

**ELEKTRİKLİ ARAÇ BATARYASININ
SOĞUTULMASINDA FARKLI KANATÇIK
TİPLERİNİN ETKİSİNİN ANALİZİ**

**2018
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

Mustafa MUŞTU

**ELEKTRİKLİ ARAÇ BATARYASININ SOĞUTULMASINDA FARKLI
KANATÇIK TİPLERİNİN ETKİSİNİN ANALİZİ**

Mustafa MUŞTU

**Karabük Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü**

**Makine Mühendisliği Mekanik Anabilim Dalında
Yüksek Lisans Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

**KARABÜK
Nisan 2018**

Mustafa MUŞTU tarafından hazırlanan "ELEKTRİKLİ ARAÇ BATARYASININ SOĞUTULMASINDA FARKLI KANATÇIK TİPLERİNİN ETKİSİNİN ANALİZİ" başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Dr. Öğr. Üyesi Mehmet Emin AKAY
Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı



Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 27 / 04 / 2018


Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

Başkan : Doç. Dr. Yaşar YETİŞKEN (KBÜ)

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Mehmet Emin AKAY (KBÜ)

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Fuat KARTAL (KÜ)

İmzası



..... 2018

KBÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Filiz ERSÖZ
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü V.





“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Mustafa MUŞTU

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

ELEKTRİKLİ ARAÇ BATARYASININ SOĞUTULMASINDA FARKLI KANATÇIK TİPLERİNİN ETKİSİNİN ANALİZİ

Mustafa MUŞTU

Karabük Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Mekanik Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Dr. Mehmet Emin AKAY

Nisan 2018, 65 sayfa

Bu tez çalışmasında, elektrikli araçların bataryalarını soğutmaya yönelik çalışmalar yapılmış ve bu araçların batarya verimlerini olumsuz etkileyen “ısınma problemi” çözülmeye çalışılmıştır. Araç bataryasını aerodinamik olarak soğutmak için taşıtın alt kısmına yönelik tasarımlar yapılmış ve farklı hızlarda hava akışı sağlanıp, soğutmaya olan verimi gözlemlenmiştir. Tasarımlar farklı kanatçık (kanat) geometrileri tasarlanarak, ANSYS programının Fluent paketi yardımıyla analiz edilmiştir. Elektrikli aracın bataryasının aracın altında olduğu göz önüne alınarak, tasarlanan farklı kanat geometrileri bataryanın üzerine monte edilmiş ve bataryaya paralel olarak plaka bağlanmıştır. Geometriler tasarlanırken, plaka da gözününde bulundurulmuştur. Bu amaçla soğutucu akışkan hava batarya üzerine tasarlanıp monte edilmiş, farklı geometrilere sahip yüzey ile birlikte tasarımı yapılarak, farklı geometrilere sahip plakanın arasından geçirilmektedir.

Çalışma sıcaklığının artması bataryaları olumsuz etkilemekte, her 10 °C lik ısınma halinde, batarya ömrü yarıya düşmektedir. Ayrıca bataryanın enerji kaybı artmakta ve performansı ciddi anlamda azalmaktadır. Bu çalışmada batarya ömrü ve çalışma performansını, verimini artırmayı amaçlamaktayız. Elektrikli araçların geleneksel içten yanmalı motorlu araçlar karşısında tutunamayıp, geri kalmış olmasının başlıca sebepleri artırmaya çalışmış olduğumuz batarya ömrü ve batarya veriminin düşük olmasıdır. İçten yanmalı motorlar çok daha uzun yol ve kilometre yapabilmekte ve kullanım ömrü onlarca yıl olmaktadır. Ancak bataryaların ömrü on yılı dahi bulamamaktadır ve ekonomik açıdan oldukça maliyetlidir.

Kullanmayı amaçladığımız soğutma sistemi, pasif soğutma sistemidir. Aktif soğutma sistemi kullanıldığı takdirde, batarya verimi, enerjinin önemsenecek derecede bir kısmı aktif soğutma sistemi ile harcanacağı için düşecek, dolayısıyla da aracın gidebileceği maksimum menzile kısıllanacaktır. Her aracın 30 km'den sonra karşılaşmış olduğu ciddi bir rüzgar-hava direnci vardır. Bu direnç bütün araçlar için ciddi bir enerji kaybı ve dezavantaj doğurur. 90 km/sa hız ile giden bir otomobil, enerjisinin yaklaşık % 60 lık bir kısmını rüzgar direncini yenmek için harcamaktadır. Biz bu dezavantajı pasif soğutma sistemi tasarlayarak, avantaja dönüştürmeyi hedeflemekteyiz. Aracın maruz kaldığı hava akımını soğutucu olarak tasarlanmış farklı geometrilerdeki plakalar arasından geçirerek, batarya ısısının plakalar üzerinden hava akımına maruz bırakılarak atılması amaçlanmaktadır.

Anahtar Sözcükler : Elektrikli araç, yenilenebilir enerji, tasarım, batarya soğutma, zorlanmış taşınım.

Bilim Kodu : 914.1.065

ABSTRACT

M. Sc. Thesis

ANALYSIS OF EFFECTIVENESS OF DIFFERENT FIN TYPES IN COOLING OF ELECTRICAL VEHICLE BATTERY

Mustafa MUŞTU

Karabük University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Thesis Advisor:

Assist. Prof. Dr. Mehmet Emin AKAY

April 2018, 65 pages

In this study, researches were made to cool the batteries of electric cars and tried to solve the heating problem which negatively affects battery efficiency of those motor vehicles. In order to cool car battery aerodynamically, designs were made for bottom part of the car and air flows was provided at air speeds and the rate of cooling was observed. The designs were organized with different fin geometries and analyzed with the Fluent package of the ANSYS program. Considering that the battery of electric car is under the vehicle, the different fin geometries are installed onto battery and a plate is connected to battery in parallel. When the geometries were designed, the plate was also in consideration. For this purpose, the coolant fluid is designed and mounted on the battery with different fin and surface geometries and fluid is passed it throughly. In this thesis, we worked on cooling the batteries of electric vehicles.

If the battery of the electric vehicle exceeds the normal operating temperature, the battery life is reduced by half every 10 °C. In addition, the energy loss of the battery increases, and its performance is seriously reduced. In this study, we are aiming to increase battery life and operating performance. The battery life and battery efficiency we have tried to increase are mainly due to the fact that electric vehicles can not compete with conventional internal combustion engine vehicles. Internal combustion engines can make much longer mileage and service life. However, the life of batteries can not find a decade and is economically very costly.

The cooling system intending to use is passive cooling system. If an active cooling system is used, the battery power will be reduced so that a portion of the energy will be consumed by the active cooling system thus shortening the maximum range the vehicle can travel. There is a serious wind-weather resistance that every vehicle has encountered over 30 km/h speed. This resistance causes a serious energy loss and disadvantage for all vehicles. A car traveling at a speed of 90 km/h consumes about 60% of its energy to overcome wind resistance. We aim to convert this disadvantage into an advantage by designing a passive cooling system. By passing the airflow that the vehicle is subjected to through the plates in different geometries designed as coolers, it is aimed to expel the battery heat by exposing it to the air current through the plates.

Key Word : Electric car, renewable energy, design, battery cooling, forced convection.

Science Code : 914.1.065

TEŞEKKÜR

Bu tez çalıőmasının planlanmasında, araőtırılmasında, yürütülmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalıőmamı bilimsel temeller ışığında őekillendiren sayın danıőmanım Dr. Öğr. Üyesi Mehmet Emin AKAY'a teőekkürlerimi sunarım.

Araőtırmamız için faydalı yönlendirmeler yapan, teknik bilgi ve yardımlarını esirgemeyen, TÜBİTAK - MAM mühendislerinden sayın Doç. Dr. Halil Sadi HAMUT hocama teşekkür borçluyum.

Sevgili aileme manevi hiçbir yardımını esirgemedен yanımda oldukları için tüm kalbimle teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xv
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2	3
LİTERATUR TARAMASI.....	3
BÖLÜM 3	7
ISI TRANSFERİ.....	7
3.1. ISI TRANSFERİ TÜRLERİ	7
3.1.1. Taşınım İle Isı Transferi	9
3.1.1.1. Doğal Taşınım	9
3.1.1.2. Zorlanmış Taşınım.....	10
3.1.3. Taşınım Geometrisi	13
3.1.3.1. Dış Akış	13
3.1.3.2. İç Akış.....	13
3.1.4. Isı Transferinde Kullanılan Boyutsuz Sayılar.....	14
3.1.5. Ortalama hız.....	15
BÖLÜM 4	16
AKIŞKANLAR MEKANİĞİ	16
4.1. OTOMOBİL ETRAFINDAKİ AKIŞ.....	17

	<u>Sayfa</u>
4.2. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR MEKANİĞİ (HAD)	19
4.2.1. Genel HAD	20
4.2.1.1. Navier-Stokes Eşitlikleri	20
4.2.1.2. Süreklilik denklemi	20
4.3. ANSYS FLUENT HAD YAZILIM PROGRAMI	21
BÖLÜM 5	22
DENEYSEL ÇALIŞMALAR	22
5.1. MODEL VE METOD	22
5.1.1. Geometrik Model	22
5.2. ÇÖZÜM AĞI AYARLARININ YAPILMASI	25
5.2.1. Mesh Çalışması	27
5.3. KURULUM VE ÇÖZÜM (SETUP-SOLUTION) AYARLARI	28
5.3.1. Türbülans Modelleri	28
5.3.1.1. K-epsilon (k- ϵ) Modeli	29
5.3.1.2. Standart k-epsilon (k- ϵ) modeli	29
5.3.2. Kullandığımız Meteryaller	30
5.3.2. Sınır Koşulları	31
5.3.3. Yakınsama	32
BÖLÜM 6	34
HAD ANALİZ SONUÇLARI	34
6.1. Kanatçık Boyu Belirleme Çalışması	34
6.1.1. Durum 1	35
6.1.2. Durum 2	41
6.1.3. Durum 3	45
6.2. Farklı Geometrilerin Isı Transferine Etkisi	51
BÖLÜM 7	62
SONUÇLAR	62
KAYNAKLAR	64

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1.	Arrhenius eğrisine göre bataryanın sıcaklığa bağlı çalışma ömrü grafiği.	2
Şekil 3.1.	Isı iletim türleri.....	8
Şekil 3.2.	Doğal taşınım örneği	10
Şekil 3.3.	Zorlanmış taşınım örnekleri a) Fan ile yemeğin soğutulması b) Rezistanslı elektrikli ısıtıcı.....	11
Şekil 5.1.	Deneysel çalışma alanı genel gösterimi	23
Şekil 5.2.	Deney akış alanı ve aracın uzunluk ölçüleri.....	23
Şekil 5.3.	Deney aracının yandan görünüşü	24
Şekil 5.4.	Önden görünüş (temsili).....	24
Şekil 5.5.	Aracın batarya ve plakasının yandan görünümü	25
Şekil 5.6.	Batarya ve plaka arasına tasarlanmış kanatçık geometrisi	25
Şekil 5.7.	Çözüm ağı yapısı genel görünümü.....	31
Şekil 5.8.	Mesh kalitesi için önerilen sınır değerleri	27
Şekil 5.9.	Sıcaklığın çözüm ağı element sayısına göre değişimi.....	28
Şekil 5.10.	Hıza bağlı batarya ısı üretim grafiği	31
Şekil 5.11.	Hava giriş çıkışı ve akış alanı	32
Şekil 6.1.	Geometri 1 çözüm ağı yapısı.....	35
Şekil 6.2.	HAD Analizi Geometri 1 simülasyon sonucu sıcaklık dağılımı	36
Şekil 6.3.	HAD analizi Geometri 1 simülasyon sonucu hava akım hızı gösterimi .	37
Şekil 6.4.	HAD Analizi Geometri 1 simülasyon sonucu basınç dağılımı	37
Şekil 6.5.	HAD Analizi Geometri 2 Sıcaklık dağılımı simülasyon sonucu	38
Şekil 6.6.	HAD analizi Geometri 2 simülasyon sonucu hava akım hızı gösterimi .	38
Şekil 6.7.	HAD Analizi Geometri 2 simülasyon sonucu sıcaklık dağılımı	39
Şekil 6.8.	HAD analizi Geometri 3 simülasyon sonucu hava akım hızı gösterimi .	39
Şekil 6.9.	HAD Analizi Geometri 4 simülasyon sonucu sıcaklık dağılımı	40
Şekil 6.10.	HAD analizi Geometri 4 simülasyon sonucu hava akımı hız dağılımı ...	40
Şekil 6.11.	HAD Analizi Geometri 5 simülasyon sonucu sıcaklık dağılımı	41
Şekil 6.12.	HAD analizi Geometri 5 simülasyon sonucu hava akımı hız dağılımı ...	42
Şekil 6.13.	HAD Analizi Geometri 6 simülasyon sonucu sıcaklık dağılımı	42
Şekil 6.14.	HAD analizi Geometri 6 simülasyon sonucu hava akımı hız dağılımı ...	43

Şekil 6.15. HAD Analizi Geometri 7 simülasyon sonucu sıcaklık dağılımı	43
Şekil 6.16. HAD analizi Geometri 7 simülasyon sonucu hava akımı hız dağılımı ...	44
Şekil 6.17. HAD Analizi Geometri 8 simülasyon sonucu sıcaklık dağılımı	44
Şekil 6.18. HAD analizi Geometri 8 simülasyon sonucu hava akımı hız dağılımı ...	45
Şekil 6.19. HAD Analizi Geometri 9 simülasyon sonucu sıcaklık dağılımı	46
Şekil 6.20. HAD analizi Geometri 9 simülasyon sonucu hava akımı hız dağılımı ...	46
Şekil 6.21. HAD Analizi Geometri 10 simülasyon sonucu sıcaklık dağılımı	47
Şekil 6.22. HAD analizi Geometri 10 simülasyon sonucu hava akımı hız dağılımı .	47
Şekil 6.23. HAD Analizi Geometri 11 simülasyon sonucu sıcaklık dağılımı	48
Şekil 6.24. HAD analizi Geometri 11 simülasyon sonucu hava akımı hız dağılımı .	48
Şekil 6.25. HAD Analizi Geometri 12 simülasyon sonucu sıcaklık dağılımı	49
Şekil 6.26. HAD analizi Geometri 12 simülasyon sonucu hava akımı hız dağılımı	49
Şekil 6.27. Üçgen geometrilerin sayısal analizleri sonucu elde edilen Nusselt grafiği	50
Şekil 6.28. Tasarlamış olduğumuz ve analizini yapmış olduğumuz geometriler. a) dikdörtgen kanatçıklı geometri, b) üçgen kanatçıklı geometri, c) paralelkenar kanatçıklı geometri d) yarım dairesel kanatçıklı geometri .	51
Şekil 6.29. Dikdörtgen kanatçıklı geometri(a) simülasyon sonucu ısı dağılımı.....	52
Şekil 6.30. Üçgen kanatçıklı geometri(b) simülasyon sonucu ısı dağılımı	53
Şekil 6.31. Paralelkenar kanatçıklı geometri(c) simülasyon sonucu ısı dağılımı	54
Şekil 6.32. Yarım daire kanatçıklı geometri(d) simülasyon sonucu ısı dağılımı	55
Şekil 6.33. a), b), c) ve d) geometrilerinin simülasyon sonucu elde edilen verilerinin Nu/Nu_0 grafiği	56
Şekil 6.34. a), b), c) ve d) geometrilerinin sayısal analizi sonucu elde edilen Nusselt grafiği	56
Şekil 6.35. a), b), c) ve d) geometrilerinin simülasyon sonucu elde edilen verilerinin f/f_0 grafiği	57
Şekil 6.36. a), b), c) ve d) 20mm aralıklı geometrilerinin sayısal analizi sonucu elde edilen Nusselt grafiği	58
Şekil 6.37. a), b), c) ve d) 20mm aralıklı geometrilerinin simülasyon sonucu elde edilen verilerinin Nu/Nu_0 grafiği	58
Şekil 6.38. a), b), c) ve d) 20mm aralıklı geometrilerinin simülasyon sonucu elde edilen verilerinin f/f_0 grafiği	59
Şekil 6.39. a), b), c) ve d) 10mm aralıklı geometrilerinin sayısal analizi sonucu elde edilen Nusselt grafiği	60

Sayfa

Şekil 6.40. a), b), c) ve d) 10mm aralıklı geometrilerinin simülasyon sonucu elde edilen verilerinin Nu/Nu_0 grafiği 60

Şekil 6.41. a), b), c) ve d) 10mm aralıklı geometrilerinin simülasyon sonucu elde edilen verilerinin f/f_0 grafiği 61



ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1. Zorlanmış ve doğal taşınımında ortalama ısı taşınım katsayıları	10
Çizelge 3.2. Reynold sayısı türbülans eşik değeri	12
Çizelge 6.1. HAD analizleri sayısal sonuçları.	41
Çizelge 6.2. HAD analizleri sayısal sonuçları.	45
Çizelge 6.3. HAD analizleri sayısal sonuçları	50
Çizelge 6.4. 120 km hızda çalışılan bir geometrinin sınır koşulları giriş değerleri ...	52
Çizelge 6.5. ‘a’ geometrisi analiz sonucu simülasyon verileri	53
Çizelge 6.6. ‘b’ geometrisi analiz sonucu simülasyon verileri.....	53
Çizelge 6.7. ‘c’ geometrisi analiz sonucu simülasyon verileri.....	54
Çizelge 6.8. ‘d’ geometrisi analiz sonucu simülasyon verileri.....	55

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

Nu	: nusselt sayısı
f	: direnç katsayısı
Re	: reynolds sayısı
α	: dalga boyu
Al	: alüminyum
O_2	: oksijen
q''	: ısı akısı (W/m^2)
h	: ısı taşınım katsayısı (W/m^2K)
T	: sıcaklık (K)
T_w	: yüzey sıcaklığı (K)
T_∞	: akışkan sıcaklığı (K)
ρ	: akışkanın yoğunluğu (kg/m^3)
v_s	: akışkanın hızı (m/s)
D_h	: borunun (kanalın) hidrolik çapı (m)
μ	: akışkanın dinamik viskozitesi (Ns/m^2)
ν	: akışkanın kinematik viskozitesi (m^2/s)
A_c	: kanal kesit alanı (m^2)
C	: ıslak çevre uzunluğu
a	: kanal genişliği
b	: kanal yüksekliği
Bi	: biot sayısı
Fo	: fourier sayısı

- Pr : prandtl sayısı
 L_k : levha
 \dot{m} : akışkanın kütleli debisi (kg/s)
 V : ortalama hız (m/s)
 t : zaman (s)
 p : basınç (N/m²)
 g : yerçekimi ivmesi (m/s²)
 C_p : özgül ısı kapasitesi (kJ/kgK)
 k : termal iletkenlik katsayısı (W/mK)
 Φ : viskoz yayılma fonksiyonu



KISALTMALAR

HAD : Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

CAD : Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)

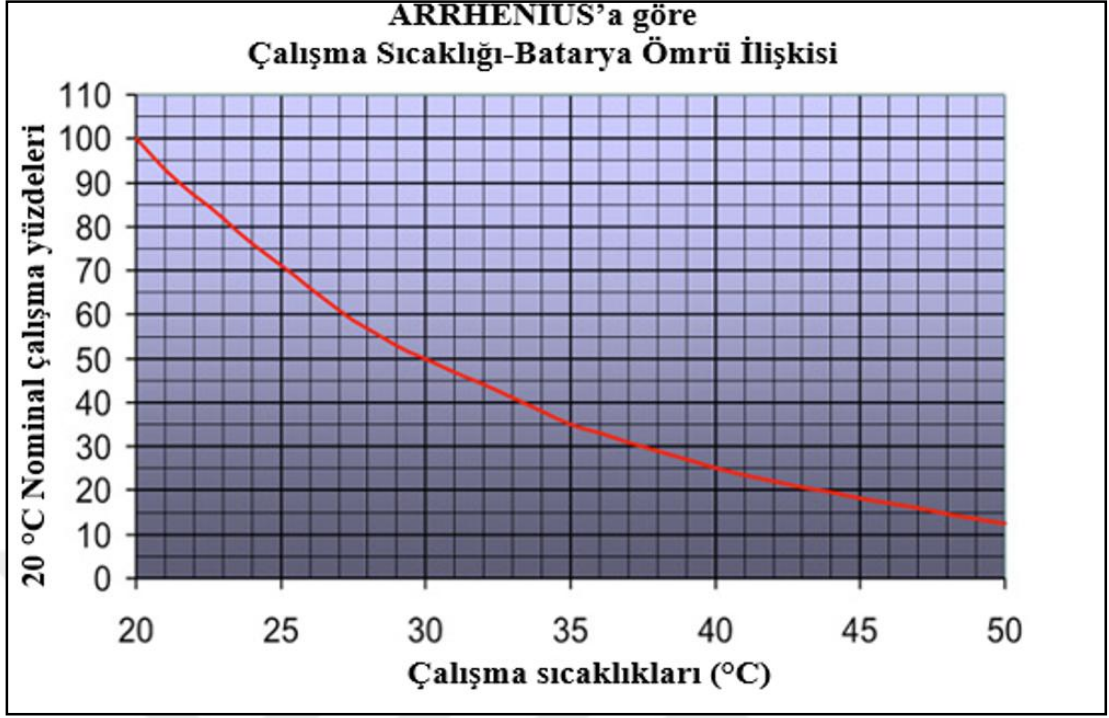
FEA : Finite Element Analysis (Sonlu Eleman Analizi)



BÖLÜM 1

GİRİŞ

Enerji ekonomik, sosyal gelişme ve yüksek hayat standartları için bütün ülkelerde çok önemli bir yere sahiptir. Dünya’da yaşanan enerji krizleri ve gün geçtikçe artan enerji talebi ülkeleri enerjiyi daha verimli kullanma politikaları edinmeye yöneltmiştir. Dünya’da en çok kullanılan ve insanların hayatını kolaylaştıran başlıca enerji tükettiğimiz araçların başında, motorlu taşıtlar gelmektedir. Bu sebepten enerji tasarrufu sağlayan ve çevre dostu olan elektrikli araçların talebi, her geçen gün artmaktadır. Eğer bataryalar yeterince geliştirilir, daha fazla enerji kapasitesine sahip olur, daha fazla yol kat etmemizi sağlar ve daha ekonomik hale getirilirse, daha da fazla kullanılacak ve kısa zamanda içten yanmalı motorlara sahip araçların yerini alacaklardır [1]. Elektrikli ve hibrit elektrikli araçlarda Lityum-İyon bataryaların çalışma ömrünü uzatmak ve çalışma esnasındaki güvenliği sağlamak için batarya termal kontrol sistemi optimum sıcaklığı 15 °C - 35 °C arasında tutulmalıdır. Elektrikli araç bataryasının çalışma sıcaklığı ve batarya ömrü ilişkisi Şekil 1.1. de gösterilmiştir [2]. Araç hareket halindeyken yüksek miktarda ısı açığa çıkmakta ve bu ısının dışarıya atılması gerekmektedir. Bunlardan dolayı elektrikli araçların çalışması esnasında meydana çıkan ısıyı dışarı atmak ve sıcaklığı dengede, optimum aralıkta tutma çalışmaları popüler bir çalışma konusu haline gelmiştir.



