T.C.
Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü

OTOMOBİL LED AYDINLATMA ÜRÜNLERİNİN ZORLANMIŞ TAŞINIM İLE SOĞUTULMASI

Mustafa Emre BAYRAKTAR

Yüksek Lisans Tezi

OTOMOBİL LED AYDINLATMA ÜRÜNLERİNİN ZORLANMIŞ TAŞINIM İLE SOĞUTULMASI

Mustafa Emre BAYRAKTAR

T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOBİL LED AYDINLATMA ÜRÜNLERİNİN ZORLANMIŞ TAŞINIM İLE SOĞUTULMASI

Mustafa Emre BAYRAKTAR

Prof.Dr. İrfan KARAGÖZ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA - 2013
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Mustafa Emre BAYRAKTAR tarafından hazırlanan "OTOMOBİL LED AYDINLATMA ÜRÜNLERİNİN ZORLANMIŞ TAŞINIM İLE SOĞUTULMASI" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. İrfan KARAGÖZ

Başkan:	Prof.Dr. İrfan Karagöz U.Ü. Müh.Mim.Fakültesi, Makine Mühendisliği	İmza
Üye :	Prof.Dr. Atakan Avcı U.Ü. Müh.Mim.Fakültesi, Makine Mühendisliği	İmza
Üye :	Doç.Dr. İhsan Karamangil U.Ü. Müh.Mim.Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği	İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Ali Osman DEMİR
Enstitü Müdürü
.. / .. /…. (Tarih)

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

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

beyan ederim.

.../.../2013

İmza

Ad ve Soyadı

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

OTOMOBİL LED AYDINLATMA ÜRÜNLERİNİN ZORLANMIŞ TAŞINIM İLE SOĞUTULMASI

Mustafa Emre BAYRAKTAR

Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. İrfan KARAGÖZ

Bu çalışmada LED'li bir otomobil dış aydınlatma ürününün zorlanmış taşınım ile soğutulması konusu sayısal olarak araştırılmıştır. Aydınlatma ürünü doğal taşınım durumunda da incelenerek iki durum arasında karşılaştırılma yapılmıştır. Çalışmada HAD yönteminden yararlanılmıştır ve yapılan hesaplamalarda Navier-Stokes denklemlerini çözen ANSYS CFX yazılımı kullanılmıştır. Hesaplamalarda akışın sıkıştırılamaz ve kararlı rejimde olduğu varsayımı yapılmıştır. Zorlanmış taşınım radyal fan yardımı ile elde edilmiş olup farklı fan hızlarının soğuma üzerindeki etkisi de incelenmiştir. Farklı güçlerde çalışan LED'ler için de hesaplamalar yapılarak sıcaklık üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Yapılan hesaplamalar ayrıca literatürdeki zorlanmış taşınım ile LED soğutmasının araştırıldığı diğer çalışmalar ile karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Zorlanmış taşınım, soğutma sistemi, LED, far, ısıl analiz , HAD

2013, viii i+ 63 sayfa

ABSTRACT
MSc Thesis

COOLING OF LEDS IN AUTOMOBILE LIGHTING UNITS WITH FORCED CONVECTION

Mustafa Emre BAYRAKTAR

Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. İrfan KARAGÖZ

In this study cooling of an automobile exterior lighting unit with LEDs under forced convection is investigated numerically. The lighting unit is also investigated with natural convection and comparisons are done between two conditions. In the study CFD method is used and the calculations are done with ANSYS CFX software which solves Navier-Stokes equations. In the calculations it is assumed that the flow is incompressible and steady. Forced convection is obtained with the help of radial fans and effect of different fan velocities on cooling performance is also investigated. Some calculations are done to investigate the effect of LEDs running on different power on temperature. The calculations are also compared with the studies in the literature about LED cooling with forced convection.

Keywords: Forced convection, cooling system, LED, headlamp, thermal simulation, CFD

2013, viii ii+ 63 pages

TEŞEKKÜR

Hayatım boyunca desteklerini hiç bir zaman esirgememiş olan aileme ve bu tez çalışmasında ve yüksek lisans eğitimim boyunca bana yol göstermiş olan değerli hocam Prof. Dr. İrfan Karagöz'e teşekkürlerimi sunarım.

Mustafa Emre BAYRAKTAR
.../.../2013

İÇİNDEKİLER

Sayfa
ÖZET i
ABSTRACT ii
TEŞEKKÜR iii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ v
ŞEKİLLER DİZİNİ vi
ÇİZELGELER DİZİNİ viii
1. GİRİŞ 1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI 6
3. MATERYAL VE YÖNTEM 11
3.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) 11
3.1.1. HAD matematik altyapısı 11
3.1.2. HAD aşamaları 12
3.2. Korunum Denklemleri 14
3.3. HAD ve Türbülans 15
3.3.1. Reynolds ortalamalı Navier-Stokes (RANS) yaklaşımı 17
3.3.2. Türbülans modelleri 19
3.3.2.1. Standart k-ε türbülans modeli 19
3.3.2.2. Standart k-ω türbülans modeli 20
3.3.2.3. SST (Shear Stress Transport) türbülans modeli 21
3.4. HAD ve Işınım 21
3.4.1. Işınım transferi denklemi 21
3.4.2. Monte Carlo modeli 23
3.5. Sonlu Hacimler Yöntemi 23
3.6. Isı Transferi Yöntemleri 26
3.6.1. İletimle ısı transferi 26
3.6.2. Taşınımla ısı transferi 26
3.6.2.1. Doğal taşınım 27
3.6.2.2. Zorlanmış taşınım 29
3.6.3. Işınımla ısı transferi 30
4. HAD ANALİZLERİ VE SONUÇLAR 32
4.1. Geometri 32
4.2. Çözüm Ağının Oluşturulması 36
4.3. Sınır Şartları 37
4.4. Sonuçlar 39
4.4.1. Doğal taşınım durumu 39
4.4.2. Zorlanmış taşınım durumu 44
4.4.3. Çözüm ağından bağımsızlık çalışması 50
4.4.4. Zorlanmış ve doğal taşınımın karşılaştırılması 51
4.4.5. Farklı fan hızlarının etkisinin incelenmesi 52
4.4.5. Farklı güç değerlerinin etkisinin incelenmesi 55
5. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA 58
KAYNAKLAR 60
ÖZGEÇMİŞ 63

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
A_y	Yüzey alanı (m^2)
D	Çap (m)
E	Işınım oranı (W/m2)
g	Yerçekimi ivmesi (m^2/s)
Gr	Grashof sayısı
h	Isı taşınım katsayısı ($W/m^2.K$)
h_m	Ortalama ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)
ip	İntegrasyon noktası
k	Isı iletim katsayısı (W/mK)
L	Uzunluk (m)
Nu	Nusselt sayısı
Pr	Prandlt sayısı
Q_x	Isı transferi oranı (W)
$q_{ışınım}$	Işınım ile olan ısı geçişi (W/m^2)
$Q_{taşınım}$	Taşınım ile olan ısı transferi (W)
Ra	Rayleigh sayısı
Re	Reynolds sayısı
S	Kaynak terimi
$T_ç$	Çevre sıcaklığı (ºC)
T_y	Yüzey sıcaklığı (ºC)
T_{film}	Film sıcaklığı (ºC)
U_0	Akışkan hızı (m/s^2)
t	Zaman (s)
ΔT	Sıcaklık farkı
Δn_i	Yüzey vektör
Δt	Zaman adımı (s)
α	Işınım yutma oranı
σ	Stefan-Boltzman sabiti
β	Genleşme katsayısı ($ºC^{-1}$)
ρ	Yoğunluk (kg/m^3)
ε	Emissivity katsayısı
α	Yutma katsayısı
ν	Kinematik vizkosite (m^2/s)

Kısaltmalar	Açıklama
DRL	Gündüz farı
HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
LED	Işık veren diyot
PCB	Baskı devresi kartı
PC	Polikarbonat plastik
PC ABS	Polikarbonat - Akrilonitril bütadien stiren

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1. Üçüncü stop lambası (BMW 3) 2
Şekil 1.2. Gündüz farı fonksiyonunda LED kullanımı (Audi A8) 2
Şekil 1.3. Park fonksiyonunda LED kullanımı (Audi A8) 2
Şekil 1.4. Bütün fonksiyonlarında LED bulunan far (Audi R8) 3
Şekil 1.5. Araç farına ait ısıl analiz (Ahuja ve Wakchaure 2012) 4
Şekil 2.1. 1W için LED'ler üzerinde sıcaklık dağılımı (Cheng ve ark. 2012) 8
Şekil 2.2. Mikro jet soğutma sistemi (Liu ve ark. 2006) 9
Şekil 2.3. Hava ile soğutma sistemi (Jang ve Shin 2008) 9
Şekil 2.4. Farklı kanat sayıları ile sıcaklığın değişimi (Zhang ve ark. 2011) 10
Şekil 3.1. HAD analizi iş akış şeması 13
Şekil 3.2. Çözüm ağlarında kullanılabilen hacim elemanı tipleri 14
Şekil 3.3. Leonardo da Vinci'nin türbülanslı akışı resmettiği çalışması (McDonough 2004) 16
Şekil 3.4. Türbülanslı akışta zaman ile hız dalgalanmaları (Tu 2008) 17
Şekil 3.5. Akış hacminin sonlu sayıda hacimlere ayrıştırılması 23
Şekil 3.6. İki boyutlu bir çözüm ağı hücresi 25
Şekil 3.7. Düz levha üzerinden taşınımla ısı transferi 27
Şekil 4.1. Gövde geometrisine ait (a) ön, (b) yan, (c) üst ve (d) izometrik görünüş 32
Şekil 4.2. Reflektör geometrisine ait (a) ön, (b) yan, (c) üst ve (d) izometrik görünüş 33
Şekil 4.3. Lens geometrisine ait (a) ön, (b) yan, (c) üst ve (d) izometrik görünüş 34
Şekil 4.4. PCB geometrisine ait (a) ön, (b) yan, (c) üst ve (d) izometrik görünüş 35
Şekil 4.5. (a) fansız tasarım ve (b) fanlı tasarıma ait görünüş 35
Şekil 4.6. Çözüm ağı oluşturmadaki akış şeması 36
Şekil 4.7. (a) yüzey ve (b) hacim elemanlarının bulunduğu çözüm ağı 37
Şekil 4.8. Çıkış sınır şartı yüzeyi 38
Şekil 4.9. PCB üzerinde sıcaklık dağılımı 39
Şekil 4.10. x doğrusu üzerinde sıcaklık değişimi 40
Şekil 4.11. Kesit konumları 40
Şekil 4.12. (a) Düzlem 1 ve (b) Düzlem 2 üzerinde sıcaklık dağılımları 41
Şekil 4.13. (a) Düzlem 1 ve (b) Düzlem 2 üzerinde hız dağılımları 42
Şekil 4.14. Gövde üzerinde sıcaklık dağılımı 42
Şekil 4.15. Lens üzerinde sıcaklık dağılımı 43
Şekil 4.16. Reflektör üzerinde sıcaklık dağılımı 43
Şekil 4.17. PCB üzerindeki sıcaklık dağılımı 44
Şekil 4.18. x doğrusu üzerinde sıcaklık değişimi 45
Şekil 4.19. (a) Düzlem 1, (b) Düzlem 2, ve (c) Düzlem 3 üzerinde sıcaklık dağılımları 46
Şekil 4.20. (a) Düzlem 1, (b) Düzlem 2, ve (c) Düzlem 3 üzerinde hız dağılımları 47
Şekil 4.21. Gövde üzerinde sıcaklık dağılımı 47
Şekil 4.22. Sıcaklığa göre çizdirilmiş fandan çıkan havanın akım hatları 48
Şekil 4.23. Fandan çıkan hava için ısınma eğrisi 48
Şekil 4.24. Lens üzerinde sıcaklık dağılımı 49
Şekil 4.25. Reflektör üzerinde sıcaklık dağılımı 49
Şekil 4.26. PCB üzerinden geçen doğruda sıcaklık değişimi 51
Şekil 4.27. Hız - sıcaklık değişim grafiği 53

Şekil 4.28. Hız - ısı taşınım katsayısı değişim grafiği 53
Şekil 4.29. Jang ve Shin'in (2008) çalışmasında kullanılan soğutma sistemi 54
Şekil 4.30. Hız - Nu sayısı değişimi 54
Şekil 4.31. Güç - sıcaklık değişim eğrisi 55
Şekil 4.32. Isı taşınım katsayısı - sıcaklık değişim eğrisi 56
Şekil 4.33. Deney düzeneği (Ma ve ark. 2012) 56

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1. Zorlanmış ve doğal taşınımda ortalama ısı taşınım katsayıları 29
Çizelge 3.2. Re sayısı ile değerlendirme 29
Çizelge 4.1. Farda kullanılan malzemeler 38
Çizelge 4.2. Sınır şartları 39
Çizelge 4.3. LED üzerindeki en yüksek sıcaklık 50
Çizelge 4.4. Reflektör üzerindeki en yüksek sıcaklık 50
Çizelge 4.5. Isı transferi ile ilgli parametreler 52

1. GİRİŞ

Aydınlatma sistemlerinin motorlu araçlarda kullanılmaya başlanması gece yolculuklarında güvenli bir sürüş ortamı oluşturulması amacına dayanmaktadır. Aydınlatma, araçların diğer araçlar ve yayalar tarafından daha iyi görünür hale gelmesine yardım etmektedir.

Araç aydınlatmasında elektriğin henüz kullanılmadığı ilk araçlar gaz lambası kullanan aydınlatma sistemlerine sahiptiler. 1900'lü yılların başlarında üretimine başlanan Ford Model T aracı, bu araçlara örnek olarak gösterilebilir. Dinamo ilk olarak 1908 yılında araçlarda kullanıma uygun hale getirilmiştir. Bu sayede de elektrikli ampullerin kullanımının önü açılmıştır. Elektrikli ampullerin kullanımının yaygınlaşması ile de zamanla aydınlatma sistemlerinin fonksiyonellikleri gelişmiştir. Örneğin 1926 yılında stop lambası, 1931 yılında ise ön sis farı kullanılmaya başlanmıştır. 1945 yılında asimetrik ışık deseninin kısa farlarda kullanılmaya başlanması ile yolun sağ tarafına daha fazla ışık yansıtılması sağlanarak karşıdan gelen sürücünün araçtan gelen ışıktan rahatsız olmasının önüne geçilmiştir (Bauer 1999, Wulf ve Reich 2002).

1958 yılında konu ile ilgili yayınlanan Birleşmiş Milletler Avrupa Ekonomik Komisyonu (UNECE) tüzüğü ile de üye ülkeler tarafından uyulması gereken otomobil aydınlatmasının standartları belirlenmiştir. Bu dönemde kullanılan ampullerde varolan opaklık sorununa çözüm sunduğu için 1962 yılında halojen ampuller kullanılmaya başlanmıştır. Araç arkasında bulanacak ek bir stop lambasının arkadaki sürücüyü daha iyi uyardığının keşfedilmesi üzerine 1974 yılında 3. stop lambası araçlara eklenmeye başlanmıştır. Halojen ampullerden yaklaşık 5 kat fazla (~3000 saat) ömüre sahip olan ve 2,5 kat fazla ışık verebilen Xenon ampüller ise ilk defa 1992 yılında BMW 7 serisinde uygulanmıştır. Aynı yıl bu çalışmanın da konusu olan ışık yayan diyotlu (LED: Light Emitting Diode) bir aydınlatma ürünü 3. stop lambası olarak BMW 3 Cabrio' da kullanılmıştır (Şekil 1.1).



Şekil 1.1. Üçüncü stop lambası (BMW 3)

2003 yılında ise ilk defa LED' li park ve gün ışığında farkındalık oluşturulmak için kullanılan gündüz farı (DRL: Daytime Running Light) Audi A8 aracında kullanılmıştır (Şekil 1.2 ve Şekil 1.3).



Şekil 1.2. Gündüz farı fonksiyonunda LED kullanımı (Audi A8)



Şekil 1.3. Park fonksiyonunda LED kullanımı (Audi A8)

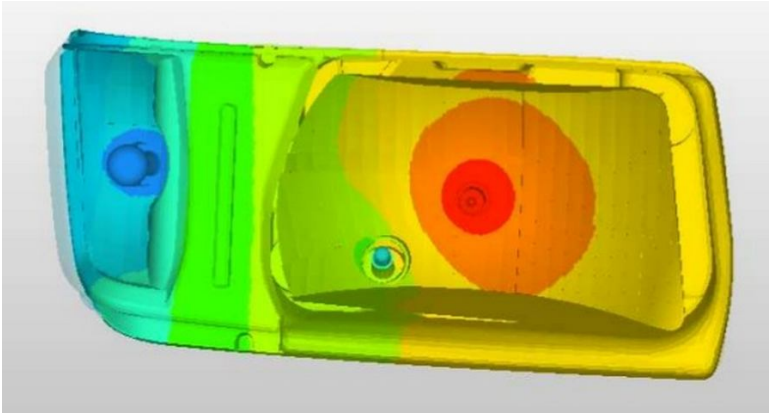
Audi 2007 yılında da uzun huzme, kısa huzme, sinyal ve gündüz farı fonksiyonlarını içeren ve tamamı LED' lerden oluşan ön aydınlatma ürününü R8 aracında kullandı (Şekil 1.4.).



Şekil 1.4. Bütün fonksiyonlarında LED bulunan far (Audi R8)

Zamanla otomotiv endüstrisinde geniş kullanım alanı bulan LED' ler günümüz araçlarında iç aydınlatma da dahil olmak üzere birçok fonksiyonda kullanılabilmektedir. LED' lerin tercih edilmelerinin başlıca sebepleri arasında düşük enerji tüketimleri, uzun ömürlü olmaları ve hızlı tepki süreleri gösterilebilir.

Araç aydınlatma sistemlerinde plastik malzeme kullanımının artması ve aydınlatma elemanı içinde ısı üreten ampül veya LED gibi bir kaynağın olması nedeniyle plastik malzemelerin belirli sıcaklıkların üzerinde deforme olduğu gözlemlenmiştir. Bu da aydınlatma ürünü üreticilerinin araç aydınlatma sistemlerinin ısıl analizleri ve aydınlatma elemanlarının sıcaklık dağılımlarının tespiti üzerine araştırmalar yapmaya mecbur bırakmıştır. Sayısal yöntem ile yapılan örnek bir ısıl analiz çalışmasına ait resim aşağıda görülmektedir (Şekil 1.5).



Şekil 1.5. Araç farına ait ısıl analiz (Ahuja ve Wakchaure 2012)

Araştırmalar sonucunda sıcaklık dağılımlarının doğru tahmin edilmesi ve gerçeğe yakın değerlerin analizler sonucu elde edilebilmesi tasarım ve maliyet açısından oldukça önemli hale gelmiştir. Bu da aydınlatma elemanlarını oluşturan bileşenlerin üzerinde oluşan sıcak bölgelerin belirlenmesi ve bileşenlerin sıcaklık dağılımına göre dayanıklılığının tespitini tasarıma yön veren önemli parametrelerden biri yapmaktadır.

Bu çalışmada düşük enerji tüketimleri, uzun ömürlü olmaları ve hızlı tepki süreleri gibi özellikleri ile günümüzde otomotiv endüstrisinde sıkça tercih edilen LED' li ürünlerin tasarıma olan etkisi gözönünde bulundurularak ısıl performansları incelenmiştir. Bu incelemeyi yaparken hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD veya CFD: Computational Fluid Dynamics) yazılımlarından yardım alınmıştır. Nümerik analizleri gerçekleştirmek için kullanılan HAD yazılımı sonlu hacimler metodunu (FVM: Finite Volume Method) kullanmaktadır. Çalışmada gerçek uygulamalarda karşılaşabilecek bir araç aydınlatma ünitesinin üç boyutlu geometrisi kullanılmıştır. Aydınlatma ünitesinde bulunan lens, gövde ve reflektör gibi bileşenlerin malzemeleri gerçek uygulamalardakilere benzer seçilmiştir. Yapılan analizler literatürdeki benzer çalışmalar ile de karşılaştırılmıştır.

Araç uygulamalarında ısıl tasarım yapılırken ısı transferi yöntemi olarak büyük çoğunlukla doğal taşınımdan yararlanılmaktadır. Uzun huzme gibi yüksek güçlerde çalışması gereken LED' li aydınlatma sistemlerinin soğutulmasında ise doğal taşınım yetersiz kalabilmektedir. Tasarımından dolayı baskılı devre kartı (PCB / Printed Circuit Board) yüzey alanının yeteri kadar büyük olamadığı LED' li sistemler de doğal taşınımın yetersiz kalabileceği durumlara örnek olarak verilebilir. Çalışmada, bunun

gibi problemlere çözüm sunabileceği için nispeten yüksek güçler ile çalışan LED' li aydınlatma sistemlerinin zorlanmış taşınım yöntemi ile soğutulması HAD yazılımları yardımı ile araştırılmıştır ve doğal taşınımlı durum ile karşılaştırmalar yapılmıştır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

LED'li sistemler sahip oldukları yüksek verimlilikleri, uzun ömürlü olmaları ve düşük güç tüketimleri gibi önemli avantajları sayesinde günümüzde birçok uygulamada kullanım alanı bulmuştur (Alan 2003). Cep telefonlarının ekran aydınlatması, LCD ekranların aydınlatılması, büyük işaret lambaları ve göstergeler ve otomobil iç ve dış aydınlatma üniteleri kullanım alanlarına örnek verilebilir.

