_b = \sigma T_s^4 \quad (4.30)$$

Bu denklemde T_s , yüzeyin mutlak sıcaklığı, σ Stefan-Boltzman sabitidir ($\sigma=5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$). Böyle bir yüzey, ideal ışınım yayıcı veya siyah yüzey olarak adlandırılır.

Gerçek bir yüzeyin yaydığı ısı akısı, aynı sıcaklıkta bulunan bir siyah cismin yaydığından daha azdır ve aşağıdaki eşitlik ile verilir;

$$E_b = \epsilon \sigma T_s^4 \quad (4.31)$$

Bu denklemde ϵ , yayma oranı olarak adlandırılır ve yüzeyin bir ışınım özelliğidir. $0 \leq \epsilon \leq 1$ aralığında değer alarak, yüzeyin siyah cisme kıyasla ne oranda enerji yaydığını göstermektedir.

Bir yüzey üzerine çevresinden gelen ışınımın söz konusudur. Güneş gibi, yada söz konusu yüzeyin görme alanında olan diğer yüzeyler gibi bir takım kaynaklardan ışınım gelebilir. Kaynaklardan bağımsız olarak, yüzeyin birim alanına, birim zamanda gelen bu ışınımın tümü, gelen ışınım G olarak adlandırılır.

Gelen ışınının bir kısmı veya tüm yüzeyler tarafından yutulabilir ve bu sebeple malzemenin ısı enerjisinde artış gerçekleşir. Yüzeyin birim alanında birim zamanda yutulan ışınım enerjisi, yüzeyin bir ışınım özelliği olan yutma oranı α bilindiği takdirde hesaplanabilir. Buna göre;

$$G_{abs} = \alpha G \quad (4.32)$$

denklemi ile tanımlanmaktadır. Eğer yüzey ışınım geçirmez $\alpha < 1$ ise ışınının bir kısmı yansıtılır. Eğer yüzey yarı geçirgen ise gelen ışınların bir kısmı geçer, bir kısmı yutulur, geriye kalan kısmı yansıtılır. Bu durumda;

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \quad (4.33)$$

denklemi elde edilmektedir. α yutma, ρ yansıtılan ve τ geçen ışınım oranlarıdır.

Kirchoff yasası hangi durumlarda yayma oranı ve yutma oranının eşit olduğunu incelemiştir. Buradan yola çıkılarak gri cisim tanımı yapılmıştır. Buna göre gri cisim dalga boyundan bağımsız olarak yayma ve yutma oranlarının eşit olduğu yüzey olarak basitçe tanımlanabilir.

Bu durumda opak olan bir yüzey için;

$$\alpha + \rho = 1 \quad (4.34)$$

$$\rho = 1 - \varepsilon \quad (4.35)$$

olduğunu göreceğiz. Bu durumda enerji denklemini yazacak olursak;

$$q_{out,k} = \varepsilon_k \sigma T_k^4 + \rho_k q_{in,k} \quad (4.36)$$

elde ederiz. Bu denklemde $q_{out,k}$ k yüzeyinden çıkan ısı akısı, $q_{in,k}$ yüzeyden ayrılan ısı akısı, ρ_k yansımaya, ε_k yayma, σ Stefan-Boltzman sabiti ve T_k yüzey sıcaklığıdır.

4.5 Duvar Denklemleri (Wall Functions)

Duvar denklemleri, akışın gerçekleştiği duvar yakınındaki (sınır tabaka içindeki) türbülans, hız ve basınç gibi değişkenlerin yaklaşık olarak bulunmasında kullanılır. Bu yaklaşım kullanmadan yapılan çözümlerde eğer sınır tabaka incelenmek istenir ise duvar yakınına çok ince meshlenmesi

gerekmektedir ki ince mesh uzun çözüm zamanı anlamına gelmektedir. Bu sebepten bir çok problemde sınır tabakanın incelenmesi için duvar denklemleri (wall functions) kullanılır.

Duvar denklemleri logaritmik alanda hız profilini şu şekilde ifade etmektedir;

$$u^+ = \frac{\bar{v}_t}{u_\tau} = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + B \quad (4.37)$$

denklemden, \bar{v}_t duvara paralel ortalama hız, u_τ sürüklenme hızı (shear velocity), κ Karman sabiti ($\sim 0,41$), B ampirik olarak bulunan viskoz katman kalınlığı, y^+ is duvardan olan boyutsuz mesafeyi ifade etmektedir. Bu terimler ise şu şekilde tanımlanır;

$$u_\tau = \sqrt{|\tau_w| / \rho} \quad (4.38)$$

τ_w duvardaki kesme gerinimi,

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau y}{\mu} \quad (4.39)$$

5 MODEL GELİŞİMİ

Model gelişimi temel olarak üç ana bölümden oluşmaktadır;

- Model geometrisinin hazırlanması
- Termal hesapların yapılması
- Sayısal olarak modelin kurulması

Model gelişim sürecinin her adımında güncel paket programların yardımı ile oluşturulmuştur ve birçok iterasyon yapılarak en doğru modelin elde edilmesi sağlanmıştır. Bu basamaklar alt başlıklar halinde kısaca değinilecektir.

5.1 Model Geometrisinin Hazırlanması

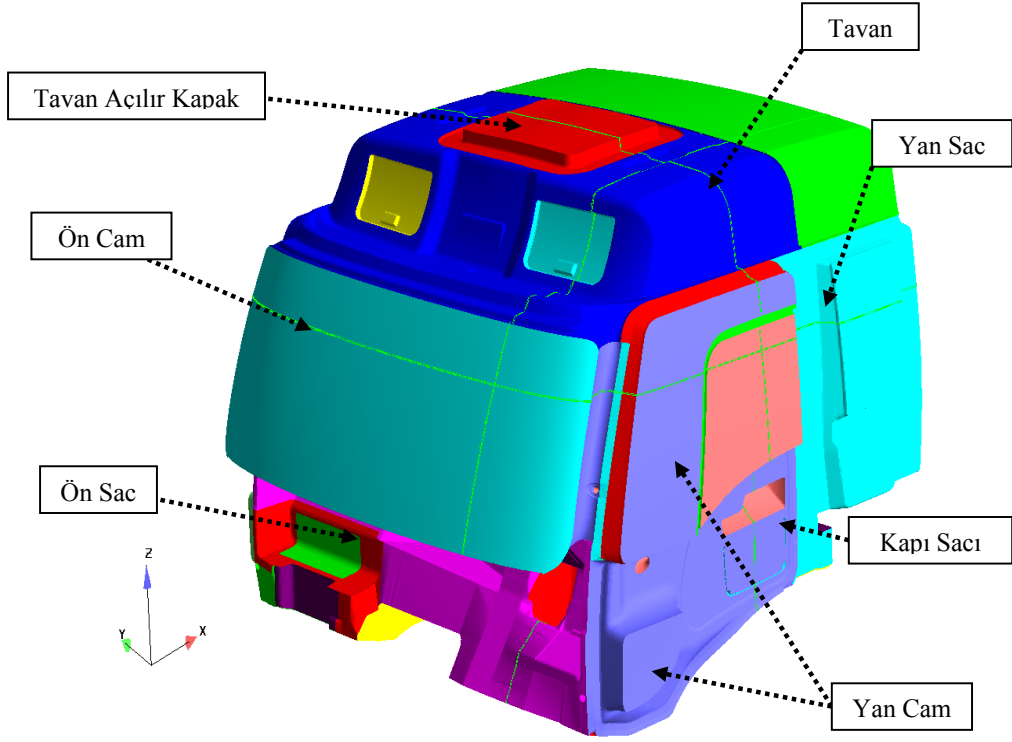
Sayısal bir modelin oluşturulabilmesi ve paket programlarda hesap yapılabilmesi için tek parçalı bir model hacmine ihtiyaç duyulmaktadır. Modelin oluşturulmasında ilk adımı oluşturan bu kısımda;

- Üç boyutlu geometrik dataların CATIA programında düzenlenmesi,
- Düzenlenen geometrik dataların HYPERMESH programında yüzey mesh datalarının oluşturulması,
- Oluşturulan yüzey mesh datalarının HARPOON programında sınır tabaka katmanlarının oluşturulması ve hacim meshlerinin oluşturulması,

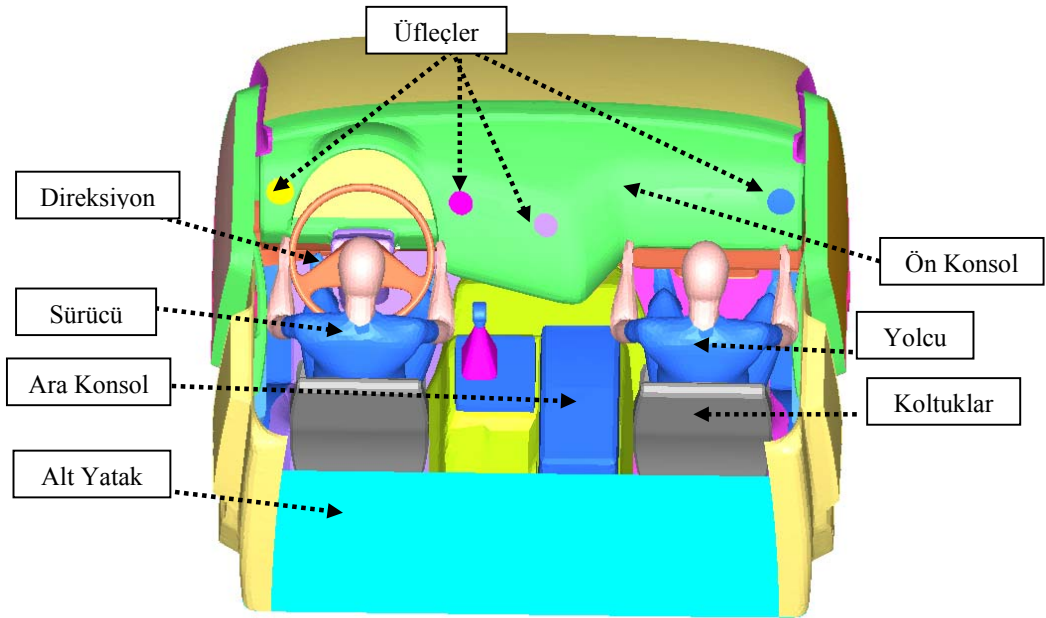
basamakları takip edilmiştir.

Geometrinin karmaşık ve onlarca farklı komponentten oluşması sebebiyle bu model oluşturma aşamasında en yoğun zamanı almıştır. Yukarıda belirtilen basamaklar çalışma sırasında deneme ve meydana gelen hatalardan yola çıkılarak sıralanmıştır.

Özellikler geometrik dataların meshleme öncesi, kılçık olarak nitelendirilen boyutsuz çizgilerden arındırılmalıdır. Bu sayede meshlenme sırasında programın hata vermesi veya çok küçük boyutlu elemanlar oluşması engellenmiş olacaktır. Geometrik data akışı engellemeyecek veya önemsiz olduğunu düşülen (her türlü bağlantı elemanı, buton, düğme vs) hesaplama sırasında işlem süresini arttıracı her komponentten meshleme öncesinden arındırılmalıdır. Tez çalışması sırasında bu işlemler için CATIA paket programı kullanılmıştır.

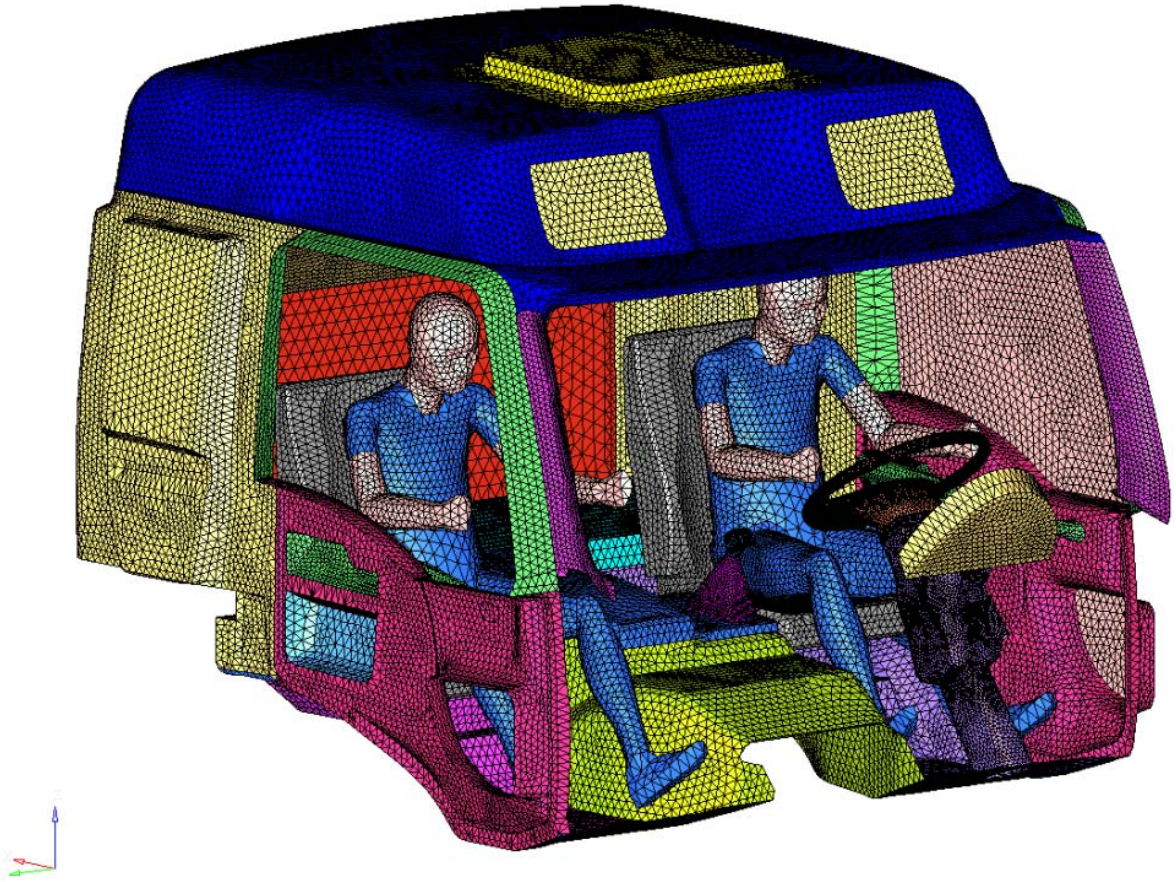


Şekil 5.1 Araç geometrisi dıştan görünüşü ve parçaları

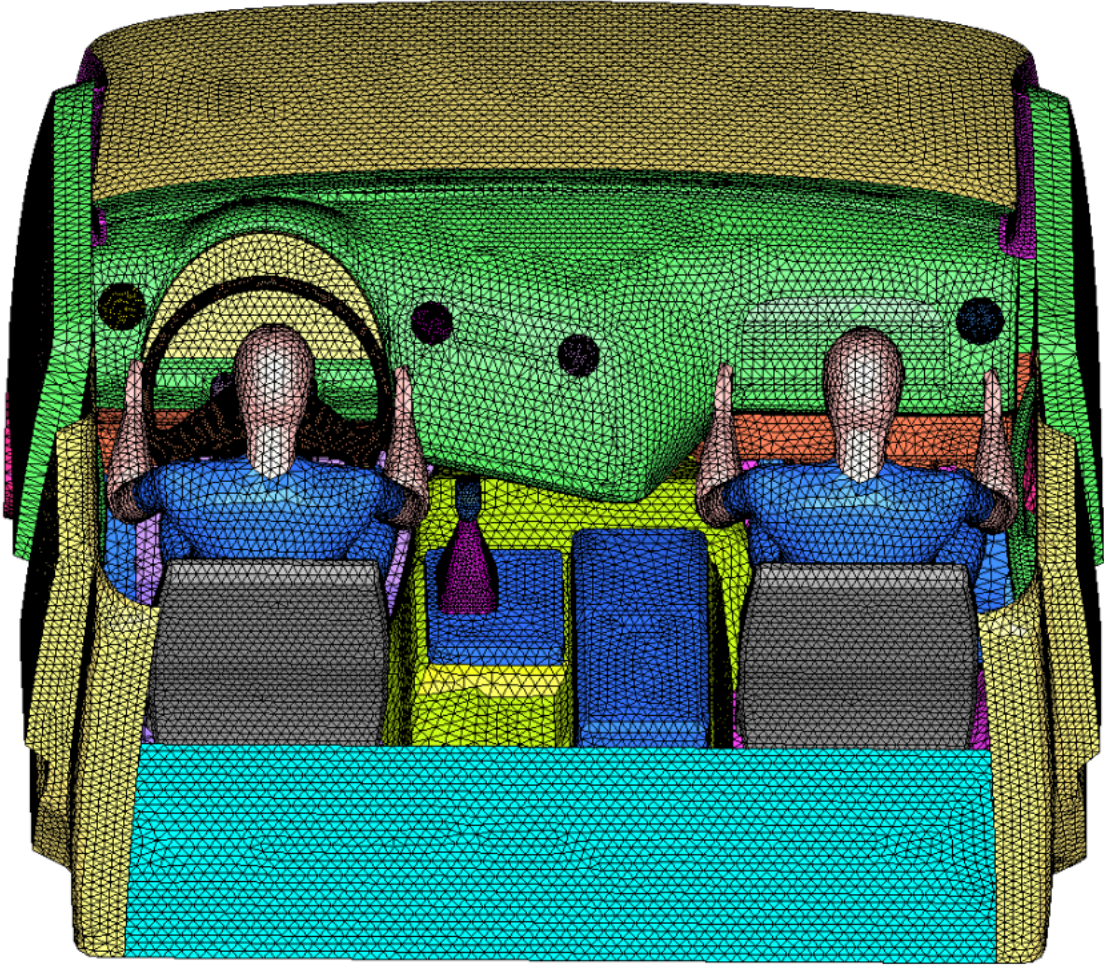


Şekil 5.2 Araç geometrisinin içten görünüşü ve parçaları

Elde edilen temizlenmiş geometrik datalar teker teker HYPERMESH paket programı ile yüzey meshleri oluşturulmuştur. Geometrik olarak silinen ve kullanılmayan parçalar yerindeki boşluklar mesh ile doldurularak hacmin kapalı olması temin edilmelidir. Bu komponentler daha sonra tekrar HYPERMESH programı ile birbirine bağlanmış ve bağlantı yerlerindeki geçişler yumuşatılarak oluşturulacak hacim mesh datasının skewness değerinin düşürülmesi sağlanmıştır. Oluşturulan kabuk mesh datasının kapalı bir hacim oluşturduğu emin olunduktan sonra diğer adıma geçilmiştir.

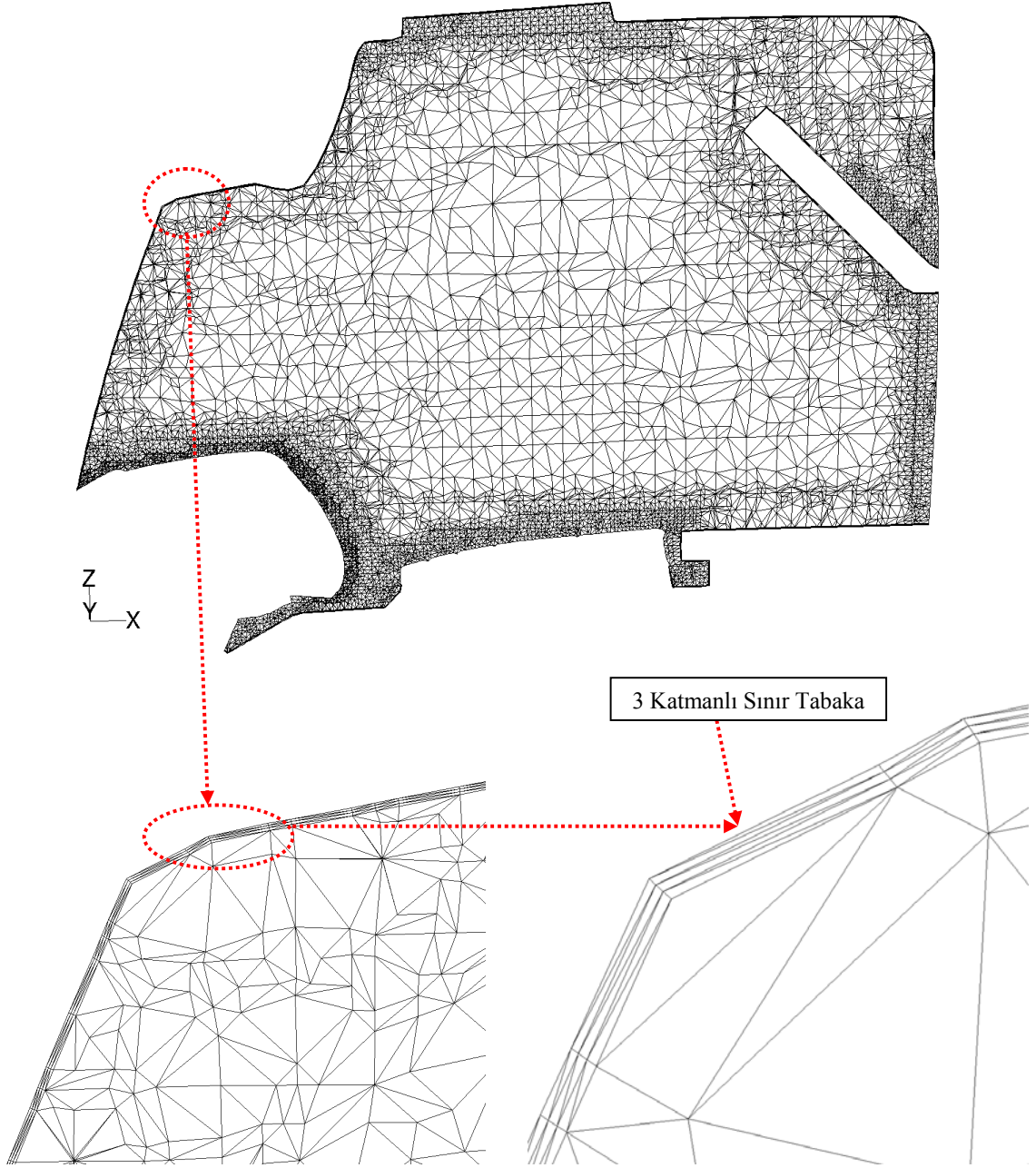


Şekil 5.3 Araç geometrisi yüzeylerinin meshlenmiş hali genel görünüş



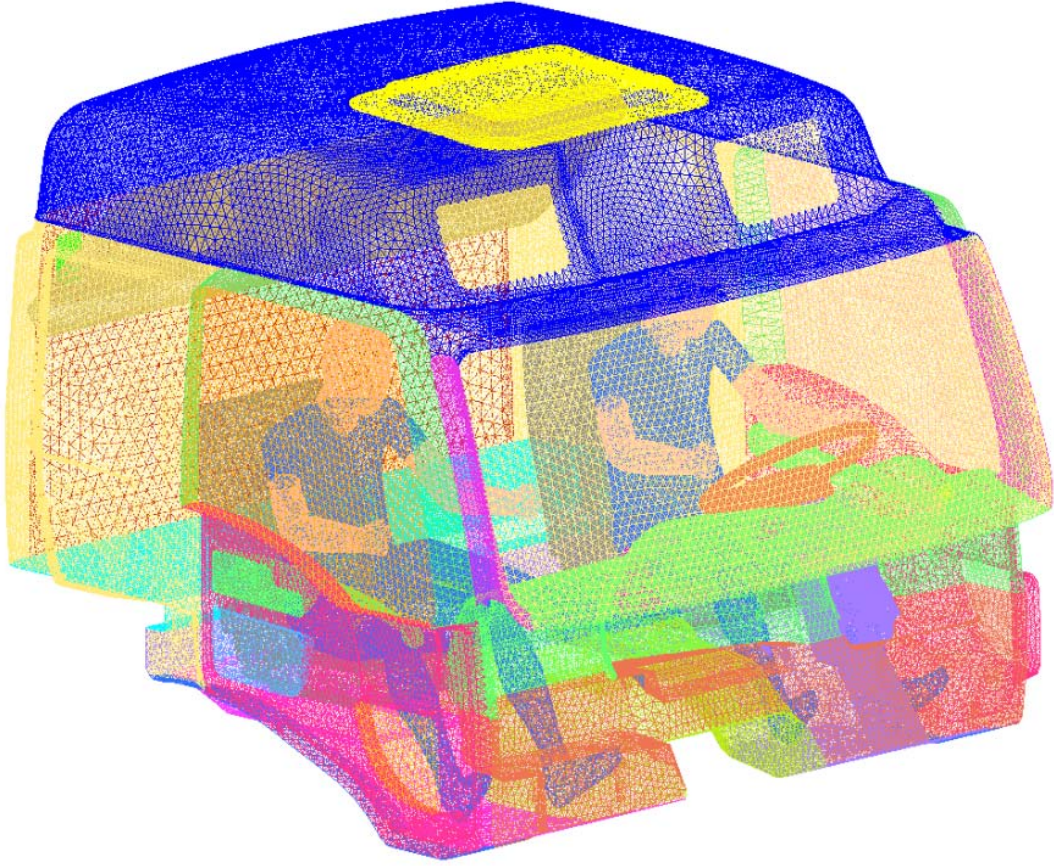
Şekil 5.4 Araç iç geometrisi yüzeylerinin meshlenmiş hali genel görünüş

Kabuk mesh datasının oluşmasından sonra son adım olarak hacim mesh işlemine geçilmiştir. Geometrinin basitleştirme işlemleri yapılmasına rağmen HYPERMESH programı hacim mesh yaratılması konusunda başarılı olamamış bu sebepten özellikle aerodinamik çalışmalarda kullanılan HARPOON isimli üç boyutlu mesh yaratan programdan yararlanılmıştır. HARPOON programı çalıştırıldığında öncelikle data üstünde işlem yaparak yaratabileceği mesh aralığını belirlemekte ve kullanıcıya sunmaktadır. Daha sonra seçilen mesh aralığında otomatik olarak hacim mesh datasına yaratmaktadır. Ayrıca oluşturulan üç boyutlu mesh datasının ilk üç katmanına sınır tabaka yaratılarak yüzey kısımlardaki akımın daha iyi incelenmesi sağlanmıştır.