Şekil 1.1. Arrhenius eğrisine göre bataryanın sıcaklığa bağlı çalışma ömrü grafiği.

Bu tez çalışmasında elektrikli bir araçta kullanılacak olan bataryanın, gaz akışkan ile daha etkili bir soğutma yapabilmesi için, tasarım ve analiz çalışmaları yapılmıştır. Günümüzde çoğu mühendislik tasarımları bilgisayar simülasyon programları aracılığı ile gerçekleştirilmektedir. Bu programlar sayesinde daha kısa sürede ve daha az maliyetle çok sayıda analizin yapılması mümkündür. Bu şekilde hem zaman hem de maliyet açısından tasarruf sağlanmış olmaktadır. Bu tez çalışmasında yapılan analizler, HAD çalışmalarında yaygın bir şekilde kullanılmakta olan Fluent yazılımı ile gerçekleştirilmiştir.

BÖLÜM 2

LİTERATUR TARAMASI

Geçtiğimiz yıllarda kanatçıklı kanallarda soğutma performansını artırmak için birçok araştırma yapılmıştır. Bütün bu çalışmaların ortak noktası, soğutma performansını maksimuma çıkarmak ve termal kontrol sistemleri için azami fayda elde etmektir. Bu alandaki son gelişmeler, iki boyutlu çalışmalar ve üç boyutlu çalışmalar olarak iki ana gruba ayrılabilir. Mevcut literatür göstermektedir ki, ısı transfer oranı, ısı üreten alanın tasarımının değiştirilerek ve yüzey alanlarının genişletilerek artırılabilir. Ayrıca literatür en iyi ısı transfer oranına karşılık gelen geometrinin doğada bulunan tasarımlarla benzerlik gösterdiğini tasvir etmektedir.

Zheng vd. (2016), küçük ölçekli dikdörtgen farklı girinti ve çıkıntılara sahip kanalda akış ve ısı transfer karakteristikleri nümerik olarak incelemişlerdir. Ayrıca kanatçıklarla yapılan kombinasyonun etkisi de dikkate alınmıştır. Sayısal sonuçlar göstermiştir ki, oluk tarafında, akış ayrılması ağırlıklı olarak ön kenarda meydana gelmektedir ve yeniden tutunma Nusselt sayısı dağılımına göre ağırlıklı olarak arka kenarda oluşmaktadır. Çıkıntı kanatçıkdaki ayrılma ağırlıklı olarak, çıkıntı arka uzantısında meydana gelir ve aşağı yönde akışla birleşen oluk ucunda ısı transferini artırır. Dikdörtgen kanatçıklı durum en yüksek birimsiz Nu/Nu_0 ısı transfer artış katsayısını, birimsiz direnç katsayısı f/f_0 ve termal performansı (TP) en yüksek Re sayısında sağlar. Kanatçıklar kullanıldığında ayrılma hava kabarcığı boyutları özellikle ikinci ve üçüncü oluk içerisinde belirgin olarak azalır, Nu/Nu_0 değerleri kanatçıklar düzenlendiğinde, ciddi anlamda artar ve kanatçıklı tek sıra durumu en yüksek ısı transfer artışını sağlar. Bunun yanında, iki sıra durumu kanatçıksız en yüksek Nu/Nu_0 değer artışını sağlar, üç sıra durumu kanatçıklar düzenli olsa da, olmasa da en düşük Nu/Nu_0 değerini gösterir [3].

Aslantürk (2010), basit ve karmaşık ısıtıcı geometrileri için hava ile zorlamalı konveksiyonun modellenmesi üzerine çalışmıştır. Modelleme ve analizler için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemi kullanılmıştır. Bu metot ile ısı, kütle ve momentum transferi gibi birçok farklı durum için modelleme yapmak mümkündür. Bu çalışmada 3 farklı ısıtıcı element, Fluent'te HAD yöntemi ile modellenmiş ve analizleri yapılmıştır. Her durum için dört farklı türbülans modeli kullanılmıştır. Bu modeller; “standard wall treatment” opsiyonuyla K-epsilon, Spalart-Allmaras, K-omega ve “enhanced wall treatment opsiyonuyla” da K-epsilon’dur. Deneğin sonuçları incelendiğinde, analitik sonuçlara en yakın değerler k-epsilon modeli kullanıldığında elde edilmiş, k-epsilon modeli, çalışmadaki deneylerin benzerlerinin yapılabilmesi için en uygun türbülans modeli olduğu tespit edilmiştir [4].

Wang vd. (2015) çalışmalarında, dikdögen, üçgen ve yarım daire şeklindeki çeşitli mikrokanatçıklara sahip mikroakışkanlı soğutucunun deneysel ve numerik olarak ısı transfer ve sürtünme karakteristikleri incelemiştir. Deneysel sonuçlar ile numerik sonuçlardan elde ettiği verileri grafik haline getirerek sonuçların birbirleri ile oldukça tutarlı olduğunu göstermiştir. Mikro kanatçıklar mikroakışkan kanallarının yan duvarlarında yüzeysel mikro işleme, mikro elektro mekanik sistem işlemi ile imal edilmiştir ve mikroakışkan soğutucunun ısı transfer oranını artırmak için karıştırıcı olarak kullanılmıştır. Sonuçlar göstermektedir ki, mikro kanatçık kullanmak daha iyi ısı transferi sağlamaktadır, fakat mikrokanalda basınç düşmesine de sebep olmaktadır. Bu basınç düşmesi, ısı transferine olumsuz yönde etki etmektedir. Ayrıca kanatçık şekli mikrokanalların ısı transferi ve sürtünme karakteristiklerini ciddi anlamda etkilemektedir. Geometrik şekilleri kıyaslandığında, 3 farklı kanatçık tipi arasında üçgen kanatçıklı mikrokanal en yüksek Nusselt sayısı ve sürtünme faktörünü sağlamaktadır [5].

Wang ve Chen (2002) periyodik düzende dalgalı duvara sahip kanalda sayısal zorlamalı konveksiyon çalışmasını, farklı genlik dalga boyu oranı (α) 0 - 0.5 değerleri arasında değerlerde deneyerek, araştırmışlardır. Çalışmalar sonucunda önemli derecede daha büyük dalga boyu oranlarında, oluklu kanalın özellikle daha yüksek Reynolds sayılarında etkili bir ısı taşınım aleti olduğu bulunmuştur [6].

Başka bir çalışmada yukarıdaki bir çalışmaya benzer şekilde T kesitli iç kanatların yerleştirildiği, dairesel kanatların ısı transfer performansı çalışılmıştır. Islam ve Mozumder (2009) çalışmalarını deneysel olarak gerçekleştirmiştir. Farklı Reynolds sayılarında düz ve kanatçıklı tüplerde duvar sıcaklığı ve basınç düşüş değerleri hesaplanmıştır. Buna karşılık ısı transfer katsayısı, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü her koşulda ayrı ayrı incelenmiştir. Deneyin sonunda kanatçıklı tüpün pürüzsüz ve düz tüpe oranla, daha baskın şekilde ısı transferi sağladığı gözlemlenmiştir [7].

Nagarani (2010), kanatçık yüzey alanına bağlı ısı transferini araştırdı, eliptik ve dairesel halka şeklindeki kanatçıkların ısı transfer oranı ve verimi hakkında bir çalışma sundu. Sonuçta, eliptik kanatçık verimi dairesel kanatçık veriminden daha iyi olduğunu gördü [8].

Yi vd. (2014), mikroakışkanlı soğutucularda soğutma kapasitesini daha çok artırmak için, termal iletkenliği yüksek olan nanoparçacıkların soğutucu akışkana eklenmesi önermişlerdir. Yi çalışmasında Al_2O_3 , CrO_2 ve Fe_2O_3 nanoparçacıkların hepsinin toplam termal iletkenliği artırabildiğini göstermiştir. Ayrıca mikroakışkanlı soğutucularda mikrokanal duvarlarında periyodik karıştırıcı kanatçık düzeni uygulamak ısı transfer performansını artırmak için yaygınca kullanılan bir tekniktir. Kanatçıklar sınır tabaklarını karıştırabilir ve akışın sirkülasyon yapmasına sebep olur. Bu da kanal duvarları ile soğutucu su akışkan arasında ısı geçişini artırır [9].

Wee vd. (2008) yaptıkları çalışmalarında, Fluent 6.2.16 hesaplamalı kod programını kullanarak düz, kanatçıklı ve çukurlu yüzeyli soğutucularda laminar akış altında Nusselt sayısı dağılımını araştırmışlardır. Sunulan, lokal ve uzaysal olarak ortalama yüzey Nusselt sayıları ve bunun yanısıra ısı emici pasajlardaki sayısal olarak öngörülen akış özelliklerinin dağılımlarıdır. Bunlar akış kesit düzlemlerinde statik basınç, hız ve akış yönünde vortisitenin dağılımlarını içermektedir. Bu sonuçların, masraflı ve zaman alıcı deneyler kullanmadan soğutucu termal performansını optimize etmek için sağlanan tasarım bilgilerine ulaşılabildiği için, değerli olduğunu belirtmişlerdir [10].

Desrués vd. (2012) yaptıkları çalışmalarında, kanatçıklı kanalın Nusselt ve sürtünme faktörünü, birkaç farklı Reynolds sayısı ve geometrik parametreler uygulanarak üç boyutlu sıkıştırılmaz hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak hesaplamışlardır. Sistemin Geometrisi, akış yönünde periyodik enine dikdörtgen kanatçıklar bulunmakta olup, dönüşümlü olarak iki küçük duvar üzerindedirler. Çalışmada 75 ile 2000 arasındaki Reynolds sayıları araştırılmıştır ve basınç düşmesinin Re ile monoton olarak arttığı, ancak ısı transferinin ancak Re'nin kritik bir değerden yüksek olduğu durumlarda arttığı görülmüştür. Geleneksel düz mikrokanala kıyasla kanatçıklı mikrokanalın ısı transfer performansının daha iyi olduğunu belirtmişlerdir [11].

Mohammed vd. (2012) yaptıkları çalışmada, ısı değiştirici plakanın oluklu kanalında ısı transferi ve zorlanmış türbülanslı konvektif akışın sayısal araştırmasını yapmışlardır. Süreklilik, momentum ve enerji eşitlikleri sonlu eleman metodu ile çözülmüştür. Oluklu kanalın üst ve alt duvarları sabit ısı akışı sınır koşulu ile ısıtılmıştır. Oluklu eğim açılarının geometrik parametrelerinin etkisi, kanal yüksekliği ve suyun çalışma akışkanı olarak kullanıldığı dalga yükseklikleri termal ve akış alanları üzerinde, ayrıca değerlendirme kriterinin performansı incelenmektedir. Değerleri 20°, 40° ve 60° olmak üzere üç farklı oluk eğim açılı oluklu kanal, 12.5, 15 ve 17.5 olan üç farklı kanal yüksekliği ve 2.5, 3.5 ve 4.5 mm olan farklı dalga yükseklikleri ile test edilmiştir. Bu araştırma 8.000 – 20.000 aralığında Reynolds sayısını ve 0.4 - 6 kW/m² aralığında ısı akışını da kapsamaktadır. Bu sayısal sonuçlar gösteriyor ki, dalga açısı 60° ve dalga yüksekliği 2.5 mm olan 17,5 mm yüksekliğindeki kanal optimum parametreleri sağlamaktadır ve ısı transfer artışında önemli etki oluşturmaktadır. Çalışma sonucunda, termal performansın artımı ve daha yoğun eşanjör elde edebilmek için dalgalı kanalın uygun bir metot olduğunu bulmuşlardır [12].

Cetkin ve Oliani (2015), ısı üreten alana yerleştirilmiş yüksek iletkenli kanalların şeklinin bitkilerin köklerine benzer şekilde olması gerektiğini göstermişlerdir. Doğadaki var olan şekiller kendi tasarım özelliklerine göre düşünülebilirler. Literatür göstermektedir ki, bu yapılar akışa karşı minimum direnç oluşturacak şekilde tasarlanmıştır. Yapıların hedeflerine bağlı olarak bu akış ısı akışına, sıvının akışına veya gerilim kuvvetine karşılık gelebilir [13].

BÖLÜM 3

ISI TRANSFERİ

Bu bölümde çalışmada kullanılan; bilimsel veriler, sayısal yöntemler ve teknikler hakkında bilgi vereceğiz. İlk olarak fizik, enerji alanında kullanmış olduğumuz ısı transferi ile ilgili bizi ilgilendiren konulardan ve akışkanlar dinamiğinden bahsedeceğiz.

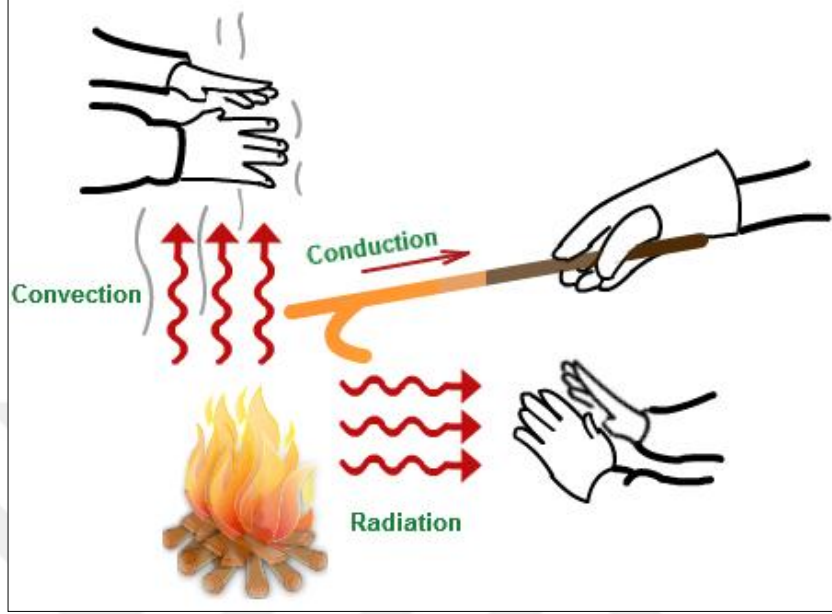
3.1. ISI TRANSFERİ TÜRLERİ

Isı sıcaklık farkının bir sonucu olarak bir sistemden başka bir sisteme transfer edilebilen bir enerji türüdür. Bu transferin miktarı termodinamik analizin bir konusu olmakla beraber, ısı transfer oranı (birim zamanda gerçekleşen ısı transferi) da “Isı Transferinin” konusudur.

Isı transferi günlük hayatımızda her alanda meydana gelmektedir. Sıcak olan evimizin camları ve duvarlarından soğuk olan dış ortama ısı transferi gerçekleşmektedir. Isı kaybını azaltmak için insanlar duvarları ısı geçirgenliği daha düşük madde ile kaplayarak yalıtım yaparlar. Bu yalıtım ısı transferini düşürmekte ve evin ısı kaybını azaltmaktadır. Herşeyden önce insan kendisi bir ısı kaynağıdır ve hatta insan hayatı dahi ısıya bağlıdır. Aşırı ısı kaybı insanın hayatını kaybetmesine neden olacaktır. Hepimizin mutfağında olan buzdolapları ve fırınlar ısı transferinin iki basit örneğidir. Isı transferi; güç santral mühendisliğinin, malzeme işleme, termal yönetim sistemleri ve otomotiv mühendisliği gibi birçok alanın önemli bir araştırma problemidir.

Isı transfer mekanizması; iletim (conduction), taşınım (convection) ve radyasyon (radiation) olarak üç farklı şekildedir. İletim moleküler boyutta meydana gelmekte olup, bir ortamda (katı, sıvı, gaz) sıcaklık farkı bulunduğu, ısı iletim yoluyla sıcaklık eşitleninceye kadar transfer edilir. Daha yüksek enerjiye sahip cismin

yanındaki daha düşük enerjili komşu cisimle etkileşiminin sonucu olarak enerjisinin bir kısmını transfer eder [13].



Şekil 3.1. Isı iletim türleri.

Taşınım ile ısının transferi bir akışkanın (katı, sıvı, gaz) hareketi ile gerçekleşir. Taşınım farklı sıcaklıklardaki hareket halindeki akışkan ile katı yüzeyindeki sınır tabakada meydana gelir [8]. Isı transferi rastgele moleküler (yayılma) ve akışkanın toplu hareketi ile oluşur. Denebilir ki, moleküller hareketin katkısı olmasına rağmen, çoğunlukla akışkanın topyekün hareketi ile oluşur. Taşınım ile ısı transferi bu tezin ana konusu olduğu için daha ayrıntılı olarak aşağıda bahsedeceğiz.

Radyasyon maddenin elektromanyetik formda yayılan enfraruj dalgaları veya fotonlar tarafından yayılan bir enerji türüdür. Bu atomların ve moleküllerin elektron yapısında meydana gelen değişikliklerin sonucu olarak meydana gelmektedir [13]. İletim ve taşınım bir aracı maddenin varlığına ihtiyaç duyarken radyasyon duymamaktadır. Radyasyon ile ısı taşınımı ışık hızında gerçekleştiği için enerjinin en hızlı taşındığı mekanizmadır. Güneşten dünyaya ısı taşınımı radyasyon mekanizması ile meydana gelmektedir.

3.1.1. Taşınım İle Isı Transferi

İki çeşit taşınım türü vardır; zorlanmış taşınım ve doğal taşınım. Doğal taşınım dışarıdan herhangi bir harici etki olmadan gerçekleşen ısı taşınımıdır. Zorlanmış taşınım ise dışarıdan bir etki, kuvvet uygulanmakta ve ısı taşınımını artırılmaktadır. Katı bir yüzey ile akışkan arasında gerçekleşen, Newton'un soğuma kanunu olarak bilinen ısı taşınımının temel denklemi:

$$q'' = h (T_w - T_\infty) \quad (3.1)$$

şeklinde yazılmakta ve elemanları;

q'' = ısı akısını (W/m^2)

H = ısı taşınım katsayısı

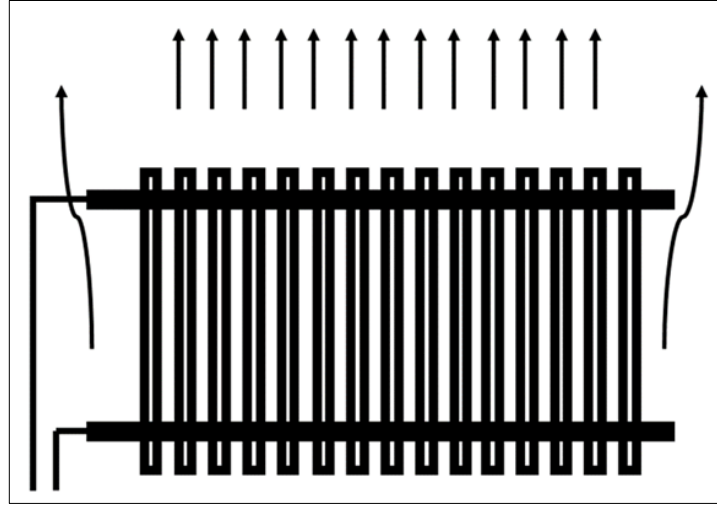
T_w = yüzey sıcaklığı

T_∞ = akışkan sıcaklığı

olarak ifade edilmektedir.

3.1.1.1. Doğal Taşınım

Doğal taşınım akışkanın sirkülasyonu ile yüzeyden ısı taşınması veya daha düşük ısıyı yüzeye ısı aktarması ile özetlenebilir. Buoyancy etkisi olarak adlandırılan “sıcak akışkan yükselir, soğuk akışkan alçalır” prensibi ile ısı taşınımı meydana gelir. Isınan akışkanın yükselmesinin sebebi, sıcaklık ile akışkanın hacminin artması ve özkütlesinin azalmasıdır. Bu nedenle ısınan akışkan yükselir.



Şekil 3.2. Kalorifer peteği bir doğal taşınım örneğidir.

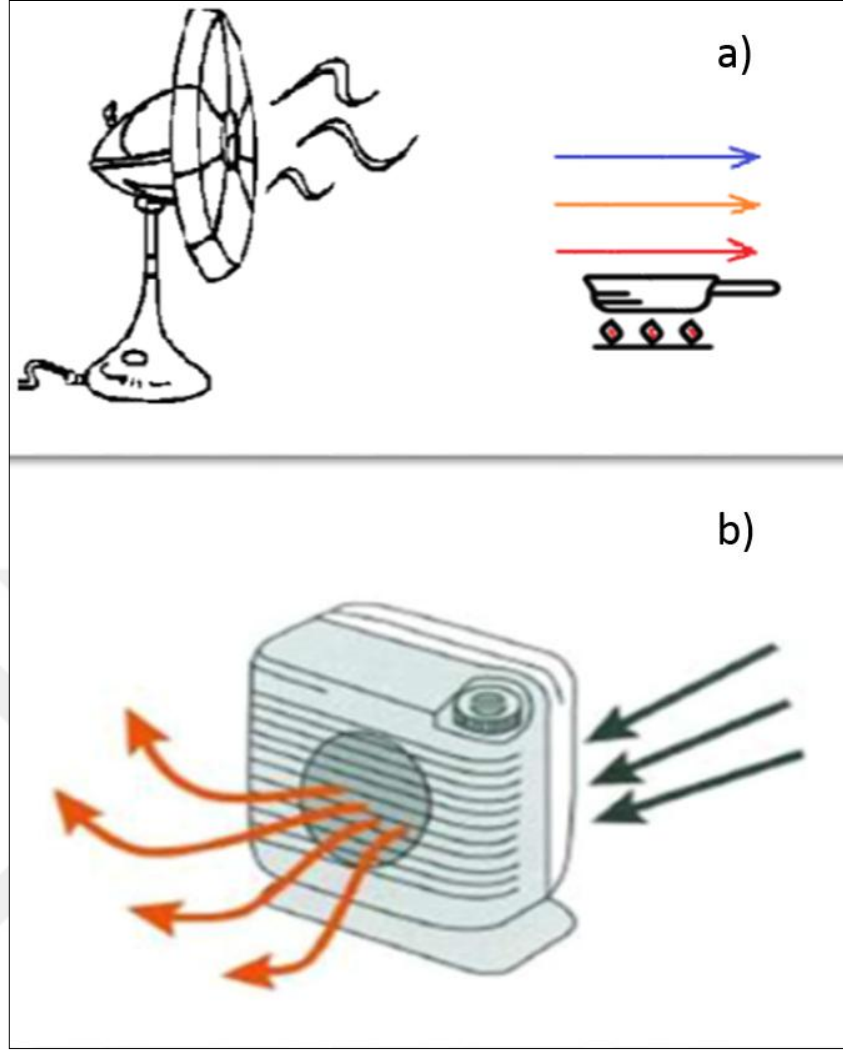
3.1.1.2. Zorlanmış Taşınım

Zorlanmış taşınım bir dış kaynak vasıtası ile akışkanın akmaya zorlanması ile ısı transferi yaptırılmasına denmektedir. Akışkanın bir yüzey üzerinde akışa zorlanmasına “dış akış”, boru içinde zorlanmasına “iç akış” denir.