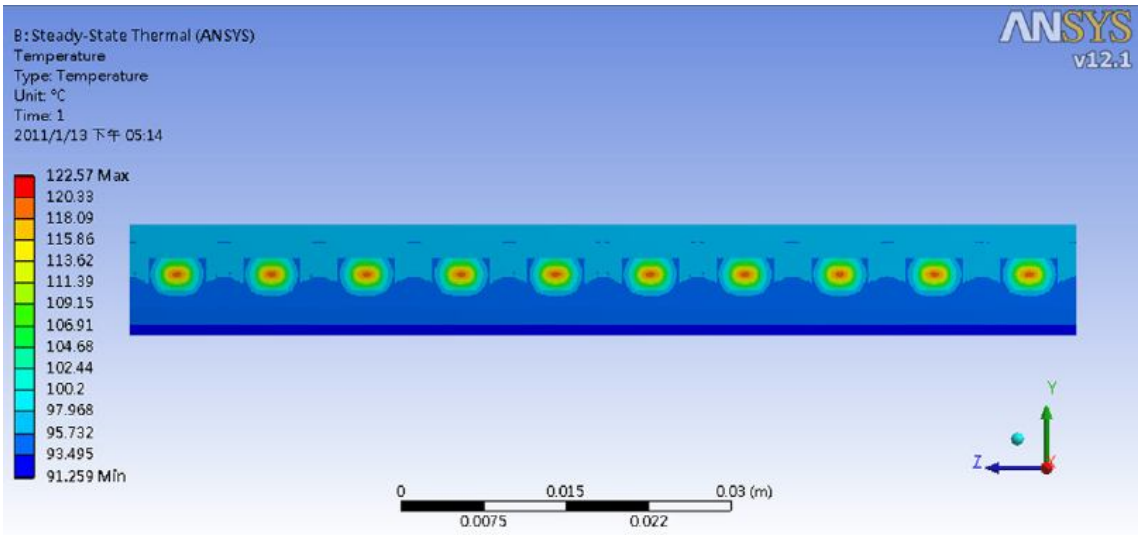
Günümüzde LED'lerden giderek daha yüksek ışık şiddeti elde edilmek istenmektedir. Böyle bir sistemden yüksek verim elde edilebilmesi için de optik ve termal tasarım giderek önemli hale gelmektedir. Üretilen ısı verimli bir yöntemle uzaklaştırılmadığı sürece LED'lerdeki ışık yayma verimliliği düşecektir. LED'in çalışma sıcaklığı düşürüldüğünde ise daha yüksek verim elde edilecektir. Ancak artan talepler doğrultusunda daha yüksek güç tüketen LED'ler daha küçük hacimler içerisinde kullanılmak istenmektedir. Bu da LED'ler için ısıl tasarımı zorlaştırmaktadır (Liu ve ark. 2006).

Arık ve ark. (2004,a) LED'lerde meydana gelen ısıl problemleri anlamak için sonlu elemanlar yöntemini kullanarak LED üzerindeki bölgesel sıcak noktaların etkisini incelemişlerdir. Arık ve ark. (2004,b) LED'lerin sistem düzeyinde ısıl tasarımını araştırdığı diğer çalışmada ise farklı malzemeden üretilmiş LED'lerin termal performanslarını incelemişlerdir. Yüksek iletim katsayısına sahip malzeme olan silisyum karbürün, safire göre 2 kat daha iyi ısıl performansa sahip olduğu bulunmuştur. Bu çalışmada da sayısal yöntemlerden yararlanılmıştır. Petroski ve ark. (2003) çalışmasında ısı dağıtıcısına sahip LED'li spot modülü geliştirmişlerdir. Doğal taşınım ile soğutma yapılan bu çalışmada silindirik boruda dikey kanatlara sahip ısı dağıtıcısı kullanılarak LED'in konumlandırılma problemi çözülmüştür. Yung ve ark. (2010) ise doğal taşınım ile soğumanın olduğu LED'li bir sistemde PCB'nin değişik açılarda bulunmasının ısı transferi üzerindeki etkisini incelemişlerdir.

Bazı araştırmacılar termoelektrik soğutucu kullanarak LED soğutma sistemi tasarımlarını incelemişlerdir. Zhong ve ark. (2010) yaptıkları çalışmada termoelektrik

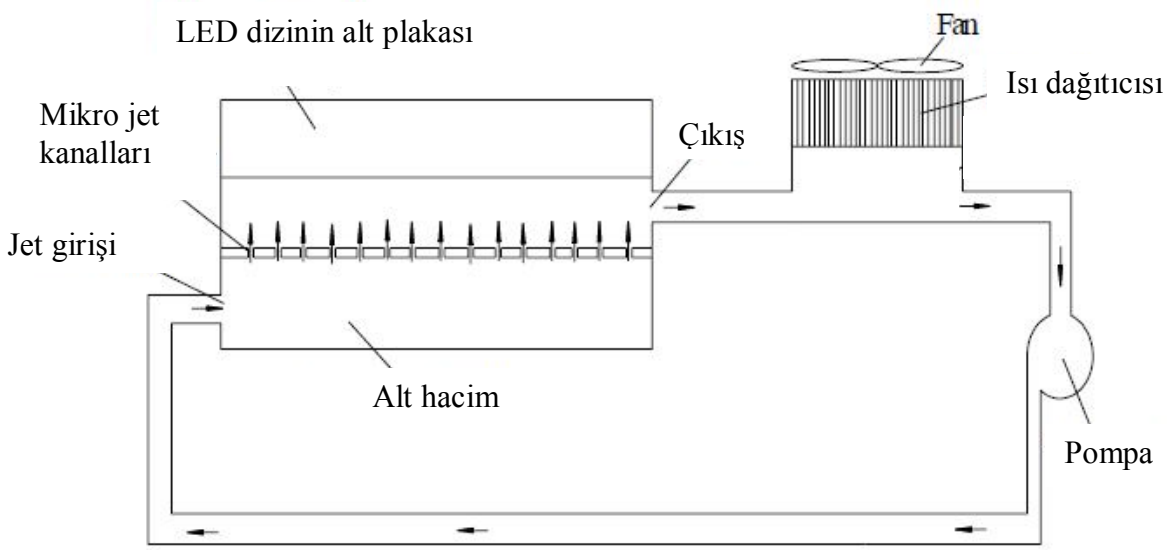
soğutucuya sahip sistemi diğerleri ile karşılaştırılmıştır. Bunun için sadece ısı dağıtıcı bulunan sistem, ısı dağıtıcısı ve fan bulanan sistem ve ısı dağıtıcısı, fan ve termoelektrik soğtucu içeren sistem olmak üzere 3 farklı konfigürasyon deneyler ile analiz edilmiştir. Buna göre termoelektrik soğutucu, ısı dağıtıcısı ve fan içeren sistemin hızın 3,6m/s olduğu durumda ve LED gücünün 35W'dan az olduğu durumlarda ısı dağıtıcısı ve fan içeren sistemden daha verimli olduğu görülmüştür. Termoelektrik soğutucu ile kullanılan bir diğer çalışma ise Liu ve ark. (2007) tarafından yapılmıştır. Silikon esaslı termoelektrik soğutucu bulunan LED soğutma sisteminin ısıl direnci düşüreceği görülmüştür.

LED'li sistemlerde ısıl tasarım yapılırken sonlu elemanlar yönteminden sıklıkla yararlanılmaktadır. Cheng ve ark. (2012) sonlu elemanlar yöntemini kullanarak yaptıkları çalışmada 10 adet LED, PCB'nin arkasında kapalı bir hacim ve dikey kanatçıkların bulunduğu bir sistemde farklı ısı taşınım katsayıları ile ısı dağılımının değişimini incelemişlerdir. Isı taşınım katsayısını arttırmak için bir fanın kullanlmasıyla LED sıcaklığının düşürüldüğü görülmüştür. Şekil 2.1'de LED'ler üzerinde hesaplanan sıcaklıklar görülmektedir. Sonlu elemanlar yönteminin kullanıldığı bir diğer çalışmada ise ısı dağıtıcısında bulunan kanatçıkların sayısı, genişlikleri ve uzunluklarının ısıl tasarıma etkisi araştırılmıştır. Bu çalışmaya göre kanatçıkların uzunlukları arttırıldığında LED sıcaklığının düştüğü, ancak kanatçık kalınlığı arttırıldığında ise arttığı görülmüştür. Kanatçık sayısı ise LED sıcaklığını belirli bir değere kadar düşürmüş ancak bu değerden sonra çok küçük değişiklik gözlemlenmiştir (Yibing 2012). Weng (2009) de çalışmasında sonlu elemanlar yöntemini kullanarak LED'li sistemlerin termal performanslarını araştırmıştır.



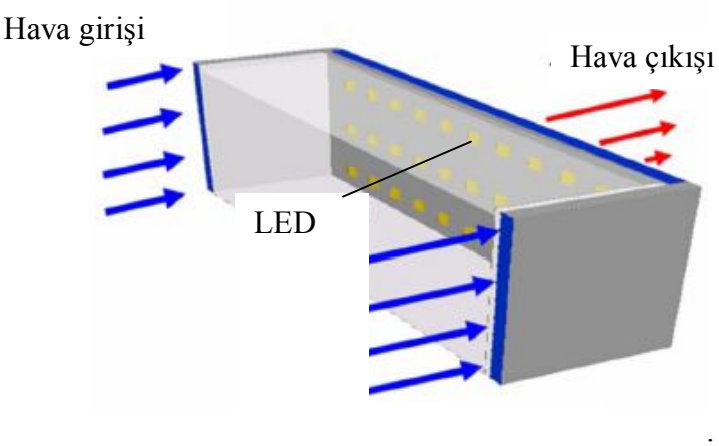
Şekil 2.1. 1W için LED'ler üzerinde sıcaklık dağılımı (Cheng ve ark. 2012)

Literatürde soğutma sisteminde akışkan olarak hava yerine sıvı kullanılan çeşitli çalışmalar da mevcuttur. Lai ve ark. (2009) çalışmasında LED'li bir otomobil farı için sıvı soğutmalı bir sistem geliştirmişlerdir. Yaptıkları karşılaştırmada hava ile soğutmanın yetersiz kalabildiğini göstermişlerdir. Çalışmada ısıl verimi iyileştirebilmek için sıvı akışını ve soğutma sisteminde kullandıkları ısı dağıtıcısını optimize etmişlerdir. Su soğutmalı bir diğer sistem ise Liu ve arkadaşlarının (2006) çalışmasında yapılmıştır. Bir pompa ile suyun sirkülasyonun sağlandığı sistemde LED'lerin bulunduğu yüzey ile temas edip ısınan su ısı dağıtıcısı ve fan yardımı ile soğutulmaktadır (Şekil 2.2).



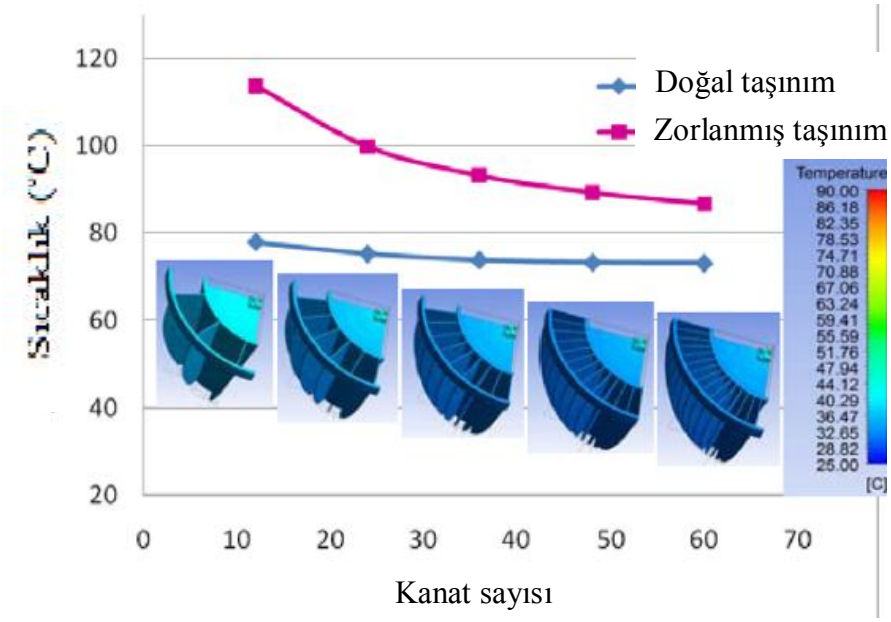
Şekil 2.2. Mikro jet soğutma sistemi (Liu ve ark. 2006)

Hava ile soğutmanın olduğu zorlanmış taşınıma örnek olarak Jang ve Shin'in (2008) çalışması gösterilebilir. LED'li otomobil farları için incelemeler yapılan bu çalışmada farın yan ve arkasına açılan boşluklarla araç hareket ettiğinde PCB arka yüzeyinin soğutulması amaçlanmaktadır. Farklı araç hızlarında sayısal analizlerin yapıldığı çalışmada hız arrtıkça LED sıcaklığının düştüğü görülmüştür. Araç hızının 120km/h'e çıkarılması ile durgun haldekine göre yaklaşık 40˚C daha düşük sıcaklık olduğu hesaplanmıştır. Şekil 2.3'de bu çalışmadaki soğutma sistemi görülmektedir. Zorlanmış taşınımın olduğu bir diğer çalışma ise Christensen ve ark. (2007) tarafından gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada zorlanmış ve doğal taşınım durumlarında LED sıcaklıkları da karşılaştırılmıştır.



Şekil 2.3. Hava ile soğutma sistemi (Jang ve Shin 2008)

LED'li sistemlerin soğutulmasında piezoelektrik fanların kullanımı konusunda da çeşitli araştırmalar yapılmaktadır. Açıkalın ve arkadaşlarının (2004) çalışmasında piezoelektrik fan yardımı ile ısı kaynağı sıcaklığının doğal taşınımlı duruma göre 36,4˚C azaltılabileceği görülmektedir. Bu konuda yapılan bir diğer çalışmada ise piezoelektrik fanın hareketini modelleyebilmek için akışkan katı etkileşimi (FSI) analizleri gerçekleştirilmiştir (Zhang ve ark. 2011). Bu çalışmada yapılan analizlerde fan ucunda yaklaşık 2m/s hız elde edilmiş olup, analiz sonuçlarının deneyle de uyumlu olduğu görülmüştür. Şekil 2.4'de bu hız kullanılarak farklı kanat sayısına sahip ısı dağıtıcıları ile yapılan analizlerde 12 kanatlı sistemde sıcaklığın doğal taşınıma göre 35,8˚C'ye kadar azalabileceği görülmektedir.



Şekil 2.4. Farklı kanat sayıları ile sıcaklığın değişimi (Zhang ve ark. 2011)

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD)

Günümüzde HAD iç ve dış akışların modellenmesi ve akış özelliklerinin tahmin edilmesinde kullanımı hızla artan bir yöntemdir. Akış analizleri, ısı transferi ve bunlarla ilgili fiziksel olaylar HAD'nin konuları arasına girer. Bu teknik çok güçlü olup endüstride ve endüstriyel olmayan sahalarda geniş uygulama alanına sahiptir.

HAD akışkan akışı, ısı transferi ve diğer ilgili fiziksel olayların bilgisayarlar yardımıyla simüle edilmesini sağlayan mühendislik yöntemi olarak tanımlanabilmektedir. Verilen sınır şartları altında ilgili hacimde korunum denklemlerini çözerek simülasyon gerçekleştirilir. Bilgisayarlar akış problemlerinin çözümünde uzun yıllardır kullanılmaktadırlar. Özgün problemleri veya özgün problem sınıflarını çözmek için birçok program yazılmıştır. 1970'lerin ortalarından itibaren kompleks matematik denklemlerinin ve algoritmaların anlaşılabilmesi için genel HAD çözücüleri geliştirilmeye başlanmıştır. Bunun etkisi ise özellikle bilgisayarların çok güçlenmeye başladığı 1980'li yıllarda kendini göstermiştir. Bilgisayar teknolojisindeki gelişmeler HAD modelleme ve çözümündeki zamanı ve dolayısı ile maliyetleri azaltmıştır. Günümüzün güçlü HAD kodları akış problemlerinin makul bir süre içerisinde çözümüne olanak tanımışlardır. Bu faktörler sonucunda HAD bugün endüstriyel bir tasarım aracı olarak da kullanılmaktadır. HAD ölçek model testlerinin ve çok çesitli simülasyonların hızlı biçimde, düşük maliyetle yapılabilmesine olanak sağlamaktadır (Tomaç 2005).

3.1.1. HAD matematik altyapısı

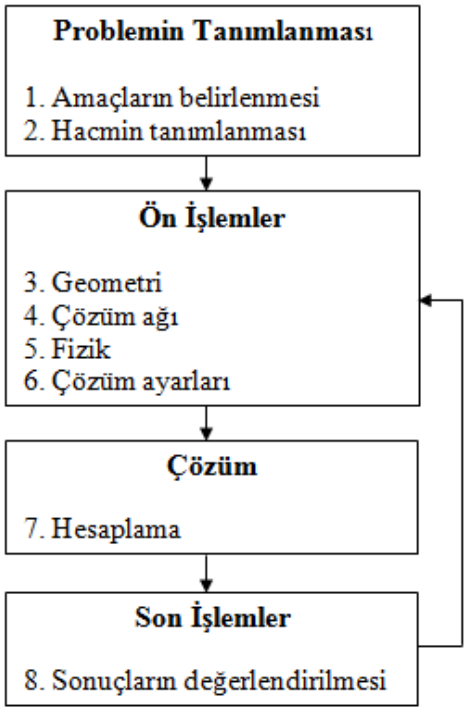
Momentum, ısı ve kütle transferini açıklayan denklemler takımı Navier-Stokes denklemleri olarak bilinmektedir. Bu kısmi diferansiyel denklemler 19. yy. başlarında ortaya konulmuştur ve günümüzde bilinen bir analitik çözümü yoktur. Bu nedenle ayrıklaştırılır ve sayısal olarak çözülür. Akış ve ısı transferi ile ilişki diğer durumları açıklayan denklemler, örneğin yanma, Navier-Stokes denklemleri ile birlikte çözülürler.

Türbülans modelleri de bunlara bir diğer örnek olarak verilebilir. HAD yazılımlarında bir çok birbirinden farklı çözüm metoduna rastlanabilir. HAD çözümlerinde kullanılan en çok bilinem yöntem sonlu hacimler yöntemidir. Çalışmada kullanılan ANSYS CFX yazılımı da sonlu hacimler metodunu kullanmaktadır. Bu metoda, öncelikle çözüm almak istediğimiz hacim küçük alt hacimlere bölünür. Bunlar kontrol hacimleri diye isimlendirilir. Denklemler her bir hacim için ayrıklaştırılır ve sayısal olarak çözülür. Her bir kontrol hacmini temsil eden sonuç, komşuları ile birlikte aralardaki yaklaşık çözümler hesaplanalarak tüm model üzerindeki sonuçlar elde edilmiş olur (Erşan 2012).

3.1.2. HAD aşamaları

Herhangi bir problemin hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemiyle modellenmesine çözüm hacminin bir bilgisayar destekli tasarım programı ile çizimi ile başlanır. Ardından çözüm ağının oluşturulabilmesi için bu hacim hesaplamalara uygun olarak sonlu sayıda hacimlere bölünür. Sınır şartlarının da eklenmesi ile çözüm aşamasına geçilir. Çözüm bittiğinde ise sonuçlar görselleştirilerek, grafikler veya sayısal veriler incelenerek değerlendirilir. Sonuçların değerlendirilmesiyle geometri, çözüm ağı veya sınır koşullarında değişikliğe gidilerek tekrar çözüm yapılması istenebilir. Bir HAD problemini problemin tanımlanması, ön işlemler, çözüm ve son işlemler olmak üzere 4 aşamada ele alabiliriz. Bu 4 aşama da aşağıdaki şekilde görüleceği üzere çeşitli alt aşamalara ayrılmaktadır (Şekil 3.1).

Problemin tanımlanması aşamasında, öncelikle çözümden elde edilecek çıktılara karar verilmesi gereklidir. Ardından elde edilecek çıktıları etkileyecek parametler ortaya çıkacaktır. Buna göre çalışmada hangi denklemlerin, fiziksel veya geometrik özelliklerin hesaba katılıp hangilerinin ihmal edilebileceğine karar verilir. Örneğin, karmaşık geometriler çözüm süresini uzatabilir. Geometride sonuçları değiştirmeyeceği öngörülen detaylar geometri oluşturma aşamasında ihmal edilebilir. Bu ihmallere göre geometri yeniden düzenlenir ve bir sonraki aşamaya geçilebilir. Yine bu aşamada fiziksel tanımlamalar, sınır koşulları ve nümerik yöntemlere karar verilir (Erşan 2012).

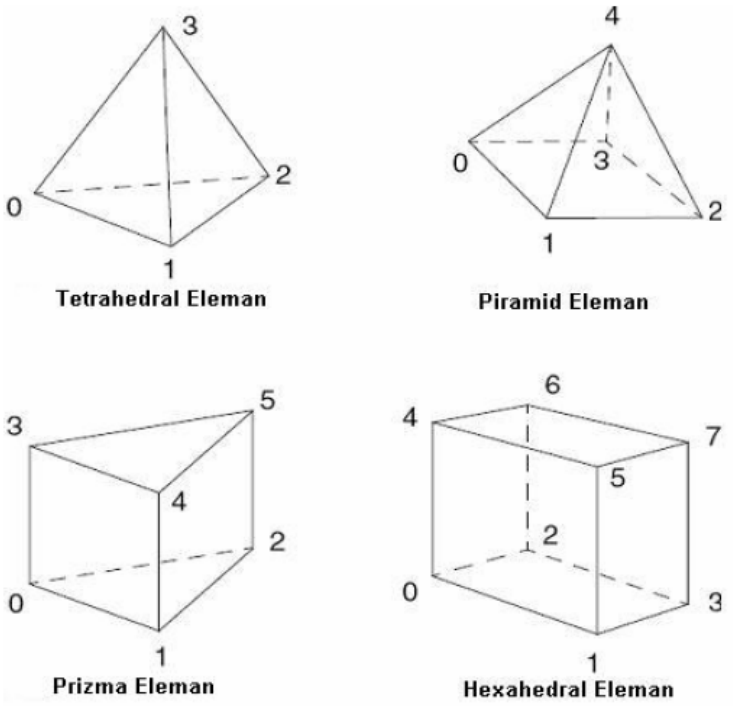


Şekil 3.1. HAD analizi iş akış şeması

Ön işlemler aşamasında sayısal çözüm ağı oluşturulur. Burada sayısal çözüm ağındaki eleman sayısı ne kadar çok olursa gerçek sonuçlara o kadar yakın sonuçlar elde edilebilir. Fakat çözüm süresi de bir o kadar artacaktır. Buna rağmen sonuçların doğruluğu sayısal ağ eleman sayısının belli bir değerine kadar değişmektedir. O değere ağdan bağımsız eleman sayısı denir (Erşan 2012).

HAD uygulamalarında kullanılan yazılımların çözüm ağı oluşturmak için kullandığı 4 çeşit hacim eleman tipi mevcuttur (Şekil 3.2.).