Şekil 5.5 Araç geometrisi yüzeylerine atılan sınır tabaka detay görüntüsü

Tüm bu işlemlerin sonunda yüzeylerinde birer mm kalınlığında 3 katlı sınır tabakadan oluşan, boyutları 9-36 mm arasında değişen 4,1 milyon tetra elemandan hacim mesh datasını elde etmiş olduk.



Şekil 5.6 Hacim mesh datası görünüşü

5.2 Termal Hesapların Yapılması

Matematik modelin oluşturulması sırasında temel olarak kondüksiyon, konveksiyon, radyasyon ve bunların çeşitli birleşimlerinin (coupled) etkisi olacaktır. Bunların yanında birbirlerine bağlı komponentler arasında kondüksiyon ile ısı transferinde olacaktır, ancak araç dışında akıma maruz kalacak komponentlerde diğer ısı transfer mekanizmalarına göre etkisinin az olacağından işlem süresini uzatmamak için kondüksiyon hesaplamaları sadece araç içi komponentler(koltuklar, yataklar gibi) için yapılmıştır.

Kurulacak matematik modelde aracın hareket halinde olacağından araç dışındaki akışın araç içine etkisi olacaktır. Bu sebepten aracın çok katmanlı komponentlerinden olan tavan, havalandırma kapağı, arka kısım, taban, kapı, yanlar gibi aracın dış kısmı ile içini ayıran çok katmanlı kısımların kondüksiyon ısı geçiş katsayılarının bulunmuştur.

Konveksyon ısı transfer katsayısı hesaplanması için, kabin içi ve akışın olduğu kabin dışı arasında bulunan çok katmanlı tabakanın toplam ısı transfer katsayısının tespit edilmesi gerekmektedir. Bölüm 4.4.1 de teorisi belirtilen bu hesaplamalar da araç dışındaki konveksyon ısı transfer katsayısı $40\text{w/m}^2\text{k}$, iç kısmında ise $7,7\text{w/m}^2\text{K}$ kabul edilerek gerekli işlemler yapılmıştır.

Araç kabini dışındaki hava akış etkisini yapılan hesaplamalara yansıtılabilmek için bölüm 4.4.2 de bahsedilen için boyutları 0,5m olan bir plaka üstündeki akışdan yola çıkarak “İki Boyutlu Plaka Üstünde Akış” teorisinden yararlanılmıştır. Böylece aracın ortalama seyir hızı olan 40km/h ($11,1\text{m/s}$)’da aracın dışında kalan yüzeyler için konveksyon ısı transfer katsayıları hesaplanmış olmaktadır. Bu hesaplamalar da araç dışındaki konveksyon ısı transfer katsayısı $40\text{w/m}^2\text{k}$, iç kısmında ise $7,7\text{w/m}^2\text{k}$ kabul edilerek gerekli işlemler yapılmıştır.

Radyasyon için ayrıca bir hesaplama yapılmamış, çözücü olarak kullanılan Fluent programına hazır olan(malzeme özellikleri vs) tanımlanmış ve çözücü içindeki paketler kullanılarak çözüm yapılmıştır. Detayları daha sonra bölüm 5.3’de anlatılacaktır.

5.3 Sayısal Modelin Kurulması

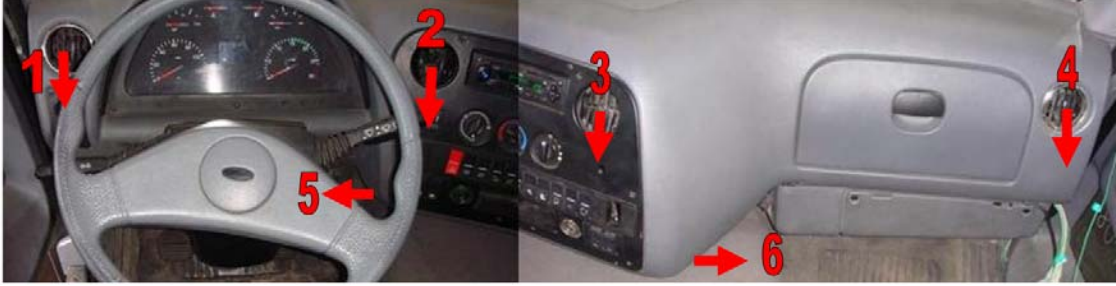
Hazırladığımız durum için FLUENT 6.3.26 versiyonun da sayısal bir model oluşturulmuştur. Bu modelde daha önceden HYPERMESH ve HARPOON programlarıyla hazırlamış olduğumuz 4,1 milyon tetra elemandan oluşan model geometrisi kullanılmıştır.

Kullanılan çözücü ayarları kısaca şu şekilde yapılmıştır;

- Steady State (Durağan Durum)
- k- ϵ Türbülans Modeli
- Buoyancy Etkisi
- Radyasyon Etkisi
 - S2S Radyasyon Modeli (Yüzeyden Yüze Radyasyon Modeli)
 - Solar Ray Tracing (Güneş İzi Yöntemi)
 - Güneş Yüğü Hesaplaması

Araç testi sırasında toplanan datalar sayısal modelde veri olarak kullanılmıştır. Bu datalar araç üfleçlerinde ki hız ve sıcaklık, aracın dışındaki sıcaklık, aracın içinde çeşitli noktalardan ölçülmüş sıcaklıkları içermektedir. Kurduğumuz model steady(daimi) olduğundan bu zamana

bağlı olarak toplanan dataların ortalamaları alınarak modele sınır koşulları olarak uygulanmıştır. Üfleç çıkış noktaları ve çıkış noktasından ölçülen ortalama sıcaklık/hız değerleri şu şekildedir;



Şekil 5.7 Araç içindeki üfleçlerin yerleşimi

Çizelge 5.1 Üfleç çıkış hızları ve sıcaklıkları

	Hız (m/s)	Sıcaklık (C°)	Sıcaklık (K)
Üfleç 1	2.01	13.1	286.2
Üfleç 2	3.77	9.1	282.2
Üfleç 3	4.7	8.8	282
Üfleç 4	2.2	19.6	292.7
Üfleç 5	2.27	9.1	282.2
Üfleç 6	2.29	8.8	282

Araç geometrisini oluşturan duvarlardaki ve araç içinde oluşabilecek doğal taşınımın model içine katılabilmesi için buoyancy etkisi hesaplamalara katılmıştır.

Isı transferi mekanizmaları olarak;

- Kondüksiyon
- Konveksiyon
- Isı Akısı
- Karma (Konveksiyon ve Radyasyon birlikte)

tanımlanmıştır.

Ele aldığımız modelde hareket halindeki bir aracı simule etmeye çalıştığımızdan etkin olacak ısı transfer mekanizmaları konveksiyon, radyasyon ve bunların birleşimi olan coupled(karma) olacaktır. Kondüksiyon ısı transfer mekanizması ise sadece araç içinde bulunan ve aracın dışından bağımsız olan komponentler(dış akıma maruz kalmayanlar) için hesaba katılmıştır.

Konveksyon ısı transfer mekanizması aracın dışındaki hava akımının aracın ısı transfer mekanizmasına olan etkilerini incelenmesinde olanak sağlayacaktır. Bu etkinin oluşturulması için bölüm 5.2’de yaptığımız hesaplamaları, çözücü içine sınır koşulu olarak tanımlanmıştır.

Aracın içinde bulunan sürücü ve yolcu için ise ısı akısı tanımlanmıştır. Baş, el ve kol gibi açıkta olan(kıyafetler ile örtülmemiş) kısımlar (daha önce mesh datasında ayrı ayrı tanımlanmıştır) $90W/m^2$, kıyafetler ile kapalı olan gövde, bacak ve ayak kısımları için ise $60W/m^2$ ısı akısı yayacak şekilde kabul ederek çözücü içine tanımlanmıştır.

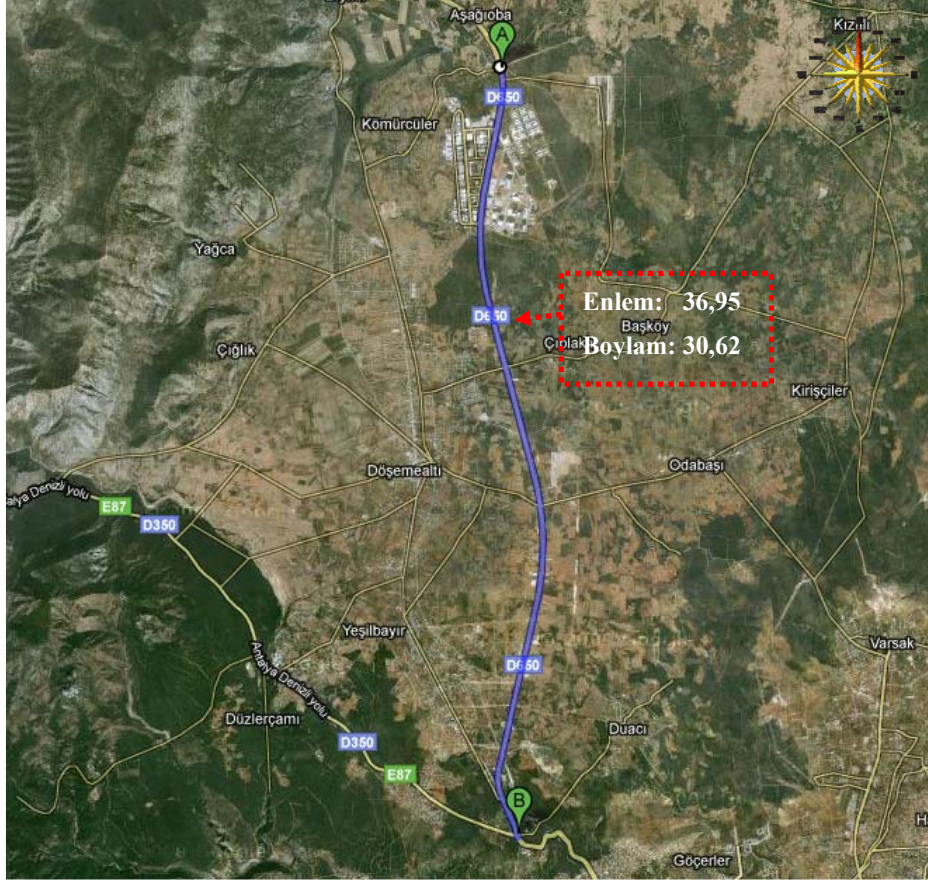
Model olarak kullanılan aracın motor ve aktarma organları araç kabini altında bulunmaktadır. Motor ve diğer aktarma organları aracın hareketli parçaları olduğundan diğer bölgelerden daha sıcak bir bölge yaratacağı kaçınılmazdır. Araç testi sırasında motor kompartmanından sıcaklık datası toplanmadığından, durağan halde yaklaşık 360K olduğundan yola çıkılarak, bu değer aracın motor kompartmanı ile etkileşecek yar sacı için sınır şartları parametrelerinden biri olarak tanımlanmıştır.

Modelde aracın içine sürücü ve yardımcı sürücüden oluşan iki kişi yerleştirilmiştir. Bu kişilere sınır koşul olarak ısı akısı tanımlanmıştır. Araç içinde bulunan bu kişilerin üstünde bulunan kıyafetleri simule edebilmek için kıyafetten dolayı kapalı olan yüzeyler mesh datasında belirtilmiş ve verilen ısı akısını 1/3 oranında yalıtıldığı kabul edilmiştir. Burdan yola çıkılarak açık olan yüzeyler (kafa, el ve kol kısımları) $90W/m^2$ ısı akısı, kıyafetler ile kapatılmış olan kısımlar (gövde, bacak ve ayak kısımları) $60W/m^2$ ısı akısı tanımlanmıştır.

Araca ait testler kontrollü (rüzgar tüneli, sıcak oda vs.) koşullarda değil, gerçek yol koşullarında yapılmıştır. Bu sebepten araca etki eden radyasyon ısı transfer miktarı direkt olarak sayısal çözüm yapılacak programa verilememektedir. Bunun için “Güneş Yüğü Hesaplayıcısı” (Solar Load Calculator) kullanılmıştır. Güneş yüğü yanısıra etki yönü ve açısında önem teşkil etmektedir. Bu yönün belirlenmesi için “Güneş Işın İzi Takibi” (Solar Ray Tracing) kullanılmıştır.

Güneş yüğü hesaplayıcısına ve güneş ışın izin takipcisine şu değerler girilmelidir;

- Dünya üzerinde bulunduğu konum (enlem, boylam ve zaman dilimi olarak)
- Hesaplamanın yapılacağı tarih ve saat
- Aracın yönünü belirtmek için yönelim bilgisi
- Güneşlenme faktörü

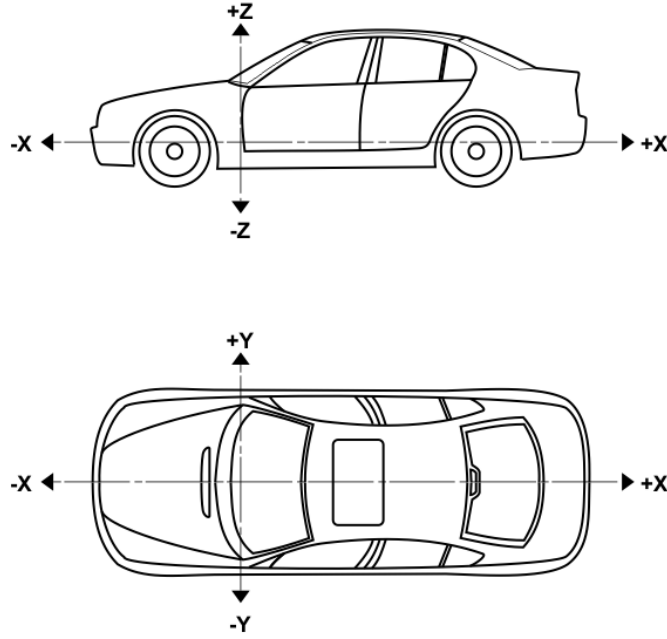


Şekil 5.9 Araç testinin yapıldığı güzergah ve detayları 2 [2]

Zaman dilimi olarak ise Türkiye zaman dilimi olan GMT -2 olarak tanımlanmıştır.

Tarih testin yapıldığı tarih olan 29 Eylül, saat ise 12:00 seçilmiştir.

Aracın yönünü tayin edebilmek için ise, mesh datasının ait olduğu koordinat ile küresel koordinat eksenini karşılaştırılarak, aracın doğru olan yönü tayin edilmiştir.



Şekil 5.10 Araç koordinatları [3]

Yukarıda verilen standart araç koordinatlarına göre, $-X$ Kuzey, $+Y$ ise Doğu yönünü tanımlanmalıdır. Bu sayede aracın güneşe göre konumu tespit edilmektedir.

Güneşlenme faktörü, güneşin perdelenme miktarını belirtmektedir. Hava tamamen bulutsuz olduğu kabul edilerek “1” olarak tanımlanmıştır.

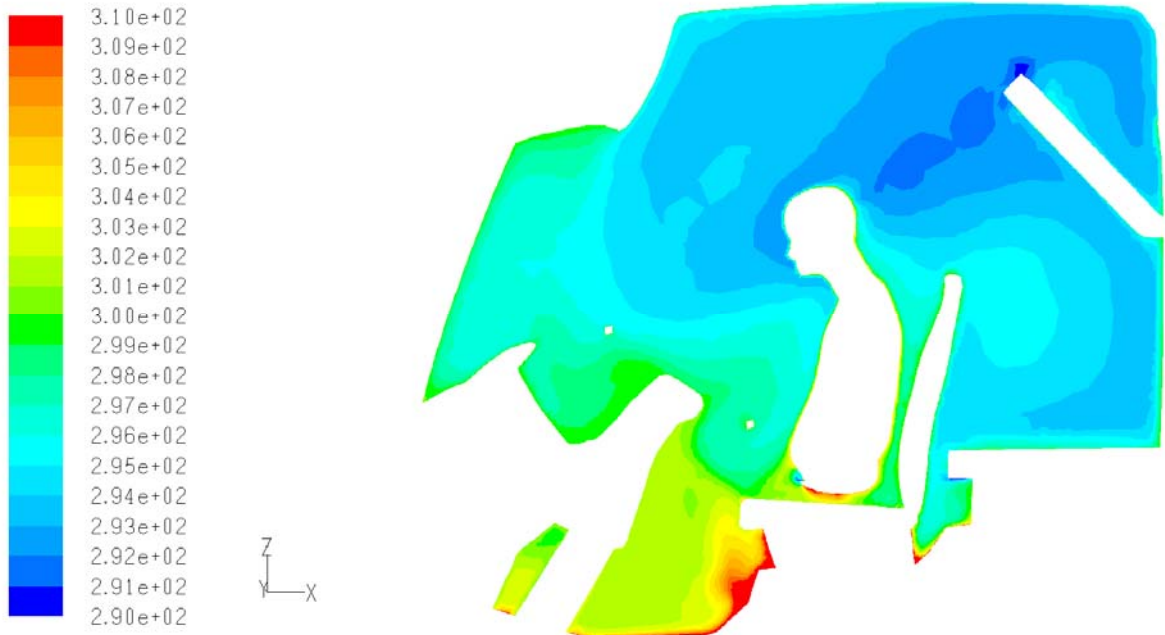
Güneş yükü hesaplanması için iki model vardır. Bunlardan biri ortalama (Fair Weather Conditions), diğeri ise maksimum (Theoretical Maximum) olarak hesaplama yapmaktadır. Oluşturulan model için ortalama değerse hesap yapan metod kullanılmıştır.

Tüm bu veriler girildiğinde artık güneş yükü, geçirgen veya yarı geçirgen olarak tanımlanan yüzeylerden geçerek aracın içini etkileyecektir. Aynı gün ve pozisyonda bulunan aracımız için saat 05:00 – 19:00 arası güneş yükünün yaptığı etki bölüm 6’da ayrıntılı olarak belirtilmiştir.

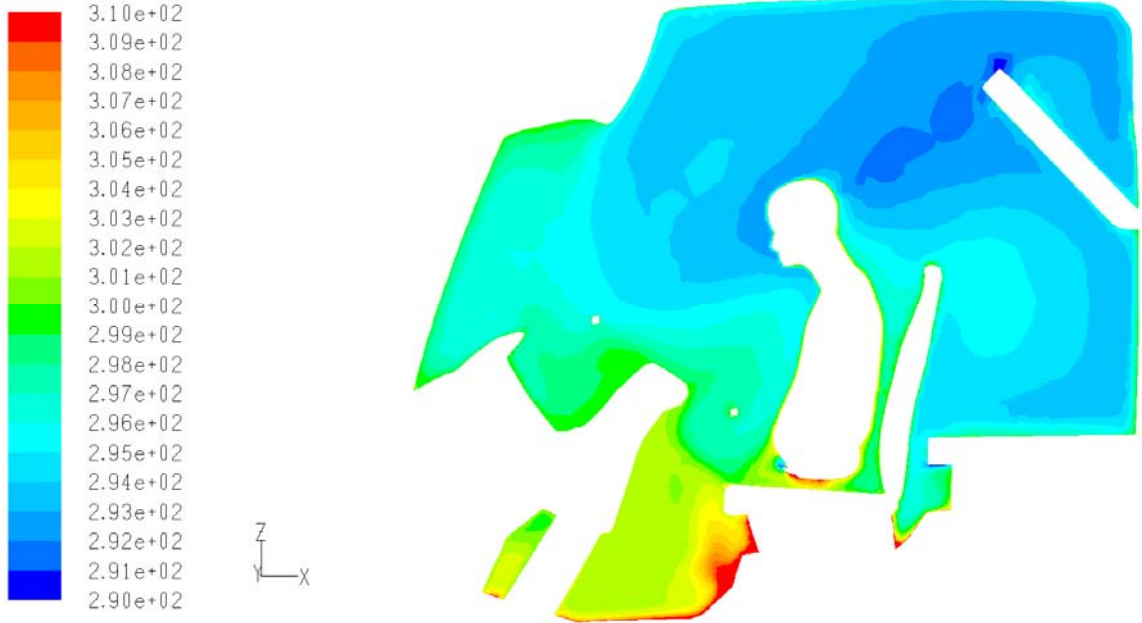
Araç için yüzeylerin sıcaklıklarından dolayı oluşan radyasyonun etkileri için ise “Yüzeyden Yüze Radyasyon Modeli “ (Surface to Surface Radiation Model, S2S) kullanılmıştır. S2S radyasyon modeli yüzeyleri gri ve yayıcı (grey and diffuse) olarak kabul eder. Bölüm 4.4.3’de belirtilen teoremleri kullanarak çözüm yapmaktadır.

S2S radyasyon modeli, kurulan sayısal model içinde istenilen sayıda iterasyon yapmak mümkündür. Her iterasyona veya her 1000 iterasyonda bir defa etki etmesini sağlamak

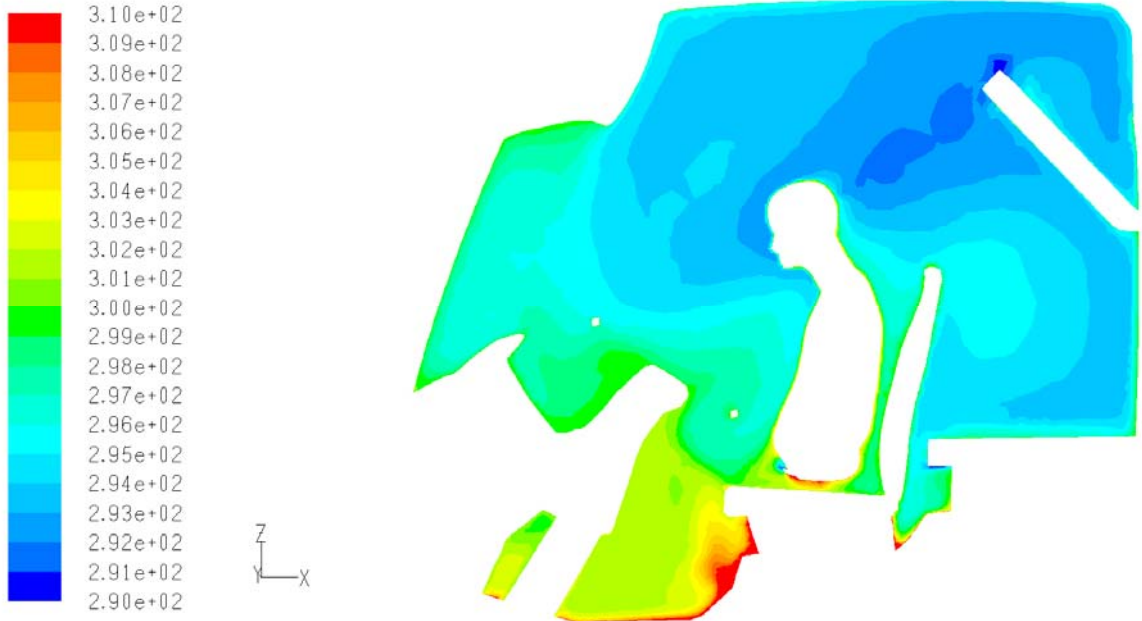
mümkündür. Deneme amaçlı yapılan 10, 100 ve 1000 tüm model iterasyonunda bir defa etki etmesini sağlandığında, etkisi olmadığı görülmüştür. Bunda ise en etkili sebep ise yüzey sıcaklıklarının yüksek olmayışıdır. Ancak bu sayı çözüm süresi ile direkt olarak orantılı olduğundan mümkün olduğunca az itersayon yapmanın çözüm süresini kısaltması kaçınılmazdır. Şekil 5.10, 5.11 ve 5.12’de sırasıyla 10, 100 ve 1000 itersayonda bir etki eden S2S radyasyon modelinin etkisi ısı dağılımını etkilemediği görülmektedir.