Çizelge 3.1’de zorlanmış ve doğal taşınım şartlarında “ısı taşınım katsayıları” verilmiştir.

Çizelge 3.1. Zorlanmış ve Doğal Taşınımında Ortalama Isı Taşınım Katsayıları [13]

Taşınım Türleri	Madde Türü	Isı iletim katsayısı - h (W/m ² K)
Zorlanmış Taşınım	Gazlar	25 - 250
	Sıvılar	50 - 20.000
Doğal Taşınım	Gazlar	2 - 25
	Sıvılar	50 - 1.000



Şekil 3.3. Zorlanmış taşınım örnekleri a) Fan ile yemeğin soğutulması b) Rezistanslı elektrikli ısıtıcı.

Zorlanmış ısı taşınımında Reynold sayısına bakılarak akışın laminarlı ya da türbülanslı olduğu anlaşılır. Atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı Reynold sayısını verir. Hesaplamalarda kullanmış olduğumuz Reynold formülü eşitlik 3.2’de ve hidrolik çap formülü eşitlik 3.3’te verilmiştir.

$$Re = \frac{\rho v_s D}{\mu} = \frac{v_s D}{\nu} = \frac{\text{atalet kuvvetleri}}{\text{viskozite kuvvetleri}} \quad (3.2)$$

ρ (kg/m³) - Akışkanın yoğunluğu

v_s (m/s) - Akışkanın hızı

D - Borunun(kanalın) hidrolik çapı

μ - Akışkanın dinamik viskozitesi

ν - Akışkanın kinematik viskozitesi $\nu = \mu/\rho$

$$D_h = \frac{4A_c}{C} \quad (3.3)$$

A_c (m²) - Kanal kesit alanı (a . b)

C (m) - Islak çevre uzunluğu [2(a+b)]

a (m) - kanal genişliği

b (m) - kanal yüksekliği

Akışın durumunu anlayabilmek için akışın Re sayısını kritik Re sayısı ile kıyaslamak gerekmektedir. Aşağıdaki tabloda dış ve iç akışın türbülanslı olup olmadığını anlamak için akış şartları verilmiştir. Re sayısı kritik değeri iç akışta 2.300 ve dış akışta 5.10⁵ olmaktadır.

Çizelge 3.2. Reynold sayısı türbülans eşik değeri.

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

3.1.3. Taşınım Geometrisi

Tasarım geometrisi dış akış ve iç akış olmak üzere 2 farklı türde incelenmiştir. Bu iki akış türü için ayrı ayrı Nusselt sayısı hesaplamaları ve bilgiler gereklidir.

3.1.3.1. Dış Akış

Dış akış için, sınır katmanlarının herhangi bir kısıtlama olmaksızın geliştiği akış diyebiliriz. Sınır tabakanın dışında hız ve sıcaklık değişkenlerinin göz ardı edilebileceği bir akış bölgesi vardır. Türbülanslı akış sabit yüzey ısı akışı şartlarında Nusselt sayısı eşitlik 3.4 ile hesaplanmaktadır;

$$Nu_x = 0.0308 Re_x^{4/5} Pr^{1/3} \quad (3.4)$$

3.1.3.2. İç Akış

Bir kanal ve tüp boyunca akış ısı transferinde soğutma ve ısıtma için kullanılan yaygın bir uygulamadır. Isı transferini gerçekleştirmek için akışkanın hareketi pompa veya fan tarafından sağlanır. İç akış ile dış akış arasındaki farkı belirlemek önemlidir. Dış akışta akışkan sınır koşulları genişlemeye özgür, bağımsız yüzeye sahiptir fakat iç akışta iç yüzey tarafından akışkan sınırlanmaktadır. Türbülanslı akışta sürtünme faktörü ve ısı transferi katsayısının teorik olarak hesaplamaları çok zor olduğundan uygulamalı olarak hesaplanmaktadır. Boru içi iç akışta Nusselt sayısını bulmak için eşitlik 3.5 kullanılmaktadır.

$$Nu_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) Re_D Pr}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.5)$$

3.1.4. Isı Transferinde Kullanılan Boyutsuz Sayılar

Isı transferi araştırmalarında aşağıda sıralanan boyutsuz sayılar kullanılmaktadır.

Biot sayısı:

$$Bi = \frac{hL_e}{k_l} = \frac{\text{iletim direnci}}{\text{Taşınım direnci}}$$

Fourier sayısı:

$$Fo = \frac{at}{Le^2} = \frac{\text{iletim ile ısı transferi}}{\text{Isı depolama kapasitesi}} \quad Le = \frac{V}{A_t}$$

Reynolds:

$$Re = \frac{uL_k}{\nu} = \frac{\text{Atalet kuvveti}}{\text{Viskoz kuvvet}} \quad L_k = L \rightarrow \text{Levha}$$
$$L_k = D \rightarrow \text{Silindir, Küre}$$

Prandtl:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{c_p \mu}{k_\alpha} = \frac{\text{Momentum difuzyonu}}{\text{Isıl difuzyon}}$$

Nusselt:

$$Nu = \frac{hL_k}{k_\alpha} = \frac{\text{Akışkanın taşınım ile aktardığı ısı}}{\text{Akışkanın iletim ile aktardığı ısı}}$$

3.1.5. Ortalama hız

Ortalama hız değeri, kütle korunumu kanunu eşitliğinden hız (V) değerini yalnız bırakarak elde edilen eşitlik ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{m} = \rho V A_k \quad (3.6)$$

3.6 eşitliğinden V'yi yalnız bıraktığımız zaman 3.7 eşitliğini elde ederiz.

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho A_k} \quad (3.7)$$

\dot{m} (kg/s) = akışkanın kütleli debisi

ρ (kg/m³) = akışkanın yoğunluğu

A_k (m²) = kanal kesit alanı

V (m/s) = ortalama hız

BÖLÜM 4

AKIŞKANLAR MEKANİĞİ

Bu bölümde araştırmanın temelini oluşturan teori açıklanmıştır. İlk olarak genel akışkanlar dinamiği hakkında ve çalışmada kullandığımız özel teorilerden bahsedilecektir. Ayrıca HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) bölümü açıklanacaktır.

Akışkanlar dinamiği gaz ve sıvı fazındaki akışkanın hareketi ile enerji, momentum ve kütle yönünden ilgilidir. Bu çalışma araç etrafındaki akışkan alanının çözümünü HAD aracılığıyla ele almaktadır. Yazılım programı hücresel ağlar ile örülmüş alanı, sonlu elemanlar yöntemi ile yöneten eşitlikleri kullanarak çözer.

Akışkan alanını tanımlamak için ilk yaklaşım kütlelenin 3 korunum yasası ile, sıkıştırılamaz ve izotermal akışı açıklamaktır. Bu varsayımları yaparak hızın Mach sayısı 0.3 ($Ma = 0.3 \approx 100 \left[\frac{m}{s}\right]$) ten aşağıda olduğu durumlarda yoğunluk ve viskozite sabit olarak görülebilir ve sıcaklık, akış alanının simülasyonu sırasında nispeten düşüktür.

Kütlelenin korunumu = giren kütle miktarı ile çıkan kütle miktarı birbirine eşittir.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4.1)$$

Doğrusal momentumun korunumu (Newton'un 2. Hareket kanunu) = basınç, momentum ve viskoz kuvvetler arasındaki ilişki.

Aşağıdaki formül dizisi, doğrusal olmayan kısmi diferansiyel eşitliklerin sıkıştırılamaz Navier-Stokes eşitlikleri olarak bahsedilir.

$$\begin{aligned}
\rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right) &= \rho \frac{du}{dt} \\
\rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) &= \rho \frac{dv}{dt} \\
\rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) &= \rho \frac{dw}{dt}
\end{aligned}
\tag{4.2}$$

Enerjinin Korunumu (Termodinamiğin 1. Kanunu) = Sistemdeki toplam enerji miktarı her zaman sabit kalır.

$$\rho C_p \frac{dT}{dt} = k \nabla^2 T + \Phi \tag{4.3}$$

- ρ = yoğunluk
- t = zaman
- p = basınç
- μ = statik viskozite
- g = yerçekimi ivmesi
- C_p = özgül ısı kapasitesi
- T = sıcaklık
- k = termal iletkenlik katsayısı
- Φ = viskoz yayılma fonksiyonu

Stokastik, 3 boyut, zamana bağıllık ve turbülanslı akıştan dolayı akış alanında dalgalanmalar olacaktır.

4.1. OTOMOBİL ETRAFINDAKİ AKIŞ

Yolda hareket etmekte olan bir otomobil farklı türden direnç kuvvetlerine maruz kalmaktadır. Sabit hızla hareket eden bir otomobile etki eden toplam direnç kuvveti, yuvarlanma direnci, yerçekimi direnci, ivmelenme direnci ve aerodinamik dirençlerin toplamına eşittir [14].

Bu direnç kuvvetleri otomobili hareket halinde tutmak için aşılmış olunmak zorundadır. Hareketin toplam direnç eşitliği 4.4. formülü ile ifade edilir [15].

$$F_X = F_A + F_R + F_G + F_D = ma + f_R mg \cos \alpha + mgsin \alpha + \frac{1}{2} \rho C_D A_f U^2 \quad (4.4)$$

Yokuş direnci hızdan bağımsız ve HAD hesaplamaları düz yolda gerçekleştirileceği için göz ardı edilmektedir.

Aerodinamik sürtünme kuvveti; form (şekil) ve sürtünme kuvveti olarak, iki gruba ayrılabilir, Şekil (basınç) sürtünmesi yüzeye dik bir şekilde etki eder. Sürtünme kuvveti ise, yüzeye teğetsel olarak etki eder. Otomobilin ölçüsü ve şeklinden dolayı şekil sürtünme baskın olabilir ve taşıt dik gövde olarak varsayılabilir. Bu akış alanında aracın önünün büyük engel gibi davranacağı ve arkasında girdaplar oluşturacağı anlamına gelir. Şekil direnci aracın ön ve arka direnci arasındaki farktan dolayı oluşur. Bernoulli eşitliğinden aşağıdaki denklemler elde edilir.

$$p_1 + \frac{\rho V_1^2}{2} = p_2 + \frac{\rho V_2^2}{2} \quad (4.5)$$

p = statik basınç

$\frac{\rho V^2}{2}$ = dinamik basınç

Sürtünme kuvveti ise akışkan ile taşıt yüzeyi arasında meydana gelen kesme kuvvetleri ve akışkandaki kesme kuvvetlerinin toplamından meydana gelmektedir. Kesme kuvvetine en büyük etki akışın bitişik olduğu yerlerden gelmektedir.

4.1.1. Sürtünme ve Kaldırma Katsayısı

Sürtünme katsayısı boyutsal ve hız olarak farklı şekillere sahip taşıtları kıyaslamak için kullanışlı bir araç ve bir aracın aerodinamik direncini belirten boyutsuz katsayıdır.

$$C_d = \frac{F_D}{\frac{1}{2}\rho U^2 A} \quad (4.6)$$

- ρ = hava yoğunluğu,
 U = serbest akış hızı,
 F_D = sürtünme kuvveti,
 A = ön izdüşüm alanı

Bir aracın etrafında hava akışı olduğunda üst ve alt kısımlarında basınç farkı meydana gelecektir. Üst kısımdaki hava alt kısımdaki havaya aracın arkasında yetişip birleşmek için daha fazla yol kat edecektir. Yol uzunluğundaki bu fark akışkanın hızında fark oluşturacaktır. Uzun yoldan giden akışkan daha hızlı olacak ve yüzeyde daha az basınç oluşturacaktır. Araçta basınç tepede daha düşük, aracın altında daha yüksek olacaktır ve buda kaldırma kuvveti (F_L) oluşturacaktır. Kaldırma katsayısı araçtaki kaldırma kuvvetini belirten boyutsuz bir katsayıdır ve şu şekilde ifade edilir.

$$C_l = \frac{F_L}{\frac{1}{2}\rho U^2 A} \quad (4.7)$$

4.2. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR MEKANİĞİ (HAD)

HAD akışkanlar dinamiğinin sayısal hesaplama ve analiz etme metodudur. HAD simülasyonunun yaklaşımı akışın gerçekleştiği fiziksel alanı küçük sonlu hacimsel elemanlara bölmek ve bu elemanlarda sayısal hesaplamalar yapmaktır. HAD bilgisayar tabanlı tasarım ve analiz tekniğine sahiptir. Bütün fazlarda (katı, sıvı, gaz) simülasyon yapmak mümkündür. Ayrıca HAD metodu hareketli parçaların ve akustiğin simülasyonu gibi ileri simülasyonları da yapabilme olanağına sahiptir. Çalışmadaki akışların çoğu turbülanslı akıştır. Takip eden bölümlerde çalışmamızda kullandığımız eşitlikler ve turbülans modelleri verilmiştir.

4.2.1. Genel HAD

Akışkanlar mekaniği ve ısı transferi ile ilgili bütün problemlerde kullanılan Navier-Stokes eşitlikleri sayısal olarak çözülür. Bu çalışmada Navier-Stokes eşitlikleri 2D eşleşmiş kısmi diferansiyel denklem eşitlikleridir. Akışkanlar dinamiğinde kullanılan 3 farklı eşitlik vardır. Bunlar akışın davranışlarını ifade eden süreklilik, momentum ve enerji eşitlikleridir. Bu eşitlikler enerjinin korunumu, kütle ve momentum gibi basit fizik kanunlarından türetilmiştir. Bu eşitlikler analitik olarak çözmek için çok kompleks hala geldiği için nümerik simülasyonlar ile çözmek gerekmektedir. HAD simülasyonunda nümerik olarak çözebilmek için diferansiyel eşitlikler büyük cebirsel eşitliklere ayrılır.

4.2.1.1. Navier-Stokes Eşitlikleri

Navier-Stokes eşitlikleri Newton'un 2. Yasasından türetilmiştir ve ayrıca son derece küçük hacme sahip bir elementin denge kuvveti olarak görülebilir. Navier-Stokes eşitlikleri aşağıdaki eşitlik 4.2'de olduğu gibi ifade edilmektedir. 3 kısmi doğrusal olmayan diferansiyel denklem, herbir hız vektörü için farklı bir denklem ile ifade edilmektedir.

4.2.1.2. Süreklilik denklemi

Süreklilik denklemi "kütlelerin yok edilemeyeceği" prensibine dayanmaktadır ve eşitlik 4.8'de olduğu gibi ifade edilmektedir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (4.8)$$

Akış sıkıştırılmaz varsayıldığında süreklilik denklemi aşağıdaki eşitlik 4.9 da olduğu gibi olur.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4.9)$$

4.3. ANSYS FLUENT HAD YAZILIM PROGRAMI

ANSYS Fluent, çalışmamızda Had analizi yapmak için kullandığımız yazılım programıdır. ANSYS, fizik, akışkan, türbülans, yapı, titreşim, akışkanlar dinamiği, ısı transferi ve elektromanyetik disiplinlerin tüm etkileşimlerini simüle etmek için mühendislerin kullandığı genel amaçlı bir yazılımdır. Üzerinden çok kuvvetli hava akımı geçen savaş jeti kanadından bir frındaki yanmaya, hava kabarcığından petrol platformlarına, damarlardaki kan akışından yarı iletken üretime, temiz oda tasarımından atıksu arıtma tesislerine kadar birçok endüstriyel alanda kullanılmaktadır. Testleri veya çalışma koşullarını simüle etmeyi sağlayan ANSYS, ürünlerin prototiplerini üretmeden önce sanal ortamda test yapılmasını sağlar. Ayrıca, sanal ortamda 3 boyutlu simülasyonlar ile zayıf noktaları belirleme ve iyileştirme, gerçekliği hesaplama ve olası problemleri öngörme imkânı sunmaktadır.

ANSYS yazılımı modüler yapısı ile sadece ihtiyaç duyulan özelliklerin kullanılmasına imkan tanır. ANSYS diğer mühendislikte kullanılan programlardan olan CAD ve FEA modülleriyle uyumlu bir şekilde çalışabilir.

ANSYS, CAD dosyasını alıp okuyabilir ve ayrıca ön işleme olanaklarıyla bir geometri oluşturmaya imkan verir. Aynı ön işlemcideki gibi, hesaplama için gerekli sonlu eleman modeli oluşturulur. Yükler, koşullar, veriler tanımlandıktan ve analizler gerçekleştirildikten sonra, sonuçlar sayısal ve grafiksel olarak görülebilir.

ANSYS, çeşitli iletişim algoritmaları, zaman bazlı yükleme özellikleri ve doğrusal olmayan malzeme modelleri ile ileri mühendislik analizlerini hızlı, güvenli ve pratik bir şekilde gerçekleştirebilmektedir.

ANSYS Workbench, simülasyon teknolojilerini ve parametrik CAD sistemlerini benzersiz otomasyon ve performansla bütünleştiren bir platformdur. ANSYS Workbench'in gücü, yılların tecrübesi ile ANSYS çözücü algoritmalarından gelmektedir. Ayrıca, ANSYS Workbench'in amacı, ürünün sanal ortamda test edilmesi, tetkik edilmesi ve geliştirilmesidir [16].

BÖLÜM 5

DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Bu bölümdeki çalışmaları 4 ana aşamaya ayırıp inceleyebiliriz:

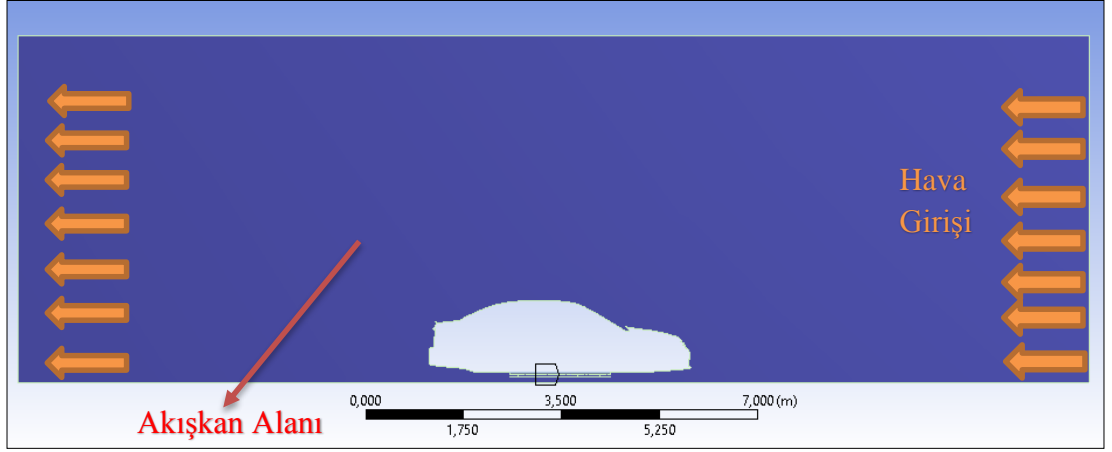
- 1- Geometrik ölçülerin belirlenmesi ve kanatçık tasarımlarının yapılması,
- 2- Mesh örme ve kullanacağımız doğru mesh sayısını bulma çalışması,
- 3- Çözüm kısmına parametrelerin girilmesi ve gerekli ayarlamaların yapılması,
- 4- Çözümleme ve Sonuçların alınması.

5.1. MODEL VE METOD

5.1.1. Geometrik Model

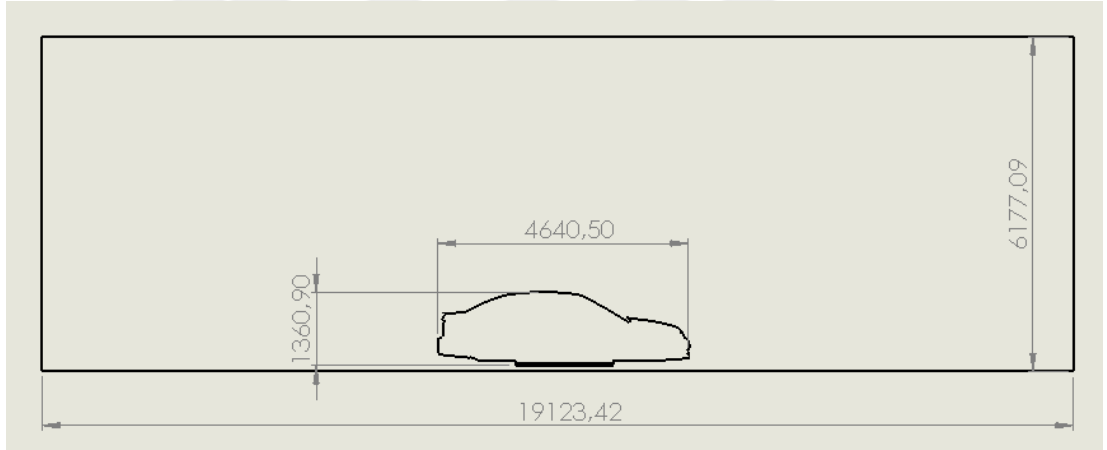
Çalışmamızda Elektrikli aracın altına yerleştirilmiş batarya ile bataryanın alt kısmına mont edilmiş plaka arasından hava geçişi sağlanmaktadır. Hareket esnasında aracın etrafında ve altında hızı ile doğru orantılı olarak artan bir hava akımı oluşmaktadır. Bu hava akımı, bataryanın soğutulmasını sağlamak için kullanılmak hedeflenmiştir. Batarya ve plaka arasındaki bölümde, farklı geometri tasarımları ile çeşitli hava koridorları elde ederek, havanın batarya ve plaka yüzeyi ile daha fazla etkileşim halinde kalmasını ve taşınım ile daha fazla ısı geçişinin olmasını sağlamaya yönelik çalışmalar yapılmıştır.