Bu eleman tiplerinden kullanımı en yaygın ve üretilmesi en basit olan tetrahedral elemandır. Sınır tabaka etkilerinin önemli oldugu problemlerde (ayrılma noktası tespiti için yapılan analizlerde vb.) heksahedral eleman kullanımı daha doğru ve hassas sonuçlar için kaçınılmaz olmaktadır. Analizlerde heksahedral eleman kullanımının en büyük avantajlarından birisi eleman kalitesi çok bozulmadan sınır tabakada istenilen sayıda düğüm oluşturulmasına izin vermesidir. Bu sayede sınır tabakadaki akış daha iyi bir biçimde analiz edilebilmektedir (Tomaç 2005).



Şekil 3.2. Çözüm ağlarında kullanılabilen hacim elemanı tipleri

3.2. Korunum Denklemleri

Akışkanlar dinamiği problemlerinin çözümünde akış süresince kontrol hacmine giren ve çıkan kütlenin, momentumun ve enerjinin korunduğu kabulü yapılmaktadır. Bu kabül ile kontrol hacmi içerisinden geçen iç kuvvetler, ısı veya iş kaynakları veya dışarıdan uygulanan kuvvetlerin toplamı sıfır olmaktadır. Korunum denklemleri süreklilik, momentum ve enerji için sırasıyla aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\nabla(\rho V)=0 \tag{3.1}$$

$$\rho\frac{DV}{Dt}=\nabla\tau_{ij}-\nabla p+\rho F \tag{3.2}$$

$$\rho\frac{De}{Dt}+p(\nabla V)=\frac{\partial Q}{\partial t}-\nabla q+\phi \tag{3.3}$$

Bu çalışmada kullanılacak olan HAD yazılımı Navier-Stokes denklemlerini çözmektedir. Bu denklemler akışkan içerisindeki birim kütleye etki eden momentum değişimlerinin, basınç değişimleri ve sürtünme kayıplarına neden olan viskoz kuvvetlerin toplamına eşit olduğunu ifade eder. Bu denklemler ile kontrol hacmi içerisindeki momentum değişimi hesaplanır. Bu çalışmada da olduğu gibi akışın sıkıştırılamaz olduğu durumlarda ve kartezyen koordinat sisteminde bu denklemler aşağıdaki gibi yazılabilir.

X bileşeni;

$$\rho\left(\frac{\partial u}{\partial t}+u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}+w\frac{\partial u}{\partial z}\right)=-\frac{\partial p}{\partial x}+\rho g_x+\mu\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right) \quad (3.4)$$

Y bileşeni;

$$\rho\left(\frac{\partial v}{\partial t}+u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}+w\frac{\partial v}{\partial z}\right)=-\frac{\partial p}{\partial y}+\rho g_y+\mu\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right) \quad (3.5)$$

Z bileşeni;

$$\rho\left(\frac{\partial w}{\partial t}+u\frac{\partial w}{\partial x}+v\frac{\partial w}{\partial y}+w\frac{\partial w}{\partial z}\right)=-\frac{\partial p}{\partial z}+\rho g_z+\mu\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right) \quad (3.6)$$

Bu çalışmada gerçekleştirilen sayısal analizler için problemlerin kararlı rejimde olduğu kabulü yapıldığından yukarıdaki denklemlerde bulunan zamana bağlı terimler de analizlerde ihmal edilecektir.

3.3. HAD ve Türbülans

Akışkanlar mekaniğinde türbülans kavramı akıştaki herhangi bir zaman ve yerdeki dalgalanmaları ifade etmek için kullanılmaktadır. Türbülans, atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranla daha etkin olduğu durumlardaki akış tipidir. Türbülanslı bir akışın üç boyutlu ve zamana bağlı olması nedeniyle kaotik bir akış tipi olduğu bilinmektedir (Şekil 3.3).



Şekil 3.3. Leonardo da Vinci'nin türbülanslı akışı resmettiği çalışması (McDonough 2004)

Navier-Stokes denklemleri hem laminer hem de türbülanslı akışı temsil etmeye elverişlidir ve türbülans için herhangi ek bir terime ihtiyaç duymamaktadırlar. Pratikte türbülanslı akışta hız ve basınç değerlerinde çok küçük dalgalanmalar olmaktadır. Bu dalgalanmaları çözüm ağımızın yakalayabilmesi için o boyutlarda elemanlar kullanmamız gerekmektedir (Erşan 2012). Bu şekildeki bir çözüm için Direkt Sayısal Simülasyon (DNS) yöntemine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu yöntemde gerekli olan bilgisayar donanımı ise sıradan bilgisayarların sahip olduğu kapasitenin çok üzerindedir. DNS yönteminin yüksek bilgisayar peroformansı gerektirmesinden dolayı türbülansın akış üzerindeki etkilerini çözüme dahil edebilme konusunda daha pratik çözümler sunan çeşitli türbülans modelleri geliştirilmiştir.

Günümüzde akışkanlar dinamiği problemlerinde türbülans etkilerini çözebilmek için kullanılan 3 temel yöntem aşağıdaki gibidir.

-Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS)
-Büyük Girdap Simülasyonu (LES)
-Direkt Sayısal Simülasyonu (DNS)

LES ve DNS modelinin kullanıldığı hesaplamalar yüksek donanımlara sahip bilgisayarlar ve uzun çözüm süreleri gerektirdiğinden endüstride kullanımı RANS modelleri kadar yaygın değildir, günümüzde daha çok akademik çalışmalarda kullanılmaktadırlar. Bu çalışmadaki hesaplamalarda mevcut bilgisayar donanımı gözönünde bulundurularak RANS yöntemi tercih edilmiştir.

3.3.1. Reynolds ortalamalı Navier-Stokes (RANS) yaklaşımı

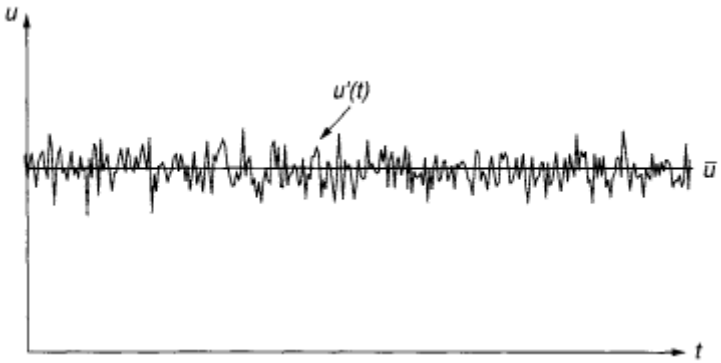
Türbülans modelleri transport denklemlerini ortalamalı ve dalgalanmalı değerlerle modifiye ederek bir çözüm ararlar (Tomaç 2005). U_i hızının, $\overline{U}_i$ ortalama hız ve u_i dalgalanma teriminden oluştuğu kabulü ile;

$$U_i = \overline{U}_i + u_i \tag{3.7}$$

olacaktır. Ortalama hız terimi ise aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\overline{U}_i = \frac{1}{\Delta t}\int_{t}^{t+\Delta t} U_i dt \tag{3.8}$$

Δt zaman ölçeği olmakla beraber türbülans dalgalanmalarından büyük fakat denklemlerin çözüm adımından küçüktür (Anonim 2013).



Şekil 3.4. Türbülanslı akışta zaman ile hız dalgalanmaları (Tu 2008)

Ortalaması alınmış terimlerin süreklilik ve momentum denkleminde yerine koyulması ile ve τ_{ij} normal ve kayma gerilmelerini temsil eden gerilme tensörü olmak üzere aşağıdaki eşitlikler elde edilecektir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho U_j\right) = 0 \tag{3.9}$$

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho U_i U_j\right) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\tau_{ij} - \rho\overline{u_i u_j}\right) + S_M \tag{3.10}$$

Burada Navier-Stokes denklemlerindeki süreklilik eşitliği değişmemiştir ancak momentum eşitliğine ek bir terim ilave edilmiştir. $\rho\overline{u_i u_j}$ terimi Reynolds gerilmeleri diye adlandırılır ve ortalaması alınmamış eşitliklerdeki lineer olmayan taşınım teriminden ortaya çıkmıştır (Anonim 2013).

Yukarıda süreklilik ve momentum denklemleri verilmiştir. Ortalaması alınmış terimlerin enerji denkleminde yerine konulması ile ve h_{tot} toplam entalpiyi ifade etmek üzere enerji denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\frac{\partial \rho h_{tot}}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho U_j h_{tot}\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\lambda\frac{\partial T}{\partial x_j} - \rho\overline{u_j h}\right) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[U_i\left(\tau_{ij} - \rho\overline{u_i u_j}\right)\right] + S_E \tag{3.11}$$

Çalışmada kullanılan ANSYS CFX yazılımında RANS yaklaşımını kullanan çeşitli türbülans modelleri mevcuttur. Standart k-ε , RNG k-ε, Standart k-ω ve SST türbülans modelleri bunlara örnek verilebilir. Çalışmada yapılacak analizlerde de SST modeli tercih edilmiştir.

3.3.2. Türbülans Modelleri

3.3.2.1. Standart *k-ε* türbülans modeli

Bu türbülans modeli iki ayrı taşınım denkleminin çözümüne imkan vererek türbülans hız ve uzunluk ölçeğinin hesaplanabildiği iki denklemli türbülans modelleri arasına girmektedir. Launder ve Spalding (1972) tarafından önerilmiş olup mühendislik ve endüstriyel uygulamalarda sıklıkla kullanılmaktadır. Standart k-ε türbülans modelinde akış tümüyle türbülanslı kabul edilir ve moleküler viskozitenin etkisi ihmal edilir. Bu nedenle standart k-ε türbülans modeli yalnızca tam türbülanslı akışlar için geçerlidir (Özdemir 2007).

Bu modeldeki "k" türbülans kinetik enerjisidir hızdaki dalgalanmaların değişimi olarak ifade edilir. "ε" terimi ise türbülans kinetik enerjisi kayıp oranını ifade etmektedir ve birimi birim zamandaki türbülans kinetik enerjisidir (Anonim 2013).

$$k = \sqrt{u'^2 + v'^2 + w'^2} \tag{3.12}$$

Bu modelin kullanıldığı bir denklem takımında süreklilik ve momentum eşitlikleri sırasıyla aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho U_j\right) = 0 \tag{3.13}$$

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho U_i U_j\right) = -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu_{eff}\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right)\right] + S_M \tag{3.14}$$

Burada μ_{eff} türbülans etkilerinin de dahil edildiği efektif viskozite terimidir.

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_{\text{t}} \tag{3.15}$$

μ_{t} türbülans viskozitesi ise aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{3.16}$$

Burada C_μ sabit sayı olup k ve ε değerleri ise aşağıdaki diferansiyel denklemlerinden elde edilebilmektedir.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho U_j k\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + P_k - \rho\varepsilon + P_{kb} \tag{3.17}$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho U_j \varepsilon\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + \frac{\varepsilon}{k}\left(C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2}\rho\varepsilon + C_{\varepsilon 1} P_{\varepsilon b}\right) \tag{3.18}$$

3.3.2.2. Standart *k-ω* türbülans modeli

Wilcox (1986) tarafından gelistirilmiş olan standart *k-ω* türbülans modeli türbülans kinetik enerjisi (*k*) ve türbülans frekansının (*ω*) hesaplanabilmesi için iki ayrı transport denklemi çözülmektedir. Türbülans kinetik enerjisi ve türbülans frekansı denklemleri sırasıyla aşağıdaki gibidir (Anonim 2013).

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho U_j k\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + P_k - \beta' \rho k\omega + P_{kb} \tag{3.19}$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho U_j \omega\right) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}\right)\frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right] + \alpha\frac{\omega}{k} P_k - \beta\rho\omega^2 + P_{\omega b} \tag{3.20}$$

3.3.2.3. SST (Shear Stress Transport) türbülans modeli

SST türbülans modeli Menter (1994) tarafından geliştirilmiş olup k-ω ve k-ε modellerinin kombinasyonudur. İç sınır tabakada k-ω modeli gibi ve dış sınır tabakası bölgesinde ve sınır tabakanın dışında k-ε modeline benzer hesaplama yapar (Davidson 2006).

SST modelinde k-ω ve k-ε türbülans modellerinde çözülmeyen türbülans kayma gerilmeleri de hesaba katılır ve ters basınç gradyeni altında akışta oluşan ayrılmaya ait ayrılma başlangıcını ve miktarını yüksek doğrulukla hesaplayabilir. k-ω ve k-ε modellerinde olduğundan yüksek hesaplanan girdap viskozitesi, SST modelinde formülasyona bir limitleyici eklenerek daha doğru hesaplanması amaçlanmıştır (Anonim 2013).

Bu durumda kinematik girdap viskozitesi, türbülans kinetik enerjisi (k) ve kayıp oranı (ω) sırasıyla aşağıdaki gibidir.

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \tag{3.21}$$

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k\omega + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\nu + \sigma_k \nu_T)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] \tag{3.22}$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\nu + \sigma_\omega \nu_T)\frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right] + 2(1 - F_1)\sigma_{\omega 2}\frac{1}{\omega}\frac{\partial k}{\partial x_i}\frac{\partial \omega}{\partial x_i} \tag{3.23}$$

3.4. HAD ve Işınım

3.4.1. Işınım transferi denklemi

HAD'da ışınımdan dolayı olan ısı transferi iletim ve taşınıma oranla daha fazla olduğu problemlerde ışınım ile ilgili ısı transferi denkleminin de çözüme ilave edilmesi gerekir.

Işınımın modellenmesindeki amaç enerji denkleminde bulunan kaynak terimi *S*'nin elde edilebilmesi için ışınım transferi denklemini (RTE) çözmektir. RTE denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\frac{dI_v(r,s)}{ds} = \left(-\left(K_{av}+K_{sv}\right) I_v(r,s) + K_{av} I_b(v,T) + \frac{K_{sv}}{4\pi} \int_{4\pi} dI_v(r,s') \, \Phi(s\cdot s') \, d\Omega' + S \right) \quad (3.24)$$

Denklemdeki terimlerin anlamları aşağıdaki gibidir.

v: frekans
r: pozisyon vektörü
s: yön vektörü
s: yol uzunluğu
K_a: absorpsiyon katsayısı
K_s: yayım katsayısı
I_b: siyah cisim emisyon yoğunluğu
I_v: spektral ışınım yoğunluğu
T: yerel mutlak sıcaklık
Φ: yayılım faz fonksiyonu
S: ışınım yoğunluğu kaynak terimi

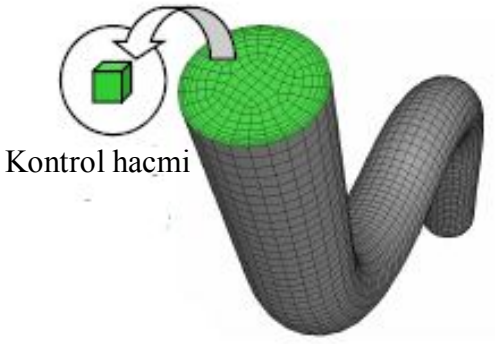
Işınım transferi denklemini çözebilmek için çalışmada yararlanılacak ANSYS CFX yazılımında çeşitli yaklaşımlar mevcuttur. Rosseland, P-1, Discrete Transfer, Monte Carlo ve Multiband modelleri bunlara örnek verilebilir. Yapılacak analizlerde sonuçların yeterli hassasiyette olabilmesi için literatürde yer alan benzer hesaplamalarda (Sökmen 2012) da kullanılan Monte Carlo modeli tercih edilmiştir.

3.4.2. Monte Carlo modeli

Monte Carlo modeli ışınımın olduğu hacmin bir foton gaz olduğu kabulünü yapar. Bu modelde foton kaynağından çıkan bir foton seçilerek stokastik olarak sistem içerisinde ağırlığı belirli bir değerin altına düşünceye kadar takip edilir. Fotonun bir yüzeyle karşılaştığı veya absorbe edildiği her durumda ışınım yoğunluğunun miktarı güncellenir. Bu yöntem kullanılarak fotonun sistem içerisindeki izlediği yol veya fiziksel büyüklüğü gibi değerleri içeren geçmişi oluşturulur. Işınım transferi ile ilgili yeterince doğru tahminler yapılabilmesi için çok sayıda foton için geçmiş oluşturulması gerekir. ANSY CFX yazılımında bu sayı kullanıcı tarafından tanımlanabilen bir değerdir (Zitzmann ve ark. 2007).

3.5. Sonlu Hacimler Yöntemi

ANSYS CFX yazılımının çözüm yöntemi olarak kullandığı sonlu hacimler yönteminde hesaplama yapılacak akış hacmi sonlu sayıda küçük hacime ayrıştırılarak bu hacimlerin her birinde ilgili denklemler için çözüm yapılır. HAD'da akış hacminin sonlu sayıdaki hacime bölme işlemi çözüm ağı veya sayısal ağ oluşturma aşaması olup sonlu hacimler yöntemi her bir alt hacimdeki çözümleri birleştirerek problemin genel çözümünü bulma ilkesine dayanmaktadır.



Şekil 3.5. Akış hacminin sonlu sayıda hacimlere ayrıştırılması

ANSYS CFX yazılımında kullanılan Navier-Stokes denklemlerinin analitik çözümleri sadece kompleks olmayan akış problemleri ve geometriler için mümkündür. Daha karmaşık fiziğe ve geometrilere sahip problemlerde çözüm elde edebilmek için ise bu

denklemler cebrik ifadelere dönüştürülüp ve sayısal bir metod kullanılarak çözüm aranmaktadır. Bu aşamada da denklemlerde ayrıklaştırma yapılmaya ihtiyaç duyulmaktadır. Ayrıklaştırma işlemi aşağıdaki gibi ele alınabilir.

Sırasıyla süreklilik, momentumun korunumu ve herhangi bir skalerin adi formu kartezyen koordinatlarda aşağıdaki gibidir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_j\right)=0 \tag{3.25}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho u_i\right)+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_j u_i\right)=-\frac{\partial P}{\partial x_i}+\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\mu_{eff}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\right)+S_{u_i} \tag{3.26}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\,\varphi)+\frac{\partial}{\partial \boldsymbol{x}_j}\left(\rho\,\boldsymbol{U}_j\,\varphi\right)=\frac{\partial}{\partial \boldsymbol{x}_j}\left(\Gamma_{eff}\left(\frac{\partial \varphi}{\partial \boldsymbol{x}_j}\right)\right)+S_{\varphi} \tag{3.27}$$

Bu denklemlerin kontrol hacmi üzerinden integre edilmesiyle aşağıdaki denklemler elde edilir.

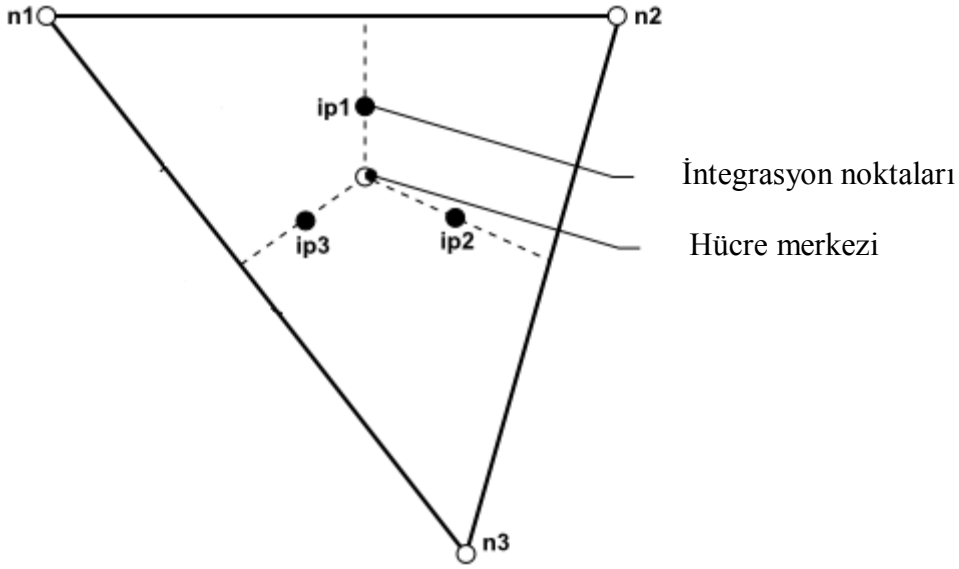
$$\frac{\partial}{\partial t}\int_v \rho dv+\int_s \rho u_j dn_j=0 \tag{3.28}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\int_v \rho u_i dv+\int_s \rho u_j u_i dn_j=-\int_s P dn_j+\int_s \mu_{eff}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right)dn_j+\int_v S_{u_i} dv \tag{3.29}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\int_v \rho\phi dv+\int_s \rho u_j \phi dn_j=\int_s \Gamma_{eff}\left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j}\right)dn_j+\int_v S_\phi dv \tag{3.30}$$

Bu denklemlerde *v* ve *s* indisleri sırasıyla hacim ve yüzey integral bölgelerini temsil etmektedir. dn_j terimi yüzey normalinin diferansiyel kartezyen bileşenidir. Yüzey

integralleri akıların integre edilmesinden oluşurken, hacim integralleri ise kaynak terimlerini veya biriktirme terimlerini temsil etmektedirler.



Şekil 3.6. İki boyutlu bir çözüm ağı hücresi

"ip" integrasyon noktalarını temsil etmek üzere, yüzey ve hacim integrallerinin ayrıklaştırılmasından sonra denklemler aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\rho V\left(\frac{\rho-\rho^{o}}{\Delta t}\right)+\sum_{ip}\left(\rho u_{j}\Delta n_{j}\right)_{ip}=0 \tag{3.31}$$

$$\rho V\left(\frac{u_{i}-u_{i}^{o}}{\Delta t}\right)+\sum_{ip}m_{ip}(u_{i})_{ip}=\sum_{ip}\left(P\Delta n_{i}\right)_{ip}+\sum_{ip}\left(\mu_{eff}\left(\frac{\partial u_{i}}{\partial x_{j}}+\frac{\partial u_{j}}{\partial x_{i}}\right)\Delta n_{j}\right)_{ip}+\overline{S_{u_{i}}}V \tag{3.32}$$

$$\rho V\left(\frac{\phi-\phi^{o}}{\Delta t}\right)+\sum_{ip}m_{ip}u_{ip}=\sum_{ip}\left(\Gamma_{eff}\frac{\partial\phi}{\partial x_{j}}\Delta n_{j}\right)_{ip}+\overline{S_{\phi}}V \tag{3.33}$$

Denklemlerdeki Δt zaman adımını, $\sum$ çözüm ağındaki integrasyon noktalarının toplamını, V kontrol hacmini ve Δn_j ayrık yüzey vektörünü göstermektedir.