Şekil 5.11 Araç sürücü kesiti, S2S radyasyon modelinin 10 iterasyon etkisi



Şekil 5.12 Araç sürücü kesiti, S2S radyasyon modelinin 100 iterasyon etkisi



Şekil 5.13 Araç sürücü kesiti, S2S radyasyon modelinin 1000 iterasyon etkisi

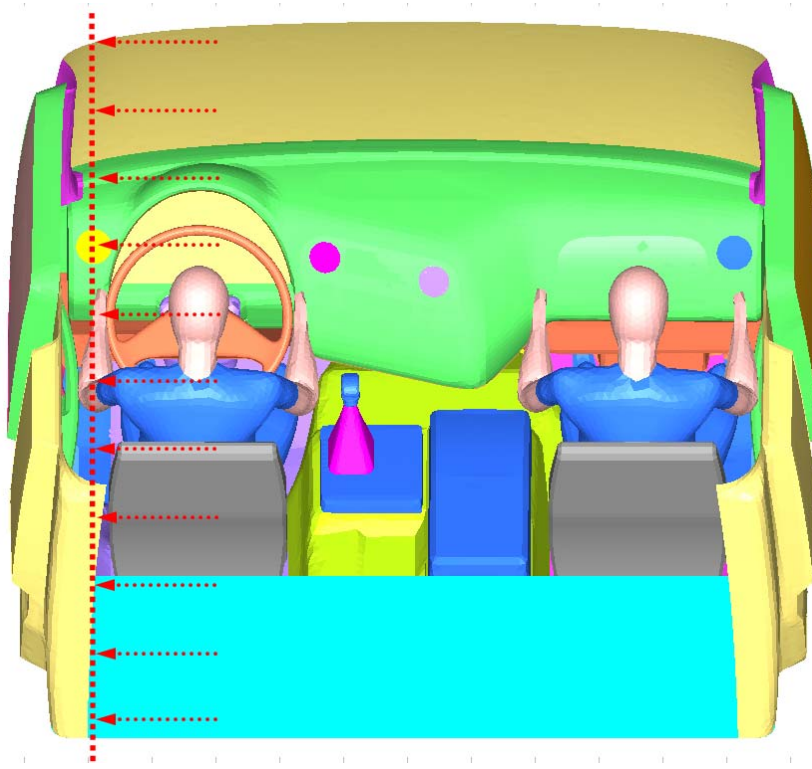
S2S radyasyon modelinin çalışması için yüzey görüş faktörlerini içeren bir dosya oluşturulması gerekmektedir. Bu yaratılan dosya sayısal çözüm sırasında okutularak çözüm sırasında yüzey faktörlerinin kullanılmasını sağlamaktadır. Ancak bu işlem için yüksek oranda işlem gücüne sahip bir bilgisayar ve uzun bir işlem süresine ihtiyaç vardır. Örnelemek gerekir ise;

oluşturduğumuz sayısal modele ait yüzey faktörleri dosyası UNIX tabanlı 6GB RAM kapasiteli bir iş istasyonunda 72 saatte hesaplanabilmiştir.

Tüm bu işlemlerden sonra sayısal modelimiz kurulmuştur. Model Fluent 6.3.26 versiyonunda, bir süper bilgisayarda 48 adet işlemci ile 10000 adımda(iterasyon), yaklaşık 3 saat sürede çözdürülmüştür. Daha önceden belirlediğimiz 10 farklı düzlemde kesitler alınarak sonuçlar incelenmiştir. Bu kesit noktaları daha sonraki incelemelerde de kullanılacaktır.

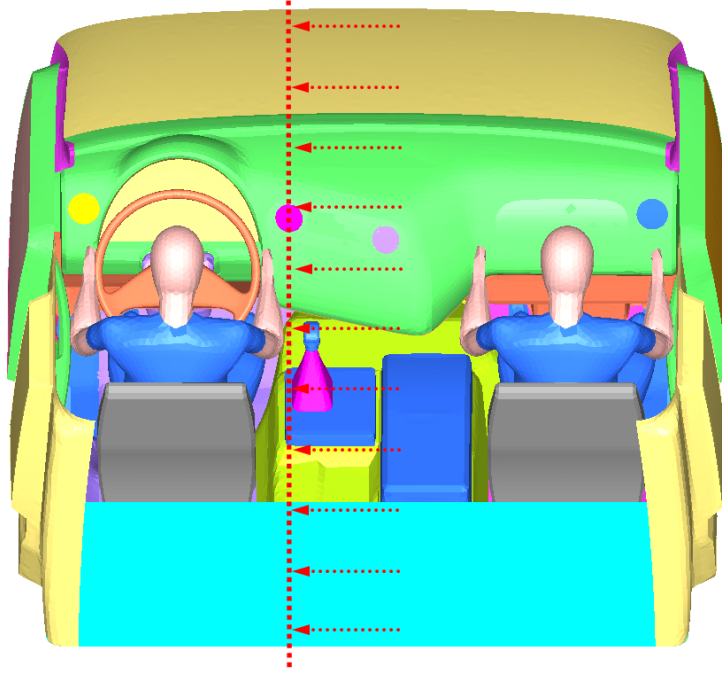
Kesit aldığımız düzlemler şu şekildedir;

- 1 numaralı üfleç (y-düzleminde)



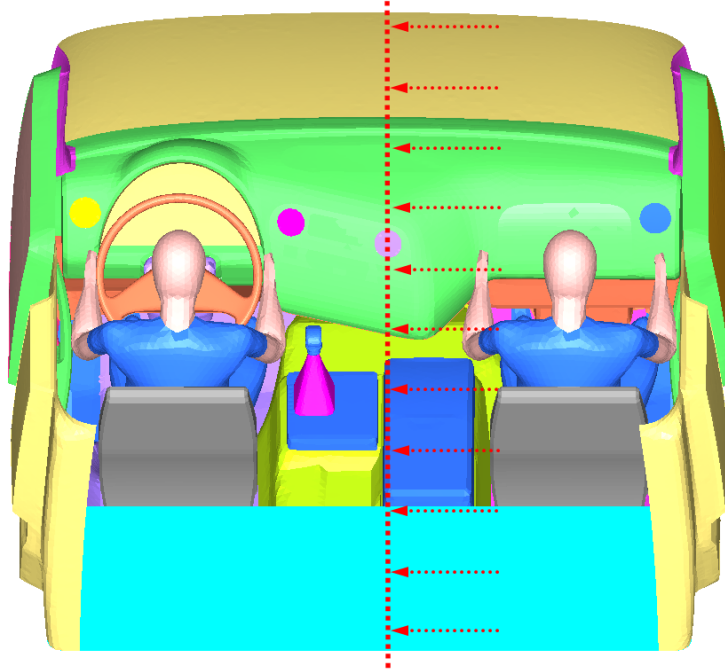
Şekil 5.14 1 numaralı üfleç kesiti

- 2 numaralı üfleç (y-düzleminde)



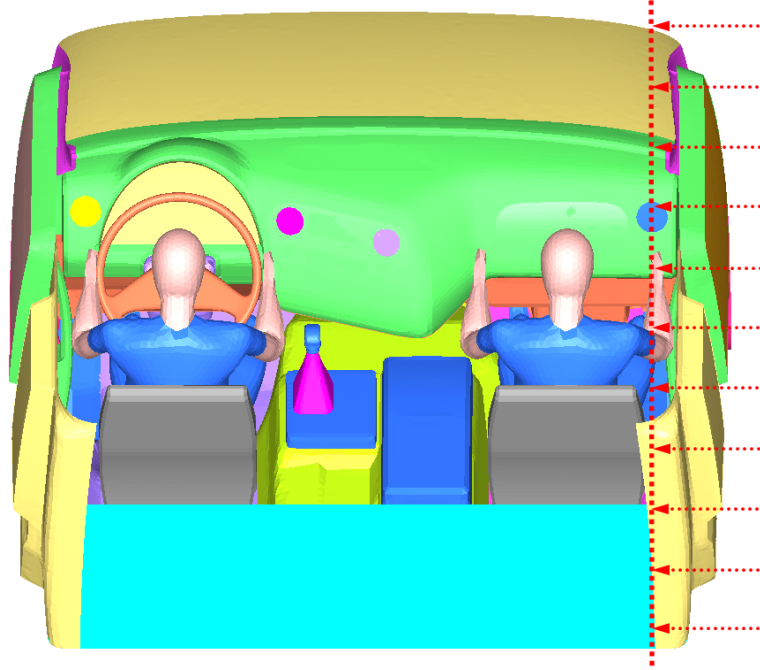
Şekil 5.15 2 numaralı üfleç kesiti

- 3 numaralı üfleç (y-düzleminde)



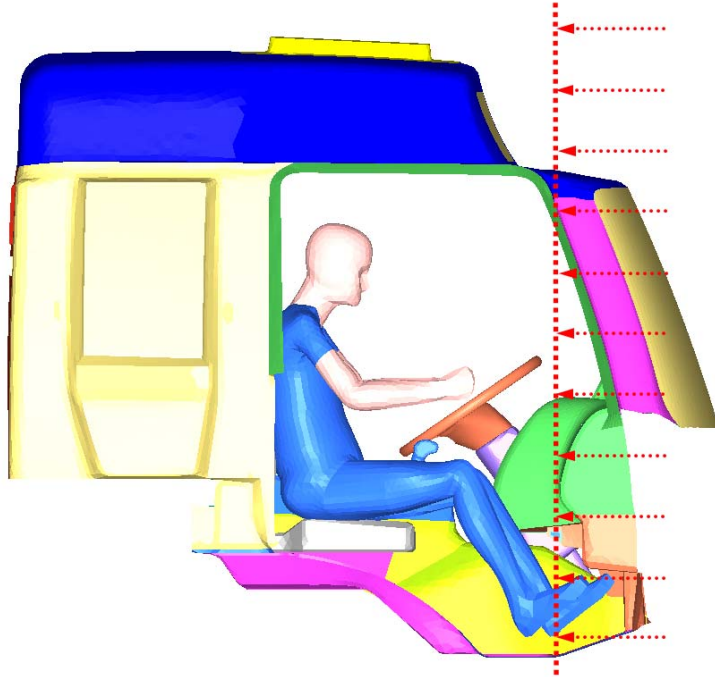
Şekil 5.16 3 numaralı üfleç kesiti

- 4 numaralı üfleç (y-düzleminde)



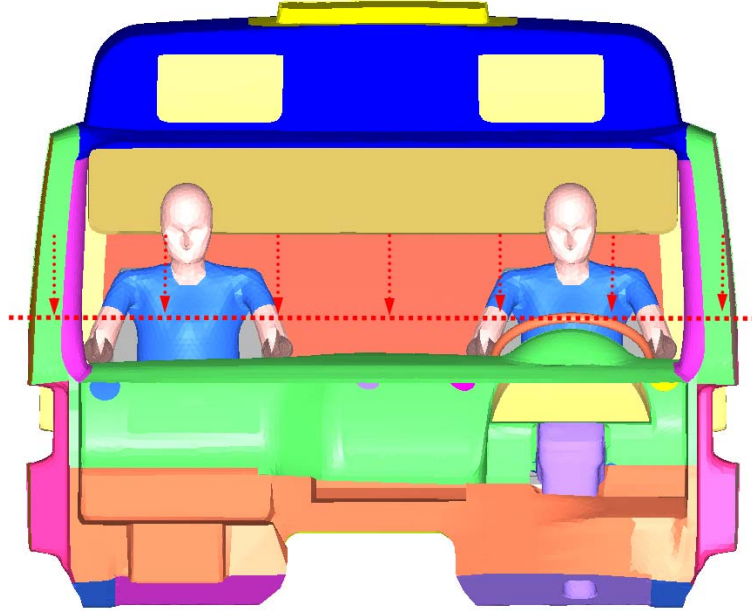
Şekil 5.17 4 numaralı üfleç kesiti

- 5 ve 6 numaralı üfleçler (x-düzleminde)



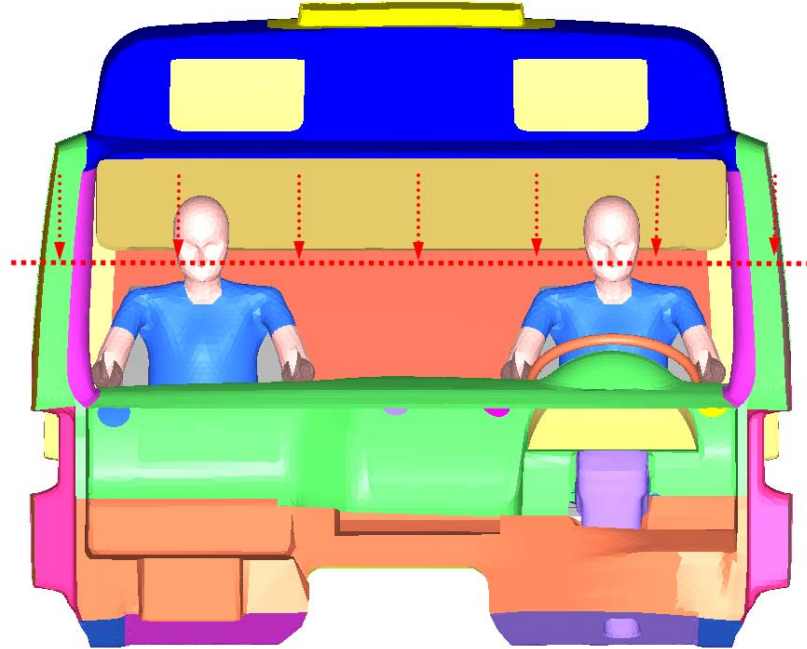
Şekil 5.18 5 ve 6 numaralı üfleç kesiti

- Sürücü ve yolcu göğüs hizası (z-düzleminde)



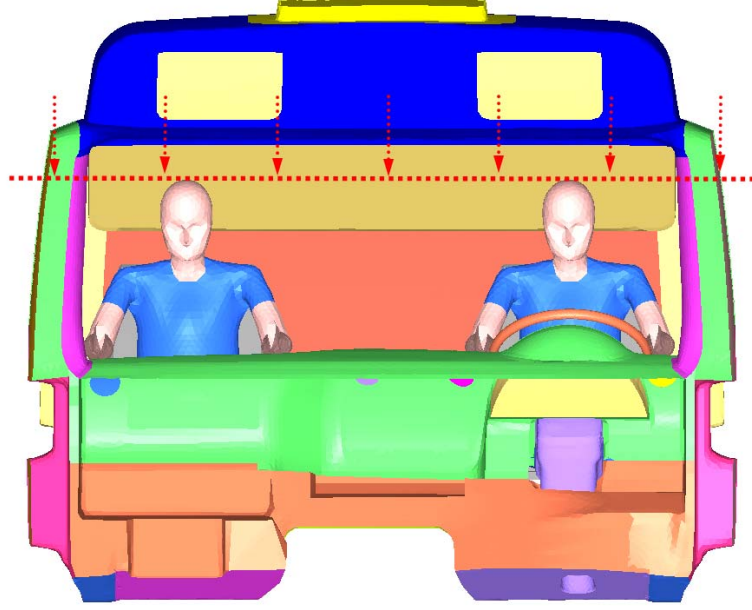
Şekil 5.19 Sürücü ve yolcu göğüs hizası kesiti

- Sürücü ve yolcu burun hizası (z-düzleminde)



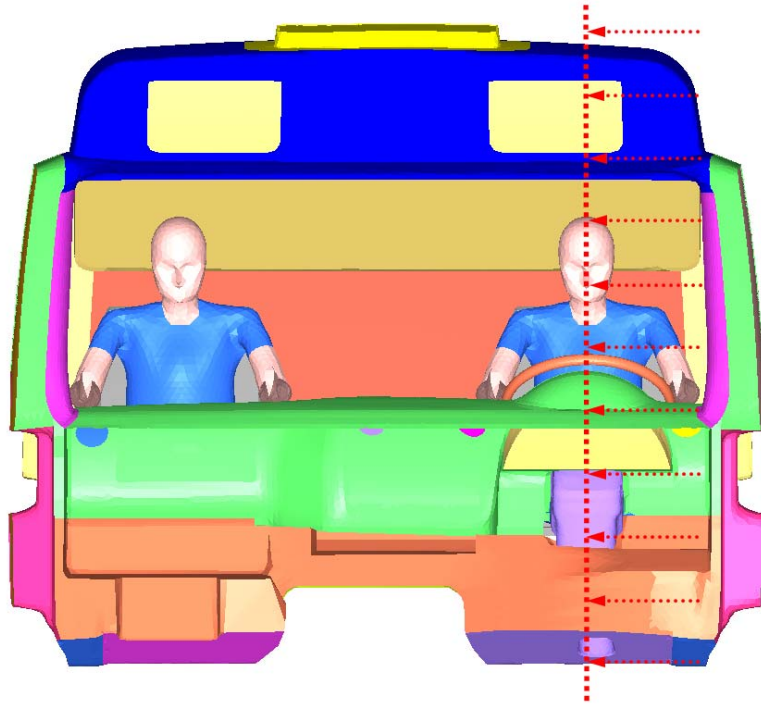
Şekil 5.20 Sürücü ve yolcu burun hizası kesiti

- Sürücü ve yolcu baş üstü (z-düzleminde)



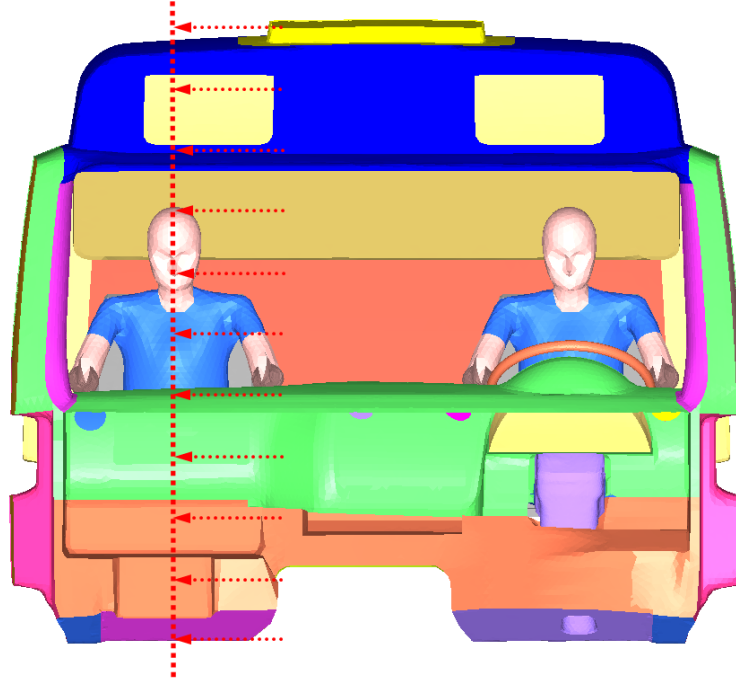
Şekil 5.21 Sürücü ve yolcu baş üstü kesiti numaralı üfleç hız kesiti

- Sürücü kesit (y-düzleminde)



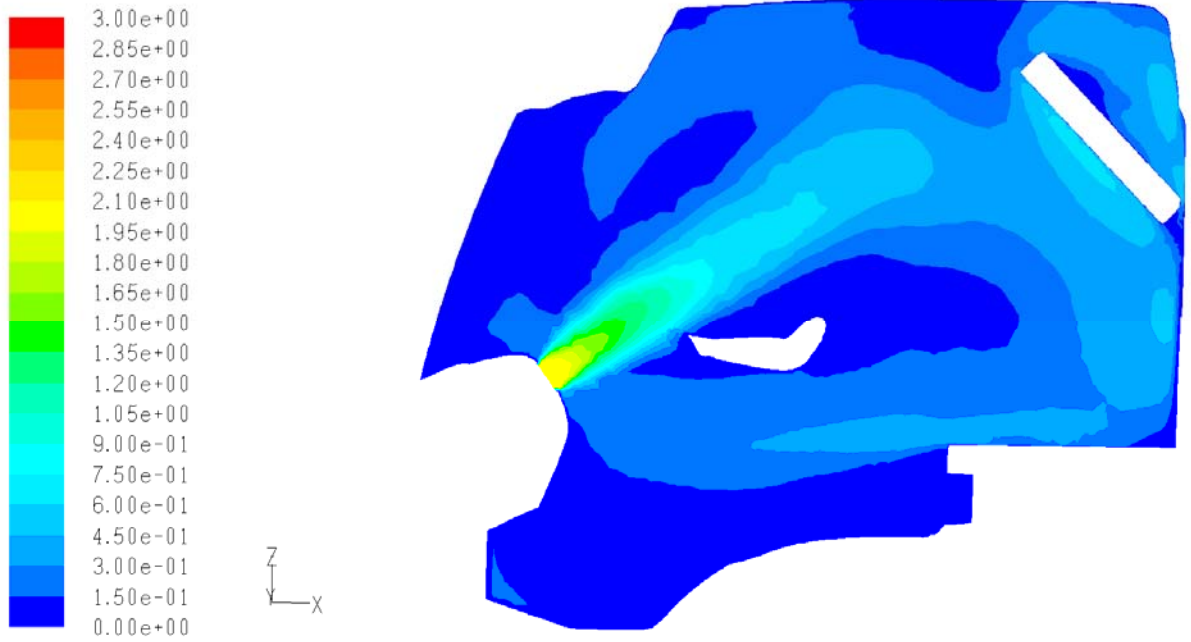
Şekil 5.22 Sürücü kesiti

- Yolcu kesit (y-düzleminde)

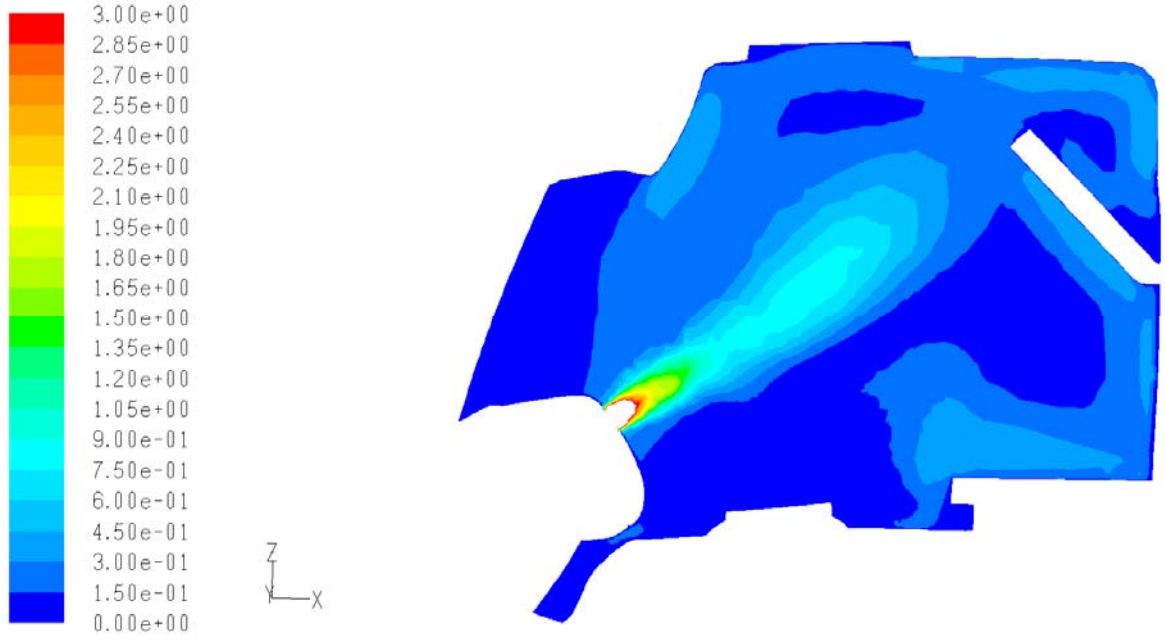


Şekil 5.23 Yolcu kesiti

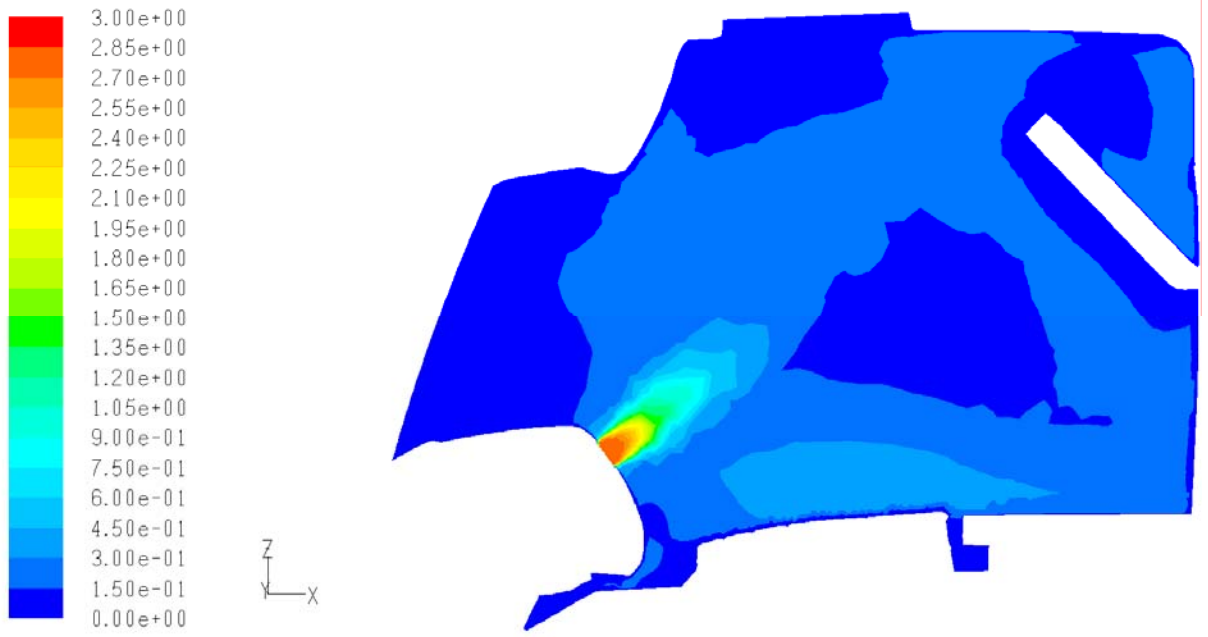
Belirlenen bu eksenlerden alınan hız ve sıcaklık konturları şu şekildedir;