Şekil 5.1 de görüldüğü gibi, elektrikli otomobilin 2 boyutlu olarak yandan görünüşü Solidworks programında çizilmiş ve step dosyası formatında kayıt edildikten sonra, ANSYS - Fluent programının “Geometry” kısmında açılmıştır. Solidworks’da 2 boyutlu çizip ANSYS’te açabilmek için, Solidworks programında çizilen modele yüzey atama işlemi yapılması gerekmektedir.



Şekil 5.1. Deneysel çalışma alanı genel gösterimi.

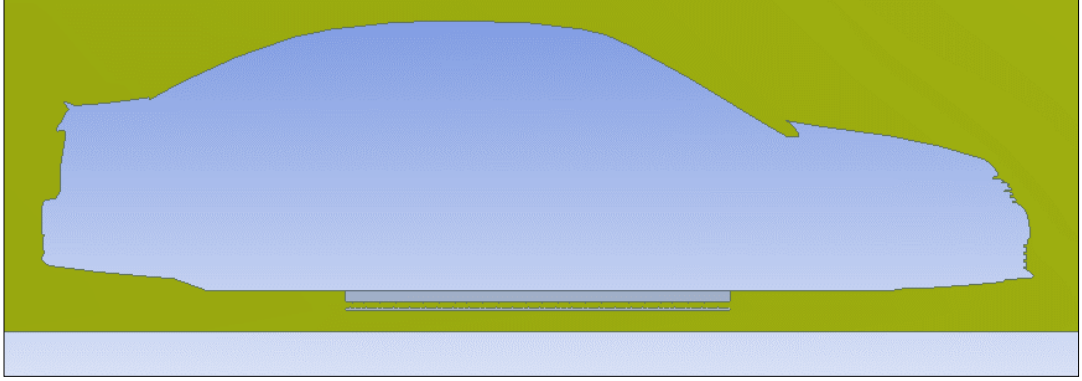
Deney akış alanı ve aracın boyutsal ölçüleri milimetre birimi ile Şekil 5.2’de verilmiştir.



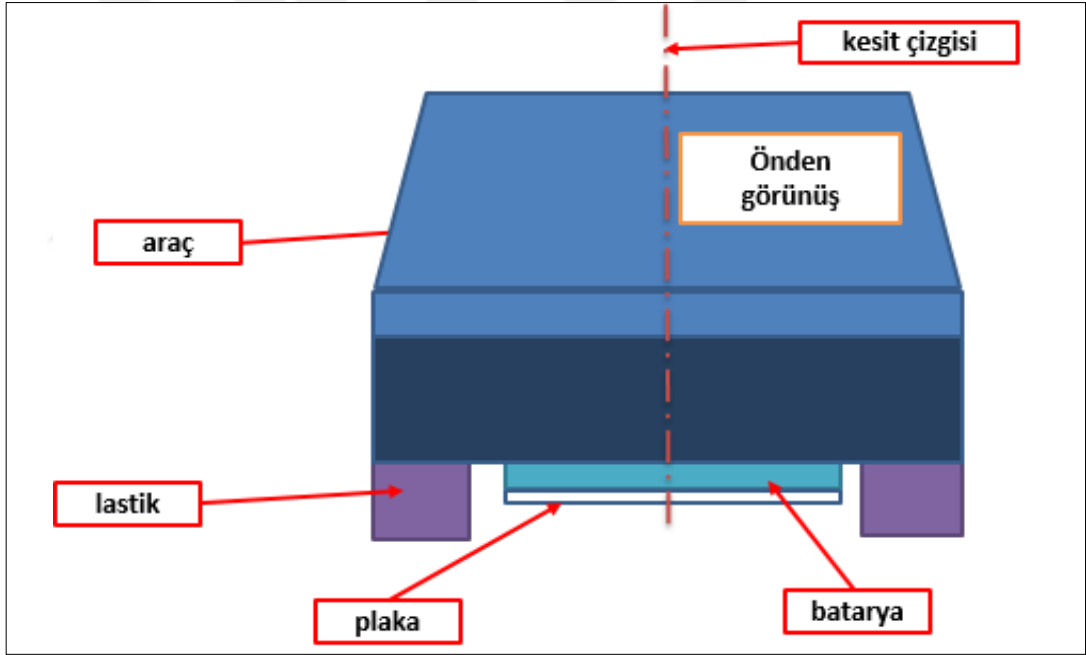
Şekil 5.2. Deney akış alanı ve aracın uzunluk ölçüleri.

Geometrik çizimler esnasında akış alanı için, aracın kanatçıkdaki hava akımının duvarlardan etkilenmemesini sağlamak ve gerçeğe en yakın sonuca ulaşabilmek için geniş bir alan kullanılmıştır. Aracın üst kısmında aracın boyuna oranla yaklaşık 3 katı mesafe, ön ve arka kısımda ise toplamda 4 katına yakın mesafe alan olarak çizilmiştir. Yere yakın olmasının sebebi, gerçekte aracın yerden yükseklik mesafesi olarak alınmasıdır. Çizimde tekerlekler yoktur. Bunun sebebi önden görünümde aracın yalnızca orta kısmındaki 1 metre genişliğindeki kısmının çıkarılıp, analizlerde kullanılmış olmasıdır. Tekerlekler arası mesafe yaklaşık olarak 1,5 metredir.

Aracın yandan görünüşü Şekil 5.3 de, önden görünüşü de şematik olarak Şekil 5.4’ te verilmiştir.

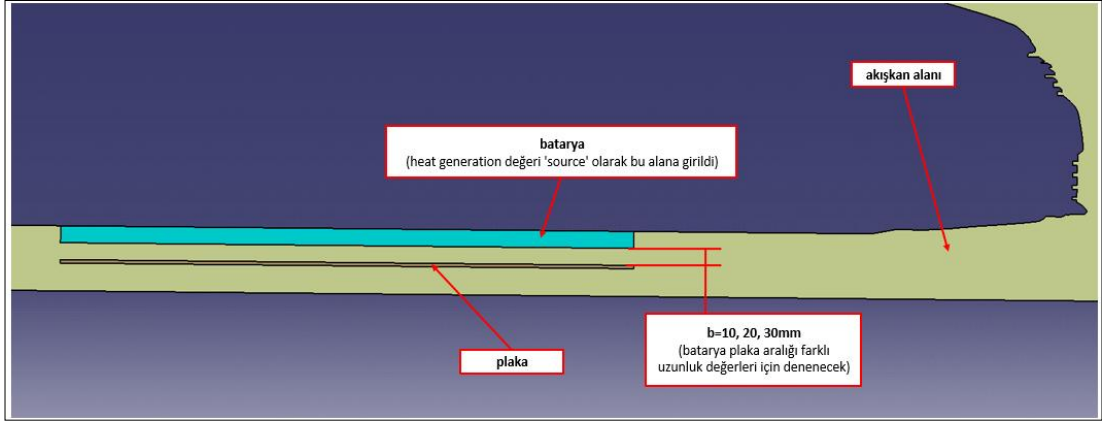


Şekil 5.3. Deney aracının yandan görünüşü.



Şekil 5.4. Önden görünüş (temsili).

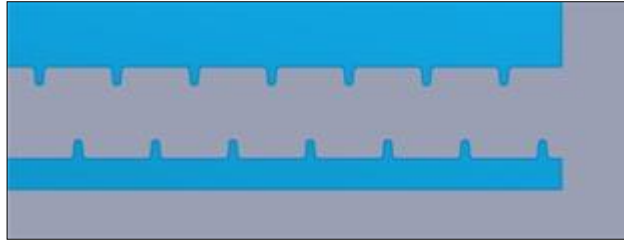
Aracın Batarya ve Plakasının yandan görünümü de Şekil 5.5’te gösterilmiştir.



Şekil 5.5. Aracın batarya ve plakasının yandan görünümü.

Çalışmada kanatçık boyutunun ve sayısının belirlenmesi için, farklı boyda ve farklı sayıda kanatçıklarla çalışmalar yapılmış ve alınan simülasyon sonuçlarıyla Nusselt grafiği elde etmeye çalışılmıştır. Elde edilen grafik üzerinden, hangi kanatçık sayısı ve kanatçık boyutunda soğutma verimine daha elverişli ve daha uygun olduğu irdelenmiştir.

Şekil 5.6 da görüldüğü gibi aracın alt kısmında bulunan batarya ile plaka arasına farklı geometri tasarımları yapılmış olup, bu tasarımlar 3 farklı aralıkta ve 5 farklı hızda Fluent (paket) programında tek tek analizleri yapılmıştır.

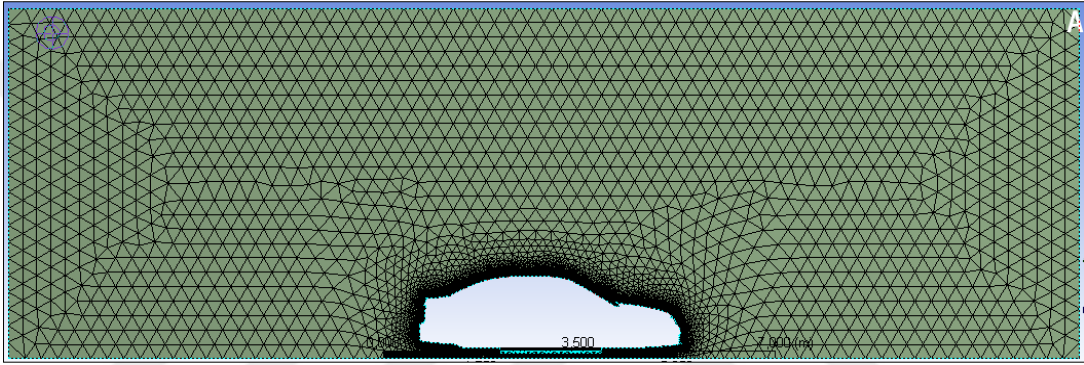


Şekil 5.6. Batarya ve plaka arasına tasarlanmış kanatçık geometrisi.

5.2. ÇÖZÜM AĞI AYARLARININ YAPILMASI

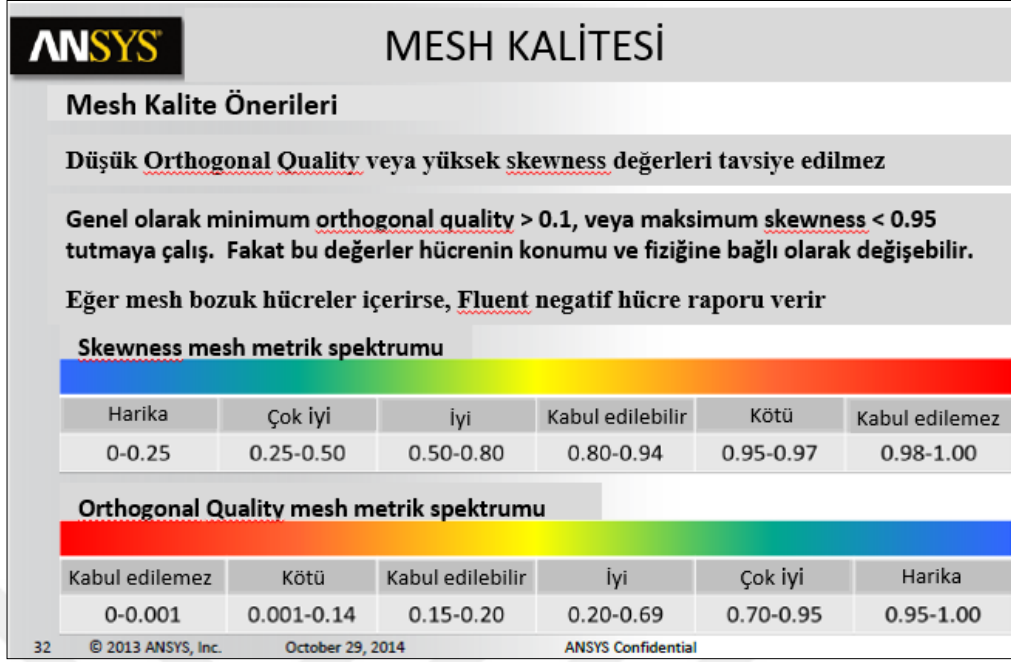
Analizlerde ANSYS Fluent 18.1 programı kullanılmıştır. Bu program çözümü gerçekleştirmek için yaptığı sayısal hesaplamalarında, sonlu hacimler yöntemini kullanmaktadır. Analizin boyutuna göre mesh 2 ya da 3 boyutlu olarak atılabilir. Nümerik simülasyon yapmak için geometri modeli mesh uygulanarak basit parçalara

ayrılmıştır. Şekil 5.7 de görüldüğü üzere geometrimizde çok fazla ayrıntı olduğu için üçgen ağ örme yapısı tercih edilmiştir. Üçgen ağ yapısı girinti çıkıntılı yüzeylerde daha iyi ve düzenli ağ örme için daha elverişlidir. Batarya ve plaka dikdörtgen şeklinde olduğu için ağ örme geometrisi olarak kare hücre yapısı tercih edilmiştir. Daha gerçekçi sonuçlar elde etmek ve akışın daha net çözümler sağlaması için, batarya-plaka arasında ve aracın etrafında yoğun mesh tabakaları oluşturulmuştur. Yani çözüm hassasiyetini artırmak için analiz yapacağımız duvarlara yaklaştıkça mesh sıklığı artırılması gerekmektedir.



Şekil 5.7. Çözüm ağı yapısı genel görünümü.

Çözüm ağı kalitesini gösteren çeşitli kalite değerleri vardır. ANSYS Fluent Programı kullanım kılavuzunda Şekil 5.8 de görüldüğü gibi mesh kalitesini saptamak için uyulması gereken sınır değerleri verilmiştir. Ortogonal değeri 0,15 den büyük olmalı, Skewness değeri de 0,95 den küçük olmalıdır [16]. Yaptığımız çözüm ağı yapısı çalışmalarında Ortogonal ve Skewness değerlerinin istenen aralıkta olması sağlanmıştır.

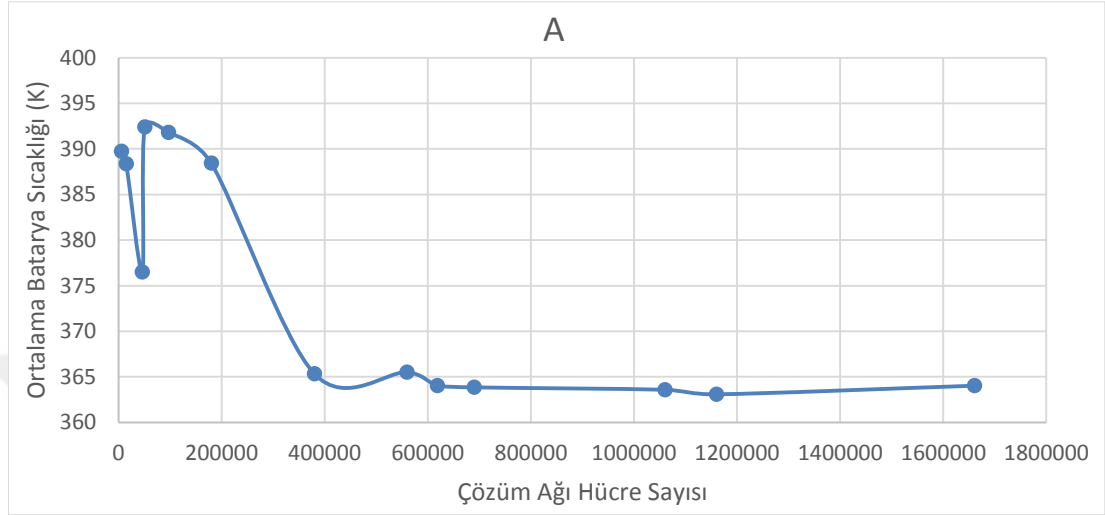


Şekil 5.8. Mesh kalitesi için önerilen sınır değerleri.

5.2.1. Mesh Çalışması

Doğru mesh eleman sayısını atmak, düzgün ve nizamlı mesh ağı ördürmek çözümün sağlanması ve aynı zamanda doğru çözümü elde etmemiz için hayati önem taşımaktadır. Kötü kaliteli atılmış çözüm ağları çözümün işlememesine, hata verip çözümlemeyi programın durdurmasına sebebiyet vermektedir. Kalitesi düşük olan hücre sayılı çözüm ağları doğru sonuçtan uzaklaşmamıza sebebiyet verirken çok fazla hücre sayılı ağlarda çözümün çok fazla vakit almasına hatta günlerce sürmesine sebep olabilmektedir. Bu nedenle mümkün olduğu kadar kısa sürede çözüme ulaşmak ve sonuçların doğruluğa ulaşmasını sağlamak için optimum ağ hücre sayısını saptama çalışması yapılması gerekmektedir. Şekil 5.9 da görüldüğü gibi çözüm hücre ağı sayısı artarken, bataryanın ortalama sıcaklık değeri de dalgalanmalardan sonra sabit bir değere yakınsamaktadır. Yani çözüm ağı element sayısı arttıkça hata oranı da azalmaktadır. Tüm bu hesapları göz önünde bulundurarak doğru ağ hücre eleman sayısı olarak 690 bin seçilmiştir.

Gerekli ve doğru sonucu veren ağ yapısı için Mesh element sayı değerini bulma çalışması yapılmıştır. Bunun için şekildeki gibi 13 farklı hücresel ağ element sayısında ağ örme çalışmaları yapılmıştır. Sonuçlar Şekil 5.9’da verildiği gibi bulunmuştur.



Şekil 5.9. Sıcaklığın çözüm ağı element sayısına göre değişimi.

5.3. KURULUM VE ÇÖZÜM (SETUP-SOLUTION) AYARLARI

Fluent Mesh modülünde hücresel ağ ördürme ve sınır koşullarını tanımlama gibi hazırlıklar bittikten sonra, Fluent Setup modülünde meteryal özellikleri, sınır koşul değerleri, hız-sıcaklık değerleri gibi hareket halindeki durum ile ilgili değerler girilmiştir.

5.3.1. Türbülans Modelleri

Çalışmamızda akışkan Re sayımız 2300'den büyük olduğu için, akış türbülanslıdır. Çalışmamıza en uygun türbülans modeli literatürdeki çalışmalardan yola çıkılarak “k-epsilon (k-ε) model – standart” modelidir [17].

Türbülans, 3 boyutlu ve zaman bakımından dengesiz, düzensiz olan bir akışkan rejimdir. Türbülans, karmaşık ve öngörülemeyen davranışlar gösterdiği için, akışkan hareketlerinin davranışını anlamamızı sağlayan bir terimdir. Türbülanslı akış rastgele ve hızlı bir şekilde girdap dalgalanmalarıdır. Dalgalanmalar momentum ve ısı transferi

hesaplamaları için ek yöntemler gerektirmektedir [19]. Bu durumda, bir turbülans modeli, süreçten gelen bilinmeyen turbülanslı korelasyonların belirlenmesi için gerekli denklemlerden oluşmaktadır. Turbülans modelleri Navier - Stokes ve süreklilik denklemleri ile simüle edilmiştir [19]. Bu çalışmada daha önceden belirlediğimiz gibi HAD analizleri için Fluent kullanılmıştır. Fluent programı aşağıda belirtilen turbülans modellerini kullanma imkanı sunmaktadır.

- 1- Spalart-Allmaras
- 2- K-epsilon (k- ϵ) modeli
- 3- K-omega (k- ω) modeli
- 4- Reynolds stres modeli (RSM)
- 5- Büyük Eddy Simülasyonu

Bu modellerin herbiri kendi alanlarına göre özellikteki simülasyonları analiz etmektedir. Bu çalışmalar arasında bizim çalışmamız için k-epsilon (k- ϵ) turbülans modeli uygun görülmüştür [17].

5.3.1.1. K-epsilon (k- ϵ) Modeli

K- ϵ iki denklemlilik ve yarı deneysel modeldir. Genişçe bir alanda turbülanslı akışların neredeyse hepsi için doğrudur. Alt bölümlerde daha ayrıntılı tanımlar yapılacaktır. Bu model; RNG, standard ve realizable olmak üzere üç bölüme ayrılıyor; Üçünün de benzerlikleri olmakla beraber, turbülanslı akış ve viskoziteyi hesaplama yönteminde farklılıklar bulunmaktadır. Bu özellikler turbülanslı üretim, yüzdürme nedeniyle üretim, sıkıştırılabilirlik etkilerinin hesaplanması ve ısı ve kütle aktarımının modellenmesi dahil olmak üzere, tüm modellerde temel olarak görülen özelliklerdir.

5.3.1.2. Standart k-epsilon (k- ϵ) modeli

Turbülans kinetik enerji k ve onun dağılım oranı için model taşıma denklemlerine dayanan yarı deneysel bir modeldir ve model denklemlerinin türetilmesi fenomenolojik değerlendirmelere ve deneyime dayanır. Turbülansın simple "tam modelleri", iki ayrı taşıma denkleminin çözümünün turbülans hız ve uzunluk

skalalarının bağımsız olarak belirlenmesine izin verdiği iki denklemlidir. Bu tür endüstriyel akış ve ısı transferi simülasyonlarında popülerdir. Standart **k-ε** modelinin güçlü ve zayıf yönlerinin performansını artırmak için iyileştirmeler yapılmıştır. Model taşıma denklemi **k** tam denklemden türetilirken, **ε** için transport model taşıma denklemi fiziksel muhakeme kullanılarak elde edilmiş ve matematiksel olarak tam karşılığı ile çok az benzerlik taşımıştır.

Şu nokta önemlidir ki **k - ε** modelinin türetilmesinde, akışın tamamen türbülans olduğu ve moleküler viskozitenin etkilerinin ihmal edilebilir olduğu varsayılmalıdır.