3.6. Isı Transferi Yöntemleri

3.6.1. İletimle ısı transferi

İletim ile ısı transferi bir maddenin partikülleri arasındaki ilişki esnasında yüksek enerjili partikülden düşük enerjili partiküle enerji transferi olarak ele alınabilir. Isı iletiminin temel denklemi Fourier ısı iletimi kanunu ile ifade edilir. Yan yüzeyi yalıtılmış silindir şeklindeki bir metal çubuk düşünülecek olursa ve metal çubuğun uç yüzeylerini T_1 ve T_2 sıcaklıklarında tutulursa ve $T_1 \neq T_2$ olmak üzere iki uç yüzey arasındaki sıcaklık farkı iletim ile ısı transferine sebep olacaktır (Kılıç ve Yiğit 2000).

Q_x x yönündeki ısı transferi oranı, k malzemeye bağlı ısı iletim katsayısı ve A metal çubuğun kesit alanı olmak üzere iletim ile ısı transferi eşitliği aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$Q_x = k\ A\ \frac{\Delta T}{\Delta x} \tag{3.34}$$

Isı iletimi Termodinamiğin 2. Yasası'na göre azalan yönde olacağından eşitliğin sağ tarafı (-) ile çarpılmıştır.

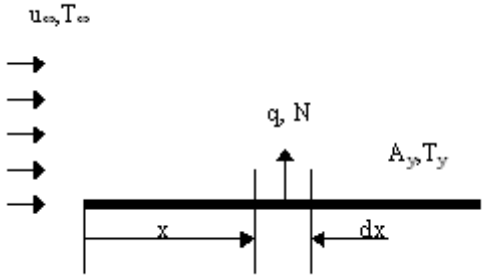
Fourier ısı iletim kanunu kartezyen koordinat sisteminde ise aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$q = -k\vec{\nabla}T = -\ k\ \left(\vec{i}\frac{\partial T}{\partial x} + \vec{j}\frac{\partial T}{\partial y} + \vec{k}\frac{\partial T}{\partial z}\right) \tag{3.35}$$

3.6.2. Taşınımla ısı transferi

Taşınımla ısı ve kütle transferi, farklı sıcaklıktaki hareketli bir akışkan ile katı bir yüzey arasındaki madde ve enerji transferidir. Taşınım ile olan ısı transferi mekanizması hem iletimle ısı transferini ve hem de akışkanın hareket etmesi sonucunda enerjinin taşınması durumlarının ikisini de içerir. Kontrol hacmi içerisinde akışkan hareketi

yoğunluk farkından dolayı oluşuyorsa ısı transferinin doğal taşınım ile olduğu durum söz konusudur. Akışkanın hareketi pompa veya fan gibi ek bir araç yardımı ile oluyorsa ısı transferi zorlanmış taşınım ile gerçekleşmektedir (Incropera ve DeWiit 2001).



Şekil 3.7. Düz levha üzerinden taşınımla ısı transferi

T_y yüzey sıcaklığı, T_∞ ortam sıcaklığı, A_y yüzey alanı ve h_m ortalama ısı taşınım katsayısı olmak üzere yüzeyden olan taşınımla ısı transferi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$Q = h_m A_y (T_y - T_\infty) \tag{3.36}$$

3.6.2.1. Doğal taşınım

Akışta bir dış etki sonucu oluşan hızın olmadığı ancak akış içerisinde yinede taşınım olduğu durumlar doğal taşınım olarak adlandırılır. Doğal taşınım içinde sıcaklık farklarının olduğu bir akışkan üzerine gövde kuvvetleri etkidiği zaman ortaya çıkar. Burada net etki doğal akışa neden olan kaldırma kuvvetidir. Doğal taşınımda akışkan hareketi, akışkan içindeki kaldırma kuvvetleri ile oluşur. Kaldırma, akışkan içindeki yoğunluk farkı ile ve yoğunlukla orantılı bir gövde kuvvetinin birlikte olmalarının sonucunda oluşur. Gövde kuvvetini genellikle yerçekimi kuvveti oluşturur, ancak turbomakinalarda merkezkaç kuvveti de gövde kuvvetini oluşturabilir.

Farlar sızdırmazlık kriterini sağlayabilmek için genellikle kapalı bir hacim şeklinde tasarlanırlar. Dolayısıyla farlardaki ısı taşınımı mekanizması da kapalı hacimde doğal taşınım olarak düşünülebilir.

Farklı sıcaklıklara sahip yatay olarak konumlandırılmış iki levha arasında kapalı hacimde kalan havanın hareketini ele alınsın. Burada alt taraftaki levha sıcak üst taraftaki levha ise soğuk olsun. Bu durumda alt levha ile temas edip ısınan hava yukarı doğru hareket edecek ve üst taraftaki soğuk levha ile temas edince yoğunluğu artarak ve aşağı doğru hareket edeecektir. Böylece sürekli ve kararsız bir hava hareketi oluşacaktır. Alt taraftaki levhanın soğuk ve üst taraftaki levha ise sıcak olduğu durumda ise alt taraftaki levha ile temas eden hava aşağı doğru hareket etmek isteyecek fakat edemeyecektir. Üst taraftaki levha ile temas eden ve ısınan hava ise yukarı doğru hareket etmek isteyip edemeyecektir. Böylece iki levha arasındaki hava kararlı ve hareketsiz olacaktır (Kılıç ve Yiğit 2000).

Zorlanmış taşınımda kullanılan Reynolds sayısının yerini doğal taşınımda Grashof sayısı almaktadır. Gr sayısı kaldırma kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı olarak ifade edilir ve doğal taşınımda akış karakteristiği ile ilgili özellikle akışın türbülanslı veya laminer olması hakkında bilgi verir.

β hacimsel ısıl genleşme katsayısı olmak üzere ideal gazlar için aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanabilir.

$$\beta : \frac{1}{T_{film}} \tag{3.37}$$

$$T_{film} : \frac{T_y + T_\infty}{2} \tag{3.38}$$

olmak üzere Gr sayısı aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$Gr = \frac{g\beta L^3 (T_y - T_\infty)}{v^2} \tag{3.39}$$

Doğal taşınımda bir diğer boyutsuz sayı ise Rayleigh sayısıdır ve aşağıdaki eşitlikten elde edilmektedir.

$$Ra = Gr\,\mathrm{Pr} = \frac{g\beta L^3 (T_y - T_\infty)}{v\alpha} \tag{3.40}$$

3.6.2.2. Zorlanmış taşınım

Zorlanmış taşınım problemlerinin temeli akışkanın bir dış etki ile hareket ettirilmesine dayanır. Zorlanmış taşınımda ortalama ısı taşınım katsayılarının doğal taşınıma göre daha fazla olduğu bilinmektedir (Çizelge 3.1).

Çizelge 3.1. Zorlanmış ve doğal taşınımda ortalama ısı taşınım katsayıları

		h_m (W/m²K)
Zorlanmış taşınım	Gazlar	25 - 250
	Sıvılar	50 - 20000
Doğal taşınım	Gazlar	2 - 25
	Sıvılar	50 - 1000

Zorlanmış taşınımda akışın türbülanslı veya laminerli olduğuna Reynolds sayısı değerlendirilerek karar verilir. Re sayısı atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranıdır.

$$\mathrm{Re} = \frac{U_o L}{v} \tag{3.41}$$

Akış karakteristiği ile ilgili yorum yapabilmek için akışa ait Re sayısı kritik Re sayısı ile kıyaslanır. Dış ve iç akış tipinin ikisinde de aşağıdaki şartın sağlanması ile akışın türbülanslı veya laminer olduğuna karar verilir. Kritik Re sayısı dış akışta yaklaşık olarak $5 \cdot 10^5$ ve iç akışta 2300 olmak üzere;

Çizelge 3.2. Re sayısı ile değerlendirme

$\mathrm{Re} < (Re)_{kr}$	Laminer akış
$\mathrm{Re} > (Re)_{kr}$	Türbülanslı akış

3.6.3. Işınımla ısı transferi

İletim ve taşınımla ısı geçişi, bir madde içinde sıcaklık gradyanından kaynaklanır. Işınımla ısı transferinde ise arada bir madde olmasına gerek yoktur. Yüzeylerin birbirini görmesi yeterlidir. Yüksek sıcaklıkta bulunan bir katı cismin daha düşük sıcaklıkta yüzeye sahip bir hacimde vakum içerisine yerleştirildiğinde vakumdan dolayı hacim içinde katı cisimden iletimle ve taşınımla olacak ısı transferi olmayacaktır çünkü bu ısı transferi mekanizmalarının gerçekleşmesi için bir ortam mevcut değildir. Ancak katı cisim belli bir zaman sonunda soğuyarak kendisini çevreleyen yüzeyler ile ısıl dengeye gelecektir. Diğer bir deyişle katı cisim çevresiyle ışınımla ısı transferinde bulunacak ve sonuçta ısıl dengeye ulaşacaktır. Işınımda enerji elektromanyetik dalgalarla veya fotonlar ile taşınırlar. Elektromanyetik ışınım, X ışınları, gama ışınları, görülebilen ışık spektrumu ve radyo dalgaları gibi yaygın olarak bilinen dalga boyu aralıklarını da kapsayan geniş bir spektruma sahiptir. Işıma olayı ışığın vakum içindeki hızıyla gerçekleşir. Mutlak sıfır sıcaklığının üzerinde sonlu sıcaklığa sahip bütün maddeler çevrelerinden bağımsız olarak ışıma ile enerji yayarlar. Net ısı transferi ise sıcak bölgeden soğuk bölgeye doğru olur. Bu nedenle ortamda bulunan nispeten soğuk olan cisimler yaptığı ışımadan daha fazla enerji yutar (Kılıç ve Yiğit 2000).

Maddenin ısıl enerjisinden dolayı birim yüzey alanından birim zamanda maddeden bırakılan enerji yayınım gücünün alabileceği en yüksek değer Stefan-Boltzman kanunu ile ifade edilmektedir. Buna göre en yüksek yayınım gücüne sahip böyle bir madde siyah cisim olarak isimlendirilir. σ Stefan-Boltzman sabiti ve T_y yüzey sıcaklığı olmak üzere Stefan-Boltzman kanunu aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$E = \sigma {T_y}^4 \tag{3.42}$$

Siyah cisim ile aynı sıcaklıkta bulunan gerçek bir yüzeyden yayılan ısı akısı ise aşağıdaki eşitlikten elde edilebilir.

$$E = \varepsilon \sigma {T_y}^4 \tag{3.43}$$

Burada ε yüzeyin ışınım yayma karakterisiğini veren yayınım oranıdır (emisivity) ve bu oran 0 ile 1 arasında bulunmaktadır ve siyah cisim için ise $\varepsilon = 1$ olmaktadır.

Yüzeyde birim zamanda absorbe edilen ışıma enerjisi ise aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanabilir.

$$G_{abs} = \alpha\, G \tag{3.44}$$

Burada α yutma katsayısıdır ve $0 \leq \alpha \leq 1$ aralığında bulunmaktadır.

Yüzey sıcaklığı T_y olan cismin kendi sıcaklığından çok daha büyük ve yüzeyi $T_{çevre}$ sıcaklığında tutulan bir hacimde bulunduğu durumda yüzey ile çevresi arasında ışınım ile ısı geçişi olacaktır. Burada yüzeye gelen ışınım $T_{çevre}$ sıcaklığındaki siyah bir cisimden ışıma miktarı olarak düşünülebilir ve aşağıdaki eşitlik ile hesaplanabilir.

$$G = \sigma\, {T_{çevre}}^4 \tag{3.45}$$

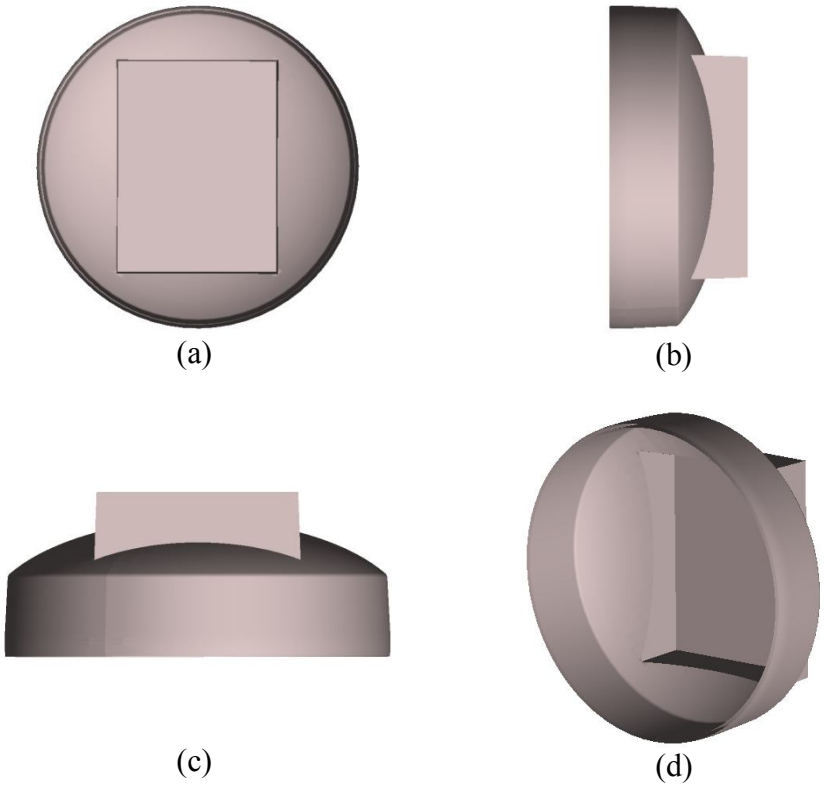
Yüzeyin ışıma katsayısı ε ve yutma katsayısı α birbirine eşit olduğu varsayımı yapıldığında birim yüzey alanından birim zamanda gerçekleşen net ışınımla ısı transferi için aşağıdaki eşitlik yazılabilir.

$$q_{\text{ışınım}} = \varepsilon\, \alpha\, (T_y^4 - T_{çevre}^4) \tag{3.46}$$

4. HAD ANALİZLERİ VE SONUÇLAR

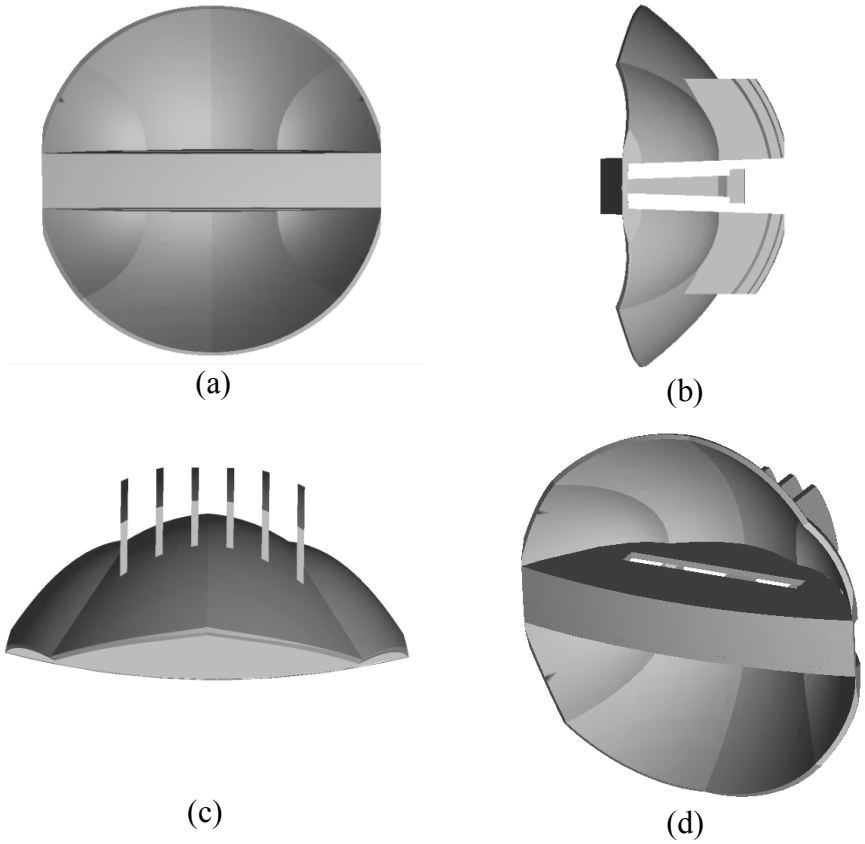
4.1. Geometri

Yapılacak analizlerde kullanılan geometride araçlarda yardımcı aydınlatma elemanı olarak kullanılan bir ürünün tasarımından yola çıkılmıştır. Çalışmada araç ön aydınlatma ürünlerinde bulunan klasik ampüller yerine ışık kaynağı olarak LED'ler kullanılmıştır. Kullanılan far geometrisi gövde, reflektör, lens ve iki adet baskılı devre kartından (PCB) oluşmaktadır. Zorlanmış taşınım ile soğutma yapılan analizlerde bu komponentlere ilave olarak iki adet fan eklenmiştir. 3 boyutlu geometrik tasarım Magneti Marelli Mako Elektrik Sanayi ve Ticaret A.Ş. firması Ar&Ge bölümünün yardımı ile hazırlanmıştır.



Şekil 4.1. Gövde geometrisine ait (a) ön, (b) yan, (c) üst ve (d) izometrik görünüş

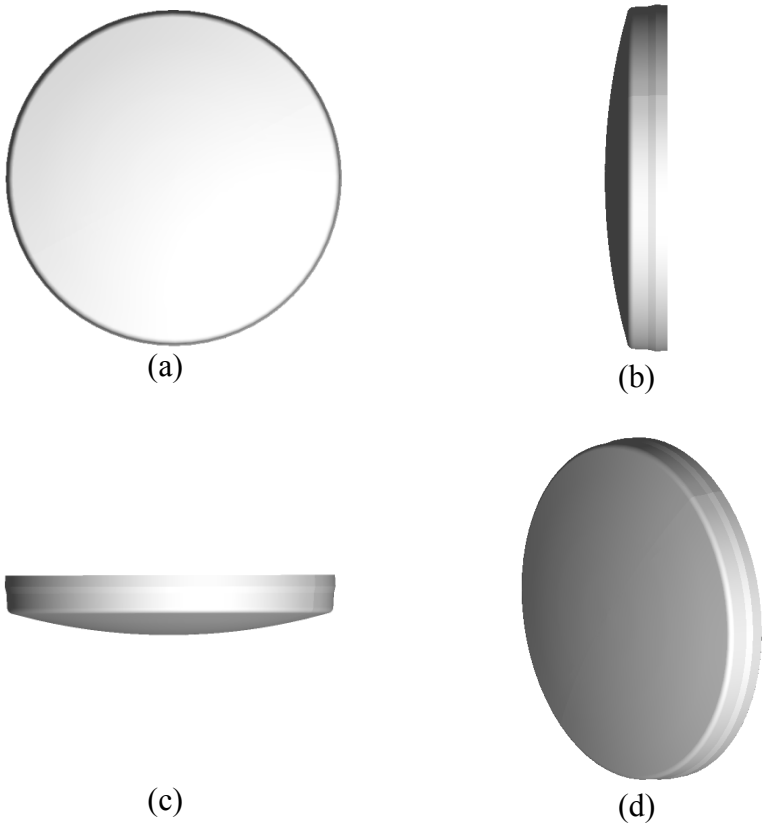
Gövde: Farın bütün iç komponentlerini taşıyan parçasıdır. Plastik malzemeden üretildiğinden ve plastiğin sıcaklıkla deformasyona uğrama riskinden dolayı tasarımında ısı kaynağı ile arasındaki mesafe gözönünde bulundurulmuştur (Şekil 4.1).



Şekil 4.2. Reflektör geometrisine ait (a) ön, (b) yan, (c) üst ve (d) izometrik görünüş

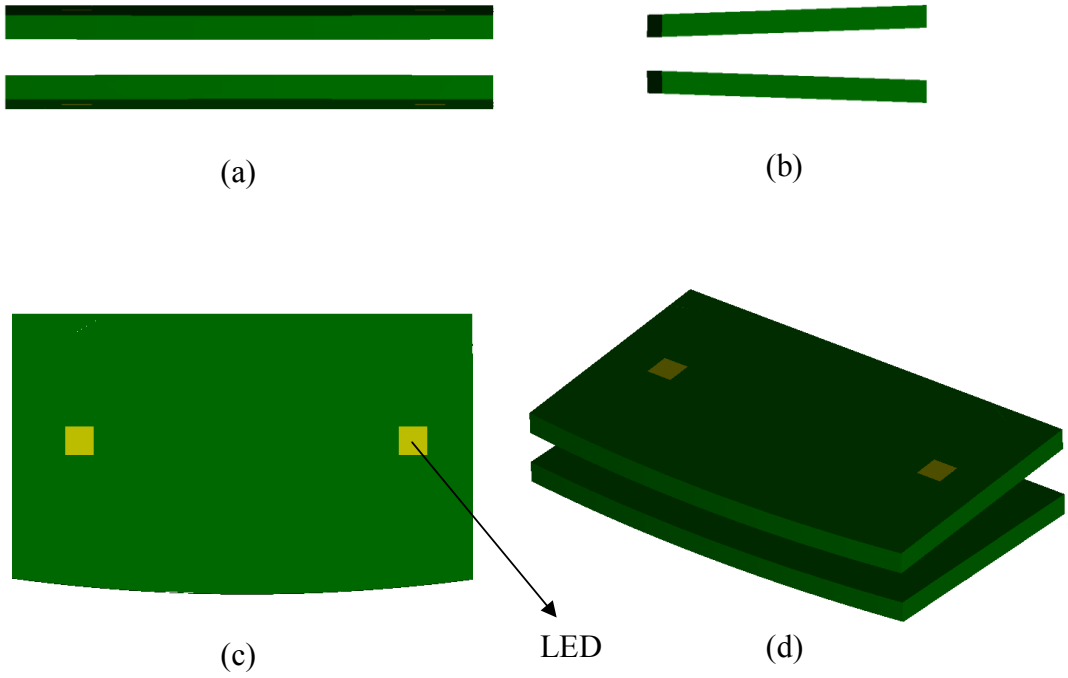
Reflektör: Işığın kontrollü olarak yol üzerine dağıtılmasını sağlayan parçadır. Reflektörün arka bölümünde ısı transferinin olacağı toplam yüzey alanını arttırabilmek için kanatçıklar kullanılmıştır. Geometride bulunan konkavlıklar ışığın kriterlere uygun biçimde yönlendirilmesini sağlamak amacıyla optik tasarım sürecinde geliştirilmiştir (Şekil 4.2). Orta bölümünde PCB'leri sabitlemek için 3 adet ayak tasarlanmıştır. Bunlardan ikisi LED'lerden gelecek ısıyı daha iyi absorbe edebilmesi için LED'ler ile aynı hizaya yerleştirilmişlerdir.