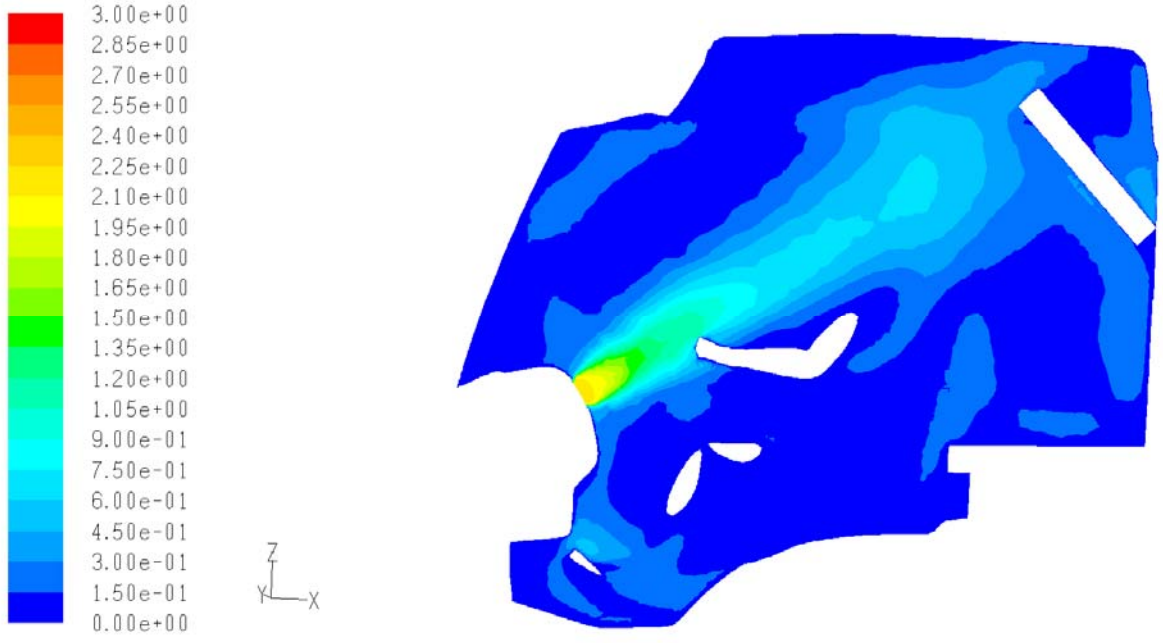
Şekil 5.24 1 numaralı üfleç hız konturu



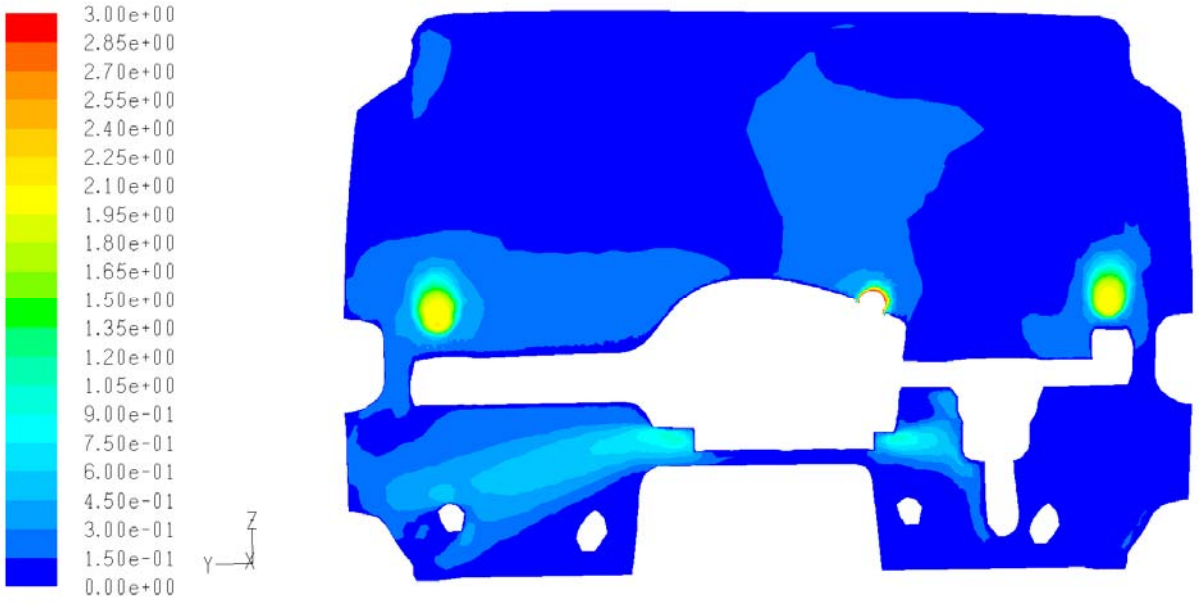
Şekil 5.25 2 numaralı üfleç hız konturu



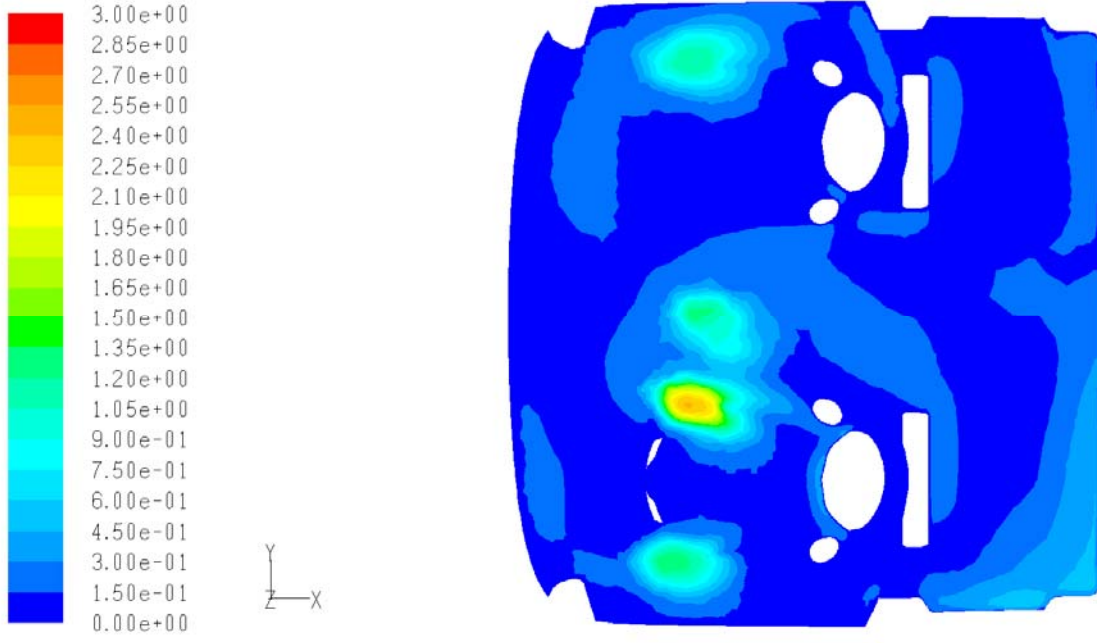
Şekil 5.26 3 numaralı üfleç hız konturu



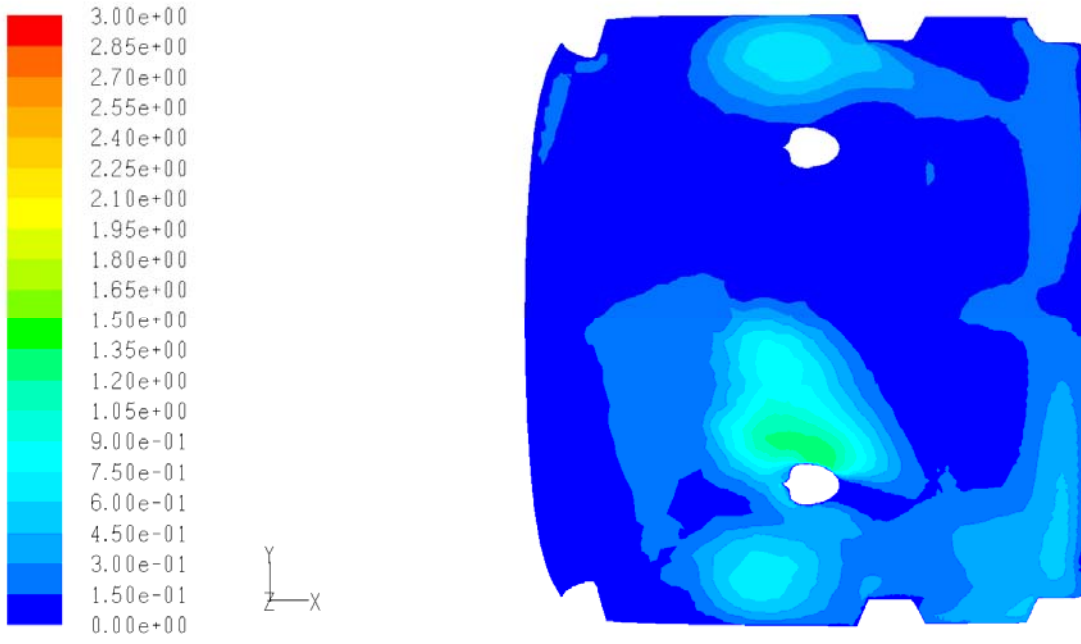
Şekil 5.27 4 numaralı üfleç hız konturu



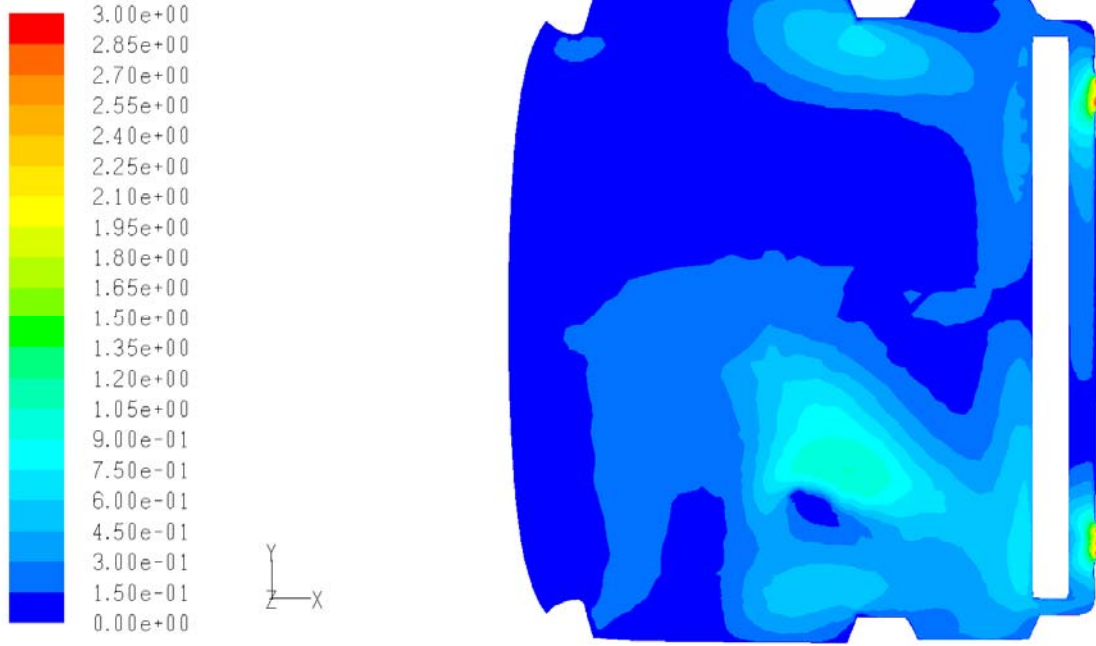
Şekil 5.28 5 ve 6 numaralı üfleç hız konturu



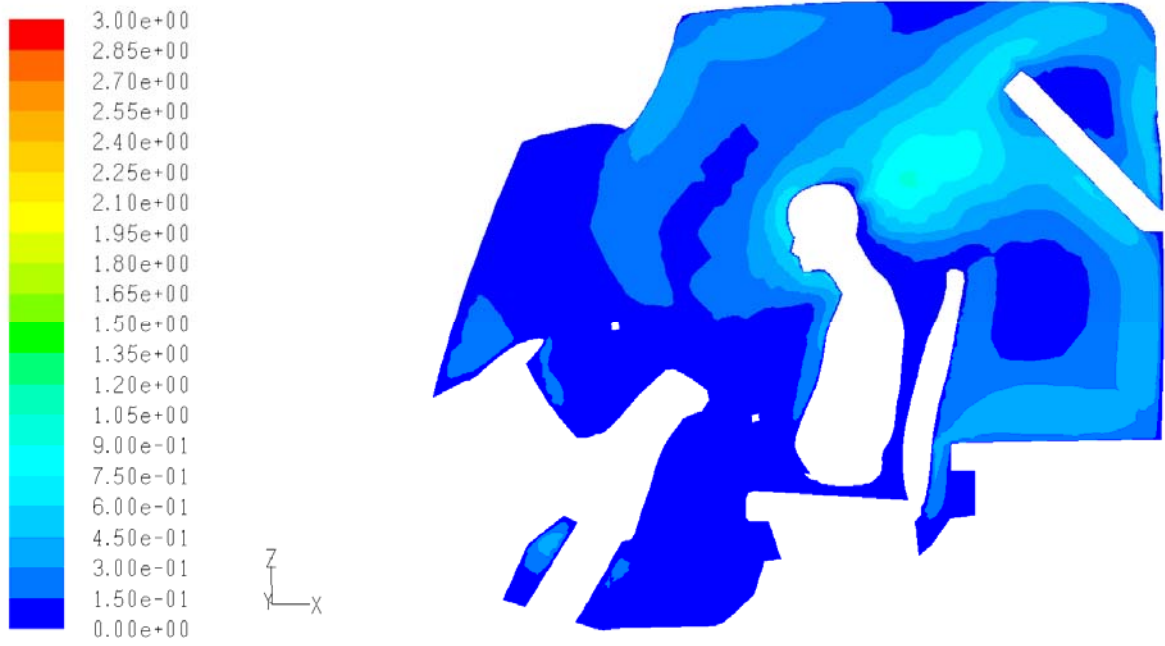
Şekil 5.29 Sürücü ve yolcu göğüs çevresi hız konturu



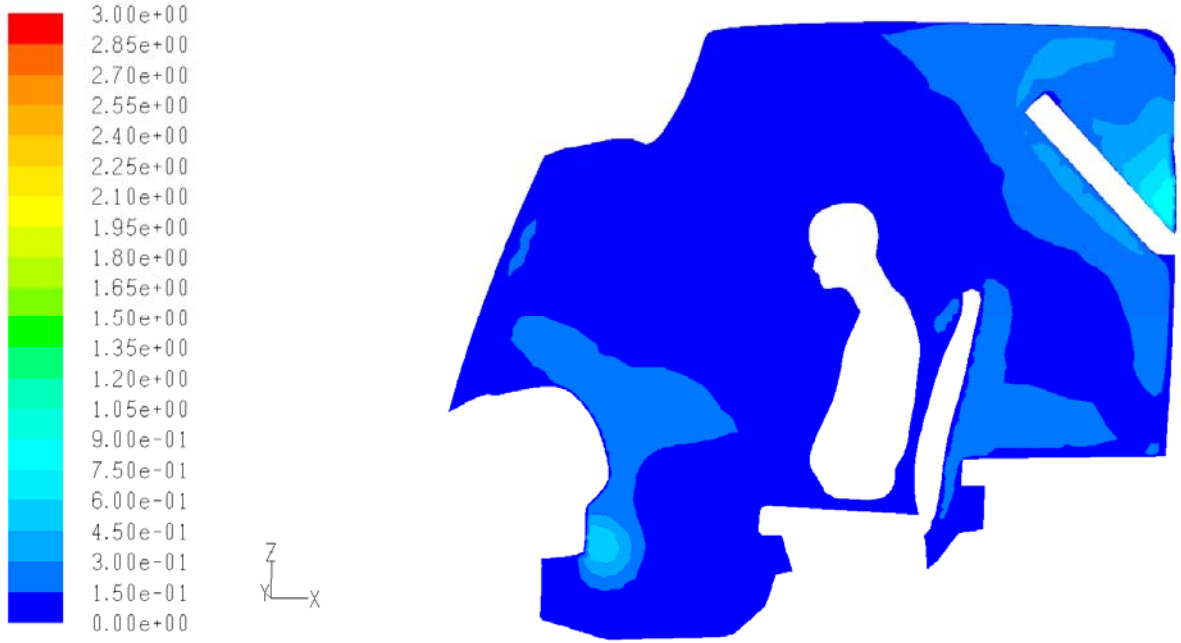
Şekil 5.30 Sürücü ve yolcu burun hizası hız konturu



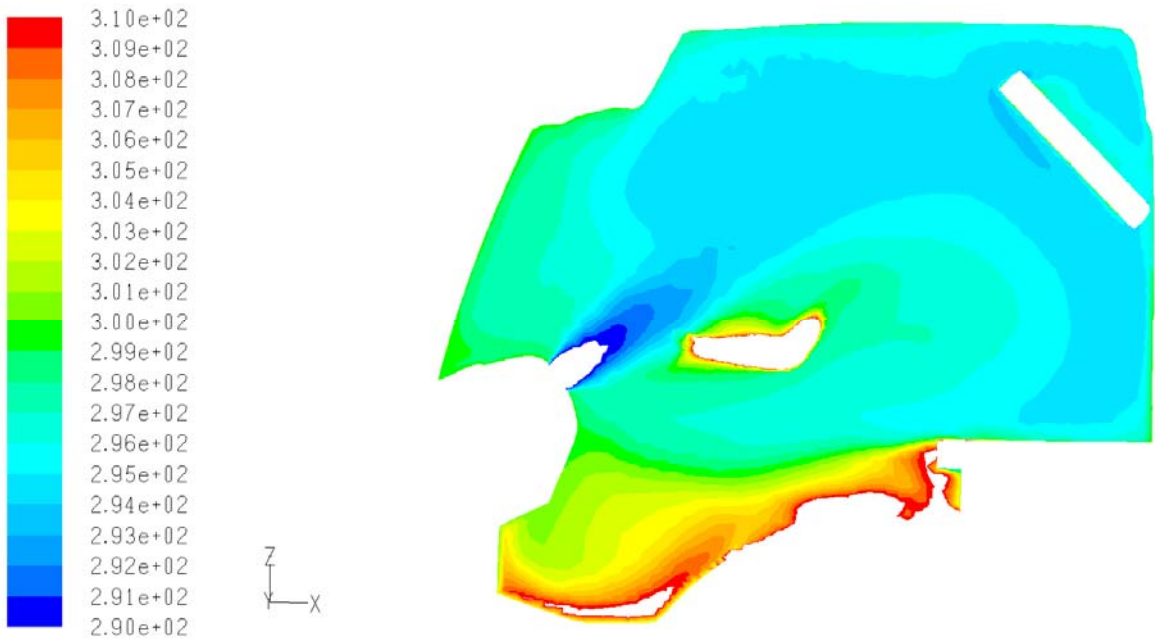
Şekil 5.31 Sürücü ve yolcu baş üstü hız konturu



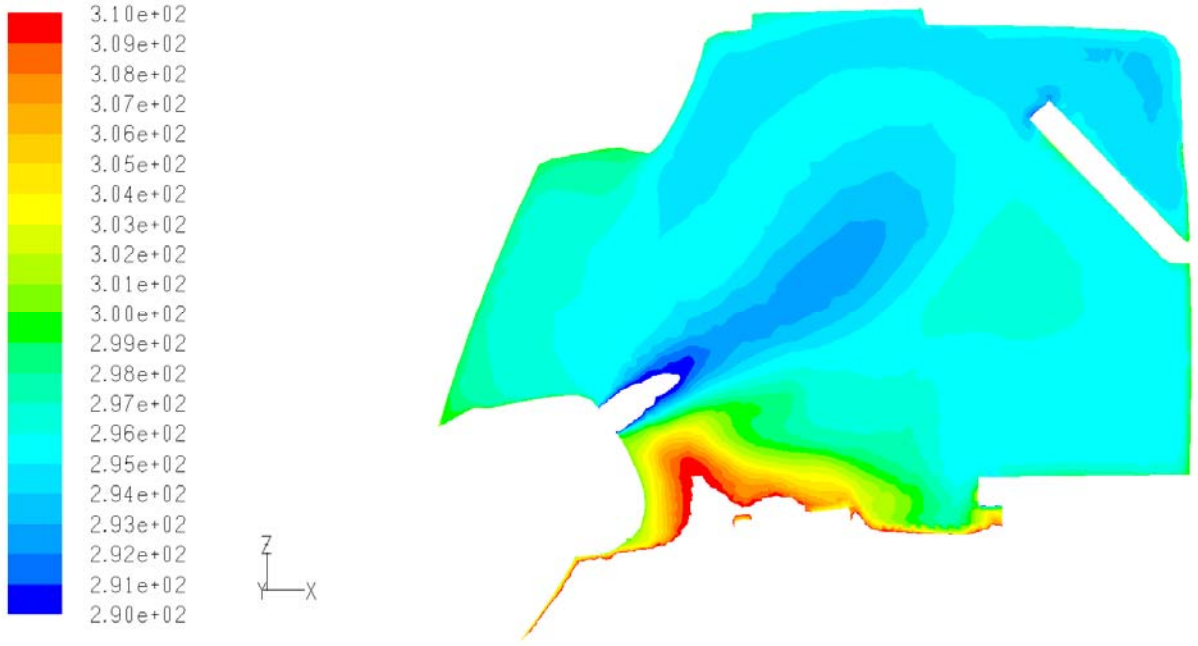
Şekil 5.32 Sürücü hız konturu



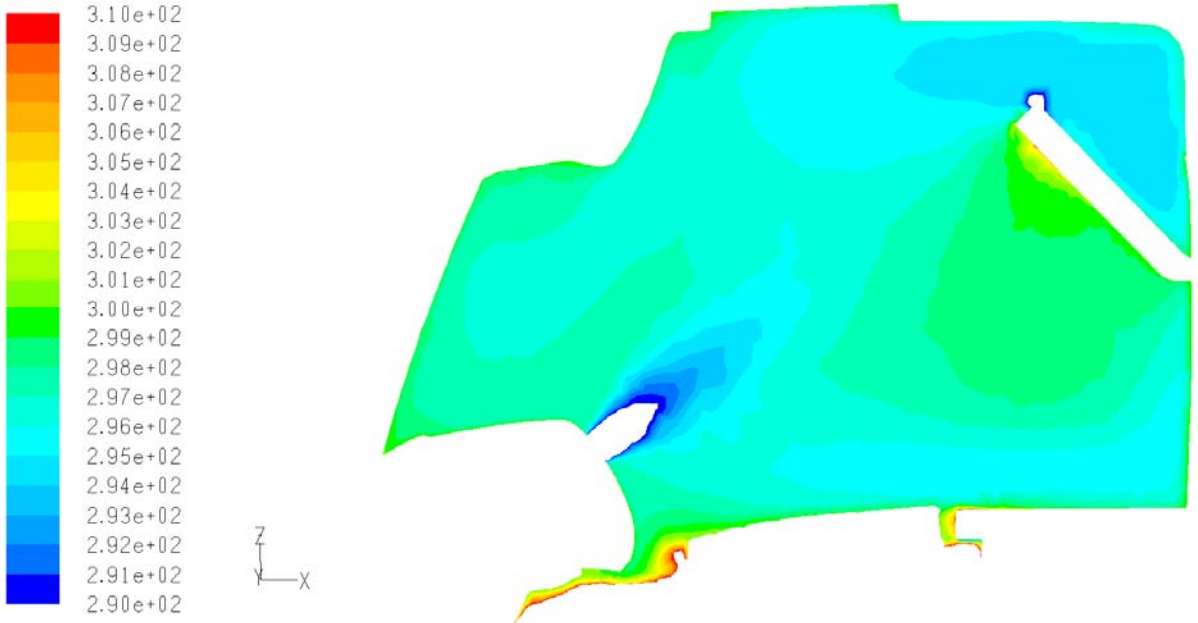
Şekil 5.33 Yolcu hız konturu



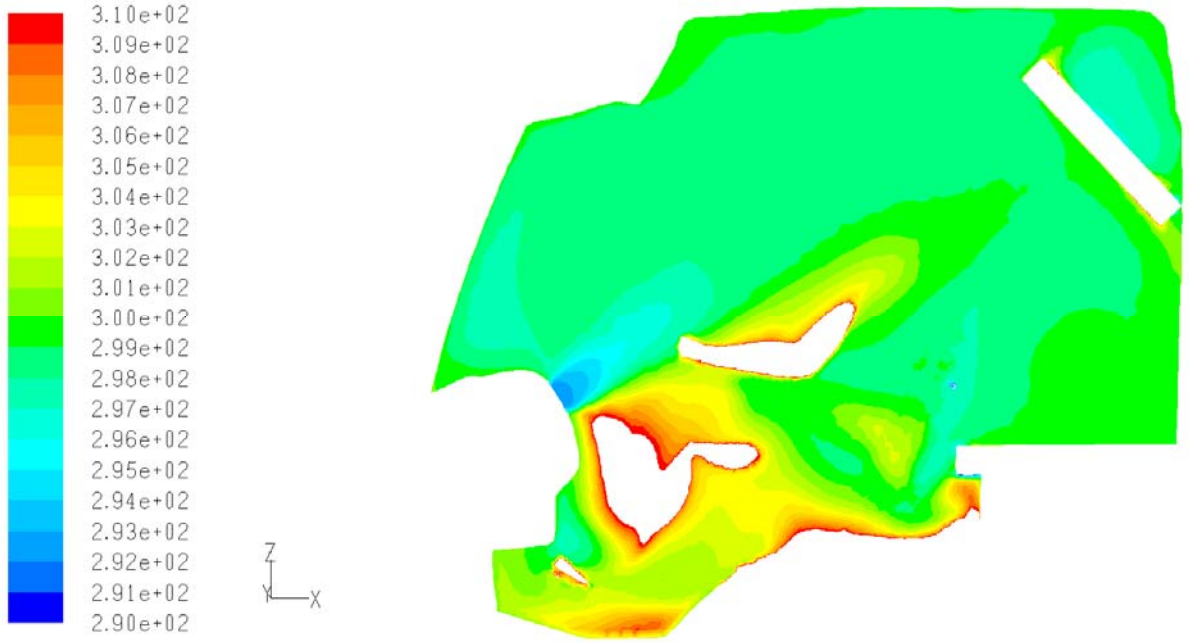
Şekil 5.34 1 numaralı üfleç sıcaklık konturu