5.3.2. Kullandığımız Meteryaller

Soğutucunun malzemesi alüminyum olarak seçilmiştir. Bunun sebebi alüminyumun kolay ulaşılabilir, verimli, kolay uygulanabilir, maliyeti düşük materyal olması ve deneysel çalışmalar için uygun olmasıdır. Aşağıdaki Çizelge 5.1’de kullanılan alüminyumun özellikleri verilmiştir.

Çizelge 5.1. Alüminyum (Al) özellikleri.

Parametreler	Değer
Yoğunluk (kg/m^3)	2719
C_p (özümlü ısı) (j/kgK)	871
Termal iletkenlik (w/mK)	202.4

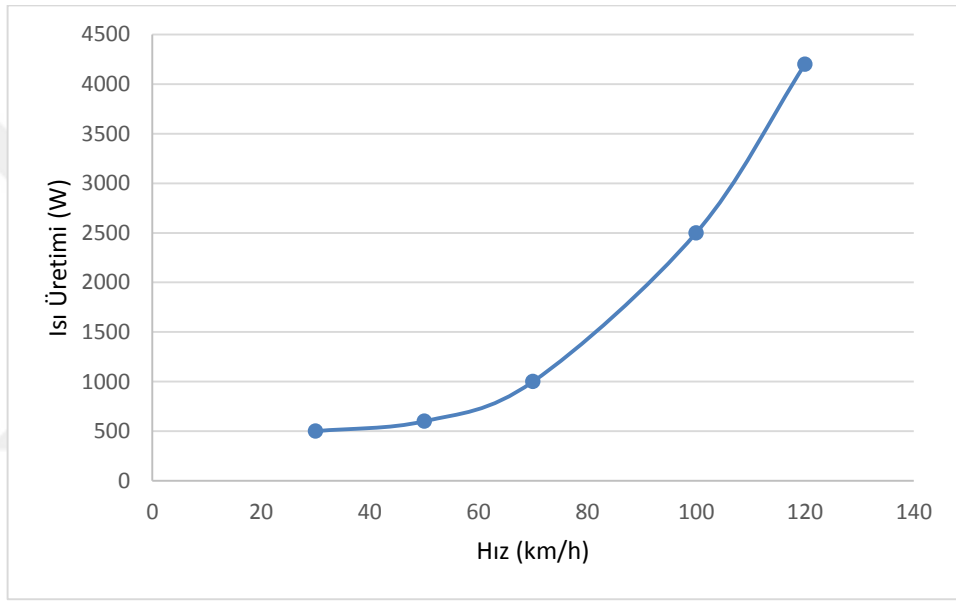
Çalışmamızda batarya ve plaka alanı meteryali olarak alüminyum seçilmiştir. Akışkan alanı için ise hava seçilmiş ve tanımlanmıştır. Simülasyonda kullanılan havanın özellikleri aşağıdaki Çizelge 5.2’ de verilmiştir.

Çizelge 5.2. Havanın özellikleri.

Parametreler	Değer
Yoğunluk (kg/m^3)	1.225
C_p (özümlü ısı) (j/kgK)	1006.43
Termal iletkenlik (w/mK)	0.0242

Batarya ısı kaynağı olarak tanımlanmış, her hız durumu için gerçek bir batarya dan pratikte alınmış olan deneysel değerlerden elde edilmiş hız - sıcaklık verileri girilmiştir. Bu ısı kaynağı sabit hızda sabit ısı yaymaktadır. Hıza göre açığa çıkan ısı değeri w/m^3 olarak enerji kaynağı kısmına girilir.

Elektrikli araç batarya test merkezinden alınan hıza bağlı batarya ısı üretimi grafiği Şekil 5.11'de gösterilmiştir. Bu grafikte de görüldüğü gibi, hız arttıkça bataryanın ürettiği ısı miktarı da artmaktadır.



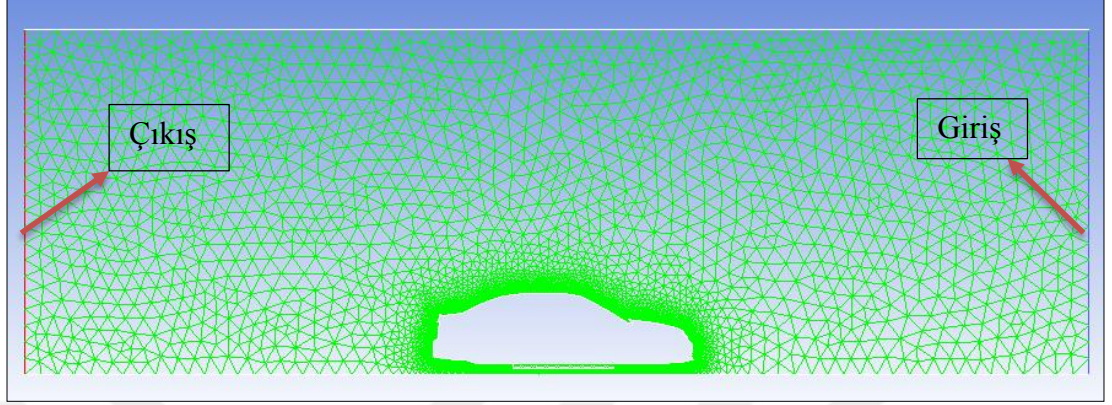
Şekil 5.10. Hıza bağlı batarya ısı üretim grafiği.

5.3.2. Sınır Koşulları

Bu bölümde sınır koşulları tanımlanmıştır. Fluent programı Setup kısmında, Design modeller'da tanımlanmış özelliklerde dahil bütün özellikleri değiştirme imkanı tanımaktadır. Bu özellik programı daha kullanışlı hale getirmekte ve zaman tasarrufu sağlamaktadır.

Inlet (giriş) ve outlet (çıkış) şartlarını belirtmek için birçok durum vardır (Şekil 5.12). Biz giriş için "velocity giriş" ve çıkış için "pressure outlet" olarak seçtik ve tanımladık. Giriş kısmından belirlediğimiz hıza göre hava girişi olmakta ve çıkış tarafından da

hava dışarı atılmaktadır. Diğer kısımlar “Wall” olarak tanımlanır. Tıpkı büyük bir rüzgar tüneli gibi sistem hareket etmektedir.



Şekil 5.11. Hava giriş çıkışı ve akış alanı.

Giriş ve çıkış kısmındaki türbülans yoğunluğu (Turbulence intensity) ve hidrolik çap gerekli formüller ile hesaplanarak bu kısımlara girilir. Hesaplamalar sonucunda “turbulence intensity” hıza bağlı olmakla birlikte 120 km/h için % 2,04 ve hidrolik çap hava giriş kanalı ölçülerine bağlı olarak 1,721 m olarak bulunmuştur.

Bütün durumlardaki çalışmalarda kullanılan akışkan havadır. Girişteki hava sıcaklığı 300 K olarak tanımlanmıştır. Reynold sayısı 4.000 ile 110.000 arasında değişmektedir. Katı yüzeylerde hız için sürtünme ve turbulent kinetik enerji sıfır olduğu ve üst duvarın adyabatik olduğu kabul edilmiştir.

5.3.3. Yakınsama

ANSYS’te yapılan bir HAD analizinde simülasyonun doğru ve güvenilir sonuçlar vermesi için, yakınsama çok önemli ve dikkat edilmesi gereken bir noktadır. Bu kontrol aşağıdakiler uygulanarak yapılabilir:

- 1 Kontrol
 - genel kitle,
 - genel momentum dengesi,
 - enerji dengesi.

- 2 Yakınsama parametrelerini gözlemele
- ardışık iki yinelemenin sayısal değerlerinin benzer olup olmadığını görmek için yakınsama değerlerini kontrol etme.

Ek olarak, yakınsama değerlerindeki değişim, kararlı bir simülasyon durumu için beklenenlerle uyumlu olmalıdır.

Yapmış olduğumuz analizlerde, çözücü tipi olarak basınç esaslı seçenek seçilmiştir. Bu nedenle, enerji yakınsama değerinin en azından 10^{-6} değerine düşmesi beklenir.



BÖLÜM 6

HAD ANALİZ SONUÇLARI

Bu bölümde farklı geometrideki HAD analizlerinin sonuçları verilmiş ve soğutma verimine geometrik tasarımın etkisi incelenmiştir.

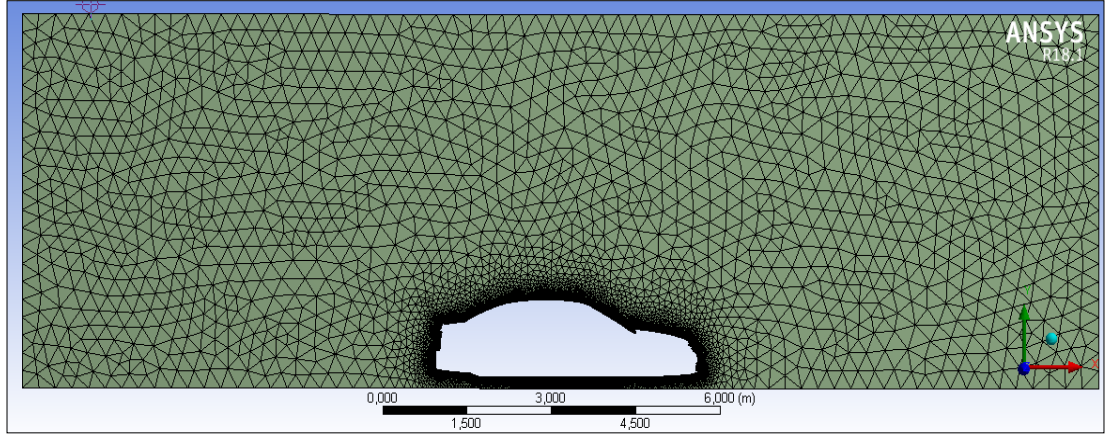
6.1. Kanatçık Boyu Belirleme Çalışması

Yapılan çalışmada farklı boyut ve yükseklikteki üçgen kanatçık geometrileri çalıştırılmış ve simülasyonu yapılmıştır. Farklı boyut ve yükseklikteki kanatçıklar birkaç açıdan avantaj sağlarken birkaç açıdan da dezavantaja neden olmaktadır. Yüksek ve boyutsal olarak büyük olan kanatçıklar daha fazla yüzey alanı sağlayarak ısı transferini artırmaktadır. Yalnız bir taraftanda hava geçişini yavaşlatmakta ve debinin düşmesine sebebiyet vermektedir. Benzer şekilde boyutsal olarak küçük ve kısa olan kanatçıklar yüzey alanı azaldığı için ısı transferini artırmaktadır yalnız, havanın daha rahat bir şekilde geçmesini sağladığı için batarya ve plaka arasından geçen hava miktarı, yani kütleli debi artmaktadır. Bu da ısı transferinin artmasını sağlamaktadır.

Bütün çalışmalar 120 km/sa (33,3 m/s) hız koşullarında denenmiş ve karşılaştırılmıştır. Bu bölümde en uygun geometri boyutu ve sayısını belirlemek için 1 mm boyutundaki üçgen kanatçık geometri ile çalışılmıştır. Batarya ve plaka arası 30 mm olarak belirlenmiştir.

HAD analizi yapmak için herbir geometrinin çözüm ağı oluşturma çalışması yapılmıştır. Geometri-1 çözüm ağı yapısı aşağıda Şekil 6.1 de verilmiş ve çözüm ağı bilgileri de Çizelge 6.1 de gösterilmiştir.

6.1.1. Durum 1

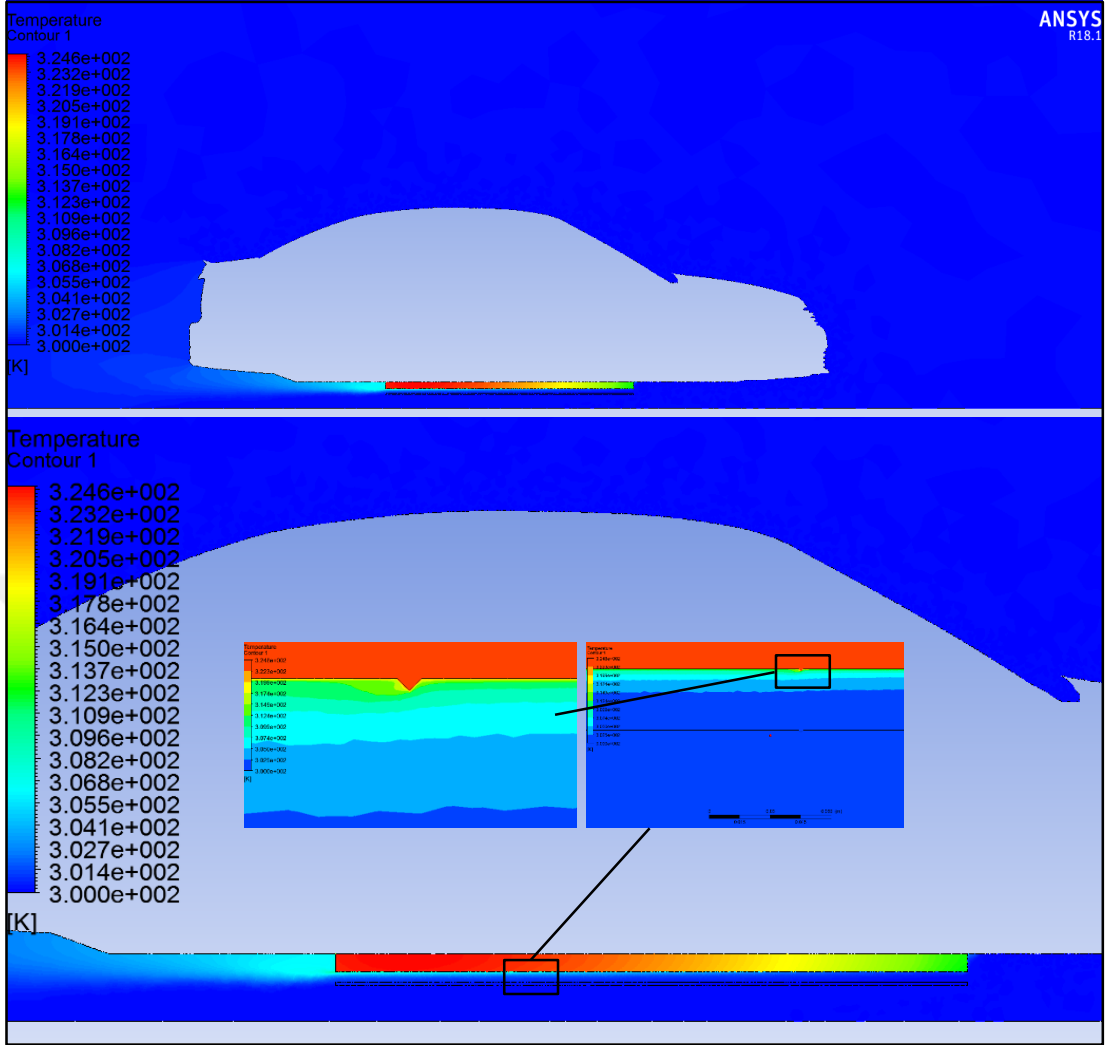


Şekil 6.1. Geometri 1 çözüm ağı yapısı.

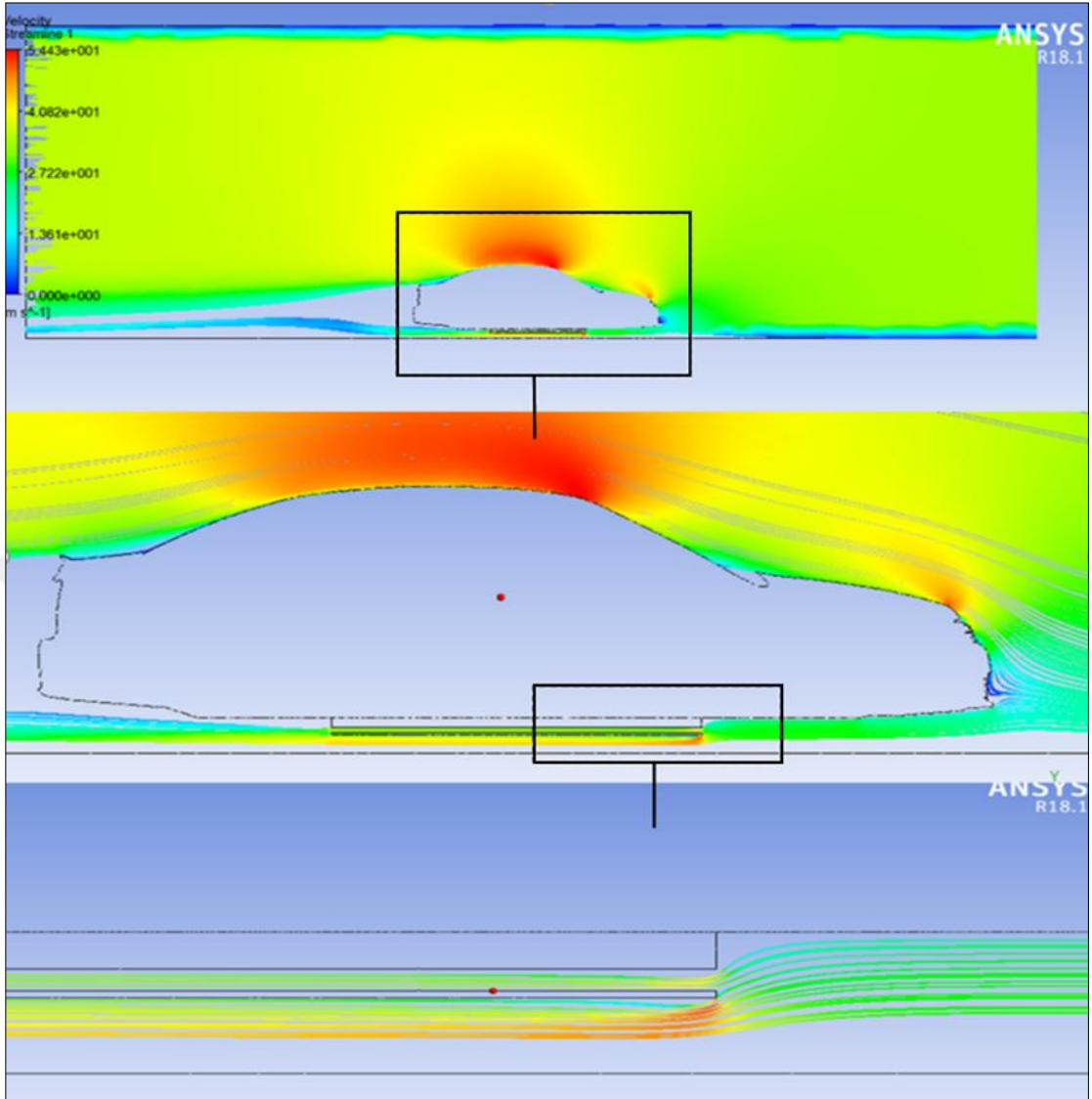
Çizelge 6.1. Geometri-1 çözüm ağı hücre yapısı bilgileri.

Hücre Kalite Değerleri	Değerler
Düğüm noktası	397538
Eleman Sayısı	728370
En az Ortogonal Kalite Değeri	0,33935
Ortalama Ortogonal Kalite Değeri	0,92161
En Yüksek Çarpıklık Değeri	0,80008
Ortalama Çarpıklık Değeri	0,13664

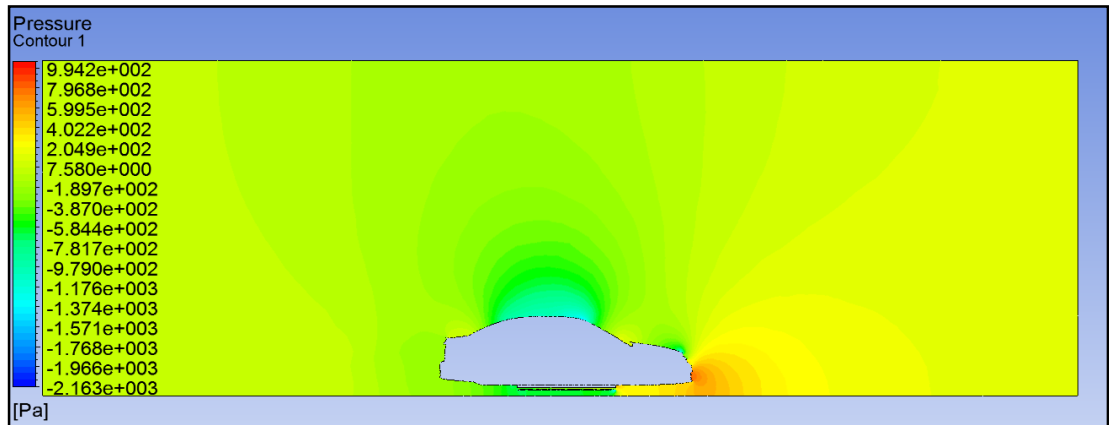
Geometri 1 HAD analizi sonucu oluşan Sıcaklık ve Hız simülasyon görselleri Şekil 6.2 ve Şekil 6.3' de, basınç dağılımı Şekil 6.4' te verilmiştir.



Şekil 6.2. HAD analizi Geometri 1 simülasyon sonucu sıcaklık dağılımı.

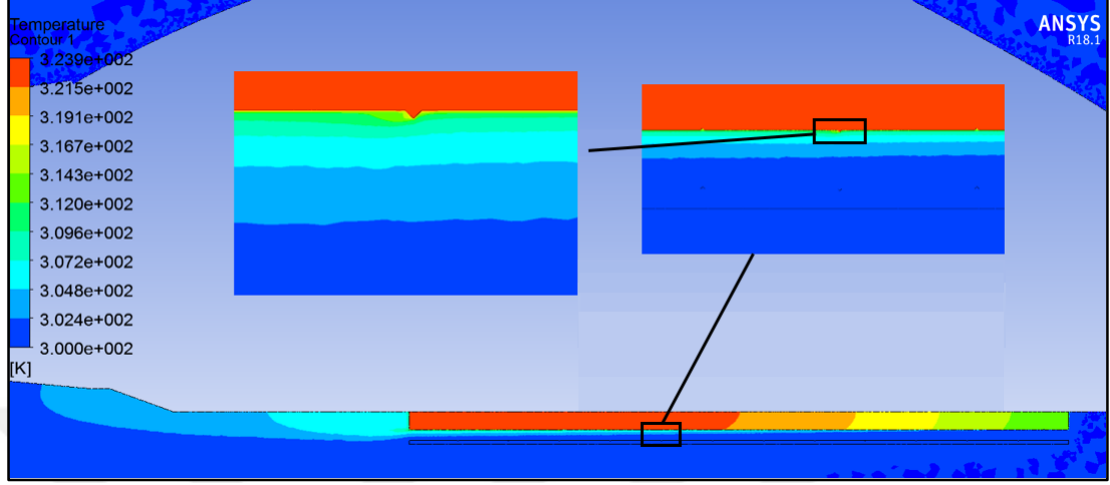


Şekil 6.3. HAD analizi Geometri 1 simülasyon sonucu hava akım hızı gösterimi.