Lens: Şeffaf ve genellikle plastikten üretilen parçadır. Analizlerde kullanılan lens geometrisi aşağıdaki gibidir (Şekil 4.3).



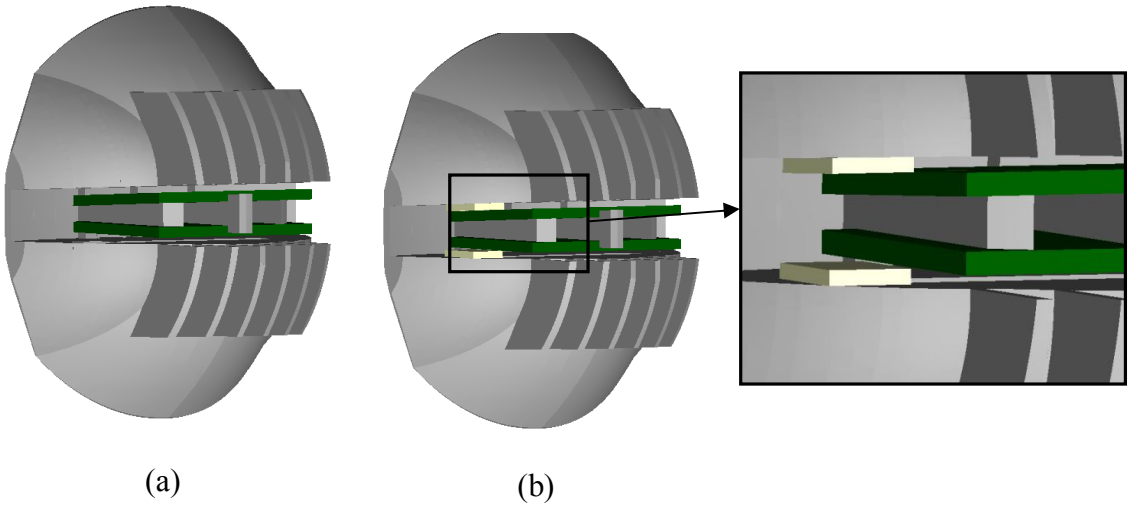
Şekil 4.3. Lens geometrisine ait (a) ön, (b) yan, (c) üst ve (d) izometrik görünüş

PCB: LED'ler ile doğrudan temas halinde olduğundan ısı transferindeki önemi büyüktür ve tasarımı yapılırken ısı transferi yüzey alanı göz önünde bulundurulmuştur. Gerçek uygulamada devre üzerinde bulunan sürücü entegreler, kondansatörler, dirençler ve diğer devre elemanlarının akış üzerindeki etkisinin çok küçük olduğu kabul edilerek geometrik tasarımda ihmal edilmiştir ve basitleştirilmiş PCB geometrisi kullanılmıştır. İşlemci düzeyindeki ısı transferi etkileri bu çalışmanın konusu olmadığı için LED'ler de basitleştirilerek ve OSRAM firmasına ait OSLON Black Flat modelindeki büyüklükler dikkate alınarak 2 boyutlu olarak tasarlanmıştır. Analizlerde 2 adet PCB ve her PCB'de 2 adet LED olmak üzere toplam 4 adet LED kullanılmıştır (Şekil 4.4).



Şekil 4.4. PCB geometrisine ait (a) ön, (b) yan, (c) üst ve (d) izometrik görünüş

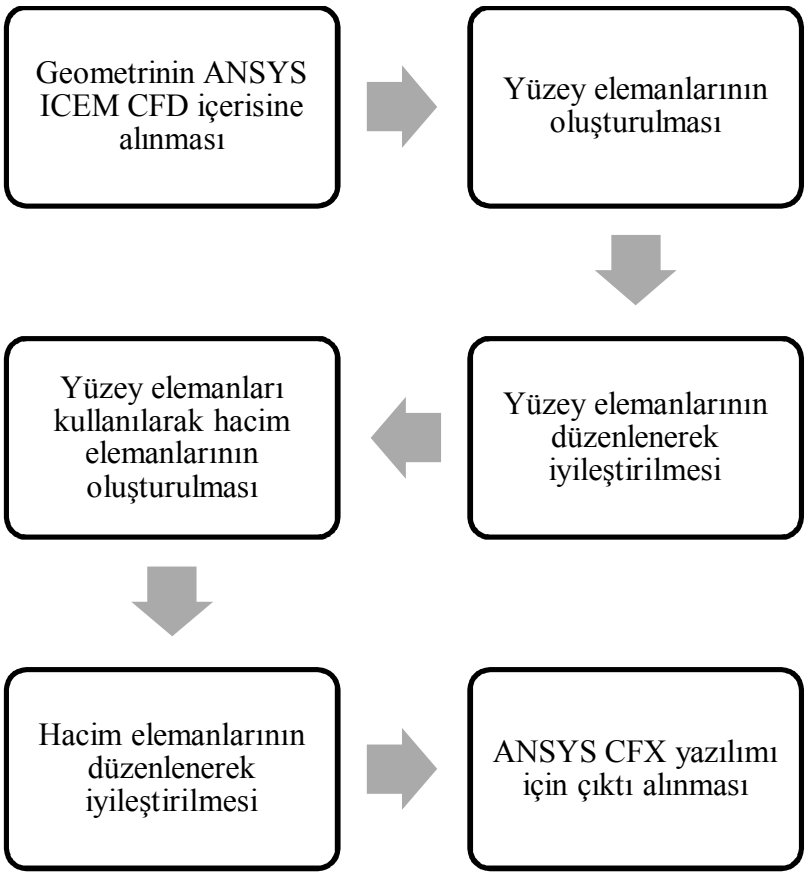
Zorlanmış taşınım durumunun araştırıldığı analizlerde kullanılan fanlı tasarım Şekil 4.5.b'de görülmektedir. Burada kullanılan 12x12x2mm boyutlarındaki radyal fanlar PCB üzerinde LED'lerin bulunduğu yüzeye paralel yönde hava akımı oluşturmaktadırlar.



Şekil 4.5. (a) fansız tasarım ve (b) fanlı tasarıma ait görünüş

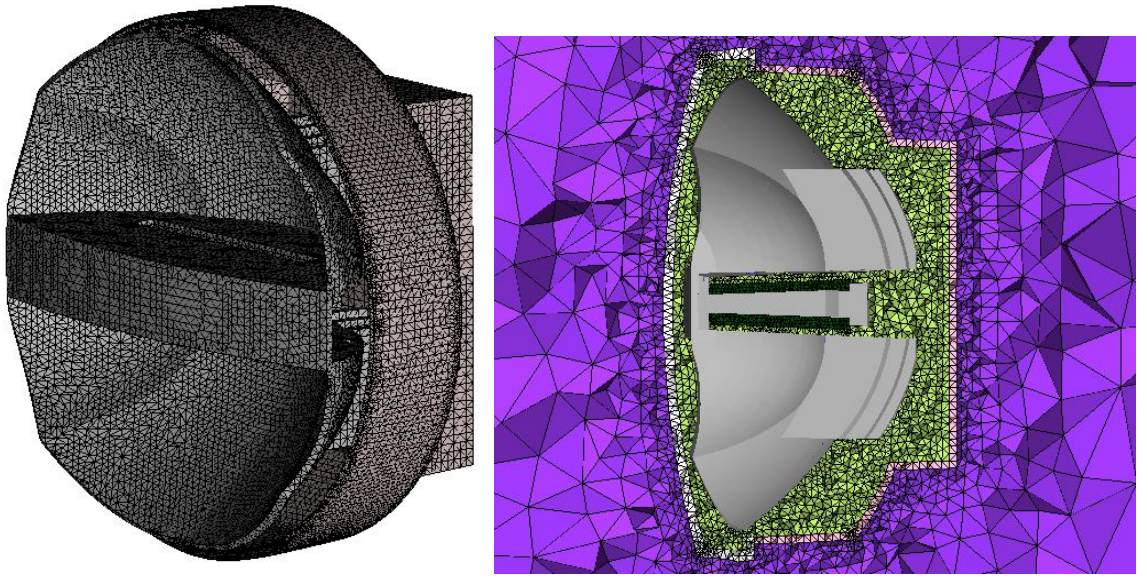
4.2. Çözüm Ağının Oluşturulması

Bu aşamada ANSYS ICEM CFD yazılımı kullanılmıştır. Çözüm ağı oluşturmaya ilk olarak yüzey elemanlarının oluşturulması ile başlanmıştır. Ardından kalitesi yüksek elemanlar elde edebilmek için oluşturulmuş olan yüzey elemanlarından düşük kalitede olanlar silinerek veya düzenlenerek yerine daha iyi kalitede olan yüzey elemanları oluşturulmuştur. Eleman kalitesi sonucun doğruluğunu ve çözüm süresini etkileyen bir parametre olduğundan bu işlemlerdeki amaç çözüm ağının sonuca etkisini minimuma indirmektir. Çözüm ağı oluşturmada izlenen diğer aşamalar ise sırasıyla var olan yüzey ağının kullanılması ile hacim ağının oluşturulması ve düzenlenmesi olacaktır.



Şekil 4.6. Çözüm ağı oluşturmadaki akış şeması

Çalışmada çözüm ağından bağımsız sonuç elde etmenin araştırılması amacıyla çeşitli eleman sayılarında analizler gerçekleştirilmiştir. Bu konudan ileriki bölümlerde bahsedilecektir. Analizlerde yaklaşık 2000000 elemana sahip çözüm ağı kullanılmıştır (Şekil 4.7).



(a) (b)

Şekil 4.7. (a) yüzey ve (b) hacim elemanlarının bulunduğu çözüm ağı

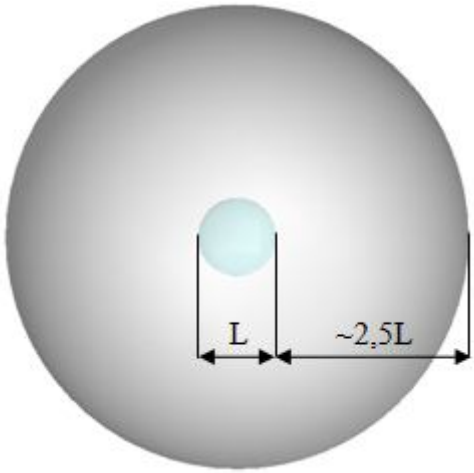
Şekil 4.7.a'da reflektör ve gövdenin üzerindeki yüzey elemanlarının gösterimi bulunmaktadır. Şekil 4.7.b'de ise hacim elemanları görülmektedir. Çalışmada çözüm ağı oluşturulurken hacimde tetrahedral tipi elemanlardan, yüzeyde ise üçgen elemanlardan yararlanılmıştır. Bunun temel sebebi geometrinin nispeten kompleks yapıda olması ve tetrahedral elemanlı çözüm ağının oluşturulmasının bu tip geometrilerde çok daha hızlı ve işlevsel olmasından kaynaklanmaktadır.

4.3. Sınır Şartları

Analizlerde akışkan olarak hava kullanılmış olup akışın sıkıştırılamaz ve kararlı rejimde olduğu kabulü yapılmıştır. Kullanılan sınır şartları da bu doğrultuda zamandan bağımsız olarak tanımlanmıştır.

Analizlerde farın sıcaklığı sabitlenmiş bir ortam içerisinde bulunduğu durumun simülasyonu yapılmıştır. Bu benzetimin yapılabilmesi için far dışındaki hava hacmini çevreleyen küre şeklinde bir yüzey oluşturulmuştur ve bu yüzeye sabit sıcaklık sınır şartı tanımlanmıştır. Otomotiv üreticileri şartnamalerinde LED'li tasarımlar için yapılması istenen termal testlerde belirlenmiş ortam sıcaklığı 80˚C olup analizlerde de bu değer kullanılmıştır. Bu yüzeye aynı zamanda 1 atm basınç çıkış sınır şartı

tanımlanmıştır. Yüzeyin fardan uzaklığı lens çapının yaklaşık 2,5 katı kadardır (Şekil 4.8).



Şekil 4.8. Çıkış sınır şartı yüzeyi

Analizlerde ısı kaynağını LED yüzeyleri temsil etmektedir. Bu yüzeylere de LED üreticisi kataloğundan elde edilen güç değeri 2,6W her bir LED için sabit ısı akısı sınır şartı olarak tanımlanmıştır. LED üzerinde ve gövde, reflektör, lens ve PCB gibi diğer bütün katı yüzeylerde kayma olmayan duvar sınır şartı kullanılmıştır.

Zorlanmış taşınım durumunu araştırmak için yapılan analizlerde kullanılan radyal fanın tek yönde hava akımı oluşturduğu kabulü yapılmıştır. Bunun amacı çalışmada çözüm süresini kısaltmak ve çözümü basitleştirmektir. Bu doğrultuda fandan dolayı akışta oluşacak girdap (swirl) etkisi ihmal edilmiştir. Fan, ANSYS CFX içerisindeki momentum kaynağı koşullandırılması ile modellenmiş olup fan çıkış yüzeyinde yüzeye dik yönde ortalama 10m/s hava akımı oluşturmaktadır.

Analizlerde gövde, reflektör, PCB ve lens için tercih edilen malzemeler Çizelge 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Farda kullanılan malzemeler

Parça	**Malzeme**
Reflektör	Alüminyum
Gövde	PC ABS (Krom kaplama)
PCB	FR4 + Bakır katmanları
Lens	PC

Kullanılan sınır şartları genel olarak Çizelge 4.2'deki gibi özetlenebilir.

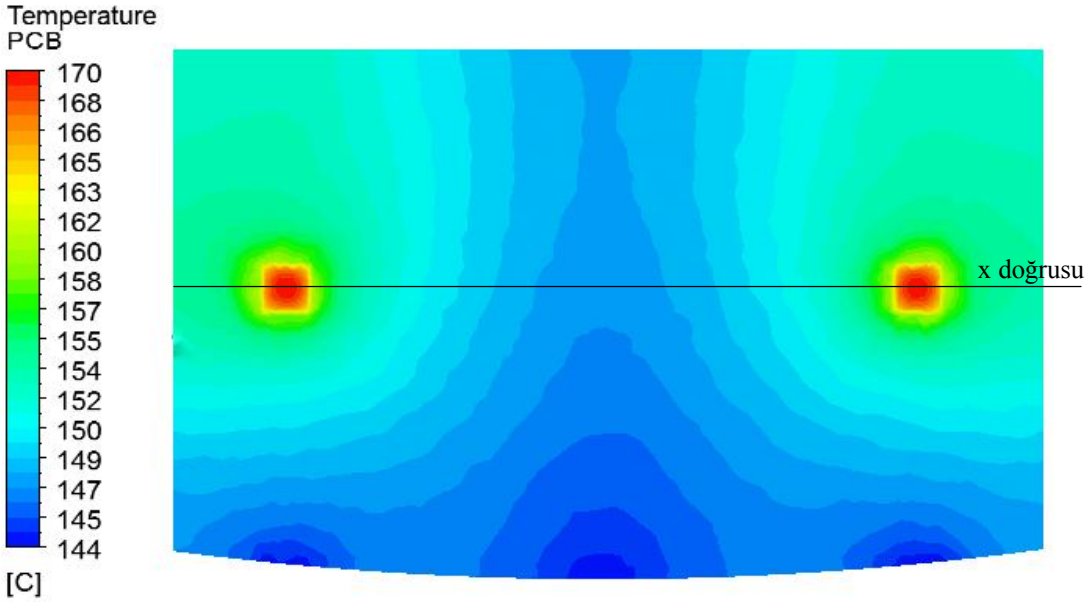
Çizelge 4.2. Sınır şartları

	Basınç	**Isı Transferi**	**Hız**
Çıkış sınır şartı	1 atm	80˚C	-
Duvar sınır şartı - LED	-	2,6W / LED yüzey alanı	-
Fan (Zorlanmış taşınım analizi)	-	-	~10m/s

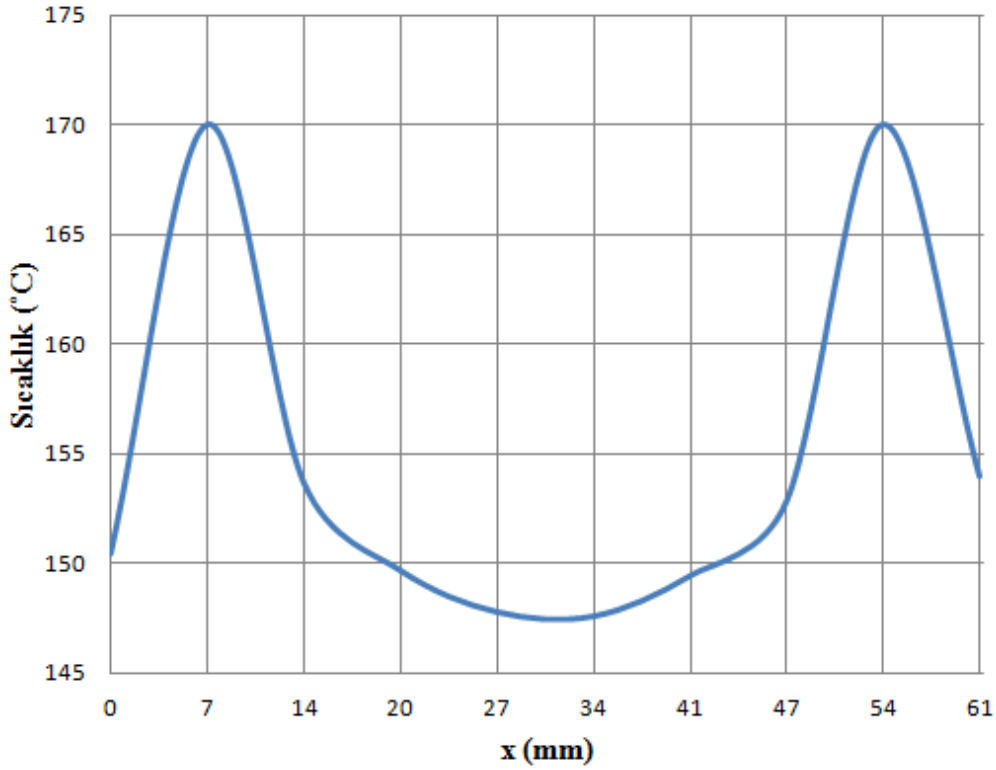
4.4. Sonuçlar

4.4.1. Doğal taşınım durumu

LED'lere tanımlanmış olan ısı kaynağı koşullandırmasından dolayı LED'lerin üzerinde bulunduğu PCB ve PCB'ler ile temas halinde bulunan reflektörde sıcaklık artışı olmuştur. Bu parçaların yüzeylerinde oluşan sıcaklık ile ortam sıcaklığı arasındaki farktan dolayı oluşan doğal taşınım sonucu lens ve gövde yüzey sıcaklıkları da ortam sıcaklığının üzerinde hesaplanmıştır. PCB üzerinde oluşan sıcaklık dağılımı Şekil 4.9'da görülmektedir.

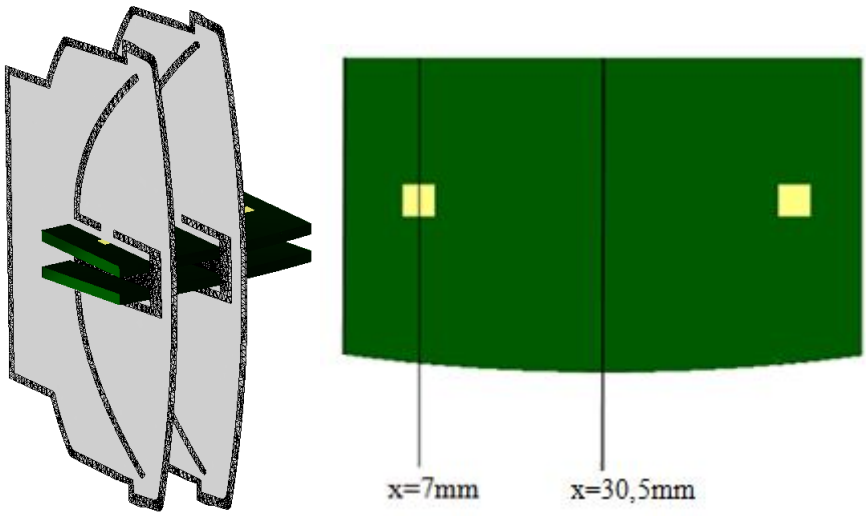


Şekil 4.9. PCB üzerinde sıcaklık dağılımı



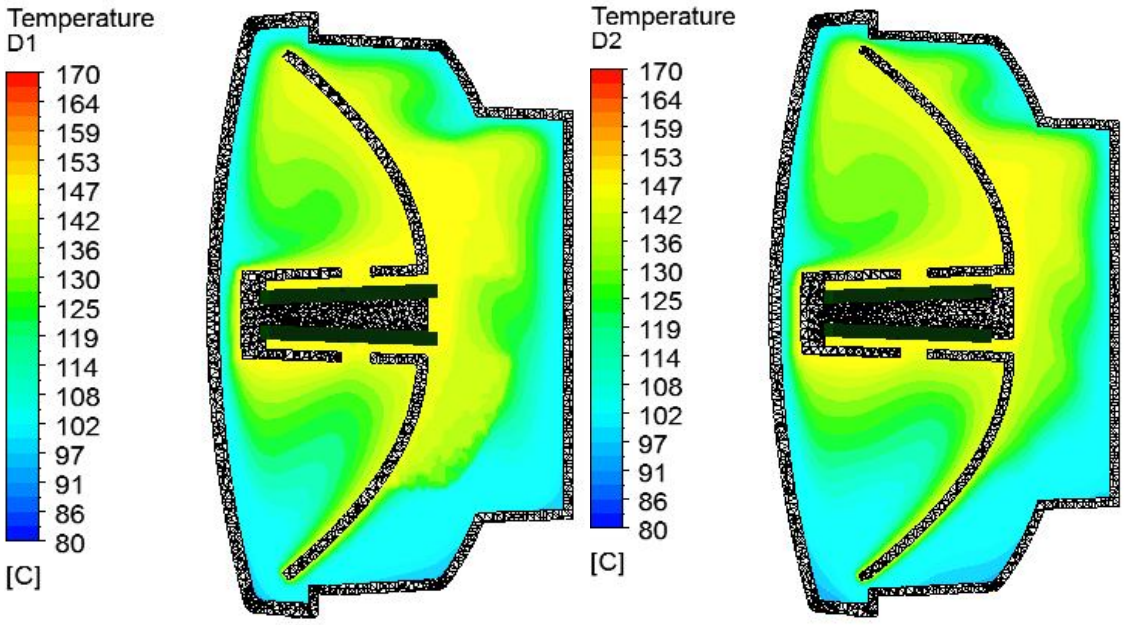
Şekil 4.10. x doğrusu üzerinde sıcaklık değişimi

Şekil 4.10'da PCB üzerinde LED'lerin üzerinden geçen hayali bir x doğrusu üzerinde sıcaklık değişimi grafiği görülmektedir. Buna göre LED üzerinde sıcaklık yaklaşık 170˚C'ye ulaşırken LED'den uzaklaştıkça sıcaklık azalmıştır. PCB üzerinde en düşük sıcaklık ise 144˚C olarak hesaplanmıştır (Şekil 4.9, Şekil 4.10).