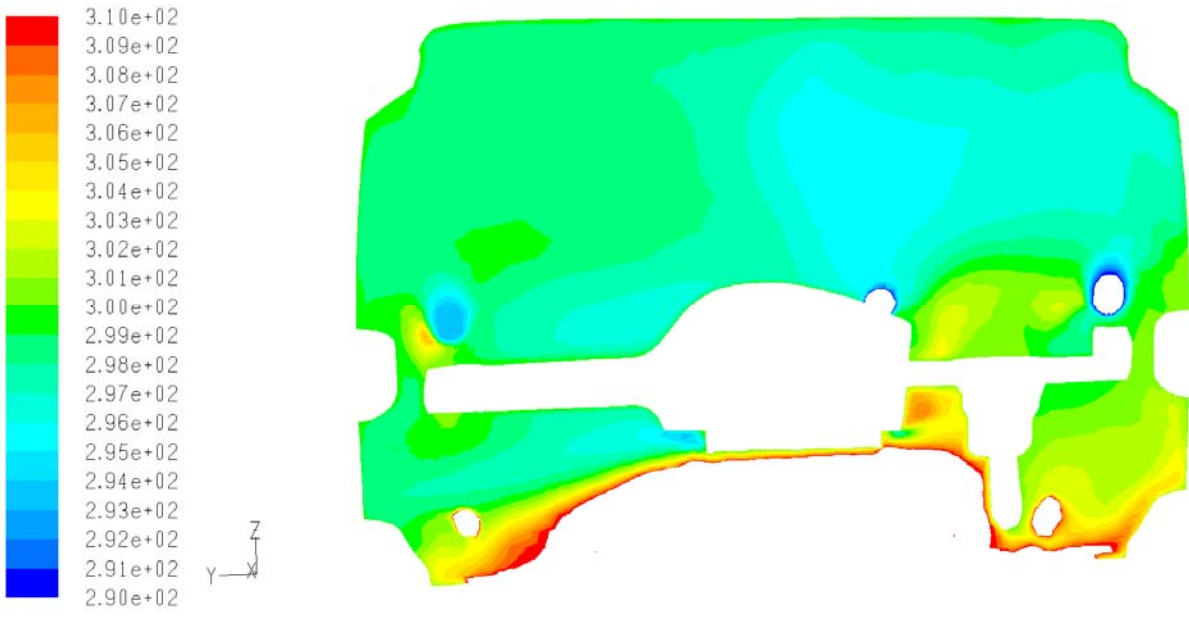
Şekil 5.35 2 numaralı üfleç sıcaklık konturu



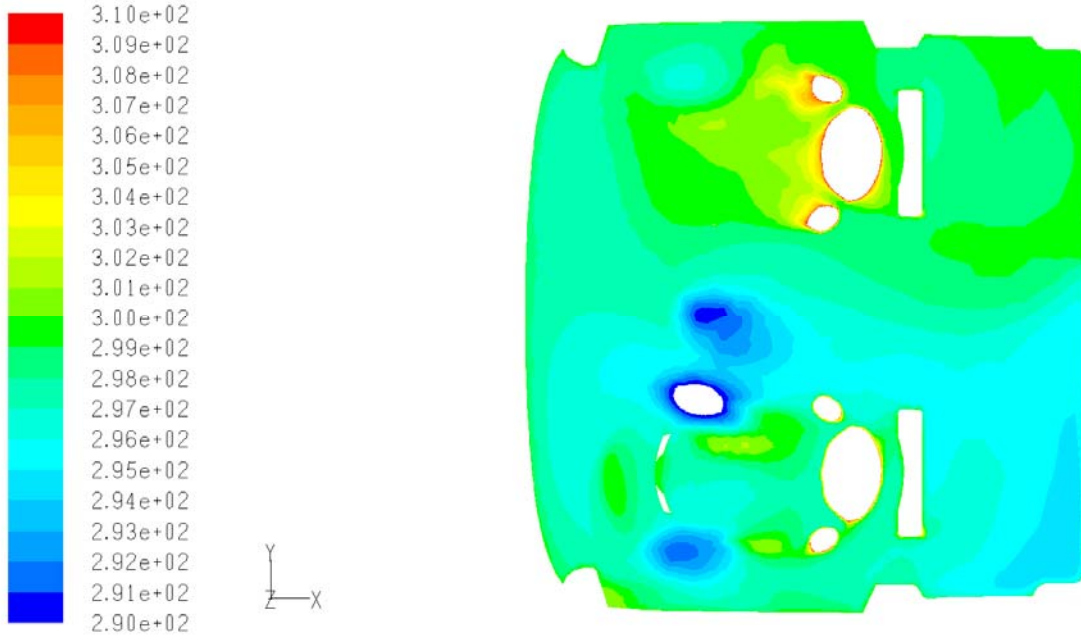
Şekil 5.36 3 numaralı üfleç sıcaklık konturu



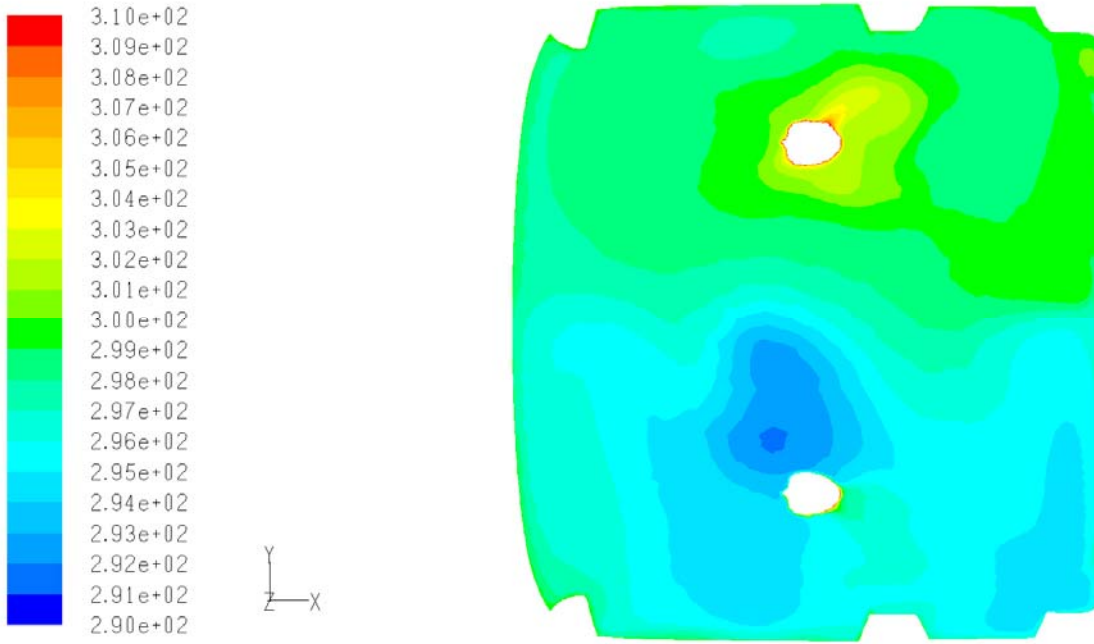
Şekil 5.37 4 numaralı üfleç sıcaklık konturu



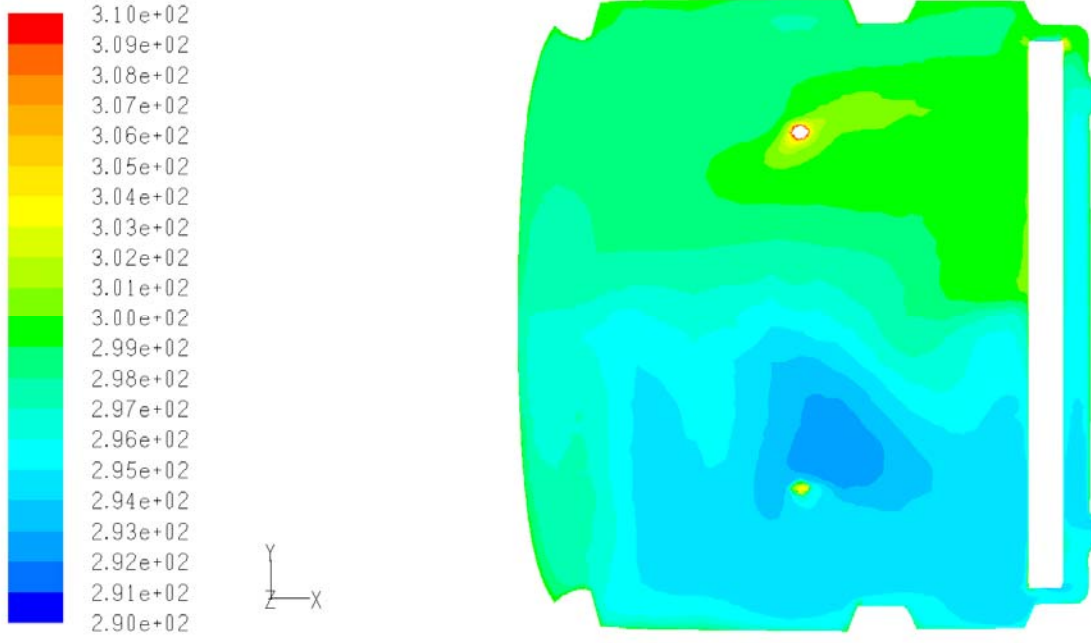
Şekil 5.38 5 ve 6 numaralı üfleçlerden sıcaklık konturu



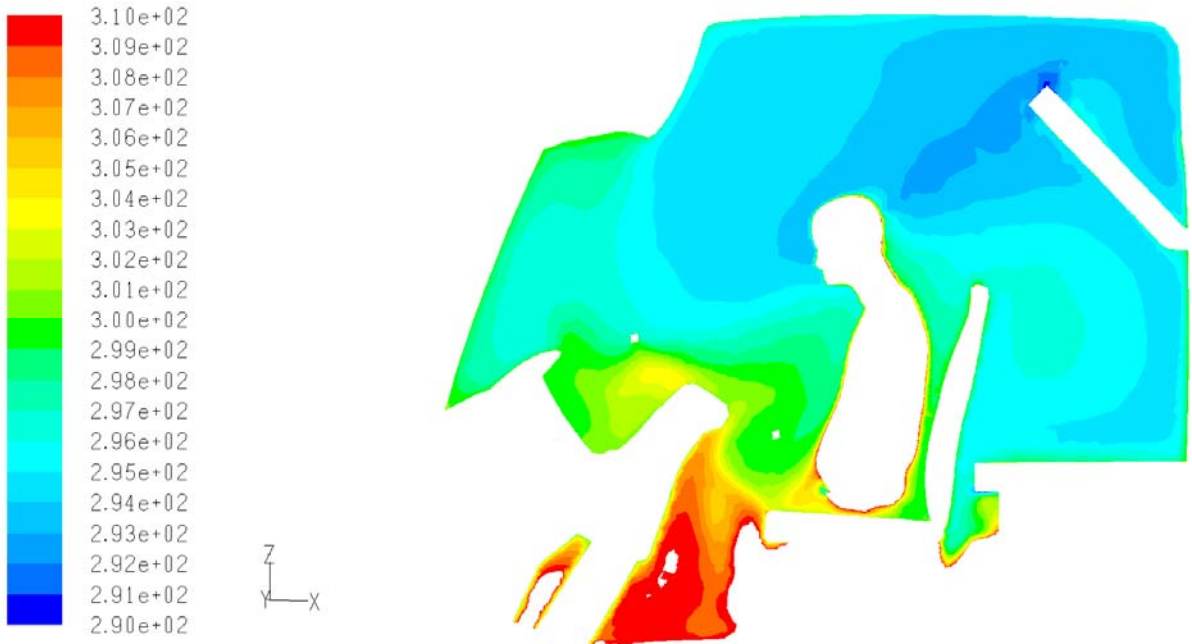
Şekil 5.39 Sürücü ve yolcu göğüs bölgesi sıcaklık konturu



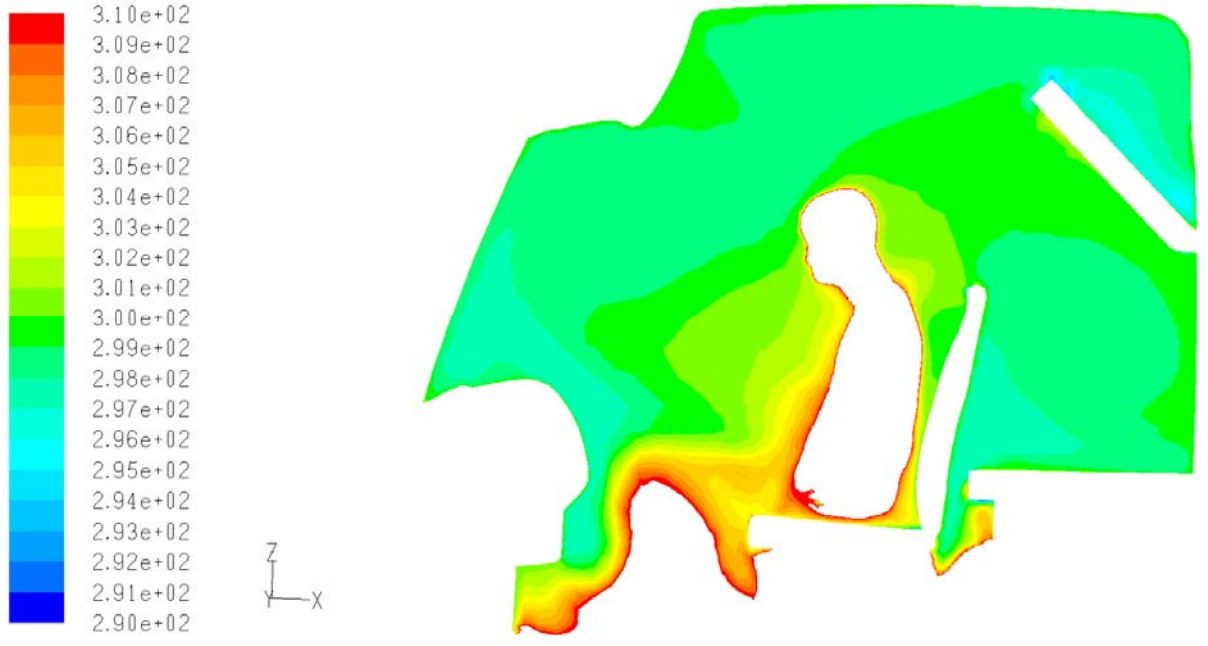
Şekil 5.40 Sürücü ve yolcu burun hizası sıcaklık konturu



Şekil 5.41 Sürücü ve yolcu baş üstü sıcaklık konturu



Şekil 5.42 Sürücü sıcaklık konturu



Şekil 5.43 Yolcu sıcaklık konturu

6 SAYISAL MODELİN DOĞRULANMASI

Model doğrulanması daha önce bahsettiğimiz gibi modelimizi oluşturduğumuz test sırasında toplanan data'lara dayanmaktadır. Kurduğumuz sayısal model steady(daimi) olduğundan zamana bağlı olan bu data'lara ortalaması alınmıştır. Toplamda 63 adet değişik model oluşturularak 5000 ve 10000 iterasyon koşturulmuş modeller arasındaki farklar incelenmiştir. Bu bölümde modelin doğrulanması sırasında yapılan işlemler ve bunların sonuçları sunulacaktır.

Model doğrulanması yapacağımız veriler sadece sıcaklık data'larından oluşmaktadır. Hem sürücü hem de yolcu tarafından,

- Yer seviyesi (Ayak bölgesi)
- Emniyet kemeri seviyesi (Göğüs bölgesi)
- Nefes seviyesi (Ağız bölgesi)

bölgelerinden toplanmıştır. Ancak test aynı anda yapılan başka bir araç testi ile karşılıklı olarak karşılaştırılması için yapıldığından tam olarak ölçüm koordinatları belli değildir. Bu sebepten yaklaşık olarak model içinden ilgili bölümler civarından aldığımız kesitler yardımı ile karşılaştırma yapmıştır. Bu sebepten model doğrulamasında geçer şart olarak $\pm 2K$ sıcaklık farkı kabul şart olarak belirlenmiştir.

Model doğrulamasında kullanacağımız, ortalamasını alınan test data'ları çizelge 6.1'de belirtildiği gibidir.

Çizelge 6.1 Deneysel çalışma sonucu belirli noktalardan alınan sıcaklık data'ları

	Sürücü			Yolcu		
	YER SEVİYESİ SICAKLIK	EMNİYET KEMER SEVİYESİ SICAKLIK	NEFES SEVİYESİ SICAKLIK	YER SEVİYESİ SICAKLIK	EMNİYET KEMER SEVİYESİ SICAKLIK	NEFES SEVİYESİ SICAKLIK
Ölçülen Test Data (°C)	24.2	30.4	30.9	24.5	25.8	29.6
Ölçülen Test Data (K)	297.2	303.4	303.9	297.5	298.8	302.6

Model doğrulama kısmında temel olarak test data'sının yaşandığı en büyük sapma olan yerler üzerine yoğunlaşmıştır. Kısaca aşağıda verilen noktalar üstünde yoğunlaşmıştır;

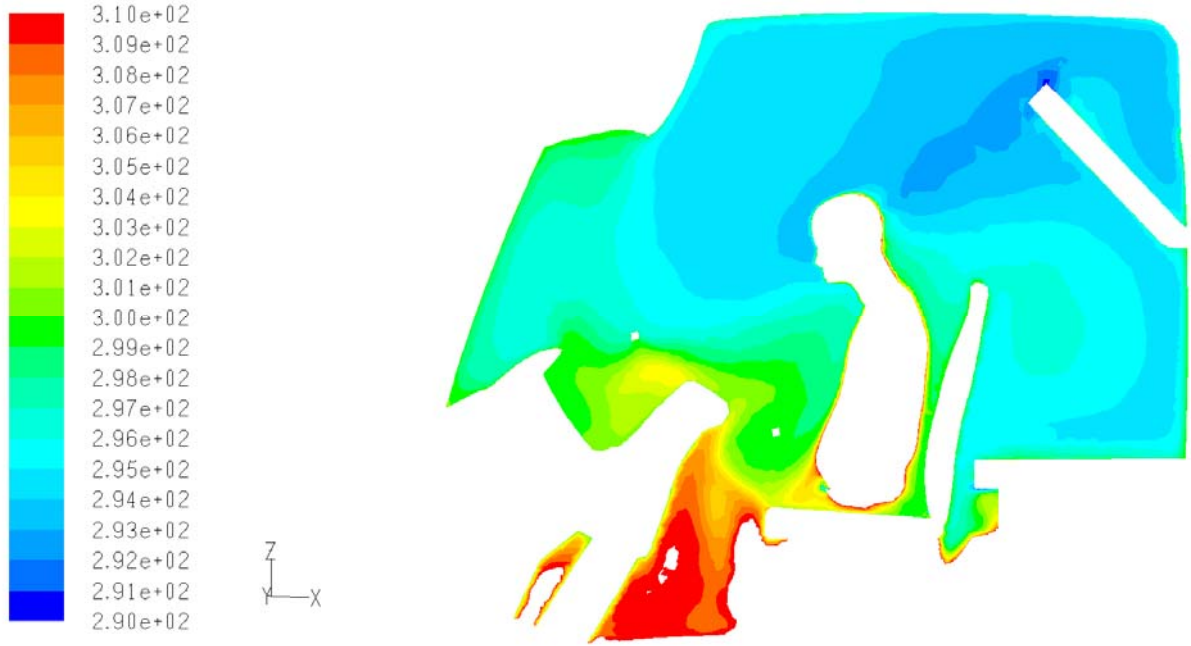
- Kabin taban sacı bölgesinde ortaya çıkan sıcaklık farklarının düzeltilip modelin doğrulanması
- Sürücü ve yolcunun göğüs/ağız bölgesinde ortaya çıkan sıcaklık farklarının düzeltilip modelin doğrulanması
- Güneş yükünün araç içindeki etkilerinin incelenmesi

Aşağıda verilen tabloda test datası ve 10000 iterasyon koşturulan Model_6f arasındaki farklar görülmektedir.