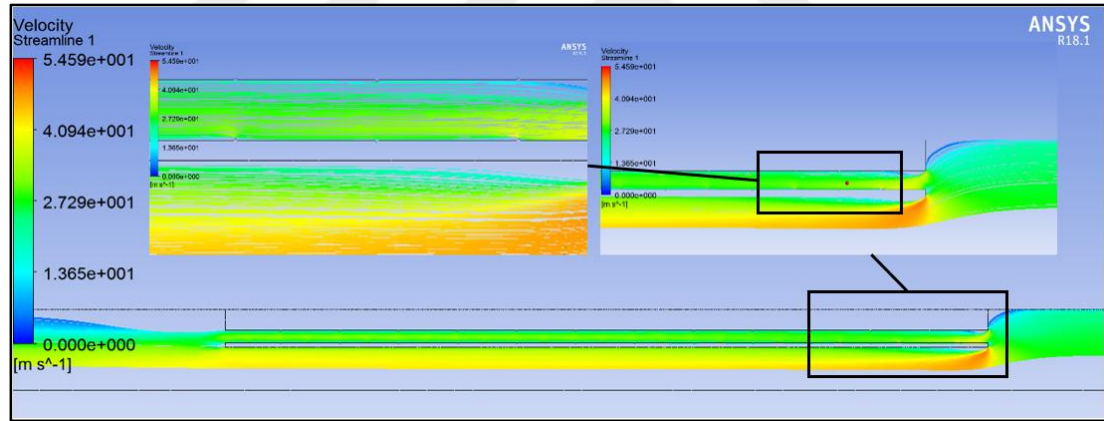


Şekil 6.4. HAD analizi Geometri 1 simülasyon sonucu basınç dağılımı.

Geometri 2 HAD analizi sonucu oluşan Sıcaklık ve Hız simülasyon görselleri Şekil 6.5 ve Şekil 6.6 da verilmiştir.

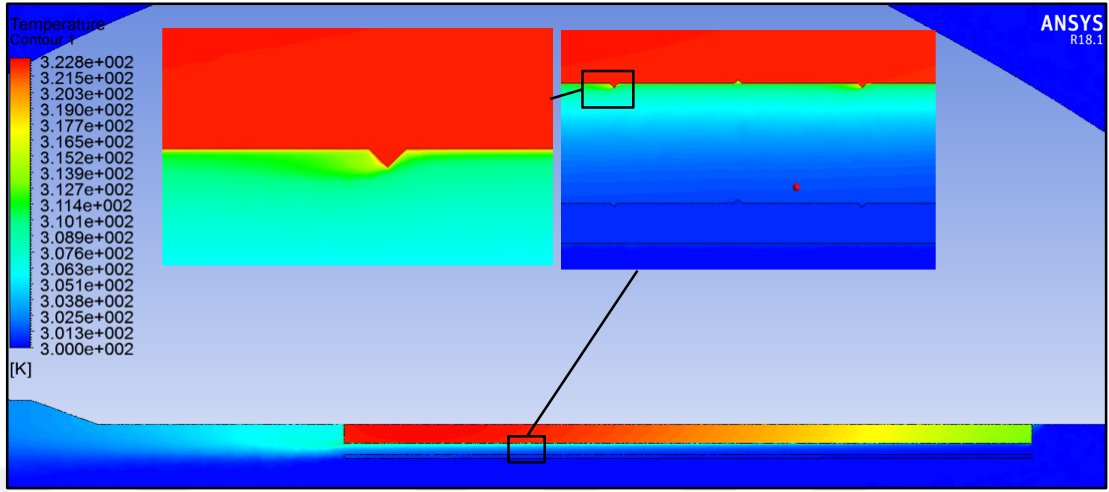


Şekil 6.5. HAD analizi Geometri 2 simülasyon sonucu sıcaklık dağılımı.

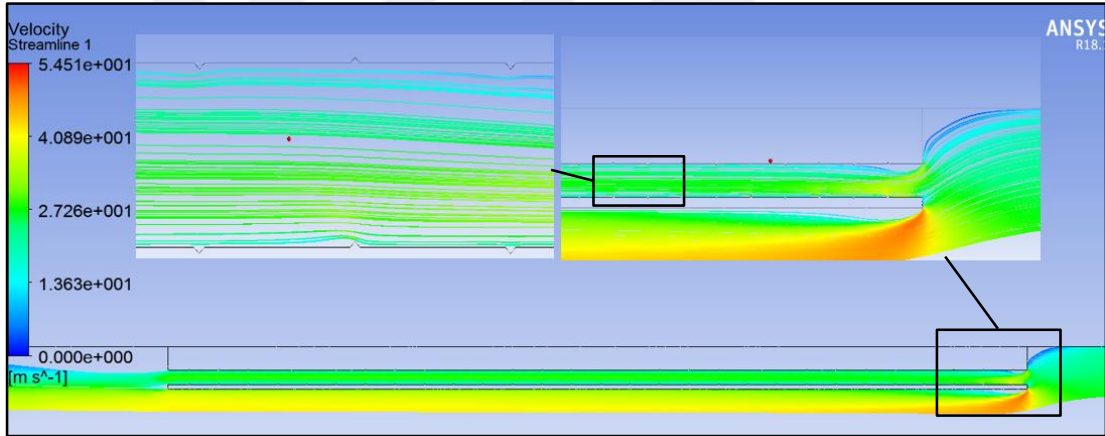


Şekil 6.6. HAD analizi Geometri 2 simülasyon sonucu hava akım hızı gösterimi.

Geometri 3 HAD analizi sonucu oluşan sıcaklık ve hız simülasyon görselleri Şekil 6.7 ve Şekil 6.8 de verilmiştir.

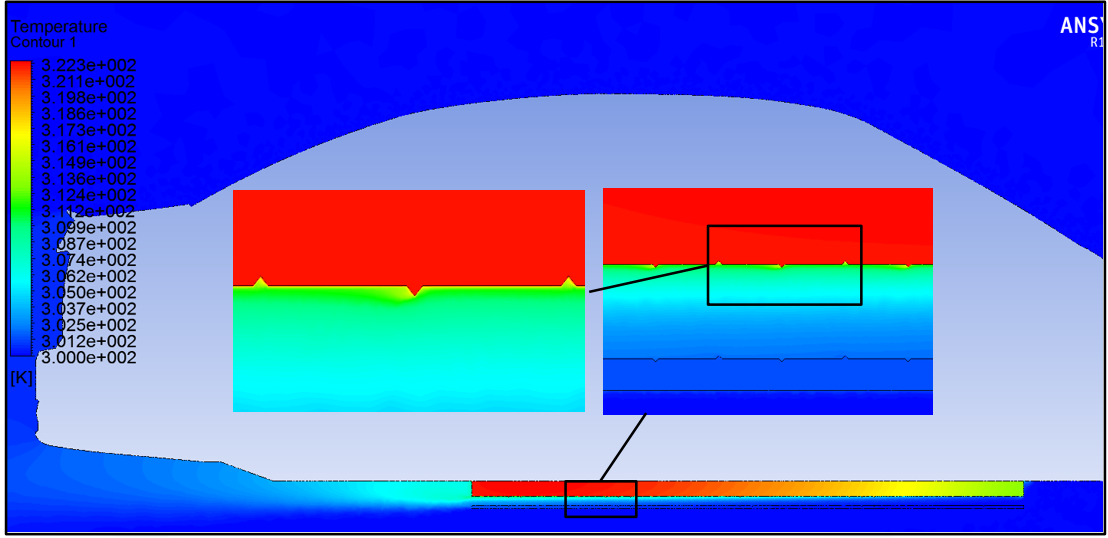


Şekil 6.7. HAD analizi Geometri 2 simülasyon sonucu sıcaklık dağılımı.

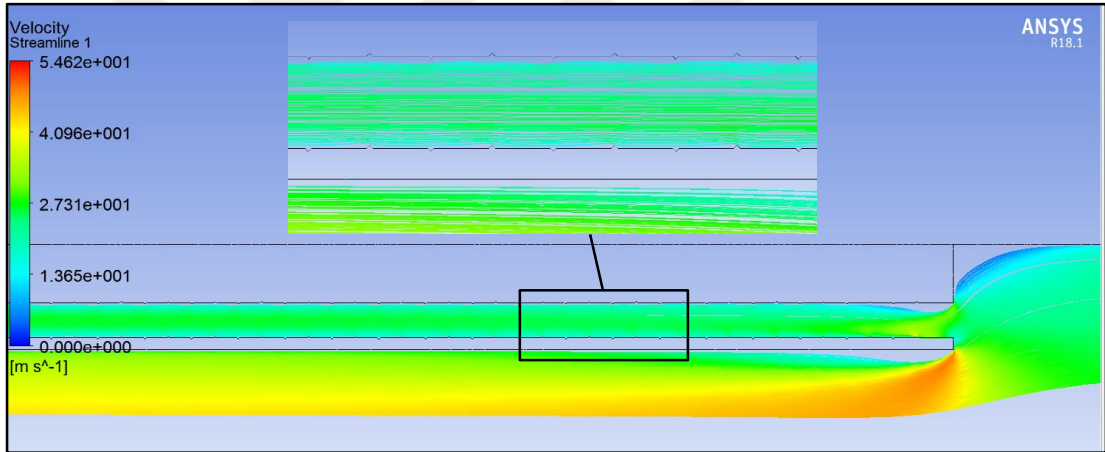


Şekil 6.8. HAD analizi Geometri 3 simülasyon sonucu hava akım hızı gösterimi.

Geometri 4 HAD analizi sonucu oluşan sıcaklık ve hız simülasyon görselleri Şekil 6.9 ve Şekil 6.10' da verilmiştir.



Şekil 6.9. HAD analizi Geometri 4 simülasyon sonucu sıcaklık dağılımı.



Şekil 6.10. HAD analizi Geometri 4 simülasyon sonucu hava akımı hız dağılımı.

Geometri 1, 2, 3 ve 4 ün simülasyon sonucu sıcaklık dağılımları Şekil 6.2, 6.5, 6.7, 6.9 da verilmiş, hız dağılımları 6.3, 6.6, 6.8 ve 6.10'da verilmiş ve sayısal sonuçları Çizelge 6.1'de verilmiştir.

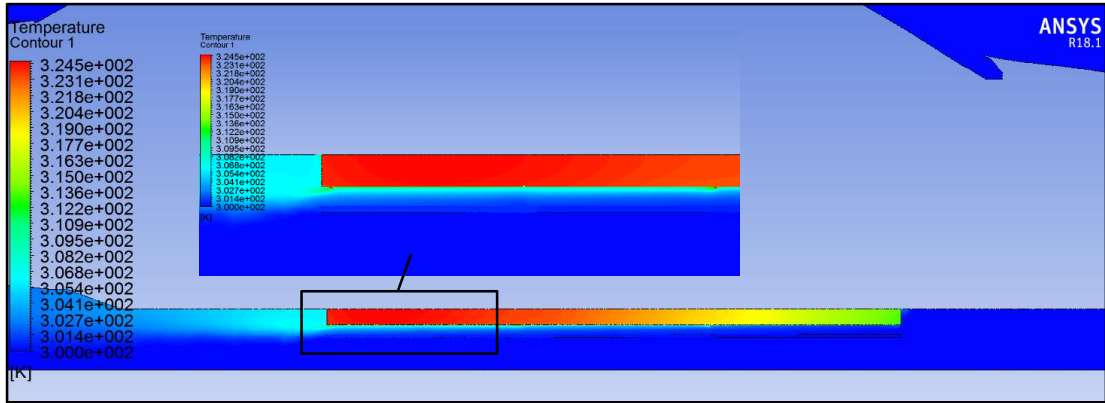
Çizelge 6.1. HAD analizleri sayısal sonuçları.

1 mm boyutlu kanatçık geometrileri	Giriş Sıcaklığı (K)	Çıkış Sıcaklığı (K)	Debi (kg/s)	Hız (m/s)
G-1: 5 kanatçık	300	306,724	1,1778375	32,05
G-2: 25 kanatçık	300	306,595	1,0536225	28,67
G-3: 58 kanatçık	300	306,834	0,9868845	26,854
G-4: 90 kanatçık	300	307,074	0,8991255	24,466
Kanatçıksız	300	304,454	0,949142	25,827

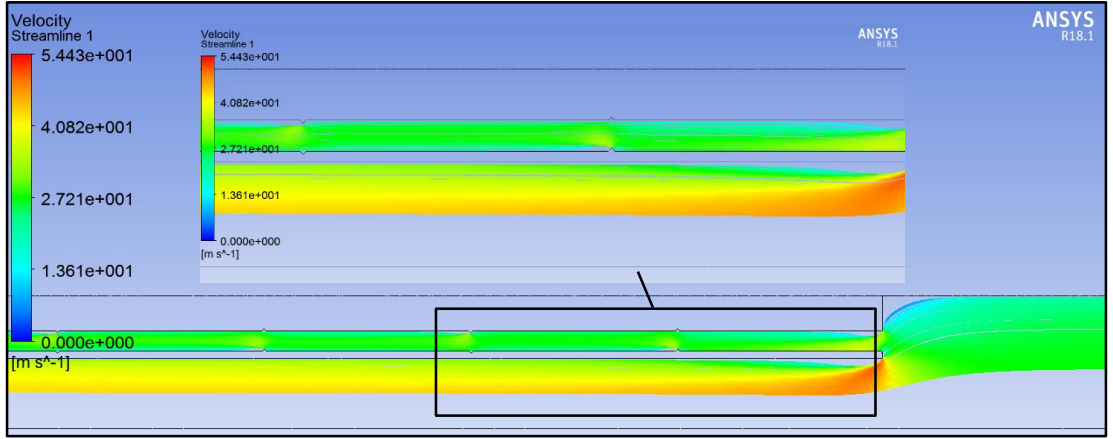
6.1.2. Durum 2

Bu bölümde en uygun geometri boyutu ve sayısını belirlemek için 3 mm boyutundaki üçgen kanatçık geometri ile çalışılmıştır.

Geometri 5 HAD analizi sonucu oluşan sıcaklık ve hız simülasyon görselleri Şekil 6.11 ve Şekil 6.12’ de verilmiştir.

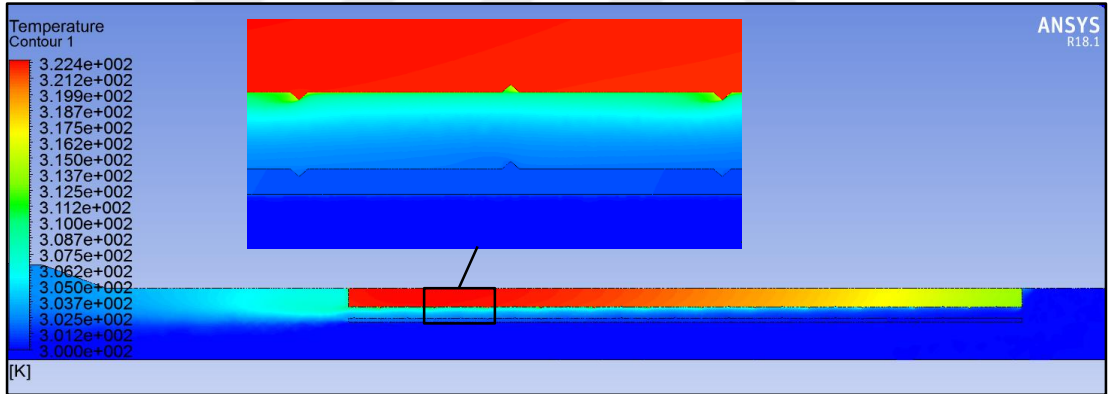


Şekil 6.11. HAD analizi Geometri 5 simülasyon sonucu sıcaklık dağılımı.

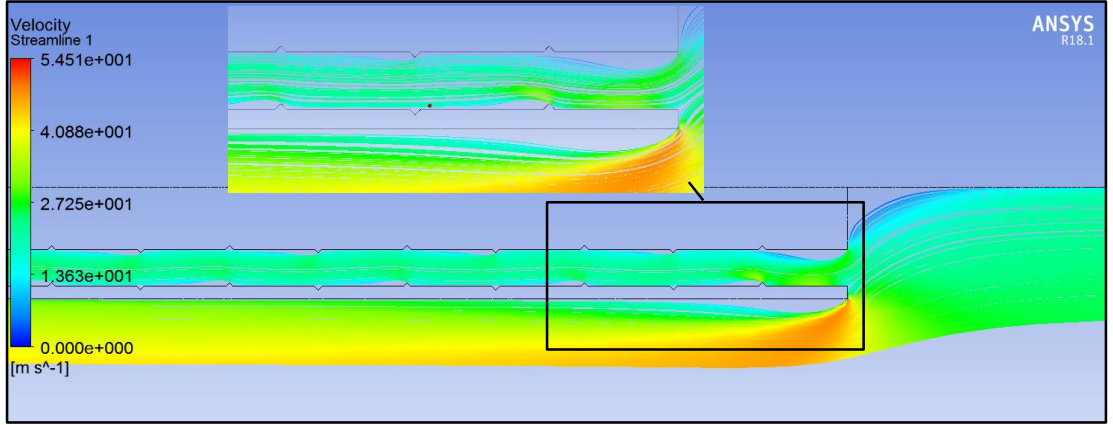


Şekil 6.12. HAD analizi Geometri 5 simülasyonu sonucu hava akımı hız dağılımı.

Geometri 6 HAD analizi sonucu oluşan Sıcaklık ve Hız simülasyonu görselleri Şekil 6.13 ve Şekil 6.14’ te verilmiştir.

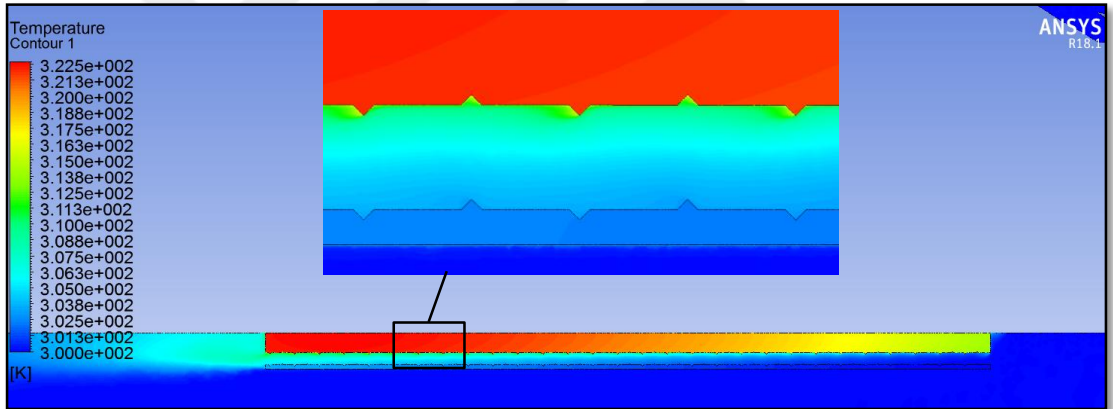


Şekil 6.13. HAD analizi Geometri 6 simülasyonu sonucu sıcaklık dağılımı.

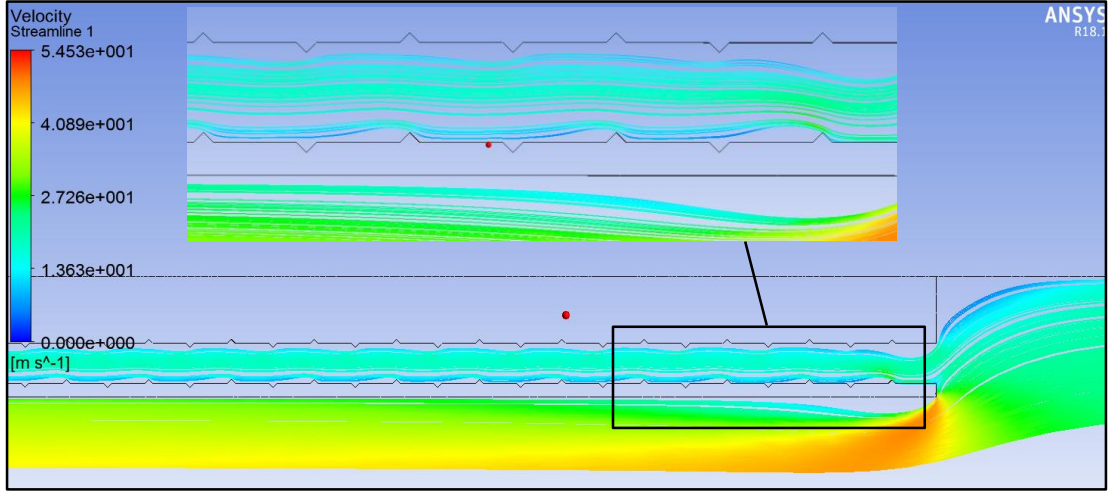


Şekil 6.14. HAD analizi Geometri 6 simülasyon sonucu hava akımı hız dağılımı.

Geometri 7 HAD analizi sonucu oluşan sıcaklık ve hız dağılımı simülasyon görselleri Şekil 6.15 ve Şekil 6.16' da verilmiştir.