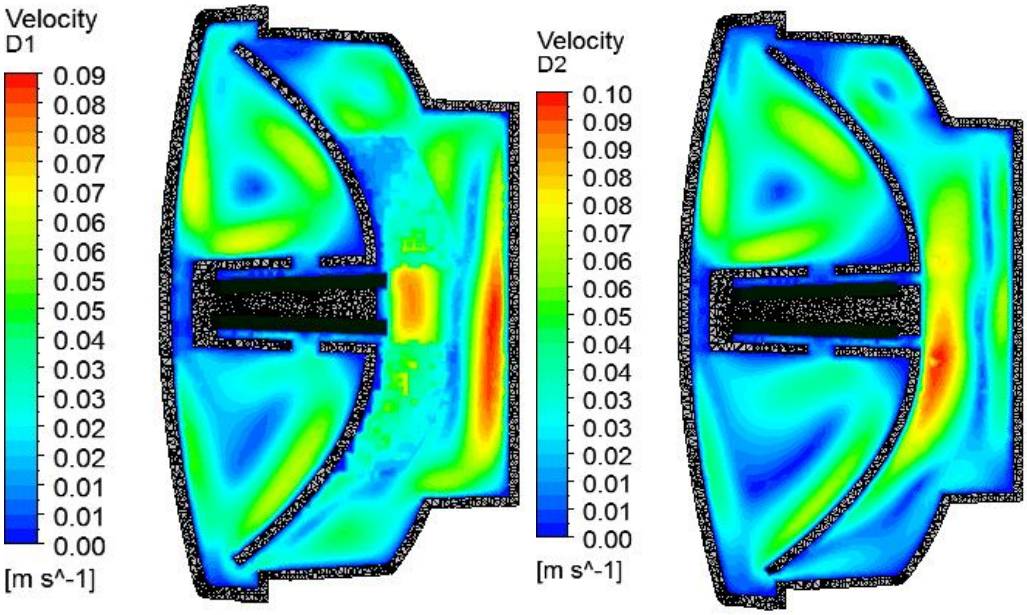
Şekil 4.11. Kesit konumları

Üzerinde sıcaklık ve hız dağılımlarını incelemek için far içerisindeki hava hacminde akış karakteristiği ile ilgili karşılaştırma yapılmasına olanak sağlayacağı düşünülen x=7mm (Düzlem 1) ve x=30,5mm (Düzlem 2) konumlarda kesitler alınmıştır (Şekil 4.11). Şekil 4.12 ve Şekil 4.13'de bu kesitler üzerinde hesaplanmış olan sırasıyla sıcaklık ve hız dağılımları görülmektedir.



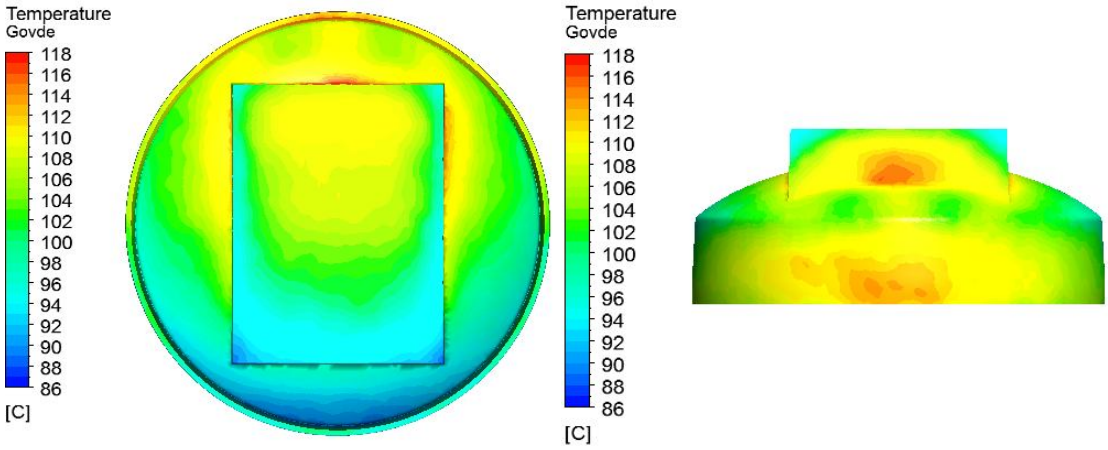
(a) (b)

Şekil 4.12. (a) Düzlem 1 ve (b) Düzlem 2 üzerinde sıcaklık dağılımları



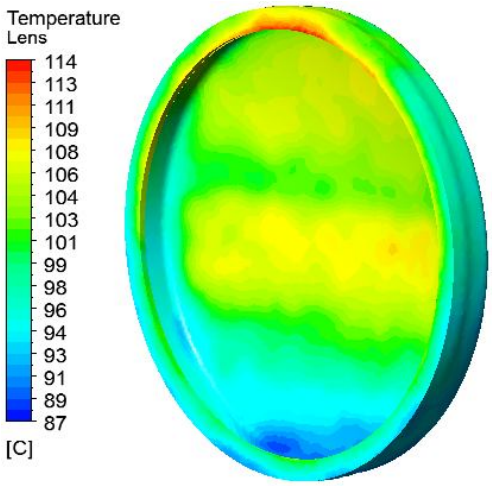
(a) (b)

Şekil 4.0.13. (a) Düzlem 1 ve (b) Düzlem 2 üzerinde hız dağılımları



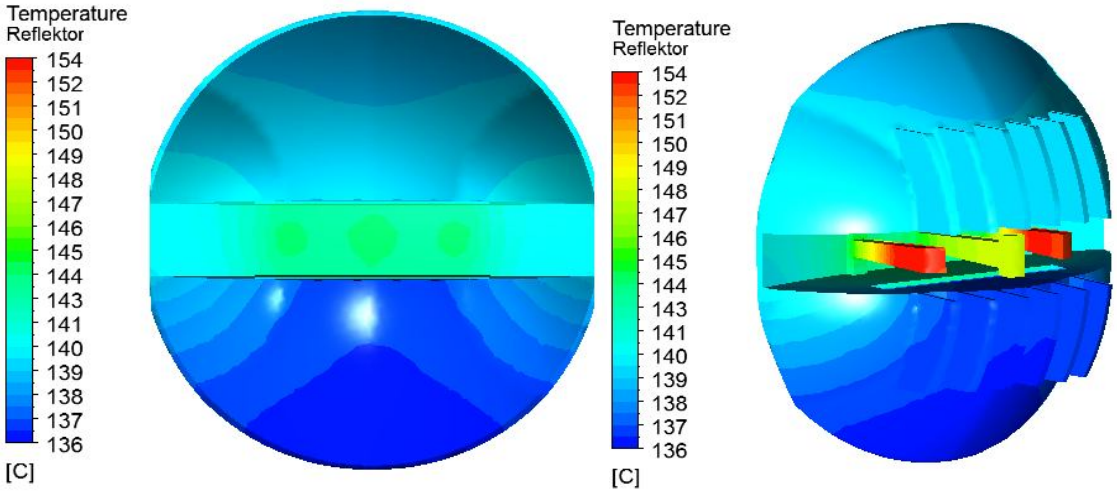
Şekil 4.14. Gövde üzerinde sıcaklık dağılımı

Doğal taşınımda ısınan havanın yoğunluğunun azalması sonucu yukarı yönde haraket ettiği bilinmektedir. Şekil 4.14'de gövde üzerinde oluşan yüksek sıcaklık bölgesinin beklenildiği gibi gövdenin üst bölgesinde bulunduğu görülmektedir. Gövdede hesaplanan en yüksek sıcaklık 118˚C olup gövde üst yüzeylerinde bulunmaktadır.



Şekil 4.15. Lens üzerinde sıcaklık dağılımı

Şekil 4.15'de lens üzerinde oluşan sıcaklık dağılımı görülmektedir. Hesaplanan en yüksek sıcaklık olan 114˚C gövde ile temas ettiği üst bölgede bulunmaktadır.



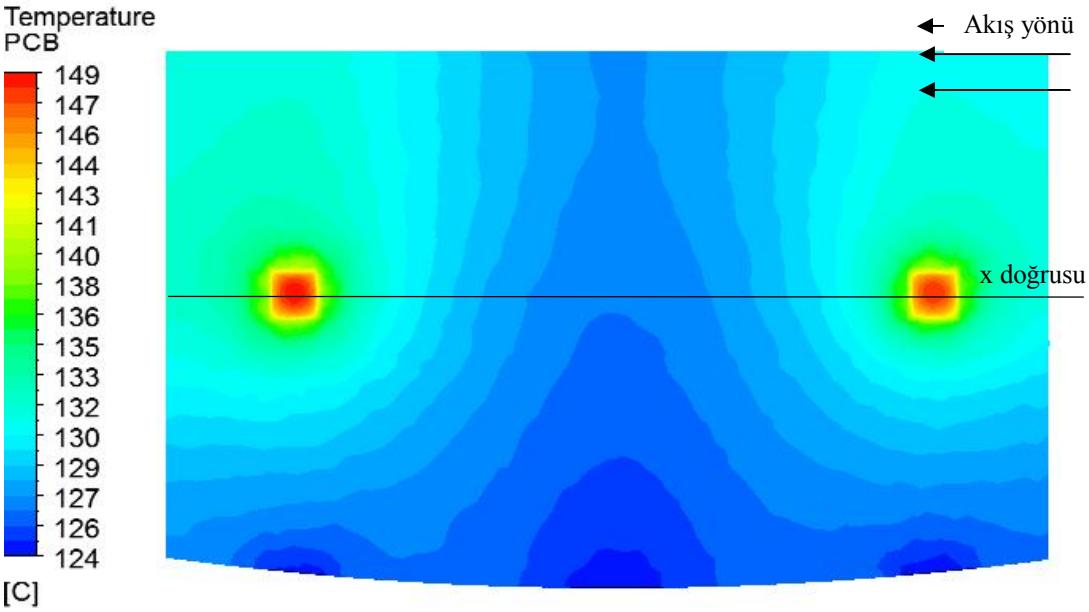
Şekil 4.16. Reflektör üzerinde sıcaklık dağılımı

Reflektör, PCB'ler ile doğrudan temas halinde olan parçadır. Isı kaynağının bulunduğu PCB'ler ile temas halinde olmasından dolayı reflektör üzerinde en yüksek sıcaklıklar LED'ler ile aynı hizada bulunan sabitleyici ayaklar üzerinde hesaplanmıştır (Şekil 4.16).

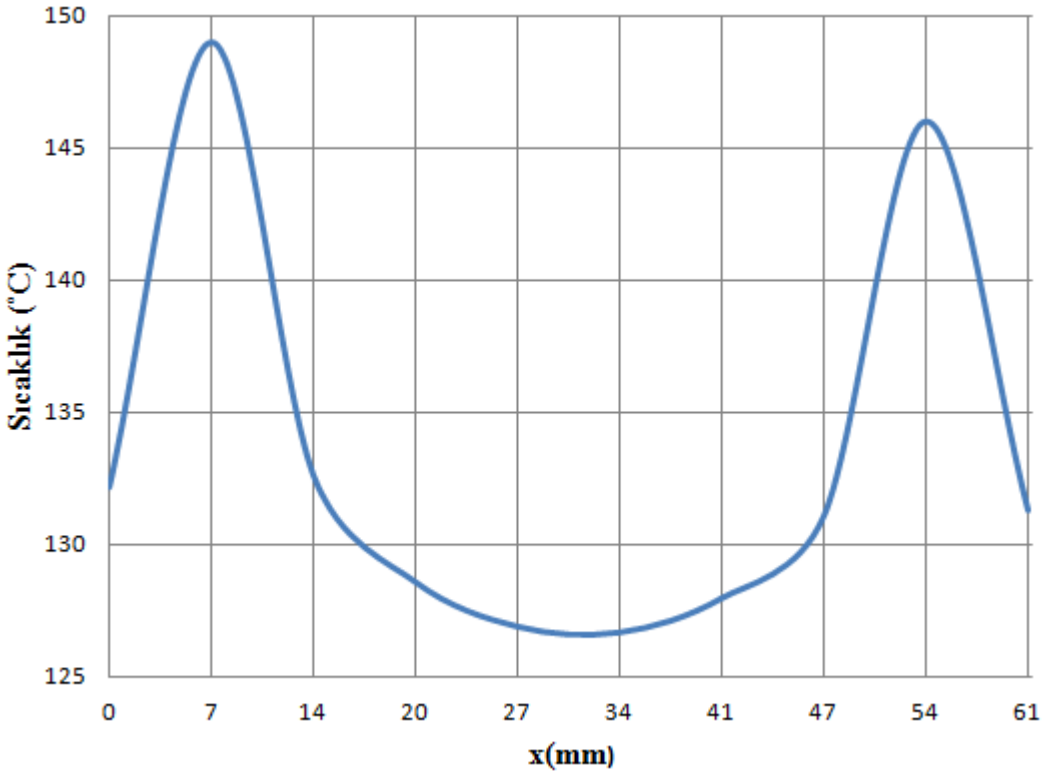
4.4.2. Zorlanmış taşınım durumu

Bu analizde zorlanmış taşınımı oluşturabilmek için 2 adet fan kullanılmıştır. Fanlar LED'lerin bulunduğu yüzeye paralel yönde hava akımı oluşturacak şekilde konumlandırılmıştır (Şekil 4.5).

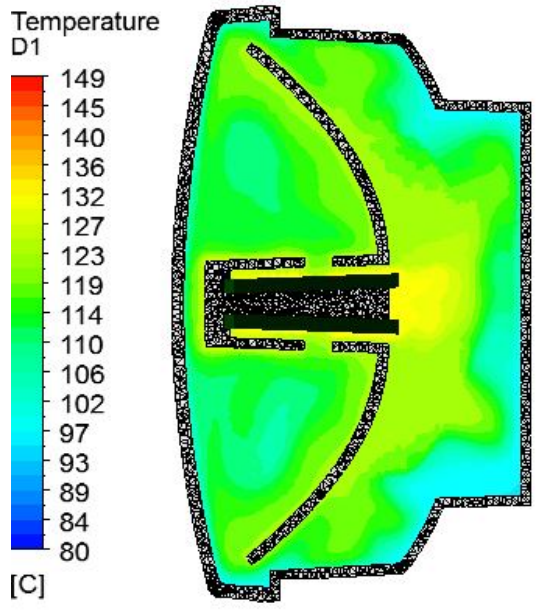
PCB üzerinde oluşan en yüksek sıcaklık 149˚C olarak hesaplanmıştır (Şekil 4.17). x doğrusu üzerindeki sıcaklık değişimine göre akış yönünde PCB üzerindeki sıcaklığın arttığı söylenebilir. Fan tarafında bulunan LED üzerinde sıcaklık 146˚C iken diğer LED üzerinde 149˚C olduğu görülmektedir (Şekil 4.18).



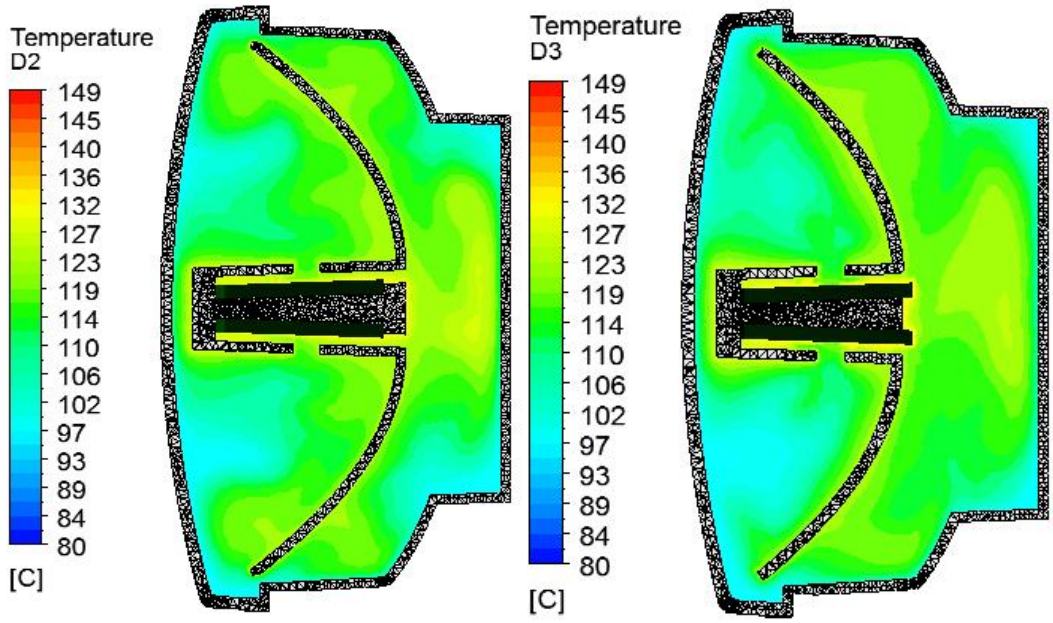
Şekil 4.17. PCB üzerindeki sıcaklık dağılımı



Şekil 4.18. x doğrusu üzerinde sıcaklık değişimi



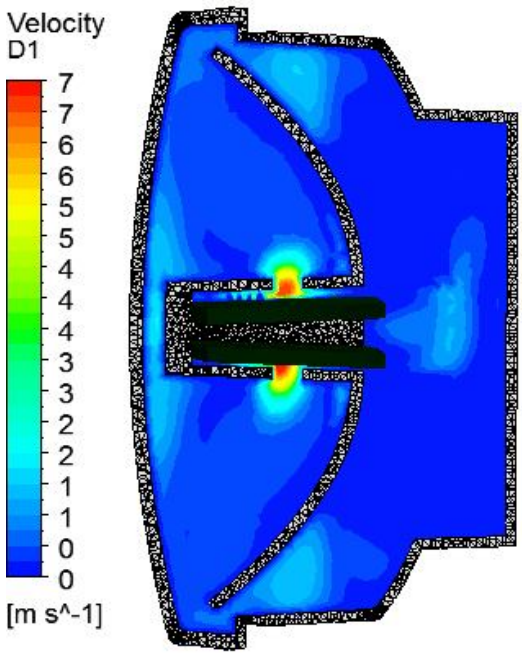
(a)



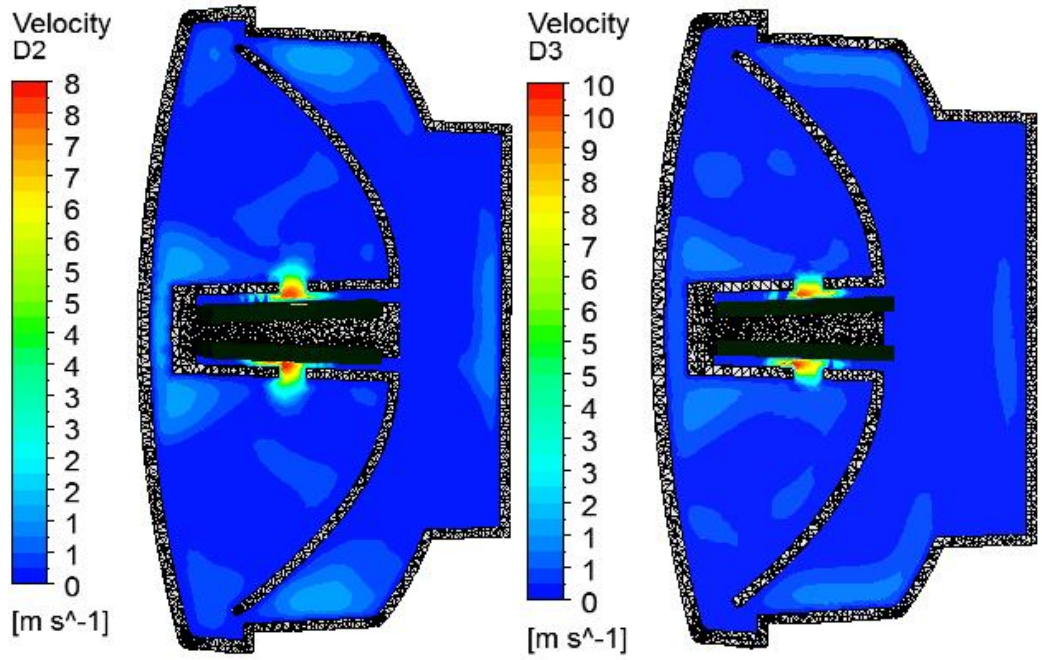
(b) (c)

Şekil 4.19. (a) Düzlem 1, (b) Düzlem 2, ve (c) Düzlem 3 üzerinde sıcaklık dağılımları

Fana olan uzaklık ile akış ve ısı transferi karakteristiği değişiklik gösterebileceğinden Şekil 4.11'de görülen kesitlere ilave olarak x=54mm'de 3. bir kesit eklenmiştir (Düzlem 3). Şekil 4.19 ve Şekil 4.20'de 3 düzlem üzerindeki sırasıyla sıcaklık ve hız dağılımları görülmektedir.