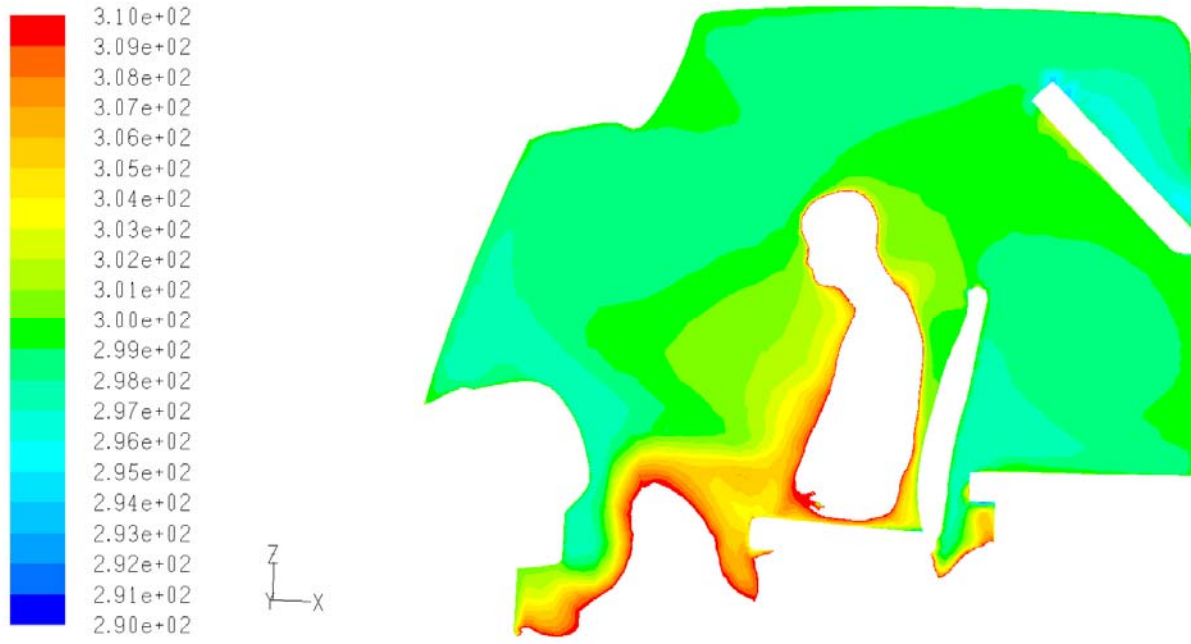
Çizelge 6.2 Deneysel çalışma sonucu ve Model_6f karşılaştırması

	Sürücü			Yolcu		
	YER SEVİYESİ SICAKLIK	EMNİYET KEMER SEVİYESİ SICAKLIK	NEFES SEVİYESİ SICAKLIK	YER SEVİYESİ SICAKLIK	EMNİYET KEMER SEVİYESİ SICAKLIK	NEFES SEVİYESİ SICAKLIK
Ölçülen Test Data (°C)	24.2	30.4	30.9	24.5	25.8	29.6
Ölçülen Test Data (K)	297.2	303.4	303.9	297.5	298.8	302.6
Model_6f (K)	319	298	296	327	307	300
Oran (%)	0.93	0.98	0.97	0.91	0.97	0.99
Sapma (K)	21.8	5.4	7.9	29.5	8.2	2.6

Özellikle yer seviyesi sıcaklıklarında ciddi farklar göze çarpmaktadır. Bunun yanında göğüs seviyesi ve ağız seviyesinde de farklar görülmektedir. Öncelikle yer seviyesindeki farkın düşürülmesi için çalışılmıştır.



Şekil 6.1 Model_6f sürücü tarafı sıcaklık konturu



Şekil 6.2 Model_6f yolcu tarafı sıcaklık konturu

Şekil 6.1 ve 6.2'yi incelediğimizde araç içine olan etkilerinin sebepleri;

- Motor kompartmanının sıcaklığının fazla olması
- Hesaplanan taban sacı ısı transfer katsayısının olması gerekenden fazla olması

kaynaklanabilmektedir.

Motor kompartmanının sıcaklığı test sırasında ölçülmediğinden, durağan haldeki yaklaşık sıcaklık olan 360K değeri kullanılmıştır. Araç hareket halinde olduğundan, ön ızgaradan gelecek hava çeşitli parçalar ile etkileşime girecek ve bilinmeyen bir sıcaklıkta taban sacı altında bir hava akımı oluşacaktır. Kısaca motor kompartman sıcaklığının araç 40km/h hızla hareke halindeyken tespit edilmesi gerekmektedir.

Bu işin yapılabilmesi için en basit yol test yapılması olmasına karşın, test yapılamadığından ötürü motor kompartman sıcaklığı;

- 350K (Model_7)
- 340K (Model_7a)
- 330K (Model_7b)
- 320K (Model_8a)
- 310K (Model_8b)
- 300K (Model_8c)

alınarak yeni modeller oluşturulmuş ve koşturulmuştur. Sonuçlar çizelge 6.3'de verilmiştir.

Yapılan iterasyonlar sonucunda Model_8a (320K) ve Model_8b (310K) belirlediğimiz geçme hedef sapmaya geldiğini görmekteyiz. İki model arasında Model_8a sapması diğer modele göre daha az olduğundan daha sonraki motor kompartman sıcaklığı 320K olduğu kabul edilmiştir.

Ancak yolcu tarafında halen yolcu tarafında sıcaklık fazlalığı olması bu taraftaki durumun ısı transfer katsayısından kaynaklanabileceğini göstermektedir. Yapının kalınlığı veya buraya bağlı olan komponentler ısı transfer katsayısını değiştirebilmektedir. Bu sebepten 157 W/m^2 olarak aldığımız konveksiyon ısı transfer katsayısını yolcu tarafındaki taban sacına 150 W/m^2 , 140 W/m^2 , 130 W/m^2 tanımlanarak yapılan itersayonlardan 150 W/m^2 değerinin daha doğru sonuç verdiği görülmüştür.

Çizelge 6.3 Motor kompartmanı için yapılan iterasyonlar ve karşılaştırmaları

	Sürücü	Yolcu
	YER SEVİYESİ SICAKLIK	YER SEVİYESİ SICAKLIK
Ölçülen Test Data (°C)	24,2	24,5
Ölçülen Test Data (K)	297,2	297,5
Model_7 (K)	310	316
Oran (%)	0,96	0,94
Sapma (K)	12,8	18,5
Model_7a (K)	305	310
Oran (%)	0,97	0,96
Sapma (K)	7,8	12,5
Model_7b (K)	301	304
Oran (%)	0,99	0,97
Sapma (K)	3,8	6,5
Model_8a (K)	296	303
Oran (%)	1,00	0,98
Sapma (K)	1,2	5,5
Model_8b (K)	294	302
Oran (%)	0,99	0,98
Sapma (K)	3,2	4,5
Model_8c (K)	293	301
Oran (%)	0,99	0,99
Sapma (K)	4,2	3,5

Motor kompartman sıcaklığı belirlendikten sonra göze çarpan en önemli sapma, yolcu ve sürücünün emniyet kemeri ve nefes seviyesi sıcaklıkları arasındaki farklardır. Datalar incelendiğinde sürücü tarafının negatif sapma, yolcu tarafının ise pozitif sapma değerine sahip olduğu görülmektedir. Bu durumdan ötürü sürücü için tanımlanan vücut ısı akısının artması gerekirken, yolcunun ise ısı akı değeri düşmelidir.

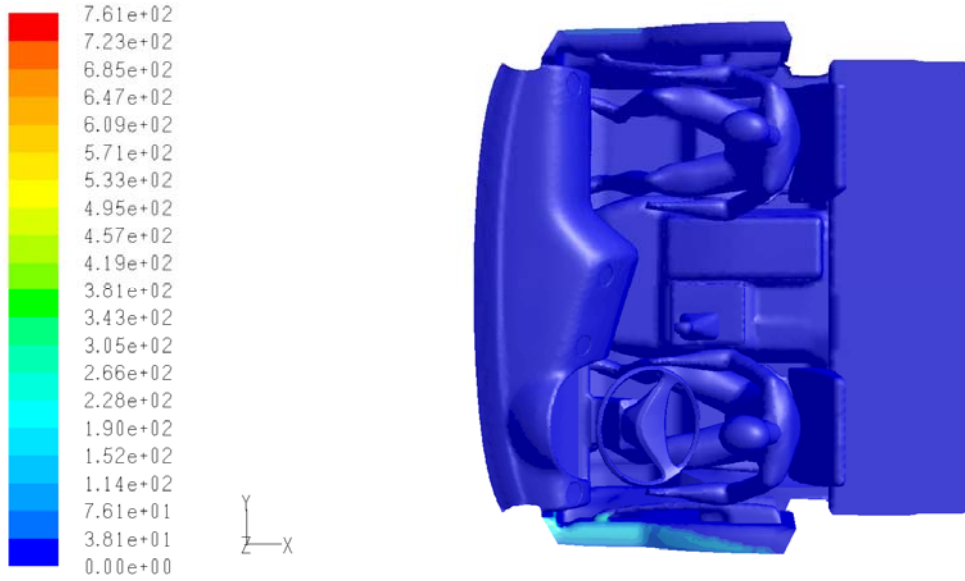
Çizelge 6.4 Göğüs ve ağız bölgesi sıcaklık karşılaştırmaları

	<i>Sürücü</i>		<i>Yolcu</i>	
	EMNİYET KEMER SEVİYESİ SICAKLIK	NEFES SEVİYESİ SICAKLIK	EMNİYET KEMER SEVİYESİ SICAKLIK	NEFES SEVİYESİ SICAKLIK
Ölçülen Test Data (°C)	30,4	30,9	25,8	29,6
Ölçülen Test Data (K)	303,4	303,9	298,8	302,6
Model_6f (K)	298	296	307	300
Oran (%)	0,98	0,97	0,98	0,99
Sapma (K)	5,4	7,9	8,2	2,6

Bu durumda temel olarak sebepleri;

- Yolcu tarafından vuran(sağ cam) güneş yükünün, yolcu ısı akısıyla birleşerek büyük ısı akısına ulaşması ve bu yüksek ısı akısını yayması
- Sürücü ve yolcu için tanımlanan ısı akılarının gerçeği tam olarak yansıtması

İlk olarak güneş ısı akısının araç içine nasıl etkilediğine baktığımızda, verilen gün ve saat için çok etkin olmadığını aracın tam tepe noktasından gelen güneş ışınlarının opak olan tavandan geçmediği gerçeği ilk önerimizi çürütmektedir. Aşağıdaki resimde bu daha net görülmektedir;



Şekil 6.3 Model_6f Sürücü (Sol), Yolcu (Sağ)

Bu durumda sürücü ve yolcu için tanımlanan ısı akılarına üzerinde yoğunlaştırılmıştır. Yapılan araştırma sonucunda ağır vasıta sürücülerin sürüş sırasında $185\text{W}/\text{m}^2$ ısı akısı, dinlenmekte olan oturur konumdaki kişiler için ise $60\text{W}/\text{m}^2$ ısı akısı yayacağını belirtmiştir (Pardini A, 2006). Bu durumda daha önce uygulandığı gibi ısı akısının yaklaşık üçte birinin oranında kıyafetler sebebiyle tutulduğunu varsayarak;

- Sürücü vücut ısı akısı $120\text{W}/\text{m}^2$ (Kıyafetler ile kapalı olan kısımlar)
- Yolcu vücut ısı akısı $40\text{W}/\text{m}^2$ (Kıyafetler ile kapalı olan kısımlar)

olarak tanımlanmıştır.

Ancak ilk olarak kurulan mesh modelinde yolcu ve sürücü aynı yüzey mesh yapısına sahip olduğundan iki ayrı model kurulmuş ve yapılan analiz sonuçlarına göre tanımlanan yeni değerlerin göğüs bölgesinde istediğimiz sonuçları sağladığı görülmüştür;

Çizelge 6.5 İterasyonlar sonucu göğüs ve ağız bölgesi sıcaklık karşılaştırmaları

	Sürücü		Yolcu	
	EMNİYET KEMER SEVİYESİ SICAKLIK	NEFES SEVİYESİ SICAKLIK	EMNİYET KEMER SEVİYESİ SICAKLIK	NEFES SEVİYESİ SICAKLIK
Ölçülen Test Data ($^{\circ}\text{C}$)	30,4	30,9	25,8	29,6
Ölçülen Test Data (K)	303,4	303,9	298,8	302,6
Model_9 (K)	302	296	310	307
Oran (%)	1,00	0,97	0,97	0,99
Sapma (K)	0,5	7,9	9,5	4,3
Model_9a (K)	296	293	297	296
Oran (%)	0,97	0,96	1,00	1,00
Sapma (K)	7,4	10,9	1,8	6,6

Ağız bölgesinde model sonrası alınan değerlerin deney sonucu ile eşleşmediğini görmekteyiz. Nefes ile birlikte çıkan nemli havanın bu etkiyi yaptığı sonucunu çıkartılabilir. Ancak modelimizde nefes simule edilmemiştir. Bu sebepten bu madde üzerinde fazla durulmayacaktır.

İnsanların fiziksel aktivite sonuçlarını inceleyen ISO UNI 8996 normuna (30 yaşında 70 kg 1,75m erkek ve 30 yaşında 60kg 1,70m boyunda bayan için)göre ağır vasıta kullanan bir kişi 185

W/m^2 , oturarak dinlenme halindeki bir kişi ise $60W/m^2$ ısı akısına sahip olduğu bulunmuştur(Pardini, 2006). Model_9'da sőrucőye tanımlanmış bu değer, Model_9a'da da yolcuya tanımlanmış değerı gormekteyiz (Mesh datasında bu iki kişi birbirinden ayrılmadığından aynı tanımlanmıştır). Yüzey mesh datasından sőrucő ve yolcu ayrılmış ve mesh datası tekrar oluşturulmuş böylece sőrucő ve yolcuya ayrı ayrı sınır tabaka şartı verilmesi mümkün olmuştur.

Ölçüm alınan noktaların model üzerinde doğrulaması yapılmıştır. Bundan sonraki kısım ise güneş yükünün gün içindeki araç içine yaptığı etkilerin incelenmesi oluşacaktır.

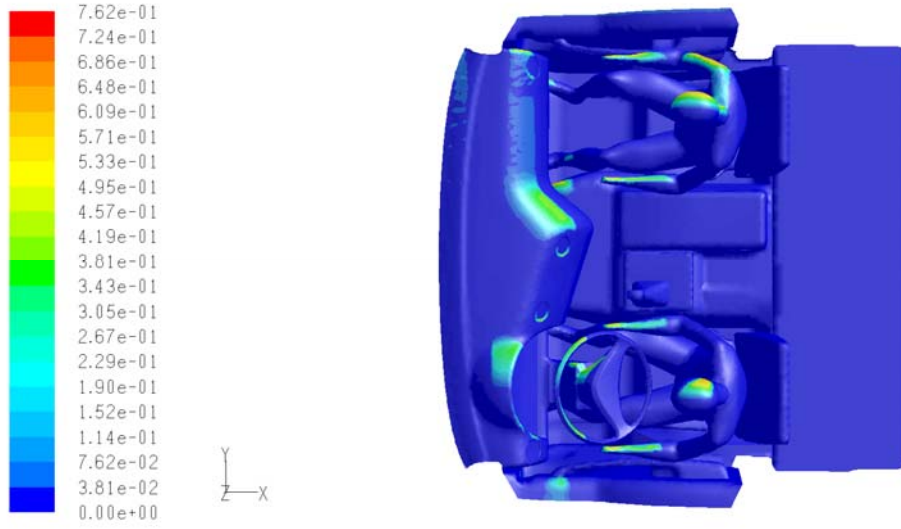
Bölüm 5.3'de belirtildiği gibi sayısal modelin oluşturulmasında güneş yükü ve güneş izi takipçisi kullanılarak, belirlenen gün ve saat diliminde araca etkiyecek olan güneş yükü tespit edilebileceğini belirtmiştik. Bu kısımda ise model kurulmasında temel aldığımız yer ve günde, sabah saat 06:00, öğlen 12:00 ve akşam saat 18:00 için araç kabini içine etkiyen güneş yükü incelenecektir.

Bu sayede aracın konumunun doğruluğunu (güneşin doğudan doğacağından ilk olarak sabah, aracın sağ camından içeri vurması gerekir), güneş yükünün model içinde çalışıp çalışmadığını, gün içindeki güneş yükünü ve araç içinde dağılımını tespit edilmiş olacaktır.

29 Ekim tarihinde, aracın sabah saat 06:00, öğlen 12:00 ve akşam saat 18:00 için araç kabini içine etkiyen güneş yükü dağılımı şekil 6.4, 6.5 ve 6.6'da verilmiştir.

Çizelge 6.6 Güneş yön vektörü (Saat 06:00)

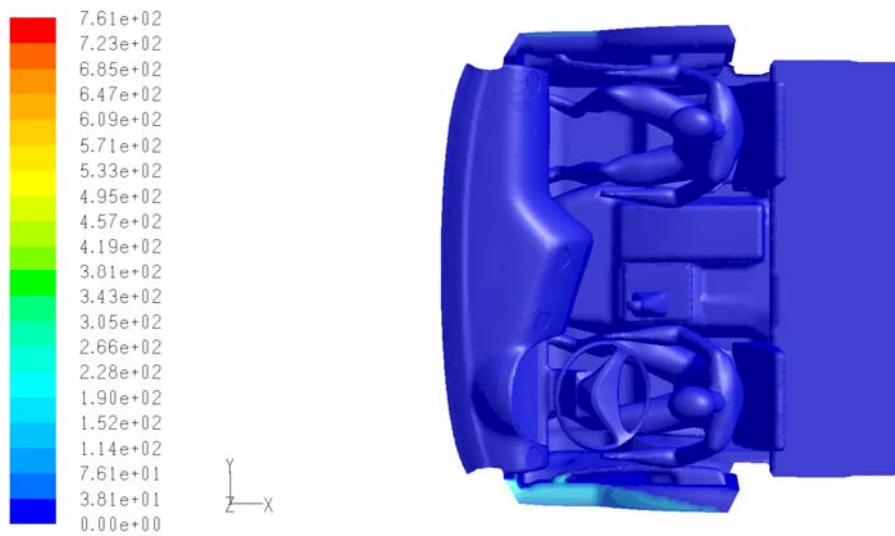
Saat: 06:00		
Güneş Yön Vektörü		
X: 0,0653659	Y: 0,997587	Z: 0,0234142



Şekil 6.4 Araç içindeki güneş yükü (Saat 06:00)

Çizelge 6.7 Güneş yön vektörü (Saat 12:00)

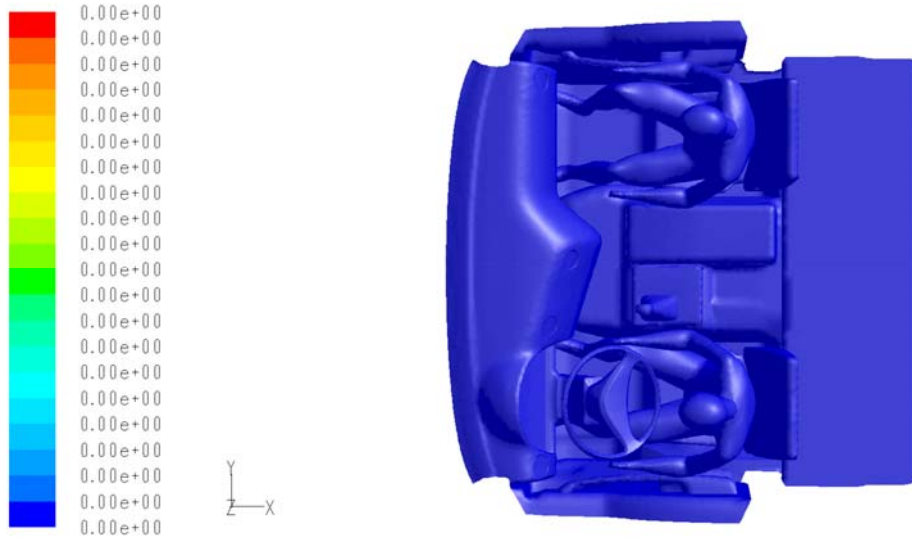
Saat: 12:00		
Güneş Yön Vektörü		
X: 0,634555	Y: -0,0530437	Z: 0,771055



Şekil 6.5 Araç içindeki güneş yükü (Saat 12:00)

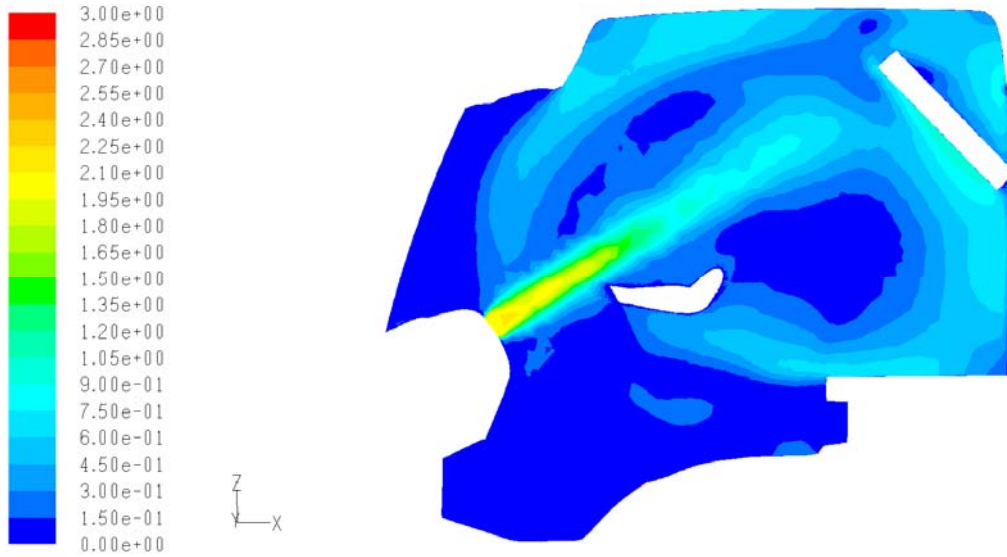
Çizelge 6.8 Güneş yön vektörü (Saat 18:00)

Saat: 18:00		
Güneş Yön Vektörü		
X: 0,00429512	Y: -0,997636	Z: -0,0685855

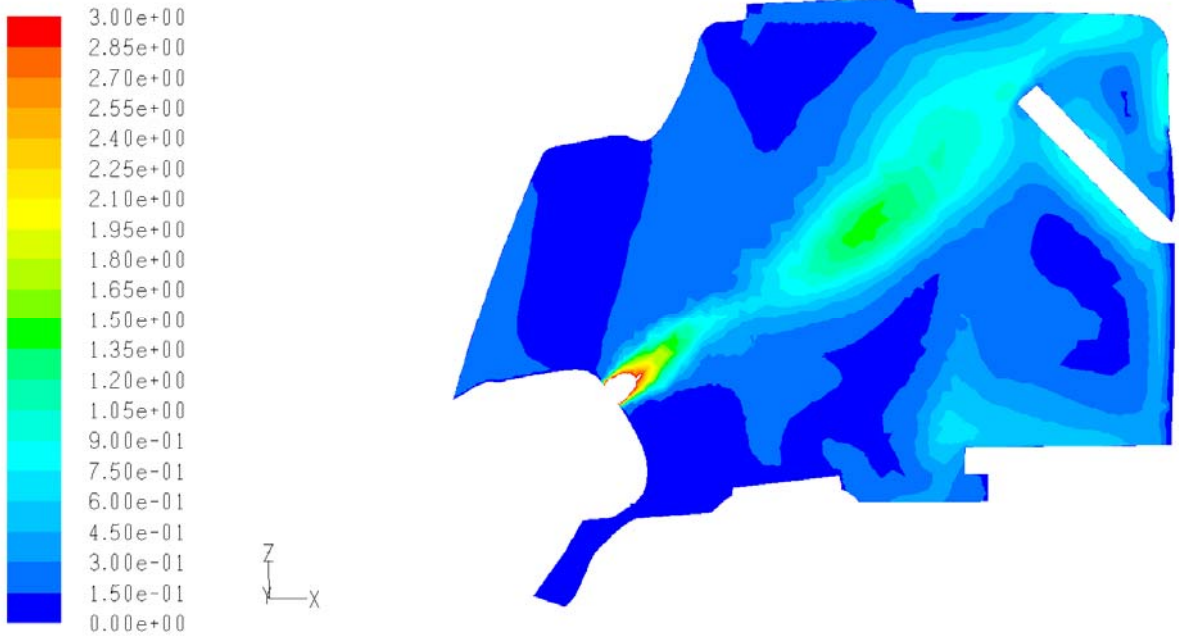


Şekil 6.6 Araç içindeki güneş yükü (Saat 18:00)

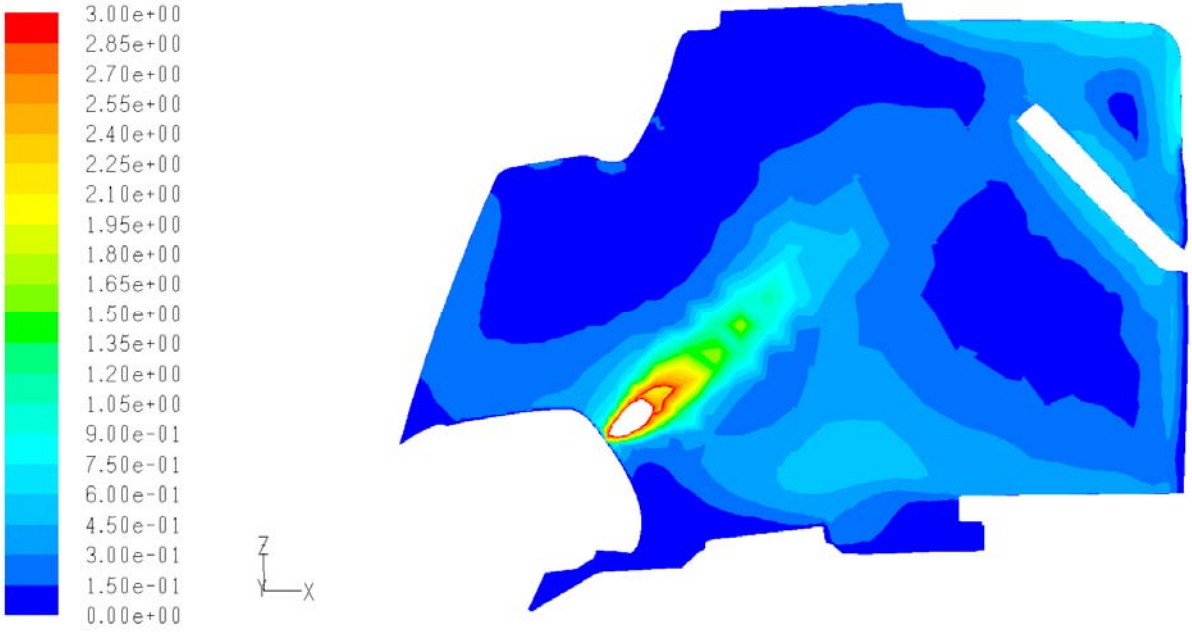
Yapılan tüm doğrulama çalışmalarından sonra yani mesh datası oluşturularak yeni sayısal model oluşturulmuştur. Daha önceden belirlediğimiz noktalardan kesit aldığımızda;