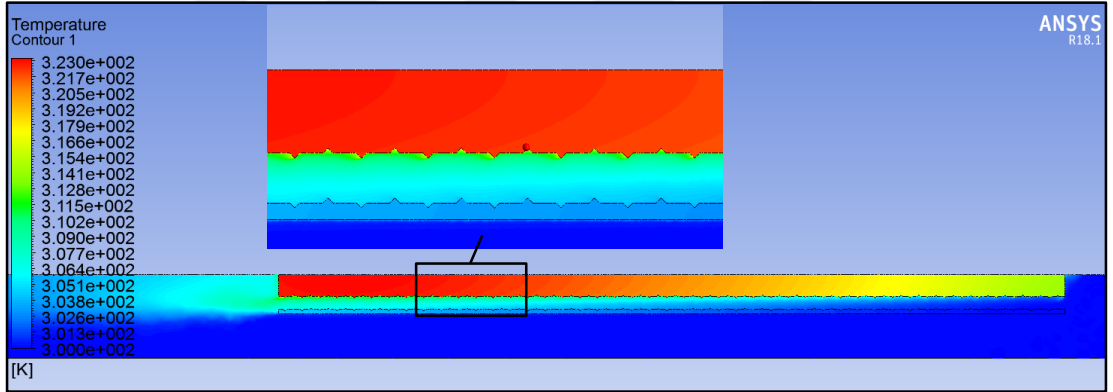


Şekil 6.15. HAD analizi Geometri 7 simülasyon sonucu sıcaklık dağılımı.

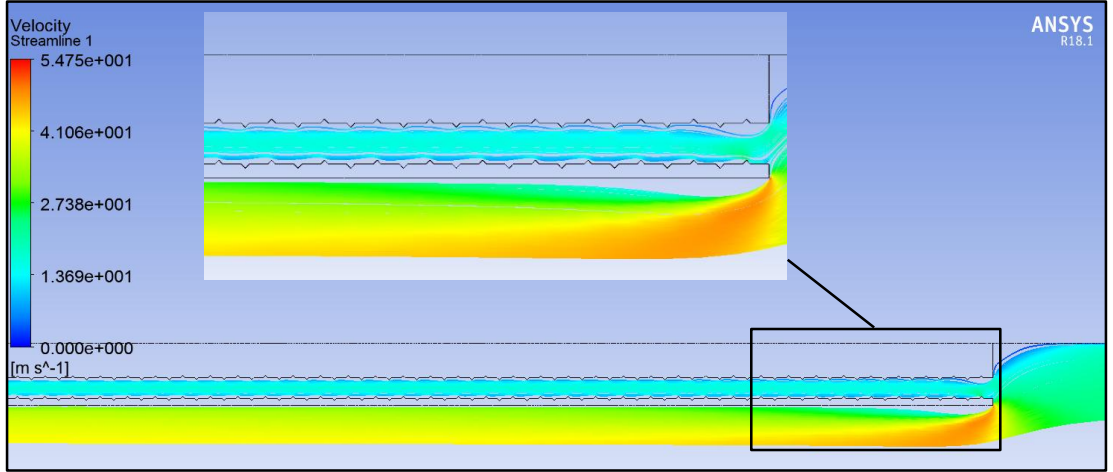


Şekil 6.16. HAD analizi Geometri 7 simülasyon sonucu hava akımı hız dağılımı.

Geometri 8 HAD analizi sonucu oluşan sıcaklık ve hız simülasyon görselleri Şekil 6.17 ve Şekil 6.18’ de verilmiştir.



Şekil 6.17. HAD analizi Geometri 8 simülasyon sonucu sıcaklık dağılımı.



Şekil 6.18. HAD analizi Geometri 8 simülasyon sonucu hava akımı hız dağılımı.

Geometri 6, 7, 8 ve 9 ün simülasyon sonucu sıcaklık dağılımları Şekil 6.11, 6.13, 6.15, 6.17’de verilmiş, hız dağılımları 6.12, 6.14, 6.16 ve 6.18’de verilmiş ve sayısal sonuçları Çizelge 6.2’ de verilmiştir.

Çizelge 6.2. HAD analizleri sayısal sonuçları.

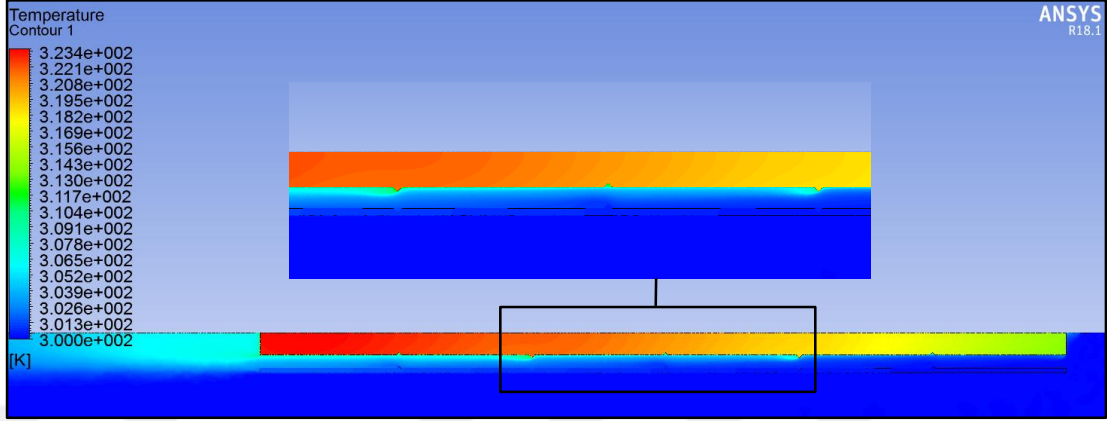
3 mm boyutlu kanatçık geometrileri	Giriş Sıcaklığı (K)	Çıkış Sıcaklığı (K)	Debi (kg/s)	Hız (m/s)
G-5: 5 kanatçık	300	307,614	0,9833565	26,758
G-6: 25 kanatçık	300	306,679	0,776582625	21,1315
G-7: 58 kanatçık	300	309,849	0,62866755	17,1066
G-8: 90 kanatçık	300	310,797	0,5207475	14,17
Kanatçiksız	300	305,271	0,949142	25,827

Çizelge 6.2 de görüldüğü gibi kanatçık sayısı arttıkça batarya plaka arasındaki hava akış hızı azalmaktadır ve dolayısıyla debi düşmektedir.

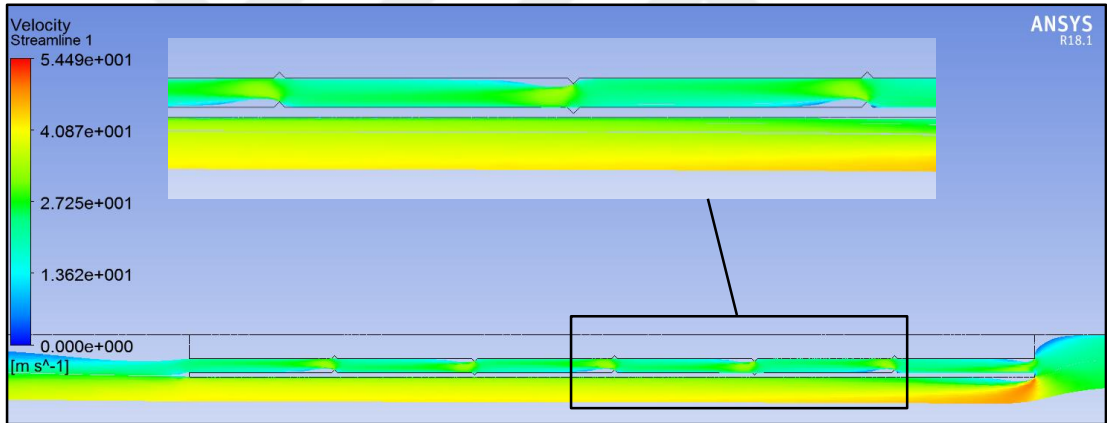
6.1.3. Durum 3

Bu bölümde en uygun geometri boyutu ve sayısını belirlemek için 6 mm boyutundaki üçgen kanatçık geometri ile çalışılmıştır.

Geometri 9 HAD analizi sonucu oluşan Sıcaklık ve Hız simülasyon görselleri şekil 6.19 ve Şekil 6.20’de verilmiştir.

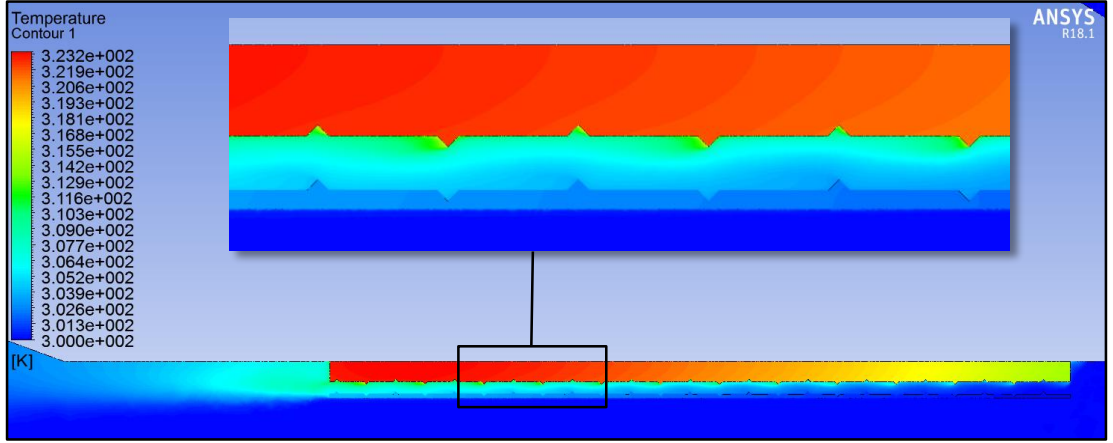


Şekil 6.19. HAD analizi Geometri 9 simülasyon sonucu sıcaklık dağılımı.

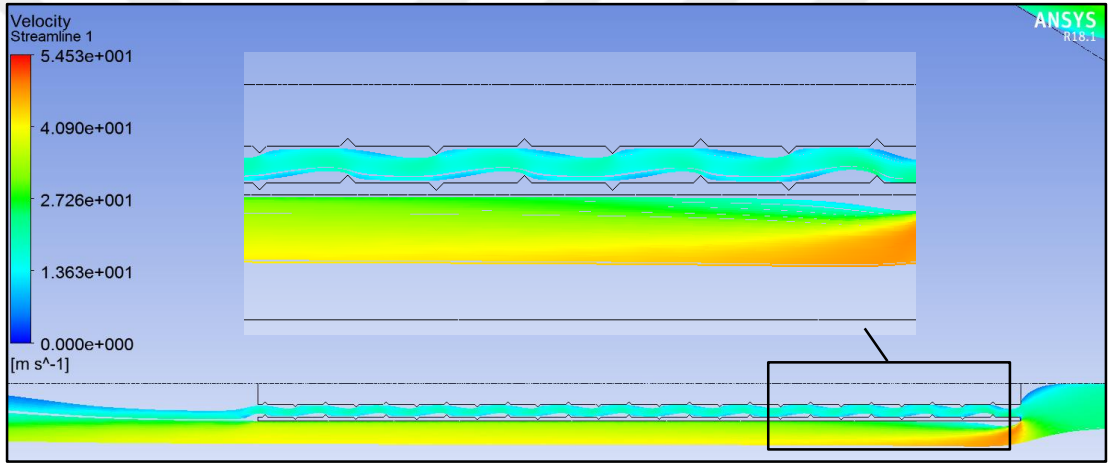


Şekil 6.20. HAD analizi Geometri 9 simülasyon sonucu hava akımı hız dağılımı.

Geometri 10 HAD analizi sonucu oluşan sıcaklık ve hız simülasyon görselleri Şekil 6.21 ve Şekil 22’de verilmiştir.

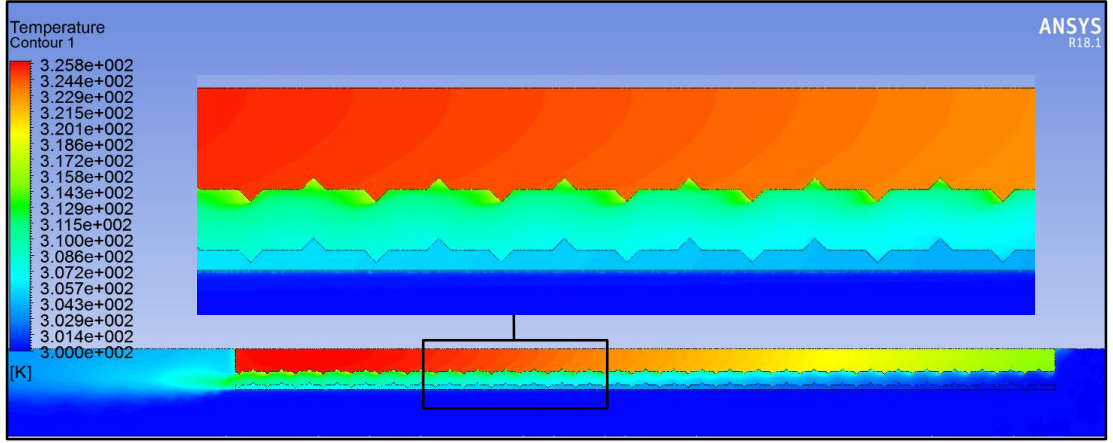


Şekil 6.21. HAD analizi Geometri 10 simülasyon sonucu sıcaklık dağılımı.

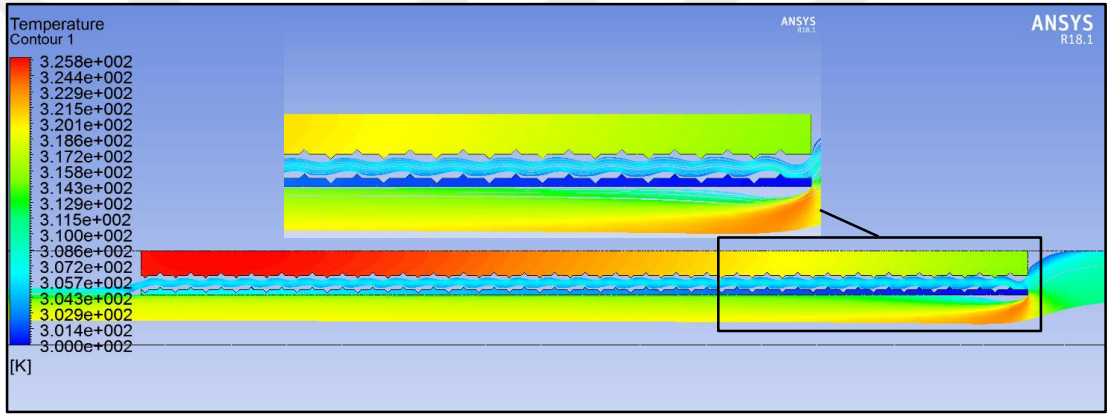


Şekil 6.22. HAD analizi Geometri 10 simülasyon sonucu hava akımı hız dağılımı.

Geometri 11 HAD analizi sonucu oluşan Sıcaklık ve Hız simülasyon görselleri Şekil 6.23 ve Şekil 6.24'te verilmiştir.

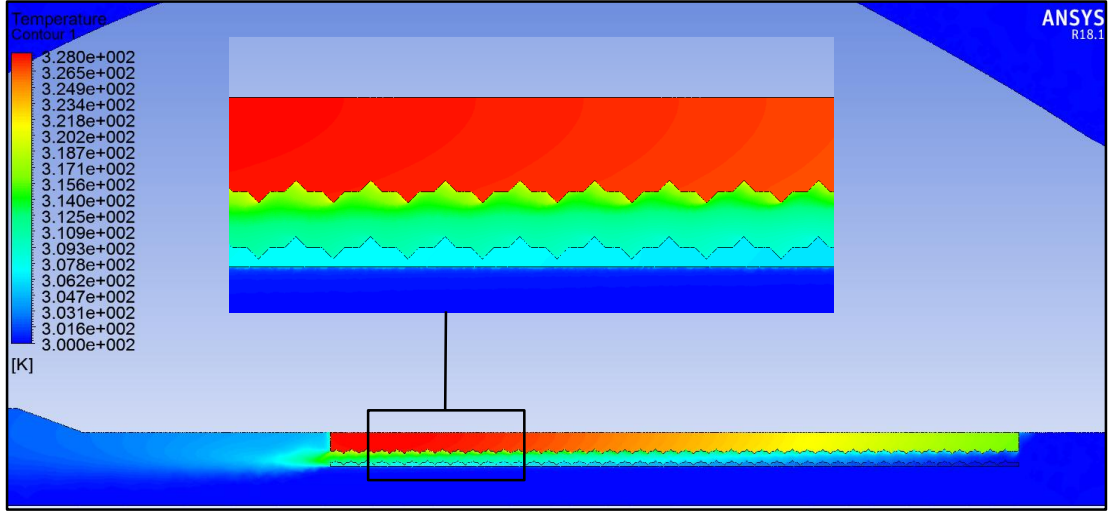


Şekil 6.23. HAD analizi Geometri 11 simülasyonu sonucu sıcaklık dağılımı.

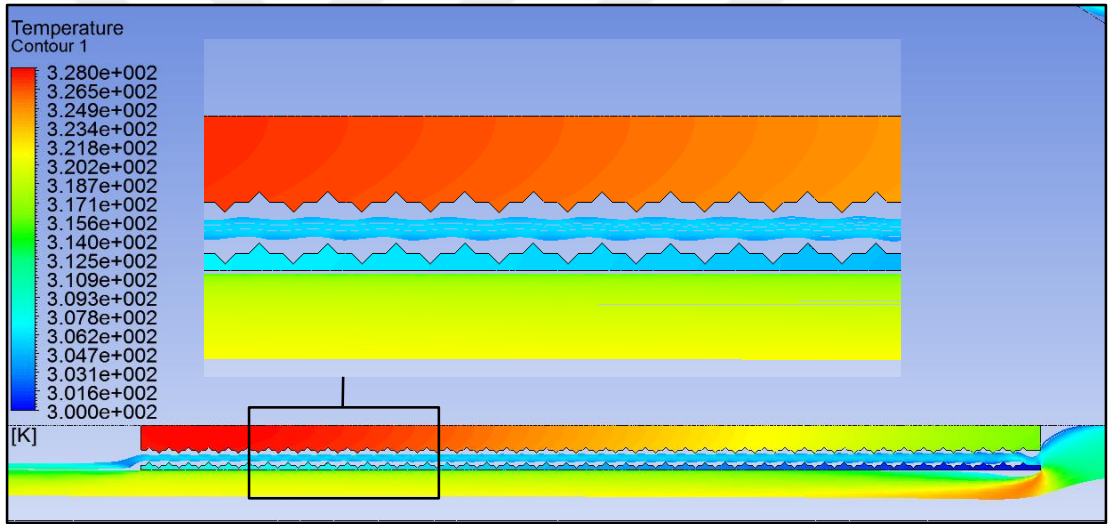


Şekil 6.24. HAD analizi Geometri 11 simülasyonu sonucu hava akımı hız dağılımı.

Geometri 12 HAD analizi sonucu oluşan sıcaklık ve hız simülasyonu görselleri Şekil 6.25 ve Şekil 6.26'da verilmiştir.



Şekil 6.25. HAD analizi Geometri 12 simülasyon sonucu sıcaklık dağılımı.



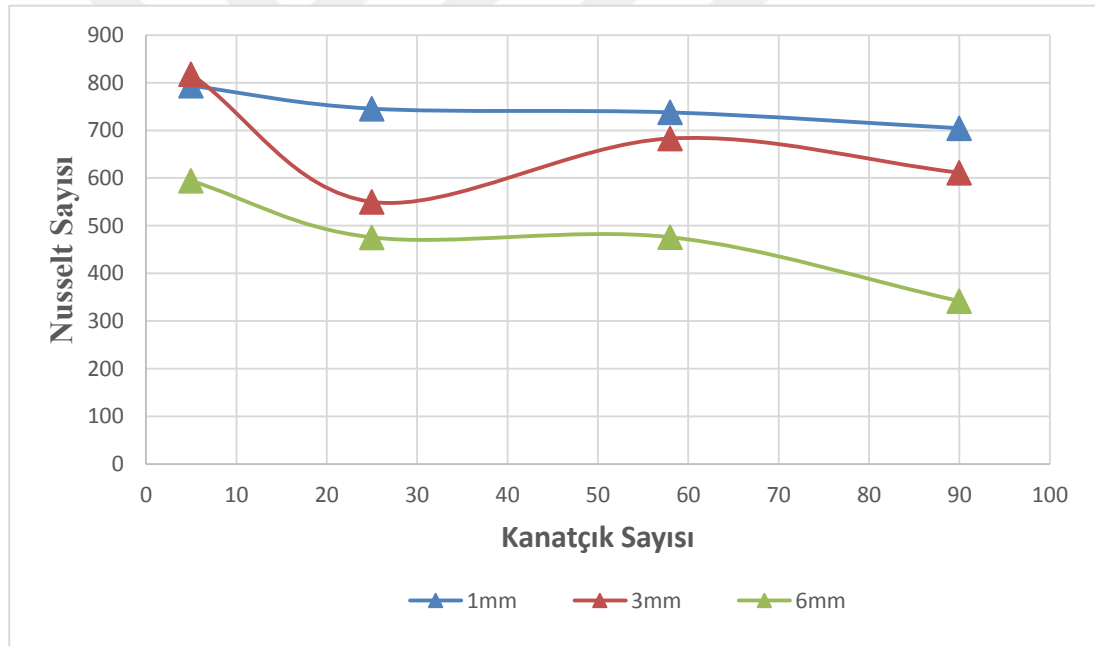
Şekil 6.26. HAD analizi Geometri 12 simülasyon sonucu hava akımı hız dağılımı.

Geometri 9, 10, 11 ve 12'nin simülasyon sonucu sıcaklık dağılımları Şekil 6.19, 6.21, 6.23, 6.25 da verilmiş, hız dağılımları Şekil 6.20, 6.22, 6.24 ve 6.26 da verilmiş ve sayısal sonuçları Çizelge 6.3'te verilmiştir.

Çizelge 6.3. HAD analizleri sayısal sonuçları.

6 mm boyutlu kanatçık geometrileri	Giriş Sıcaklığı (K)	Çıkış Sıcaklığı (K)	Debi (kg/s)	Hız (m/s)
G-9: 5 kanatçık	300	307,79	0,7394798	20,1219
G-10: 25 kanatçık	300	310,092	0,44982	12,24
G-11: 58 kanatçık	300	313,818	0,343697	9,3523
G-12: 90 kanatçık	300	315,251	0,256809	6,988
Kanatçiksız	300	305,271	0,949142	25,827

Çalışmalar sonucu 3 durumun elde edilen Nusselt değerleri Çizelge 6.8 de grafik haline getirilmiş ve karşılaştırılmıştır.