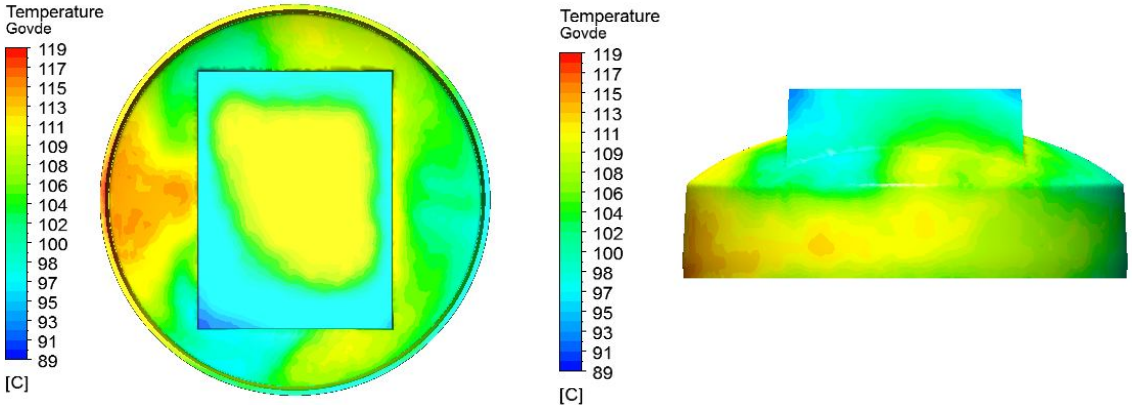


(a)

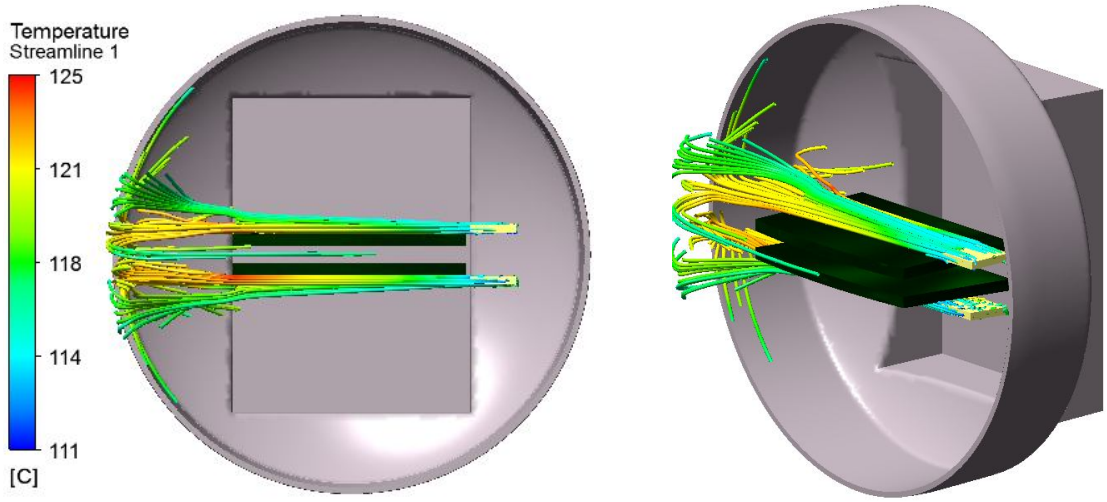


(b) (c)

Şekil 4.20. (a) Düzlem 1, (b) Düzlem 2, ve (c) Düzlem 3 üzerinde hız dağılımları

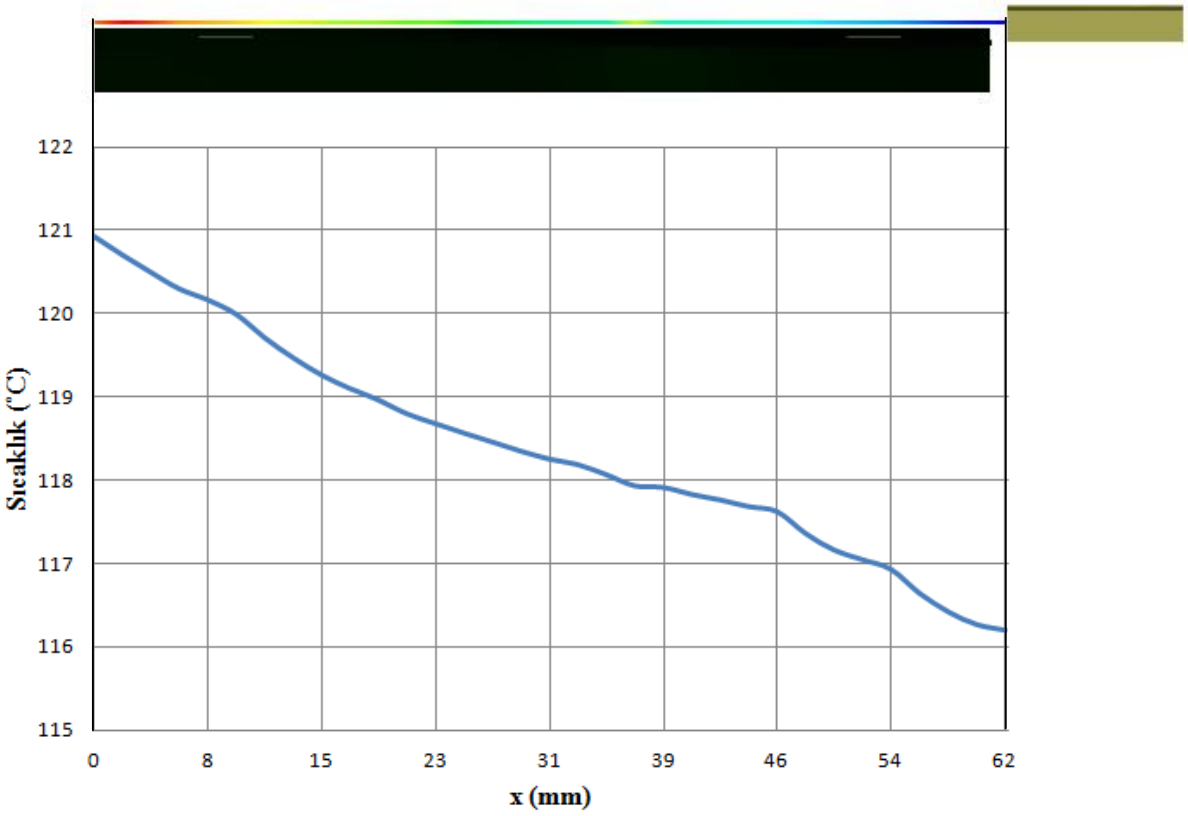


Şekil 4.21. Gövde üzerinde sıcaklık dağılımı



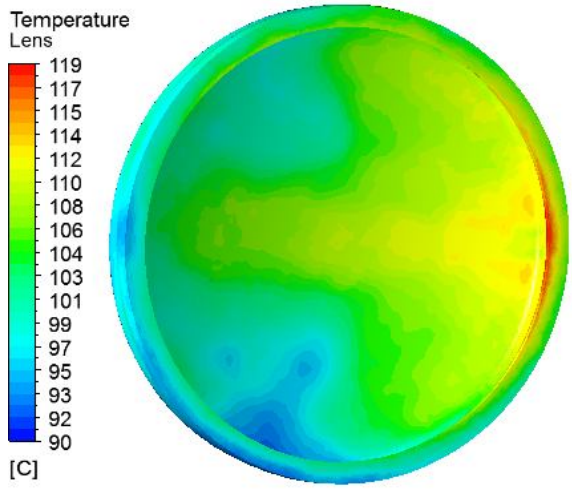
Şekil 4.22. Sıcaklığa göre çizdirilmiş fandan çıkan havanın akım hatları

Gövde üzerinde en yüksek sıcaklık 119˚C olarak hesaplanmıştır. Bu sıcaklık gövdenin yan bölgesinde oluşmuştur (Şekil 4.21). Bunun temel sebebi ise fandan çıkan havanın PCB üzerinden geçerken sıcaklığının artması ve sonrasında gövde yan yüzeylerine çarpmasından kaynaklanmaktadır (Şekil 4.22).



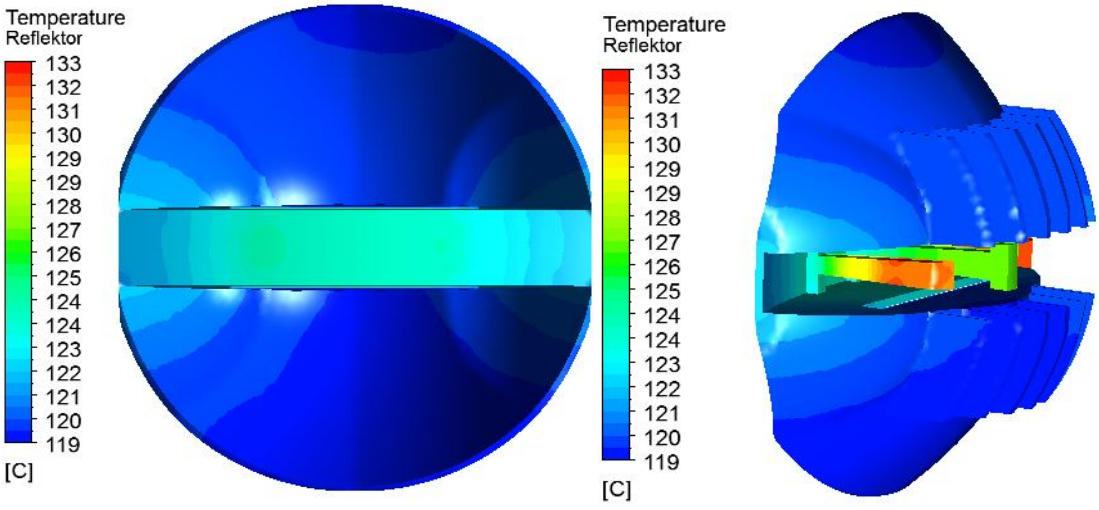
Şekil 4.23. Fandan çıkan hava için ısınma eğrisi

Fandan çıkan havanın hayali bir doğru üzerinde üzerinde sıcaklık değişimi incelendiğinde akış yönü doğrultusunda sıcaklığının arttığı görülmektedir. Fanı yaklaşık olarak 116˚C'de terkeden hava PCB'nin sonuna ulaştığında sıcaklığı 121˚C'yi bulmaktadır (Şekil 4.23).



Şekil 4.24. Lens üzerinde sıcaklık dağılımı

Lens üzerinde oluşan en yüksek sıcaklık 119˚C de gövdenin yüksek sıcaklık bölgesine yakın bir bölgede bulunmaktadır (Şekil 4.24).



Şekil 4.25. Reflektör üzerinde sıcaklık dağılımı

Reflektör üzerindeki yüksek sıcaklık bölgesi doğal taşınım analizinde de olduğu gibi sabitleyici ayaklar üzerinde oluşmuştur. Burada en yüksek sıcaklık 133˚C olarak hesaplanmıştır (Şekil 4.25).

4.4.3. Çözüm ağından bağımsızlık çalışması

Analizlerin sonucunun çözüm ağında bulunan eleman sayısı ile değişmemesi gerekmektedir. Böylelikle sonuçların çözüm ağından bağımsızlığı doğrulanmış olacaktır. Bu bölümde de analizlerde kullanılan çözüm ağı yapısı ile elde edilen sonuçların farklı eleman sayılarına sahip çözüm ağlarının sonuçları ile karşılaştırılması yapılarak kullanılan çözüm ağının uygunluğu araştırılmıştır.

Çözüm ağından bağımsızlık araştırması için 4 farklı çözüm ağı oluşturulmuştur. Her bir çözüm ağı için doğal taşınımlı durum analizi yapılmıştır. Sonuçlar çözüm ağı karşılaştırma amacı için kullanılacağından zorlanmış taşınım durumu için bu analizlerin tekrar edilmesine gerek duyulmamıştır. Karşılaştırma, ısı transferi için kiritik olan LED ve reflektör üzerindeki sıcaklıklar değelendirilerek yapılmıştır.

Çizelge 4.3. LED üzerindeki en yüksek sıcaklık

Hücre Sayısı	Sıcaklık (˚C)	Fark (%)
500000	168,09	1,18
1000000	170,10	0,05
2000000	170,00	-
3000000	170,61	0,35

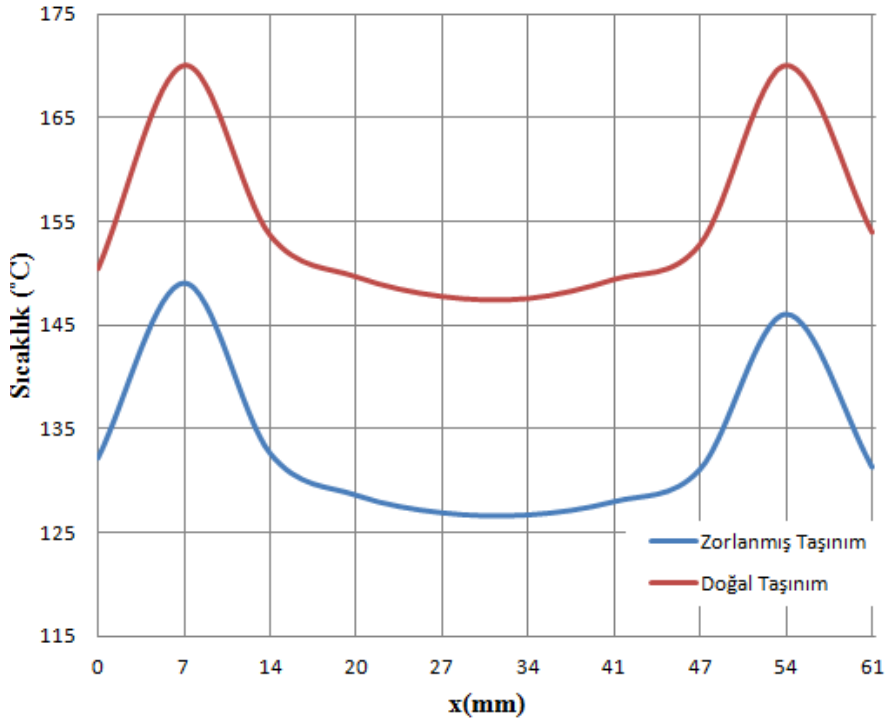
Çizelge 4.4. Reflektör üzerindeki en yüksek sıcaklık

Hücre Sayısı	Sıcaklık (˚C)	Fark (%)
500000	155,85	1,20
1000000	154,32	0,20
2000000	154,00	-
3000000	154,59	0,38

Çizelge 4.3'de herbir çözüm ağında elde edilen LED üzerindeki en yüksek sıcaklık değerleri verilmiştir. Farklar, analizlerde kullanılmış olan 2000000 hücreye sahip çözüm ağı ile karşılaştırma ile elde edilmiştir. Buna göre en yüksek fark %1,18 olarak hesaplanmıştır. Çizelge 4.4 ise reflektör üzerindeki sıcaklıklar incelenmiştir. Burada da 2000000 hücreli çözüm ağı referans olarak seçilmiştir ve en yüksek %1,20'lik fark olduğu görülmektedir. Değişik çözüm ağları ile elde edilen sonuçların birbirlerine çok yakın olması nedeni ile analiz sonuçlarının çözüm ağından bağımsız olduğu çıkarımı yapılmıştır.

4.4.4. Zorlanmış ve doğal taşınımın karşılaştırılması

Analizler sonucunda iki durum arasındaki sıcaklıklar açısından en büyük fark LED'ler üzerinde çıkmıştır. Doğal taşınım durumunda 170˚C'yi bulan LED sıcaklığı zorlanmış taşınımın etkisi ile 21˚C kadar düşürülmüştür. Doğal taşınım durumunda her 2 LED sıcaklığı birbine eşit hesaplanmışır ancak zorlanmış taşınımda fana daha yakın bulunan LED üzerinde sıcaklık yaklaşık 3˚C daha düşük hesaplanmıştır. PCB üzerinde hesaplanan en düşük sıcaklık da zorlanmış taşınımda yaklaşık 20˚C azalmıştır (Şekil 4.26).



Şekil 4.26. PCB üzerinden geçen doğruda sıcaklık değişimi

Çizelge 4.5. Isı transferi ile ilgli parametreler

	Sıcaklık	Isı Taşınım Katsayısı	Nusselt Sayısı	Grashof Sayısı
Doğal taşınım	170˚C	3,57Wm²/K	6,09	265138
Zorlanmış taşınım	149˚C	55,59Wm²/K	99,74	-

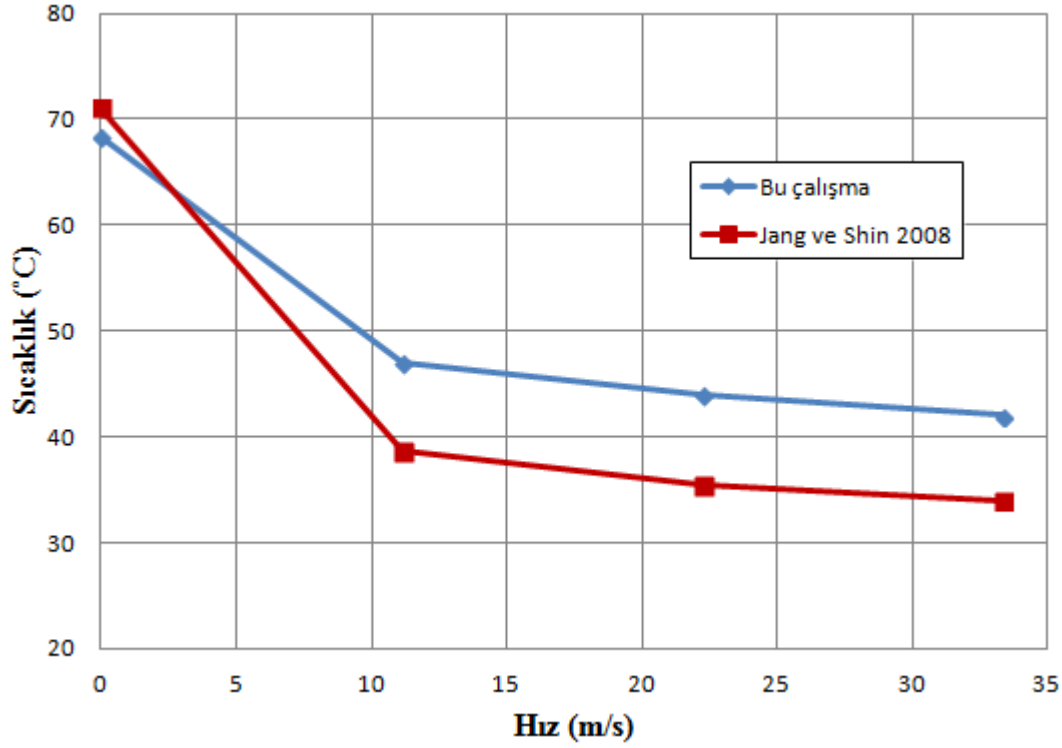
Çizelge 4.5'de iki taşınım durumu için PCB üzerinde hesaplanan en yüksek sıcaklık, ortalama ısı taşınım katsayısı ve ortalama Nusselt sayısı verilmiştir. Ortalama ısı taşınım katsayısı doğal taşınım durumunda 3,57Wm²/K iken zorlanmış taşınımda 55,59Wm²/K olarak hesaplanmıştır.

4.4.5. Farklı fan hızlarının etkisinin incelenmesi

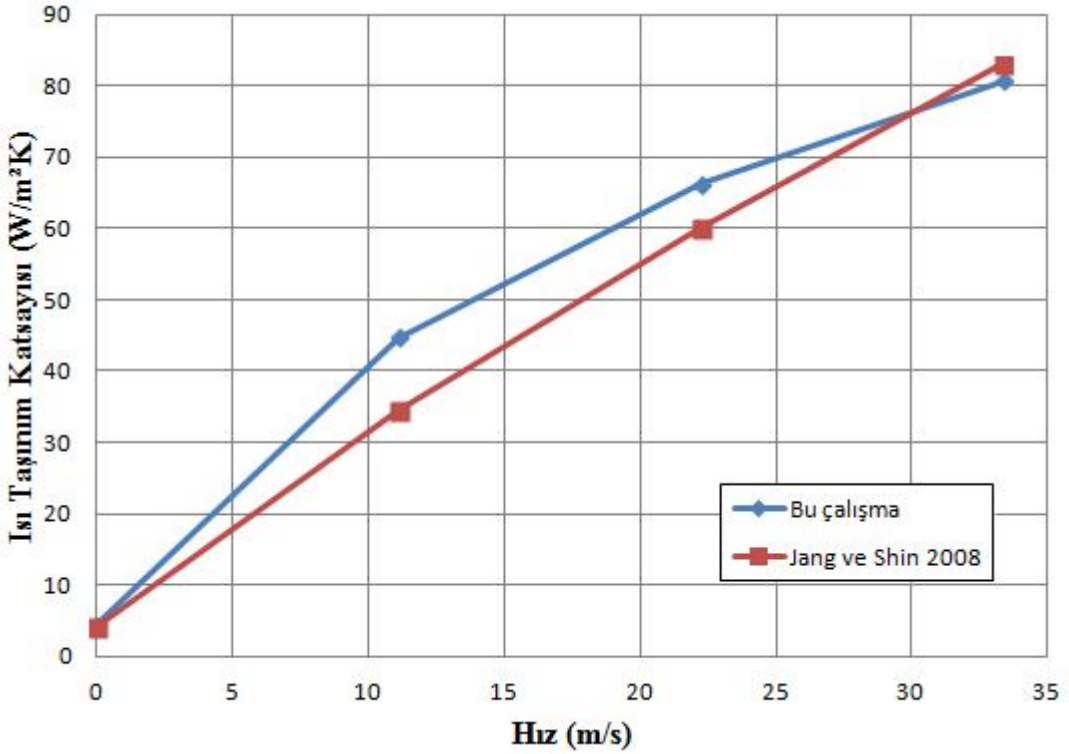
Zorlanmış taşınım durumunda farklı fan hızlarının ısı transferine etkisinin araştırılması amacıyla üç farklı fan hızı ile analizler gerçekleştirilmiştir. Buradaki amaç hızın ısı transferi üzerindeki etkisini incelemek olduğundan zamandan tasarruf edebilmek adına analizlerde sadece PCB ve fan geometrileri kullanılmıştır, reflektör, gövde ve lens dahil edilmemiştir.

Yapılan analizlerde Jang ve Shin'in (2008) LED'li otomobil farı için gerçekleştirdiği çalışma referans alınmıştır. Bu doğrultuda yapılan analizlerde her bir LED için 1W güç değeri kullanılmıştır ve ortam sıcaklığı olarak 25˚C alınmıştır. Fan hızı olarak makalede yer alan 3 farklı değer kullanılmıştır. Jang ve Shin hava akımını aracın haraketinden elde ederken bu çalışmada fan kullanılmıştır.