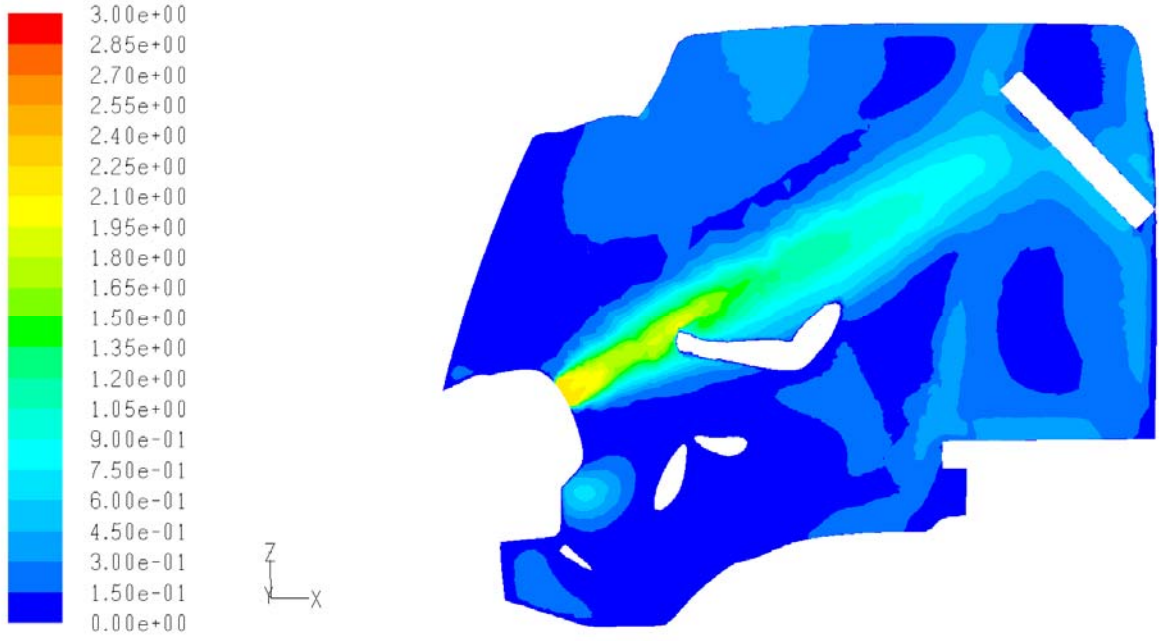
Şekil 6.7 1 numaralı üfleç hız konturu



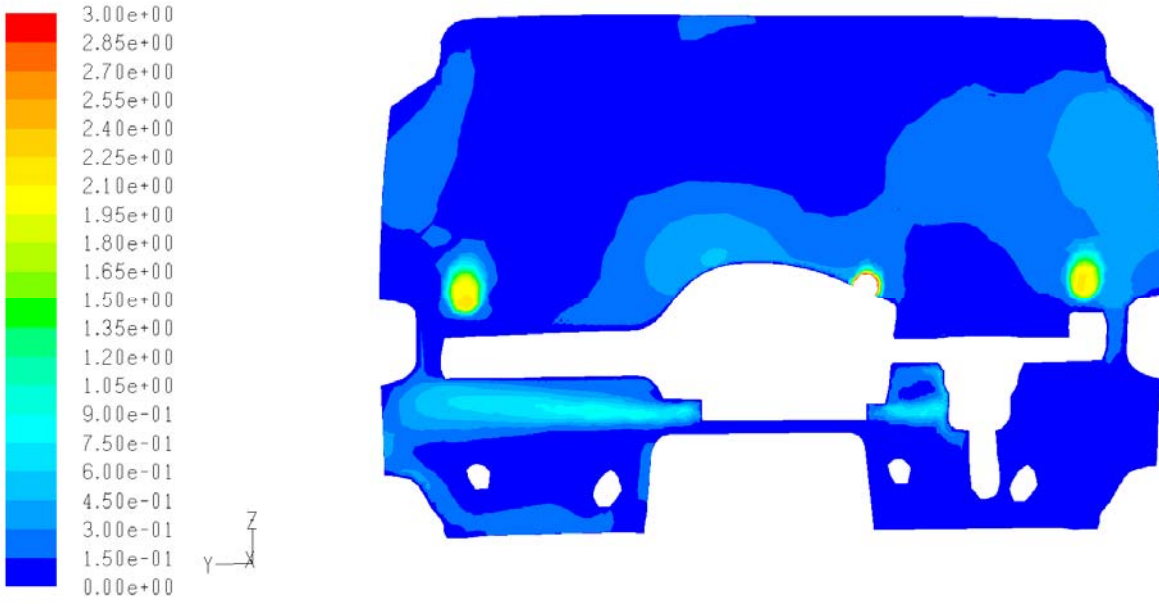
Şekil 6.8 2 numaralı üfleç hız konturu



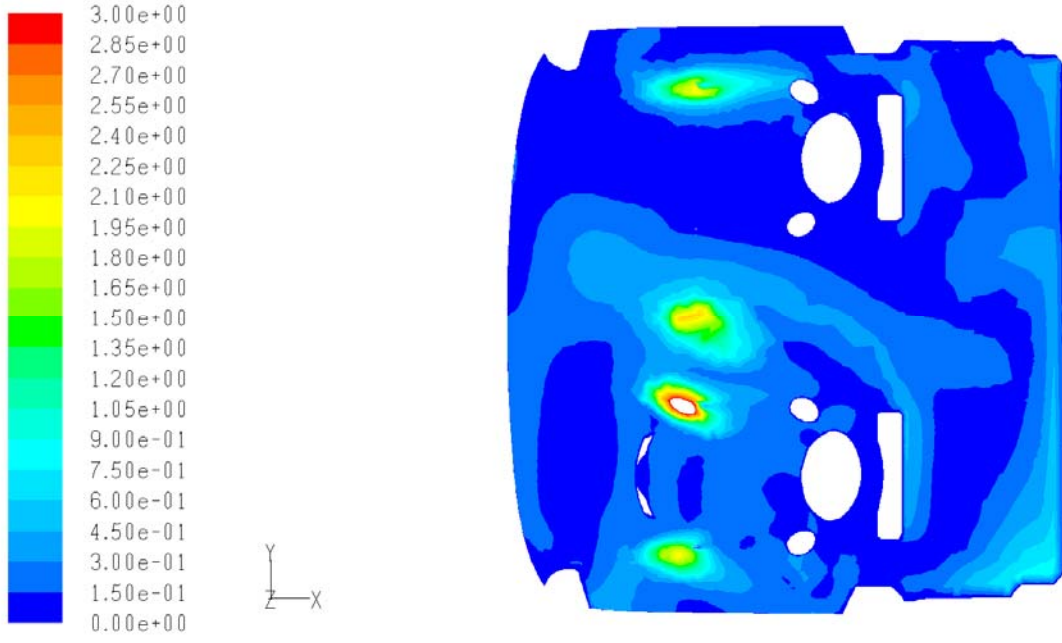
Şekil 6.9 3 numaralı üfleç hız konturu



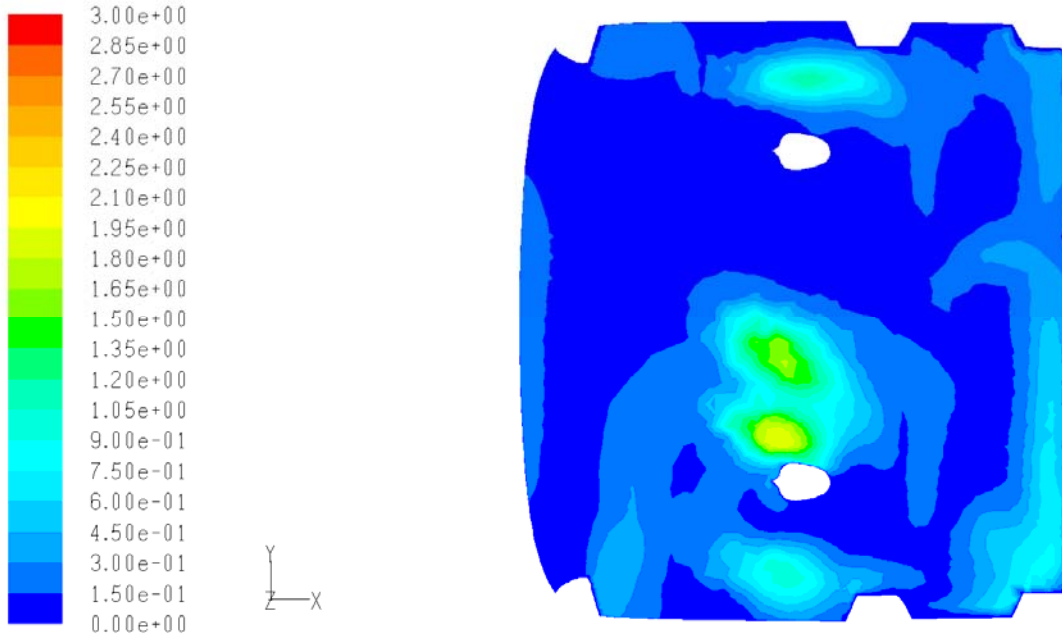
Şekil 6.10 4 numaralı üfleç hız konturu



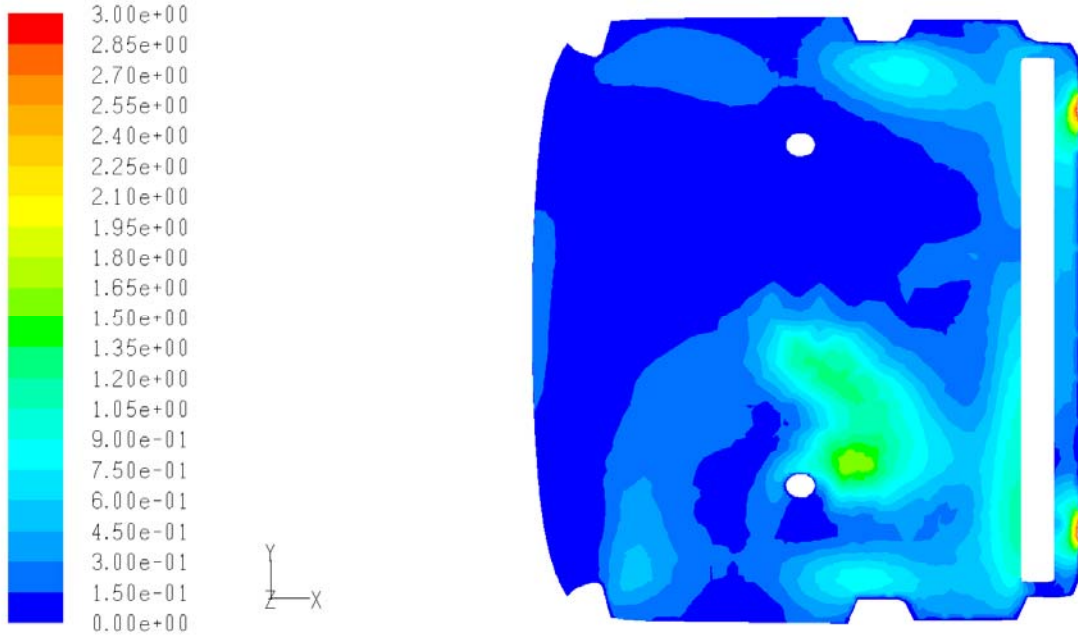
Şekil 6.11 5 ve 6 numaralı üfleç hız konturu



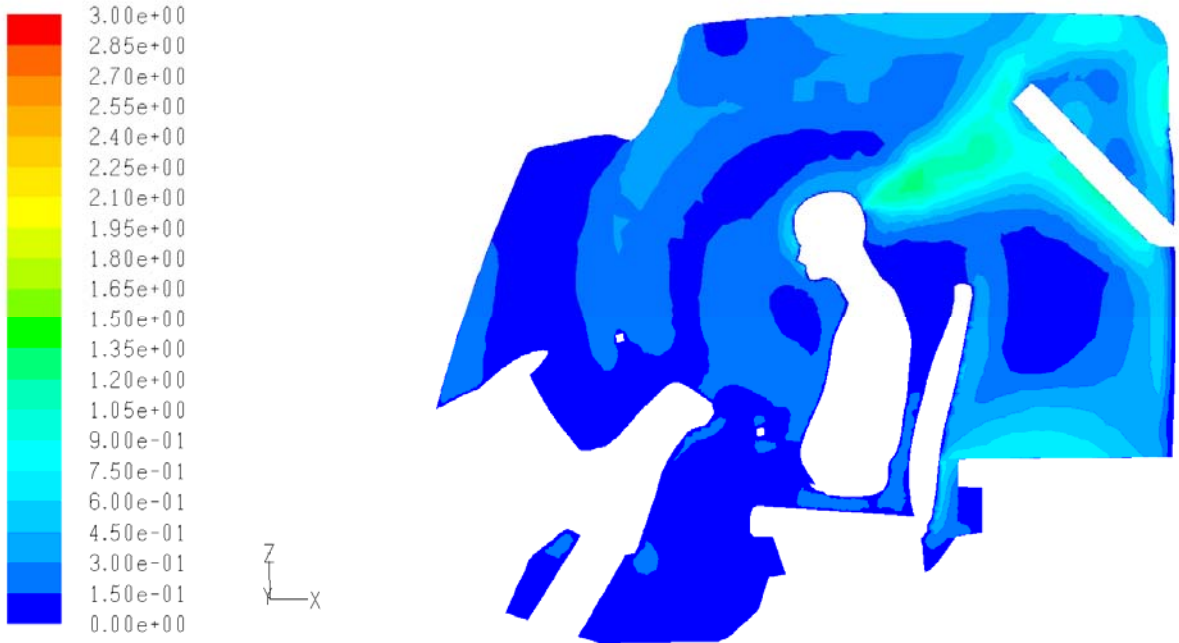
Şekil 6.12 Sürücü ve yolcu göğüs çevresi hız konturu



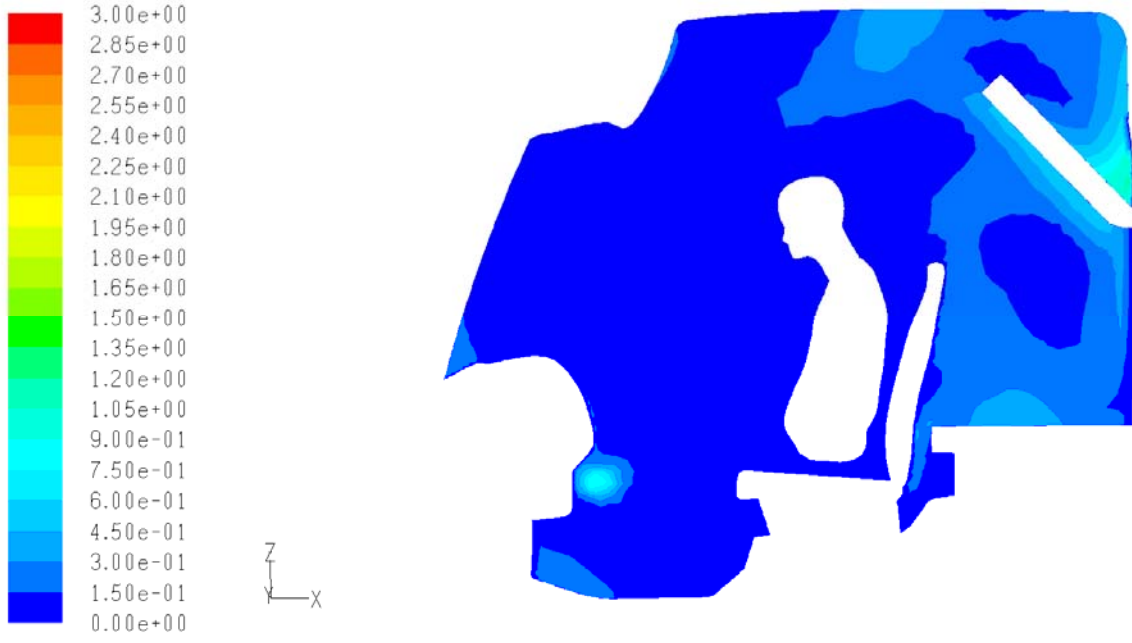
Şekil 6.13 Sürücü ve yolcu burun hizası hız konturu



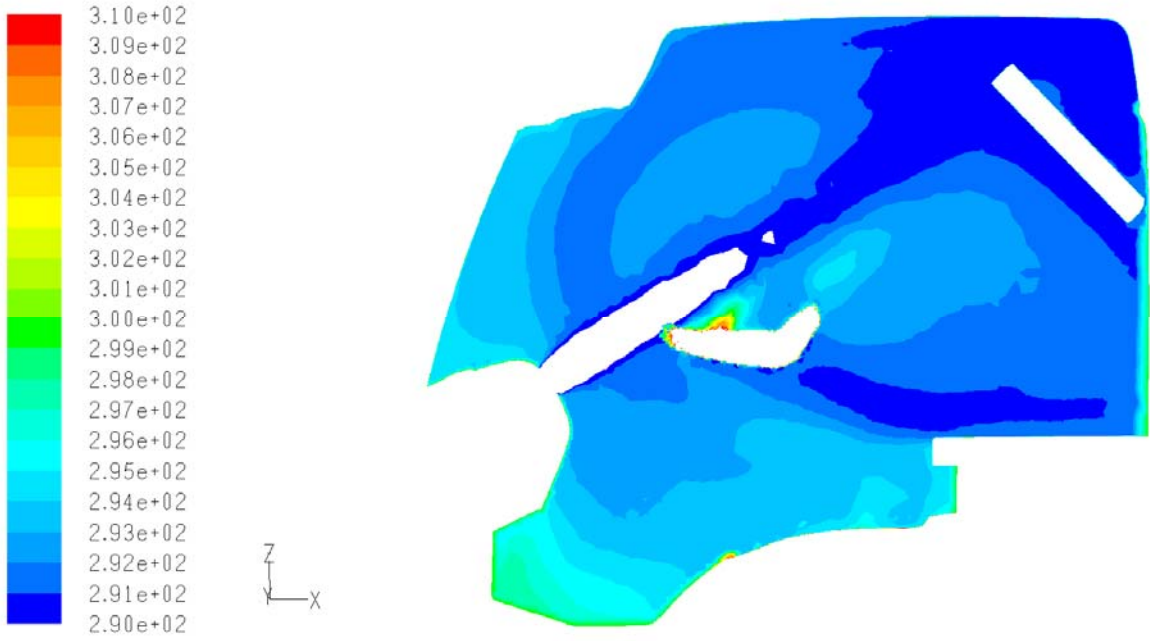
Şekil 6.14 Sürücü ve yolcu baş üstü hız konturu



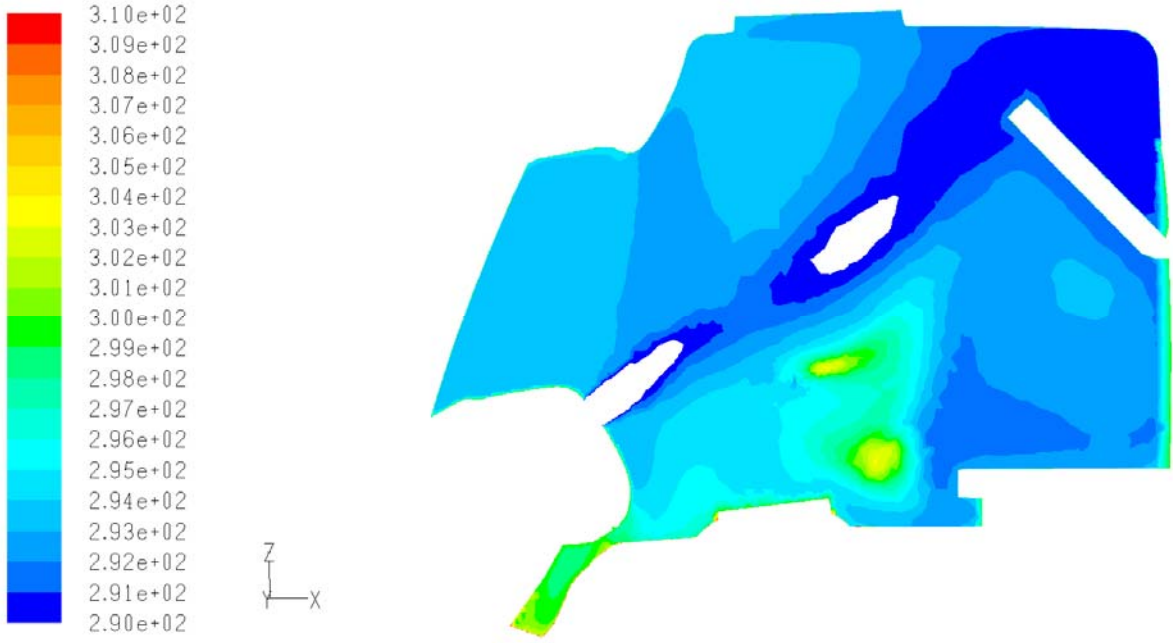
Şekil 6.15 Sürücü hız konturu



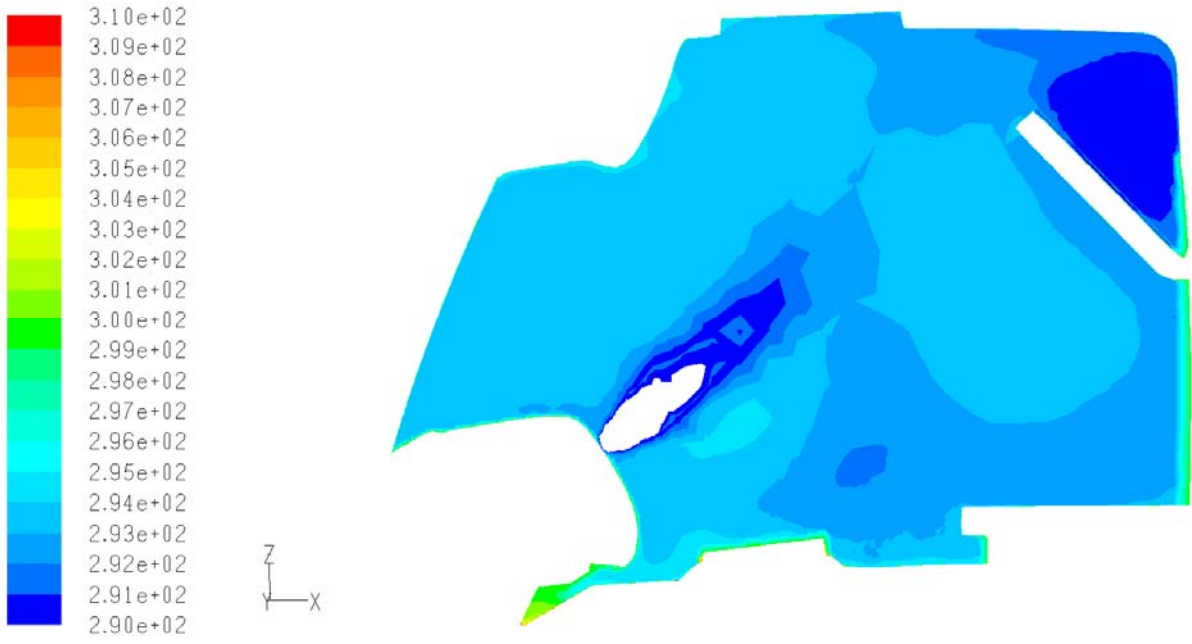
Şekil 6.16 Yolcu hız konturu



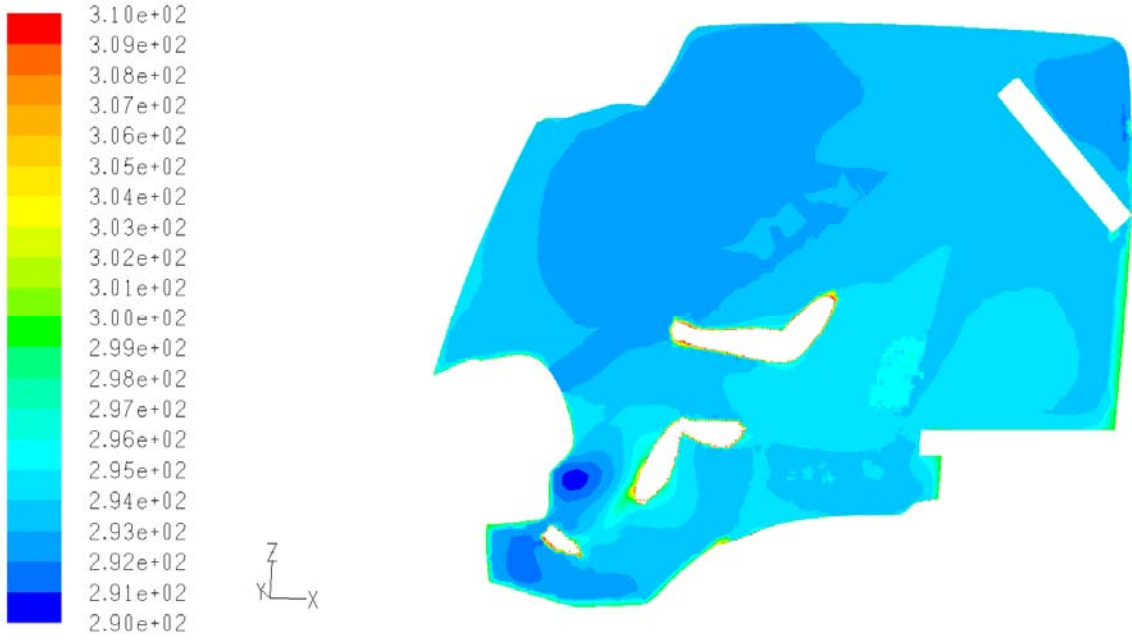
Şekil 6.17 1 numaralı üfleç sıcaklık konturu



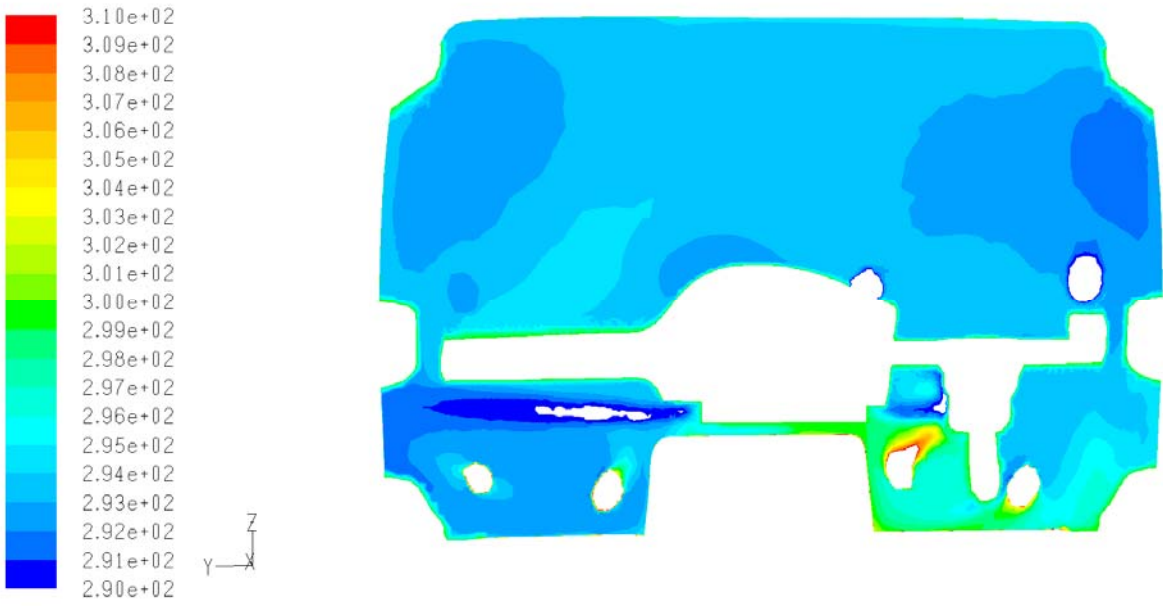
Şekil 6.18 2 numaralı üfleç sıcaklık konturu



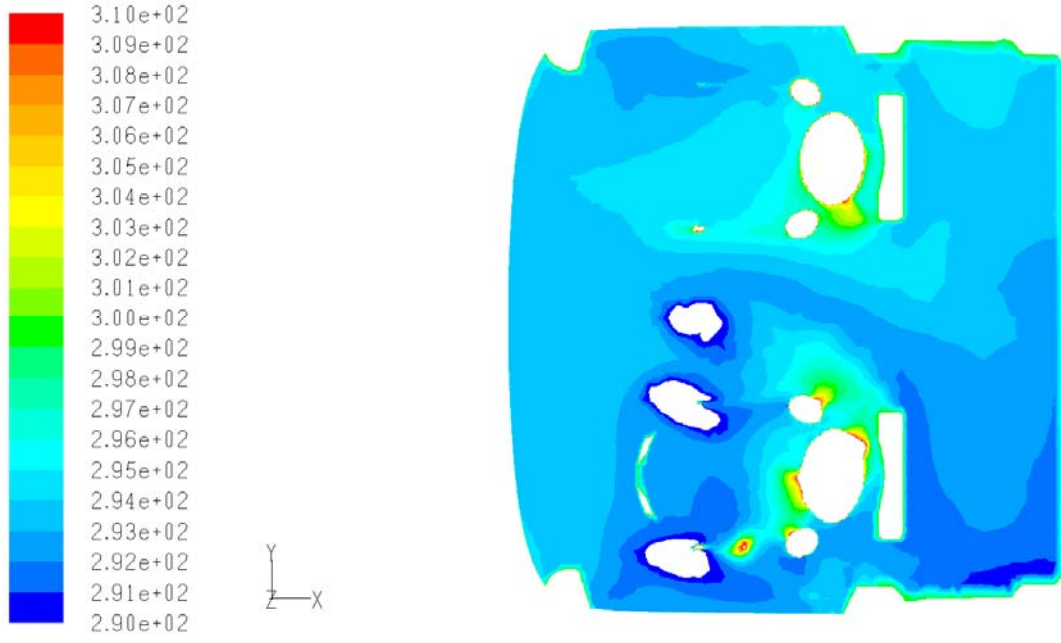
Şekil 6.19 3 numaralı üfleç sıcaklık konturu



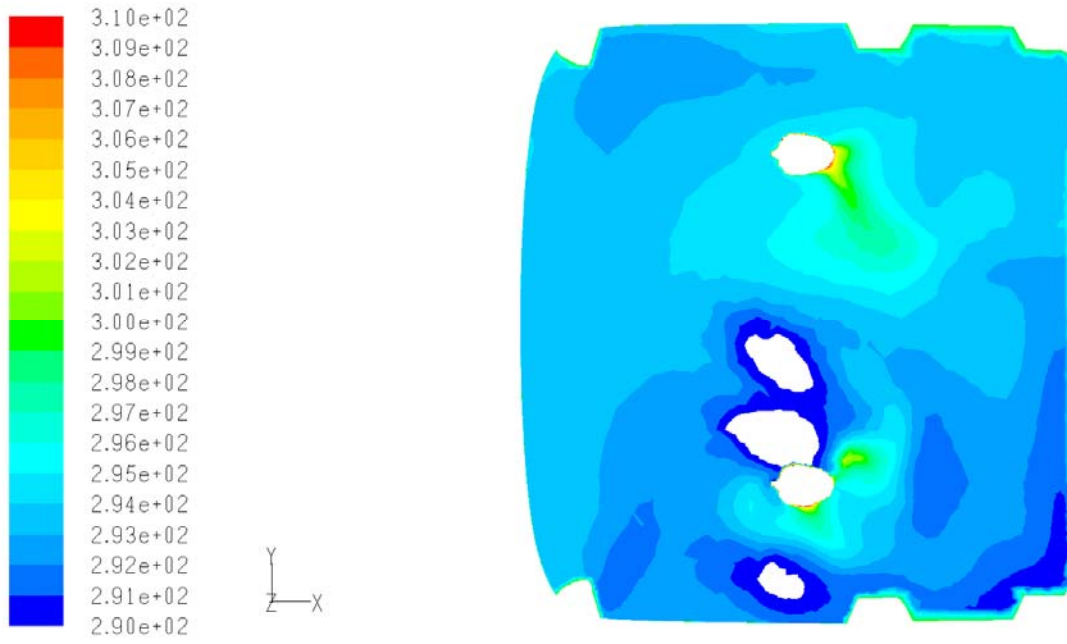
Şekil 6.20 4 numaralı üfleç sıcaklık konturu



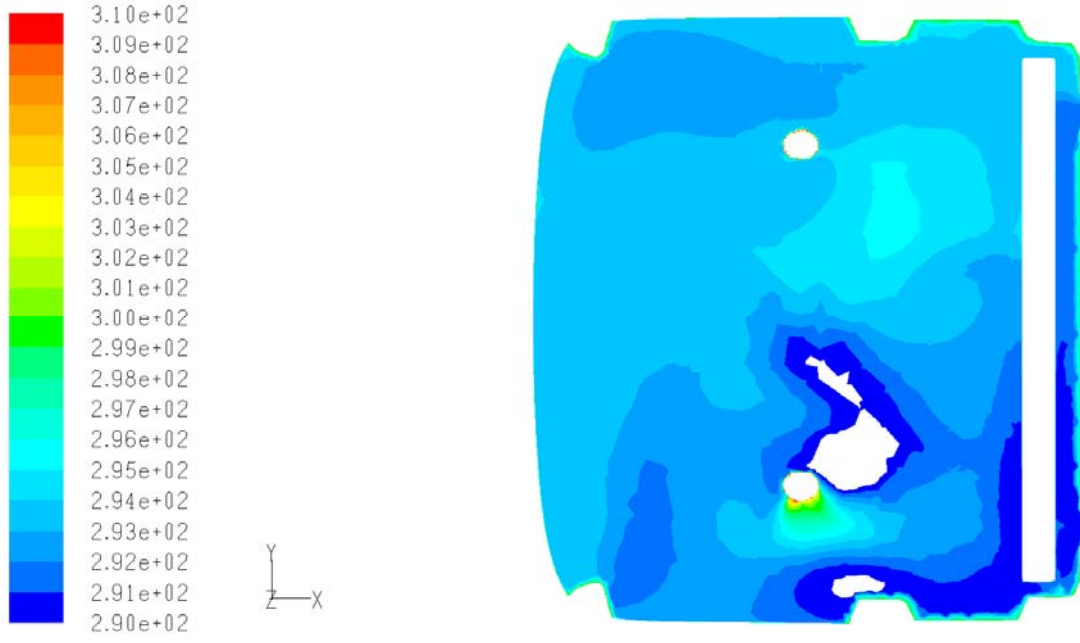
Şekil 6.21 5 ve 6 numaralı üfleçlerden sıcaklık konturu



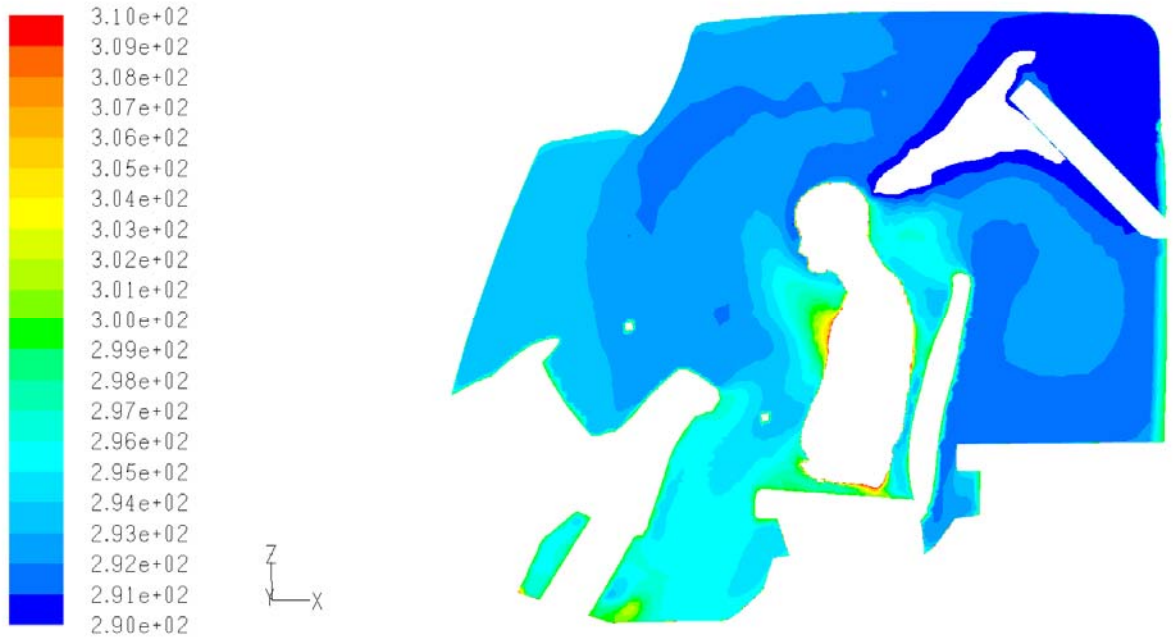
Şekil 6.22 Sürücü ve yolcu göğüs bölgesi sıcaklık konturu



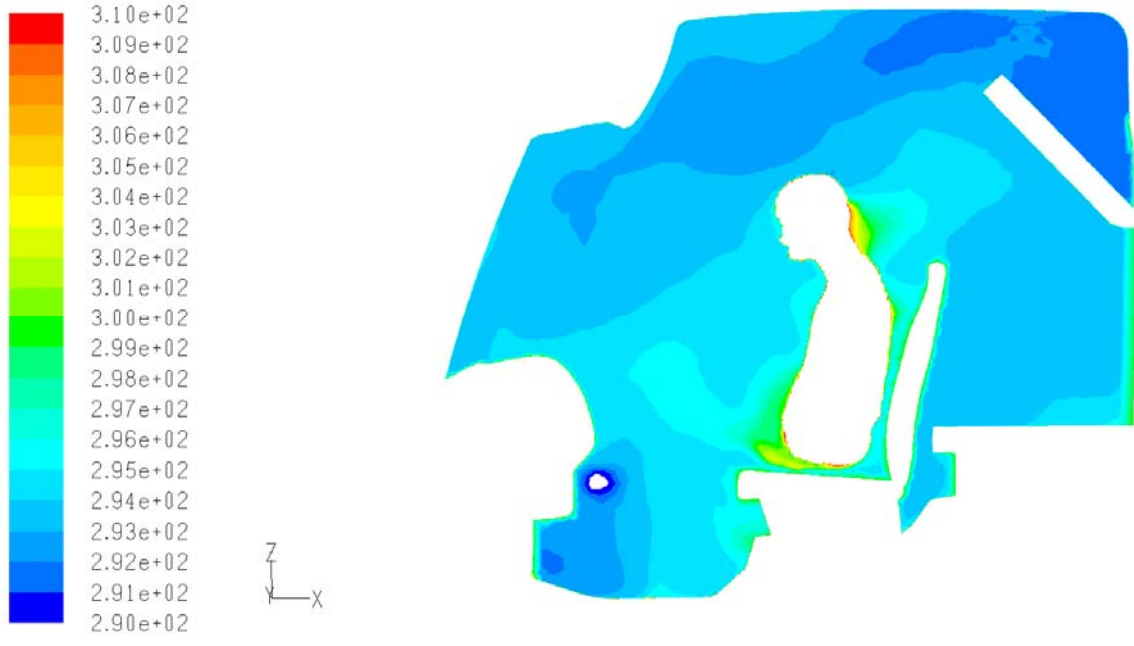
Şekil 6.23 Sürücü ve yolcu burun hizası sıcaklık konturu



Şekil 6.24 Sürücü ve yolcu baş üstü sıcaklık konturu



Şekil 6.25 Sürücü sıcaklık konturu



Şekil 6.26 Yolcu sıcaklık konturu

7 SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Hesaplama akışkanlar dinamiği (HAD) paket programı Fluent kullanılarak, bir taşıt içindeki iklimlendirme(soğutma) probleminin sayısal olarak incelendiği bu çalışmada sayısal çözüm sonuçları ile deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucu nefes(ağız bölgesi) hariç diğer kısımlar ± 2 derecelik sapma ile doğrulanmıştır.

İnceleme yapılacak olan geometrik datanın ilk önce bir çizim programı yardımıyla mümkün olduğunca basitleştirilmesi, kılçık adı verilen boyutsuz çizgilerden arındırılması, meshleme sırasında oluşacak çok küçük boyutlu elemanların oluşmasına ve skewness değerinin artmasını engellediği görülmüştür.

Gerekli mesh datasının akışı engellemeyecek tüm detaylardan arındırılması, hem mesh datasının oluşturulmasında kolaylık hem de çözüm süresinin azalmasına sebep olmaktadır. Araçta bulunan tüm bağlantı elemanları, düğmeler/butonlar vs. silinmesi gerektiği görülmüştür.

Araç içinde bulunan insanların farklı aktiviteler sonucunda farklı ısı akışı yaydığı görülmüştür. Bu sebepten çalışma başlamasında araç içinde bulunan ve farklı aktivitede bulunan tüm kişiler mesh datasında ayrılmalıdır. Yapılacak ölçüm sonuçları veya ISO UNI 8996 standartlarına göre ısı akışı tanımlanması gerektiği görülmüştür.

S2S radyasyon modelinin yüzey görüş faktörlerinin hesaplanmasının çok uzun zaman aldığı ve kapasitesi yüksek bir bilgisayara gerek olduğu görülmüştür. Ayrıca radyasyon modelinin kaç iterasyon yaptığı önemli olmamaktadır, bunun sebebinin ise yüzey sıcaklıkları arasında fazla fark olmamasından kaynaklanmaktadır.

Model validasyonu için toplanacak test datasında aracın motor kompartmanı veya diğer ısı kaynaklarının olduğu yerlerden de sıcaklık toplanması gerekmektedir. Ayrıca araç içinde data toplama noktalarının tam olarak koordinatlarının belirlenmesi, model validasyonunun daha doğru yapılabilmesine olanak sağlayacaktır.

Daha sonra yapılacak daha doğru bir çalışmada nefesi simule edebilmek için, model geometrisinin ağız bölgesi mesh ile ayrılmalı ve farklı sınır durumu tanımlanmalıdır. Bu noktada tanımlanacak olan nefes debisi ve sıcaklığı (hatta mümkünse nem oranı) model üzerine tanımlanmalıdır.

Aracın bulunduğu konum, tarih ve saat güneş yükünün belirlenmesinde etkin rol oynamaktadır. Bu sebepten doğru olarak belirlenmeli, mümkün ise bir kaç değişik model kurarak güneşin doğduğu nokta, dönüş yönü saate bağlı olarak incelenmelidir.

Bunların yanında daha sonraki çalışmalarda;

- Daha kompleks bir araç geometrisi (araç üzerindeki tüm girinti ve çıkıntıları içeren) veya daha fazla eleman sayısı kurulan modelin sonuçlar üzerindeki etkisinin incelenmesi yoluyla, bu tip bir çalışmada kullanılması gereken optimum eleman sayısının belirlenmesi,
- Motor kompartmanında bulunan ve ısı yayan (motor, egzost, radyatör vs) komponentlerin ayrı ayrı modellenmesinin gerekliliği,
- Opak olmayan yüzeylere etkiyen güneş yükünün araç içine etkisi (Fluent, sadece saydam ve yarı saydam yüzeyleri etkileyen güneş yükünü ele almaktadır),
- Araç içinden nerelerden/kaç noktadan sıcaklık ve hız datası toplanmasının model validasyonu için optimum olacağı,

konularının incelenmesi modelin gelişimini ve optimizasyonunu sağlayacaktır.

KAYNAKLAR

Akyol Ş. M. (2008), “Otomobil Kabininde Farklı Koşullarda Isıl Konforun Değişiminin İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa

Alexandrov A., Kudriavtsev V. ve Reggio M., (2001), “Analysis of Flow Patterns and Heat Transfer in Generic Passenger Car Mini-Environment”, 9th Annual Conference of the CFD Society of Canada, 27-29 May 2001, Kitchener/Ontario

Barnard H.R (1996), “Road Vehicle Aerodynamic Design”, MechAero Publishing, 1996

Chronner Z., Aronson D., Elofsson P. ve Fellbom H. (2000), “Comparison Between CFD and PIV Measurements in a Passenger Compartment”, SAE Technical Paper Series, 2000(01):0977

Conceição E.Z.E, Silva M.C.G, Andre J.C.S. ve Viegas D.X. (1999), “A Computational Model to Simulate the Thermal Behaviour of the Passenger Compartment of Vehicles”, SAE Technical Paper Series, 1999(01):0778

Curre J. ve Maue J. (2000), “Numerical Study of Influence of Air Vent Area and Air Mass Flux on the Thermal Comfort of Car Occupants”, SAE Technical Paper Series, 2000(01):0980

De Vita D.A (2007) “Analisi degli Aspetti Termofluidodinamici nell’Abitacolo di un’Autovettura”, Tesi di Laurea in Ingegneria Aerospaziale, Università degli Studi di Pisa Facoltà di Ingegneria

FLUENT, User Guide version 6.3, Eylül 2006

HARPOON, User Guide for Version 1.4.7, 2004

Han T., Huang L., Kelly S., Huizenga C. ve Hui Z. (2001), “Virtual Thermal Comfort Engineering”, SAE Technical Paper Series, 2001(01):0588

Huang L. ve Han T. (2005), “A Case Study of Occupant Thermal Comfort in a Cabin Using Virtual Thermal Comfort Engineering”, 2nd European Automotive CFD Conference 29-30 June 2005, Frankfurt/Germany

Hucho W. H. (1998), “Aerodynamics of Road Vehicles 4th Edition” SAE International Warrendale, Pa., R-177

HYPERMESH, User Guide Version 9, 2008

Jonsson J., (2007), “Including Solar Load in CFD Analysis of Temperature Distribution in a Car Passenger Compartment”, Master of Science Programme Lulea University of Technology, Lulea/Sweden

Kataoka T., (2001), "Prediction of Occupant's Thermal Sensation Under the Transient Environment in a Vehicle Compartment", SAE Technical Paper Series, 2001(01):0586

Kılıç M. ve Akyol Ş. M. (2009), "Otomobil Kabinlerinin Isıtılmasında Farklı Hava Yönlendiricileri Kullanımının Isıl Konfora Etkisi", Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 29(1):25-36, 2009

Kundu P.K. ve Cohen I.M. (2003), Fluid Mechanics, Elsevier Academic Press

Lee S. J., Yoon J. H. ve Kim K. W. (1998), "Simultaneous Measurement of Temperature and Velocity Fields of Ventilation Flow in a Passenger Compartment", SAE Technical Paper Series, 980292

Lombardi G., Maganzi M., Cannizzo F. ve Solinas G. (2007), "The Use of CFD to Improve the Thermal Comfort in the Automotive Field", 3rd European Automotive CFD Conference 05-06 July 2007, Frankfurt/Germany

Pardini A. (2006), "Comfort Termico nel Settore Automobilistico: Correlazione tra gli Aspetti Aerodinamici e Fisiologici" Tesi di Laurea in Ingegneria Aerospaziale, Università degli Studi di Pisa Facoltà di Ingegneria

Roy D., El Khoury K., Clodic D. ve Petitjean C. (2001), "Modelling of In-Vehicle Heat Transfers Using Zonal Approach", SAE Technical Paper Series, 2001(01):1333

Shah A.B., Cless C.M., Curlee J.S. ve Edmondson J. (2008), "Thermal Analysis and Simulations for Optimizing HVAC Load on Heavy Trucks", SAE Technical Paper Series, 2008(01):2657

İNTERNET KAYNAKLARI

[1] www.thermoanalytics.com/support/brochures

[2] maps.google.com

[3] www.tc.gc.ca/eng/roadsafety/safevehicles

ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi	01.07.1984	
Doğum Yeri	İstanbul	
Lise	1998-2002	Hüseyin Yıldız Anadolu Lisesi
Lisans	2003-2008	Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü
	2006-2010	Yıldız Teknik Üniversitesi İktisadi İdari Bilimler Fakültesi İşletme Bölümü
	2007-2008	Universita di Roma "La Sapienza" Makina Fakültesi Makine Mühendisliği
Yüksek Lisans	2008-2011	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Isı Proses Programı

Çalıştığı Kurum

2008-	Ford Otomotiv Sanayi A.Ş. Aktarma Organları Ürün Geliştirme Mühendisi
-------------	--