Şekil 4.27'de LED sıcaklığının hız ile değişimi görülmektedir. İki çalışmadada hızın artması ile sıcaklığın azaldığı görülmüştür. Bu çalışmada yapılan analizlerde 22m/s hızında sıcaklık yaklaşık 25˚C azalmıştır. Jang ve Shin'e ait çalışmada ise yaklaşık 11m/s hızında doğal taşınımlı duruma göre sıcaklıkta 30˚C'nin üzerinde düşüş olmuştur. İki çalışmada da 22m/s ve 33m/s hızları arasındaki sıcaklık düşüşü 5˚C'nin altında gerçekleşmiştir. Şekil 4.28'de de her iki çalışma için ısı taşınım katsayısının hız ile değişimi verilmiştir.

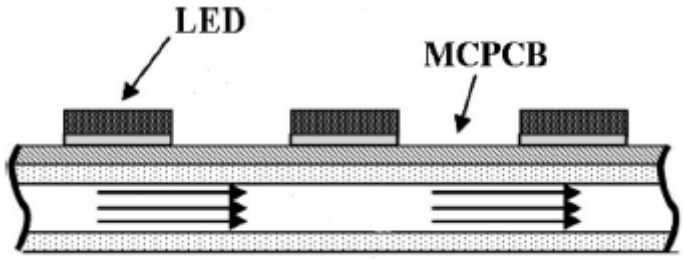


Şekil 4.27. Hız - sıcaklık değişim grafiği

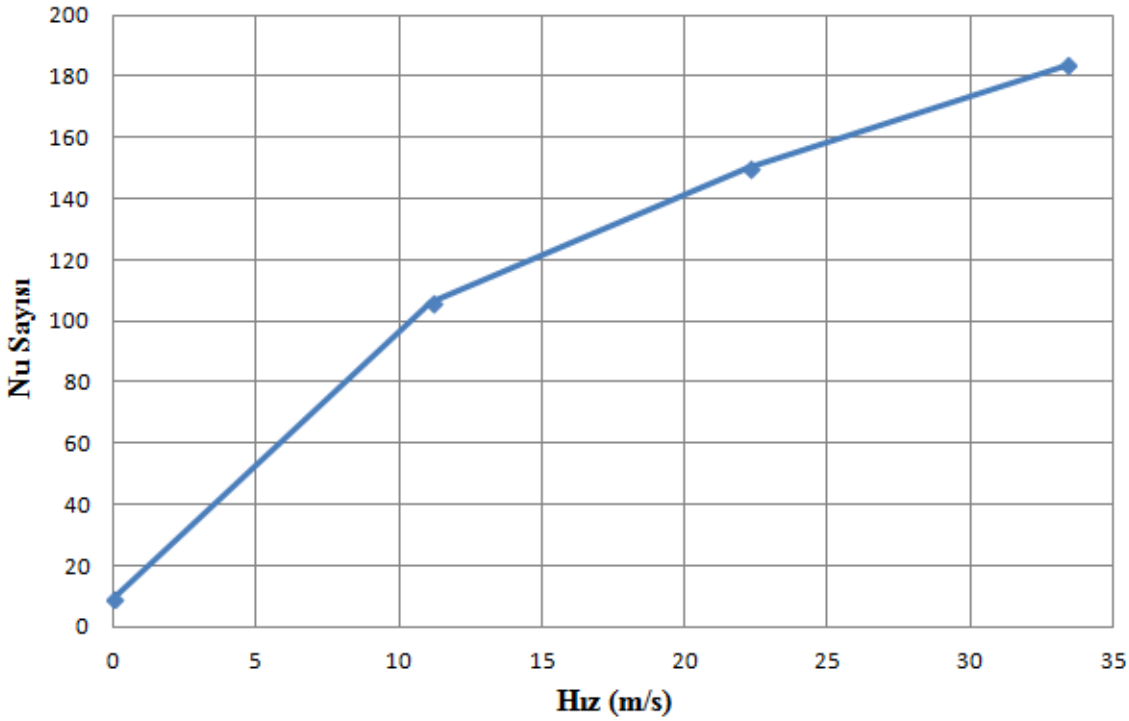


Şekil 4.28. Hız - ısı taşınım katsayısı değişim grafiği

İki çalışmadaki sonuçların birbirinden bir miktar farklı olmasının nedeni soğutma sistemi tasarımlarındaki değişiklikler ve PCB tasarımlarının farklı olmalarından kaynaklandığı düşünülmektedir. Bu çalışmada PCB üst yüzeyinde dış akışta zorlanmış ısı taşınımı uygulanmıştır. Zira Jang ve Shin'in çalışmasında ise PCB alt yüzeyinde kanal içi akışta zorlanmış ısı taşınımı uygulanmıştır (Şekil 4.29).



Şekil 4.29. Jang ve Shin'in (2008) çalışmasında kullanılan soğutma sistemi



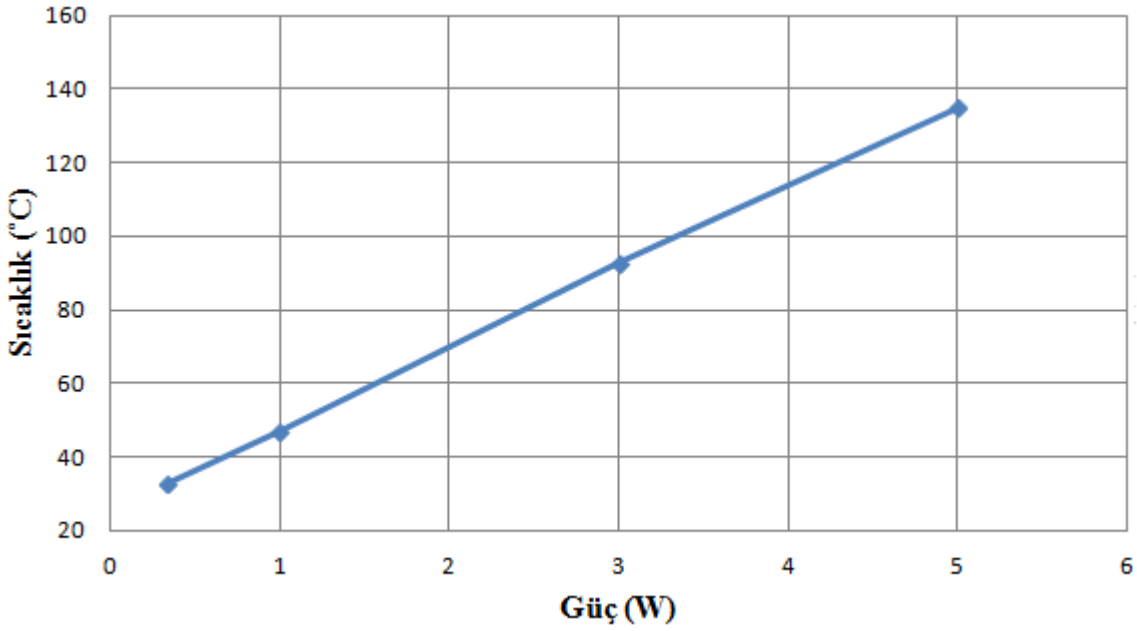
Şekil 4.30. Hız - Nu sayısı değişimi

Şekil 4.30'da ise farklı hızlarda gerçekleştirilen analizler sonucunda Nu sayılarının değişimi görülmektedir. Buna göre 11m/s hızda Nu sayısı yaklaşık 107 iken 33m/s hızda bu değer 180'in üzerine çıkmıştır.

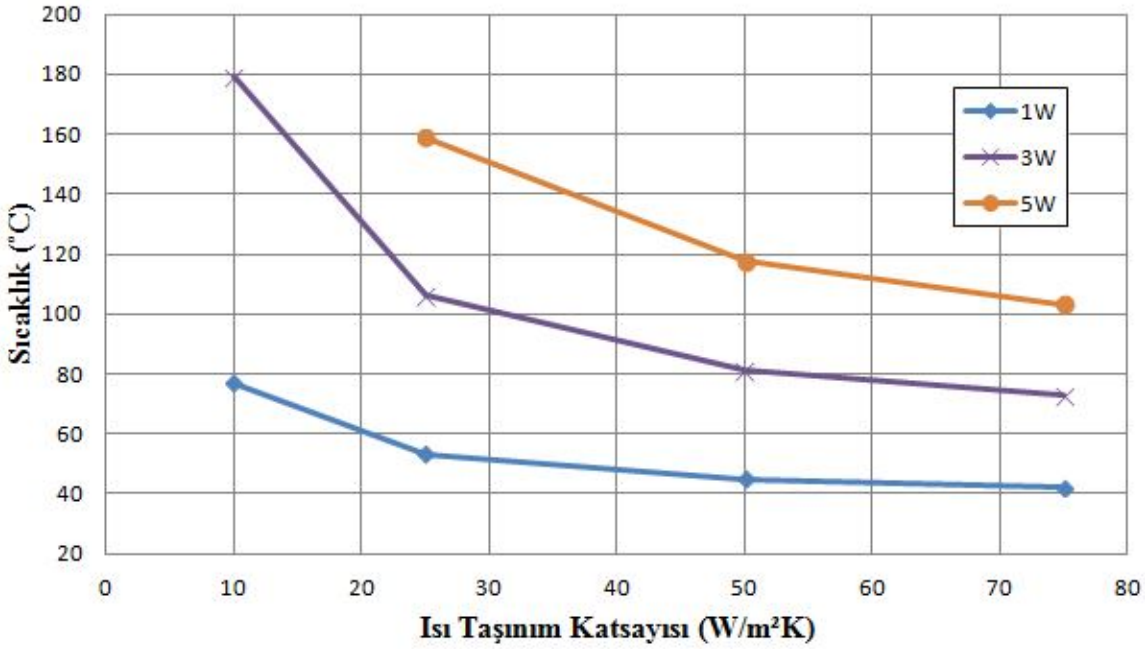
4.4.5. Farklı güç değerlerinin etkisinin incelenmesi

Zorlanmış taşınım durumunda farklı LED güçlerinin sıcaklık üzerindeki etkisini görmek için yapılan bu çalışmada 4 farklı güçte analizler yapılmıştır. Burada da farklı fan hızları çalışmasında olduğu gibi sadece PCB ve fan modellenmiştir. Ortam sıcaklığı 25˚C seçilmiştir ve fan hızı olarak yaklaşık 10m/s kullanılmıştır. Karşılaştırma amacıyla her bir LED'e 0,34W, 1W, 3W ve 5W güç tanımlanarak toplamda 4 analiz yapılmıştır.

Analizler sonucunda LED üzerindeki sıcaklığın beklenildiği gibi güç değeri arttıkça yükseldiği görülmüştür. 1W güç verildiği durumda sıcaklık 47˚C iken 3W'lık durumda 93˚C'ye ulaşmıştır. 5W durumunda ise 1W'lık güç tanımlandığı duruma göre 88˚C'lik artış olduğu hesaplanmıştır (Şekil 4.31).

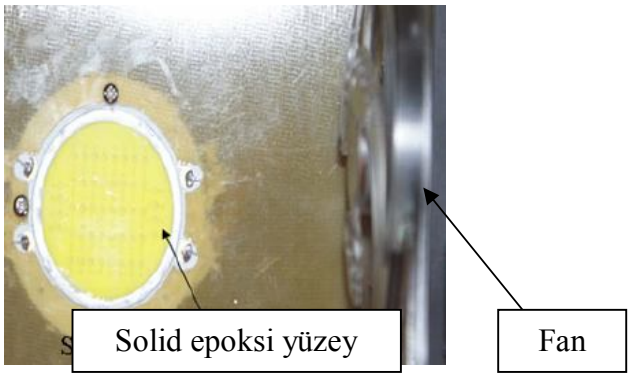


Şekil 4.31. Güç - sıcaklık değişim eğrisi



Şekil 4.32. Isı taşınım katsayısı - sıcaklık değişim eğrisi

Şekil 4.32'de farklı güç değerleri için ısı taşınım katsayısı değiştirildiğinde LED üzerinde elde edilen sıcaklıklar görülmektedir. Her güç durumu için taşınım katsayısının artması ile sıcaklık azalmıştır. 1W LED gücü ile yapılan analizlerde sıcaklık 50W/m²K ile 10W/m²K arasında 32˚C azalırken 50W/m²K ile 75W/m²K arasında yaklaşık 3˚C düşmüştür. 3W gücü ile yapılan analizlerde 10W/m²K'de sıcaklık 180˚C olarak hesaplanmıştır. Bu durum için de 50W/m²K ile 75W/m²K arasındaki sıcaklık değişimi nispeten küçüktür. 5W güç değeri için yapılan analizlerde de benzer bir eğim elde edilmiştir.



Şekil 4.33. Deney düzeneği (Ma ve ark. 2012)

Şekil 4.33'de 10,54W güçte ve 22,5˚C ortam sıcaklığında gerçekleştirilen LED'li bir sistemin 40m/s hızdaki fan ile soğutulduğu deney düzeneği görülmektedir (Ma ve ark. 2012). Bu deneyde ısı transferi kararlı rejime girdikten sonra üst yüzeyde ölçülen sıcaklık 61,6˚C'dir. 10,54W ve 40m/s fan hızı kullanılarak karşılaştırma amacıyla bu çalışmada gerçekleştirilen analizde ise LED sıcaklığı 52˚C olarak hesaplanmıştır.

5. ARAŞTIRMA SONUÇLARI ve TARTIŞMA

Çalışmada zorlanmış taşınım ile soğutmanın LED'li bir otomobil farı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Aynı otomobil farı doğal taşınım ile de incelenerek iki durum arasındaki farklar araştırılmıştır. Zorlanmış taşınım durumunda farklı fan hızlarının sıcaklık üzerindeki etkileri tespit edilmiştir. Farklı güçlerde çalışan LED'ler için de analizler yapılarak sıcaklığa etkileri hesaplanmıştır.

10m/s fan çıkış hızının olduğu zorlanmış taşınım durumunda LED üzerinde hesaplanan sıcaklık doğal taşınıma göre yaklaşık 21˚C azalmıştır (Şekil 4.26). Doğal taşınım durumunda gövde ve lens için yüksek sıcaklık noktaları üst bölgelerde oluşmuştur. Zorlanmış taşınımda ise fandan çıkan hava PCB üzerinde ısınarak yan yüzeyler ile temas etmiştir. Bunun sonucunda da zorlanmış taşınımda yüksek sıcaklık noktaları gövde ve lensin yan duvarlarında meydana gelmiştir (Şekil 4.21, Şekil 4.24).

Farklı fan hızlarının etkisinin incelenmesi için yapılan analiz sonuçları literatürdeki bir çalışma ile karşılaştırılmıştır ve sonuçların birbiriyle uyumlu olduğu görülmüştür (Şekil 4.27, Şekil 4.28). Sıcaklığın hız ile değişiminin iki çalışma arasında birbirine yakın olduğu görülmüştür ancak sıcaklıklar arasındaki farklılıklar bazı hızlarda 10˚C'yi bulmuştur. Bunun esas nedeninin soğutma sistemlerindeki değişiklikler olduğu düşünülmüştür. Doğal taşınım durumunda ise sıcaklıklar arasındaki fark yaklaşık 3˚C olarak hesaplanmıştır (Şekil 4.27).

Farklı LED güçlerinin incelendiği durumda gücün artması ile sıcaklığın arttığı görülmüştür. Farklı güçlerde ısı taşınım katsayının değiştirilmesi ile yapılan analizlerde ise belirli bir ısı taşınım katsayısından sonra sıcaklığın düşük taşınım katsayılarındakine oranla çok daha küçük miktarda azaldığı görülmüştür (Şekil 4.31).

LED'li sistemlerin soğutulmasında sık kullanılan ısı dağıtıcıları bu çalışmada incelenmemiştir. Bundan sonraki çalışmalarda ısı dağıtıcısı tasarımı araştırılacaktır. Ayrıca ısı taşınım katsayısını arttıracağından sıvı soğutmalı sistemler de sonraki

çalışmalarda incelenecektir. Sıradan fanlara kıyasla çeşitli avantajları bulunun piezoelektrik fanlar da diğer çalışmalarda incelenecektir.

KAYNAKLAR

Açıkalın, T., Garimella, S. V., Petroski, J., Raman, A. 2004. Optimal Design of Miniature Piezoelectric Fans for Cooling LEDs. Inter Society Conference on Thermal Phenomena, Las Vegas, USA.

Anonim, 2013. ANSYS CFX 14.5 Solver Theory Guide.

Alan, M. 2003. Solid state lighting- a world of expanding opportunities at LED 2002. *III-Vs Review*, 16(1): 30-33.

Arık, M., Weaver, S. 2004,a. Chip scale thermal management of high brightness LED packages. Fourth International Conference on Solid State Lighting, Bellingham, USA.

Arık, M., Becker, C., Weaver, S., Petroski, J. 2004,b. Thermal Management of LEDs: Package to System. Third International Conference on Solid State Lighting, Bellingham, USA.

Bauer, H. 1999. Automotive Electric/Electronic Systems Lighting Technology. Bosch GmbH, Stuttgart, Germany.

Cheng, H.H., Huang, D.S., Lin, M.T. 2012. Heat dissipation design and analysis of high power LED array using the finite element method. *Microelectronics Reliability*, 52(5): 905-911.

Christensen, A., Ha, M., Graham, S. 2007. Thermal Management Methods for Compact High Power LED Arrays. Seventh International Conference on Solid State Lighting, San Diego, USA.

Davidson, L. 2006. MTF270 Turbulence Modelling. http://www.os-cfd.ru/cfd_docs/chalmers/sst.pdf?PHPSESSID=7d3ef3e4b568da88055ebe3f5385c13b- (Erişim tarihi: 28.10.2013)

Erşan, H.A. 2012. Dış türbülansın akış ve ısı transferi karakteristikleri üzerine etkilerinin sayısal olarak araştırılması. *Yüksek Lisans Tezi*, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.

Incropera, F.P., DeWitt, D.P. 2001. Isı ve kütle geçişinin temelleri. Literatür Yayıncılık, Istanbul, 992s.

Jang, S., Shin, M.W. 2008. Thermal Analysis of LED Arrays for Automotive Headlamp With a Novel Cooling System. *IEEE Transactions on Device and Materials Reliablility*, 8(3): 561-564.

Kılıç, M., Yiğit, A., 2000. Isı Transferi. Vipaş A.Ş., Bursa.

Lai, Y., Cordero, N., Barthel, F., Tebbe, F., Kuhn, J., Apfelbeck, R., Würtenberger, D. 2009. Liquid Cooling of Bright LEDs for Automotive Applications. *Applied Thermal Engineering*, 29: 1239-1244.

Launder, B.E., Spalding, D.B. 1972. Lectures in Mathematical Models of Turbulence. Academic Press, London, England, 169 pp.

Liu, C.K., Dai, M.J., Yu, C.K., Kuo, S.L. 2007. High efficiency silicon-based high power LED package integrated with micro-thermoelectric device. International Microsystems, Packaging, Assembly and Circuits Technology Conference, Taipei.

Liu, S., Lin, T., Luo, X., Chen, M., Jiang, X. 2006. A Microjet Array Cooling System For Thermal Management of Active Radars and High-Brightness LEDs. Electronic Components and Technology Conference, San Diego, USA.

Ma, L., Yang, Y., Liu, J. 2013. Cooling of high power LEDs through ventilating ambient air to front surface of chip. *Heat and Mass Transfer,* 49(1): 85-94.

McDonough, J.M. 2004. Introductory lectures on turbulence - physics, mathematics and modeling. http://www.engr.uky.edu/~acfd/lctr-notes634.pdf-(Erişim tarihi: 28.10.2013)

Menter, F.R. 1994. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal*, 32(8): 1598–1605.

Özdemir, Y.H. 2007. Gemi etrafında akışın hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi kullanılarak incelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.

Petroski, J. 2002. Understanding longitudinal fin heat sink orientation sensitivity for Light Emitting Diode (LED) lighting applications. International Electronic Packaging Technical Conference and Exhibition, Hawaii, USA.

Sökmen, K.F. 2012. Araç aydınlatma sistemlerinin ısıl analizi ve tasarıma etkileri. *Doktora Tezi*, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.

Tomaç, M.N. 2005. Türbomakinelerin akış karakteristiklerinin sayısal incelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.

Tu, J., Yeoh, G.H., Liu, C. 2008. Computational fluid dynamics: A practial approach. Butterworth-Heinemann, USA, 459 pp.

Weng, C.J. 2009. Advanced thermal enhancement and management of LED packages. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36(3): 245-248.

Wilcox, D.C., 1986. Multiscale model for turbulent flows. AIAA 24th Aerospace Sciences Meeting, USA.

Wulf, J., Reich, A. 2002. Temperature loads in headlamps. SAE World Congress and Exhibition, Detroit, USA.

Yibing, L. 2012. On Thermal Structure Optimization of a Power LED Lighting. International Workshop on Information and Electronics Engineering (IWIEE), Harbin, China.

Yung, K.C., Liem, H., Choy, H.S., Lun, W.K. 2010. Thermal performance of high brightness LED array package on PCB. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37(9): 1266-1272

Zhong, D., Qin, H., Wang, C., Xiao, Z. 2010. Thermal Performance of Heatsink and Thermoelectric Cooler Packaging Designs in LED. 11th International Conference on Electronic Packaging Technology & High Density Packaging, Xi'an, China.

Zhang, K., Xiao, D.G.W., Zhang, X., Fan, H., Gao, Z., Yuen, M.M.F. 2011. Novel Cooling Solutions for LED Solid State Lighting. International Conference on Electronic Packaging Technology & High Density Packaging, Shanghai, China.

Zitzmann, T., Pfrommer, P., Cook M.J. 2007. Dynamic thermal building analysis with CFD - Modelling radiation. Building Simulation 2007, Beijing, China.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı	: Mustafa Emre BAYRAKTAR
Doğum Yeri ve Tarihi	: Zonguldak / 1986
Yabancı Dili	: İngilizce
Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)	
Lise	: Özel Y. Selim Lisesi / 2004
Lisans	: Karadeniz Teknik Üniversitesi / 2009
Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl	: Magnetti Marelli Mako Elektrik Sanayi Ticaret A.Ş / 2013 - Devam ediyor
İletişim (e-posta)	: emrbayraktar@gmail.com