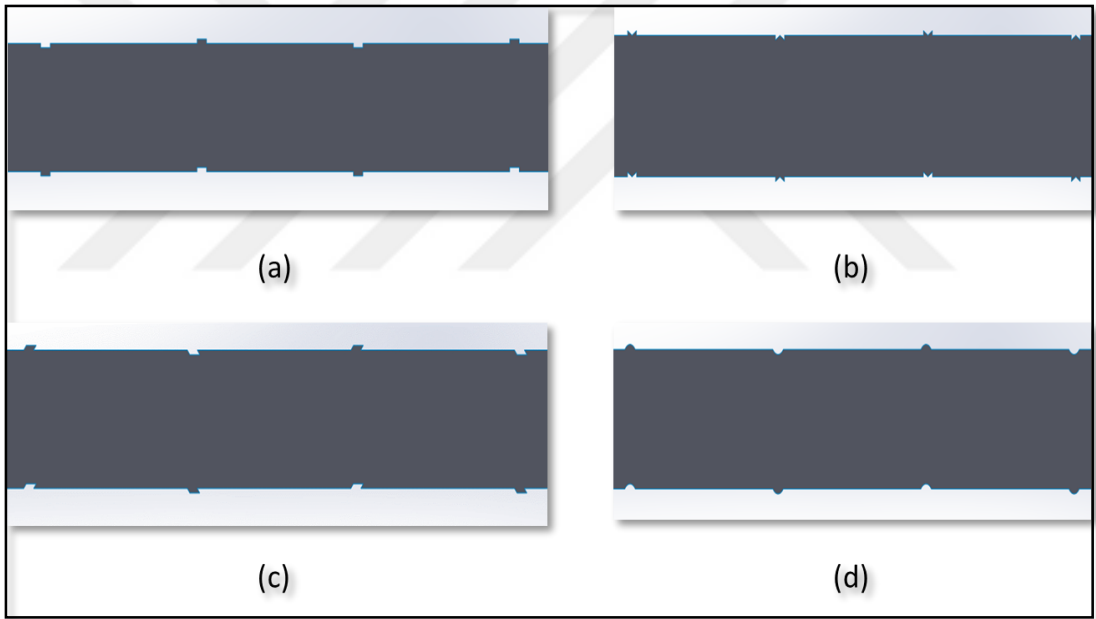
Şekil 6.27. Üçgen geometrilerin sayısal analizleri sonucu elde edilen Nusselt grafiği.

Sonuç olarak ısı transferinin en elverişli olduğu 1 mm boyutunda kanatçık kullanılan geometriler olmuştur. Simülasyon sayısal sonuçlarından ve sonuçlardan elde ettiğimiz grafikten çıkan sonuç; 1 mm lik kısa kanatçıkların daha çok ısı transferi sağladığıdır. Bu değerlendirme sonucunda çalışmalarımıza 1mm boyutundaki kanatçıklar ile ve farklı geometrilerin etkisini daha iyi inceleyebilmek için 25 kanatçık sayılı geometri ile devam etme kararı verilmiştir.

6.2. Farklı Geometrilerin Isı Transferine Etkisi

Bu bölümde 4 farklı geometrinin ANSYS Fluent programında analizi yapılmış ve sonuçları değerlendirilmiştir. Farklı geometrilerin ısı transferine ve sürtünme katsayısına farklı sonuçları olmuştur.

Sayısal HAD analizleri sonuç olarak HAD metodu ile kanatçık tasarımının ve analizinin mümkün olduğunu göstermiştir. Bütün geometrilerde batarya ile plaka arasına etkileşim tabakası (inflation layer) atılmıştır. Bu işlem daha doğru ve hassas sonuçları elde edebilmek için gereklidir. Batarya ve plaka arası düşey uzaklık 30 mm olarak belirlenmiştir.



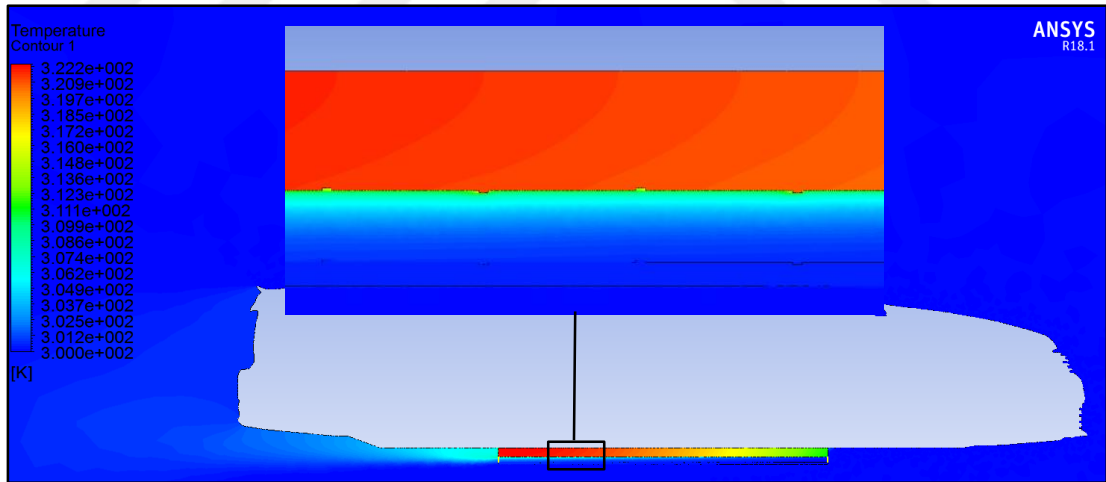
Şekil 6.28. Tasarlanmış olduğumuz ve analizini yapmış olduğumuz geometriler. a) dikdörtgen kanatçıklı geometri, b) kelebek kanatçıklı geometri, c) paralelkenar kanatçıklı geometri, d) yarım dairesel kanatçıklı geometri.

HAD analizi sayısal sonuçları Çizelge 6.4, 6.5, 6.6 ve 6.7’de tablo halinde verilmiştir. Sonuçların simülasyon görselleri Şekil 6.29, Şekil 6.30, Şekil 6.31 ve Şekil 6.32’ de verilmiştir. Elde edilen tüm geometrilerin verilerini kıyaslamak için grafik halinde Şekil 6.32, Şekil 6.33 ve Şekil 6.34’te sunulmuştur. Sonuçlar kıyaslanmış ve kıyaslama sonuçları aşağıda verilmiştir.

Neticede ‘‘b’’ ve ‘‘c’’ geometrileri en yüksek Nusselt değerini sağlamış ve en iyi ısı transfer performansını göstermişlerdir. Diğer taraftan en yüksek sũrtũnme direnci katsayısı değerini ‘‘a’’ geometrisi göstermiştir.

Çizelge 6.4. 120 km hızda çalışılan bir geometrinin sınır koşulları giriş değerleri.

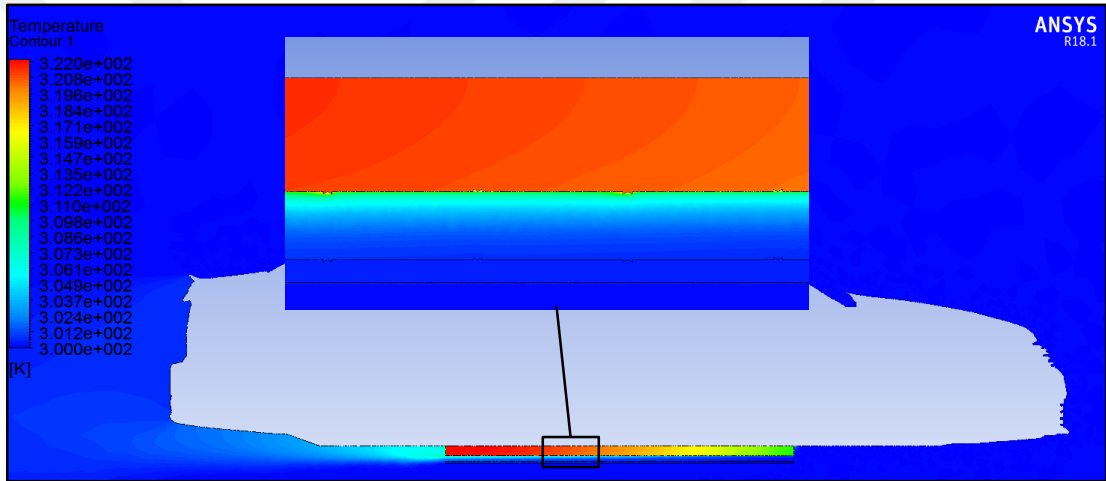
Hız (m/s)	33,3
Giriş Sıcaklığı (K)	300
Batarya ısı kaynağı (W/m ³)	45343,64
Hava yoğunluğu (kg/m ³)	1,225
Kinematik viskozite (kg/ms)	1,789*10 ⁻⁵
Özısı (J/kgK)	1006,43
Termal iletkenlik (W/mK)	0,0242



şekil 6.29. Dikdörtgen kanatçıklı geometri (a) simũlasyon sonucu ısı dağılımını.

Çizelge 6.5. ‘‘a’’ geometrisi analiz sonucu simülasyon verileri

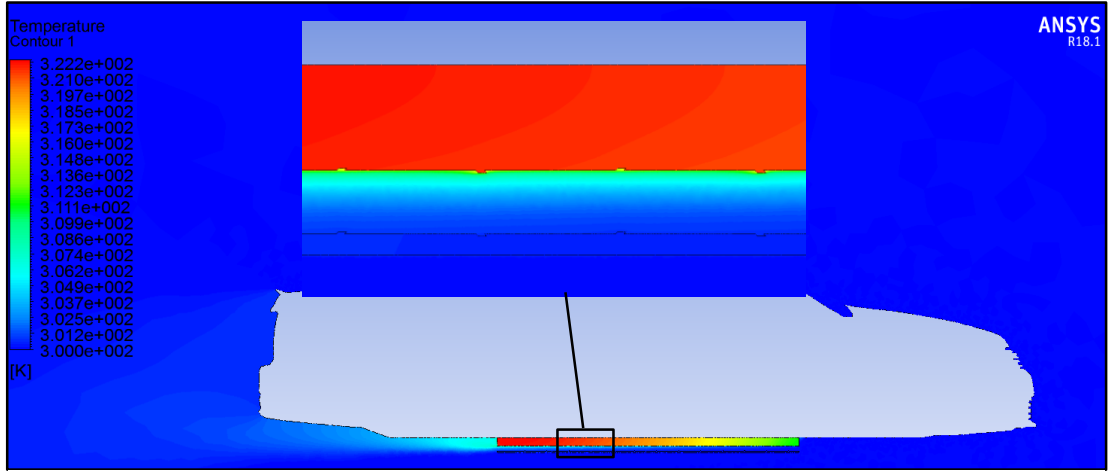
‘‘a’’ geometrisi	120 km	100 km	70 km	50 km	30 km
Tçıkış (K)	306,873	304,758	302,592	302,111	302,867
Vçıkış (m/sn)	25,1	20,737	14,172	9,87	5,63
Debi (lt/sn)	0,922	0,762	0,52	0,362	0,207
h (W/m ² K)	288,6	249,4	187	141,4	90,5



Şekil 6.30. Kelebek kanatçıklı geometri (b) simülasyon sonucu ısı dağılımı.

Çizelge 6.6. ‘‘b’’ geometrisi analiz sonucu simülasyon verileri.

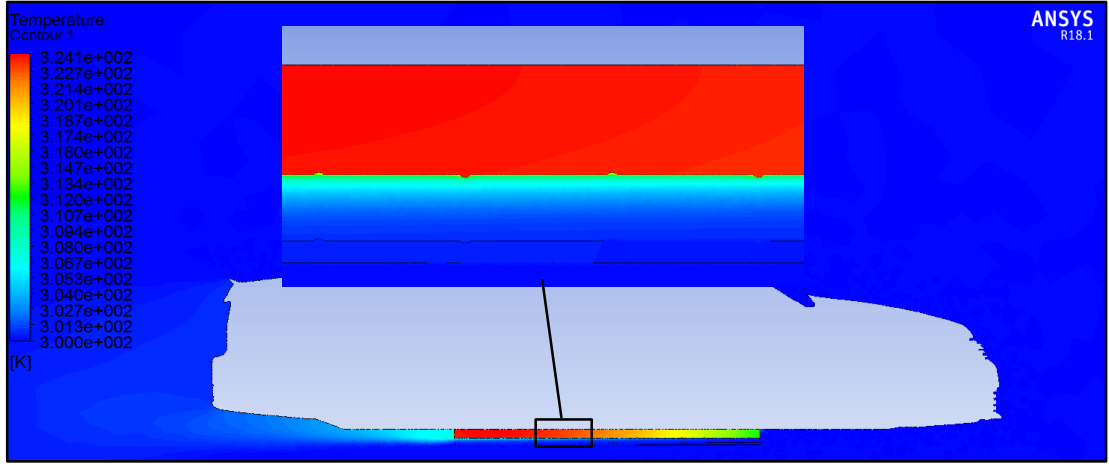
‘‘b’’ geometrisi	120 km	100 km	70 km	50 km	30 km
Tçıkış (K)	306,831	304,731	302,577	302,096	302,832
Vçıkış (m/sn)	28,53	23,53	16,14	11,28	6,5
Debi (lt/sn)	1,048	0,865	0,593	0,415	0,238
h (W/m ² K)	327,09	282,37	211,3	159,3	101,54



Şekil 6.31. Paralelkenar kanatçıklı geometri (c) simülasyon sonucu ısı dağılımı.

Çizelge 6.7. ‘‘c’’ geometrisi analiz sonucu simülasyon verileri.

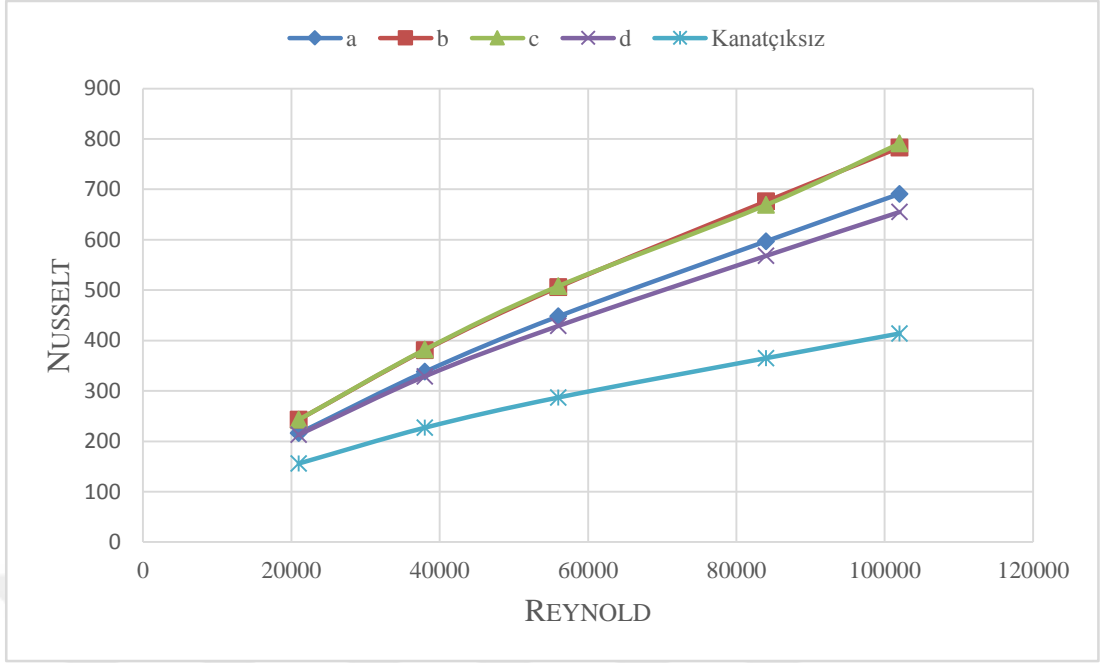
‘‘c’’ geometrisi	120 km	100 km	70 km	50 km	30 km
Tçıkış (K)	306,797	304,707	302,564	302,085	302,822
Vçıkış (m/sn)	29	23,5	16,39	11,437	6,55
Debi (lt/sn)	1,066	0,864	0,602	0,42	0,24
h (W/m ² K)	330,15	279,36	212,18	159,67	101,71



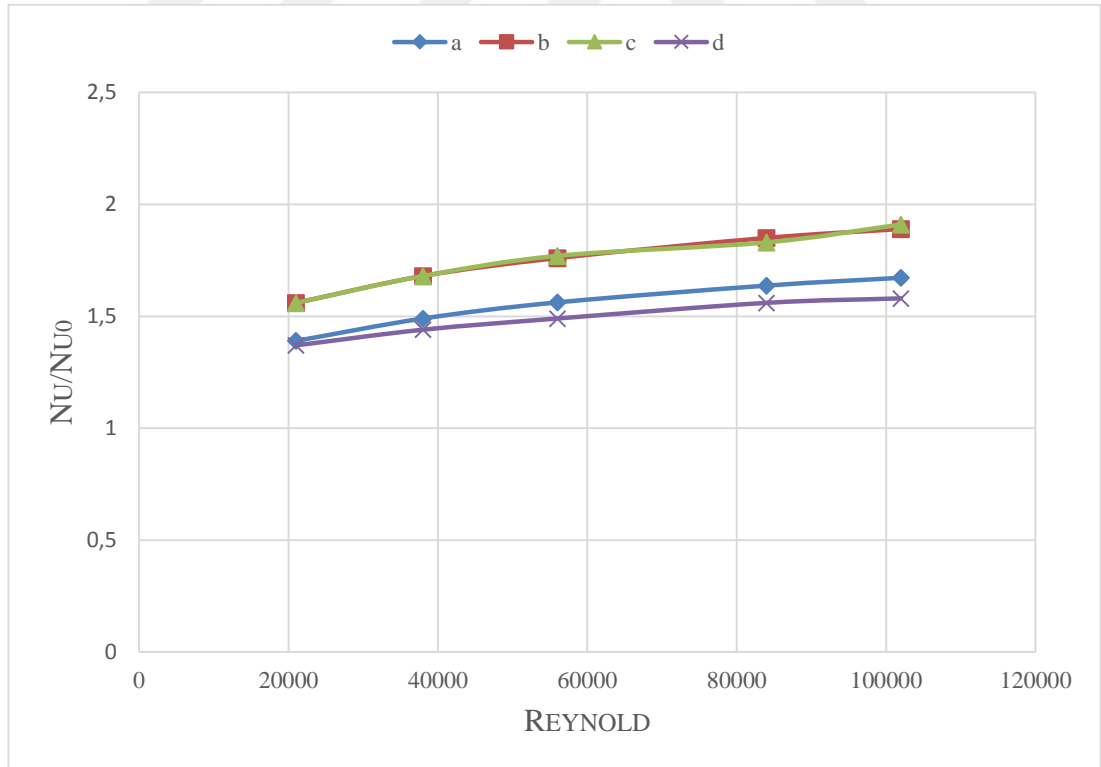
Şekil 6.32. Yarım daire kanatçıklı geometri (d) simülasyon sonucu ısı dağılımı.

Çizelge 6.8. "d" geometrisi analiz sonucu simülasyon verileri.

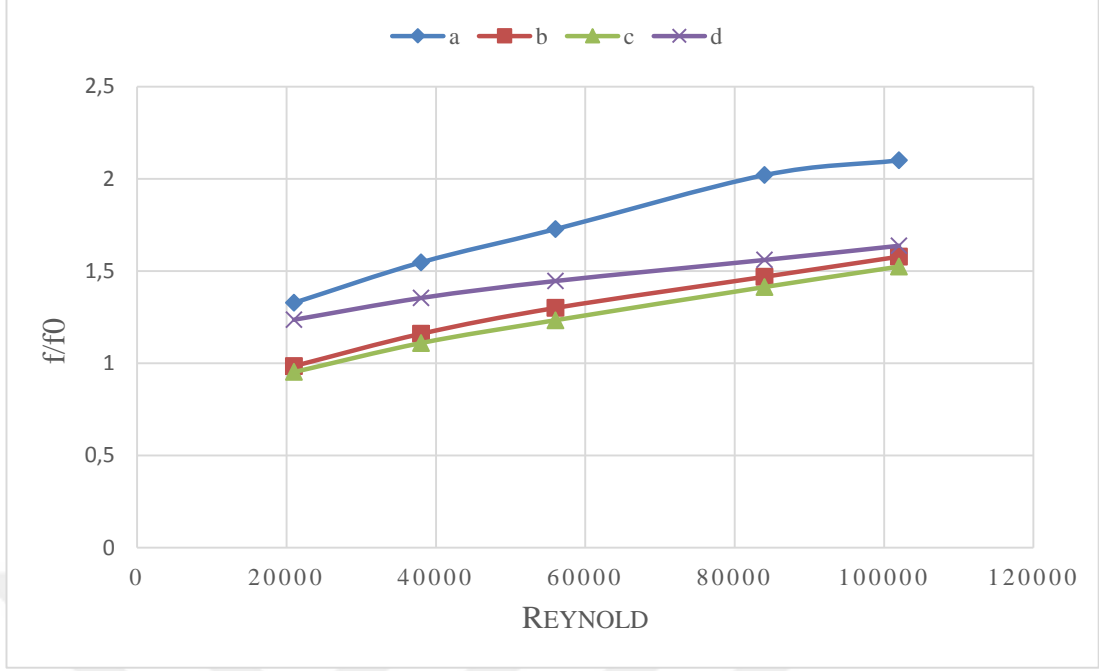
"d" geometrisi	120 km	100 km	70 km	50 km	30 km
Tçıkış (K)	306,9	304,76	302,57	302,08	302,83
Vçıkış (m/sn)	27,08	22,18	15	10,34	5,8
Debi (lt/sn)	0,995	0,815	0,551	0,38	0,21
h (W/m ² K)	273,37	237,03	179,18	137,18	89,08



Şekil 6. 33. a), b), c) ve d) geometrilerinin sayısal analizi sonucu elde edilen Nusselt grafiği.



Şekil 6. 34 a), b), c) ve d) geometrilerinin simülasyonu sonucu elde edilen verilerinin Nu/Nu_0 grafiği.

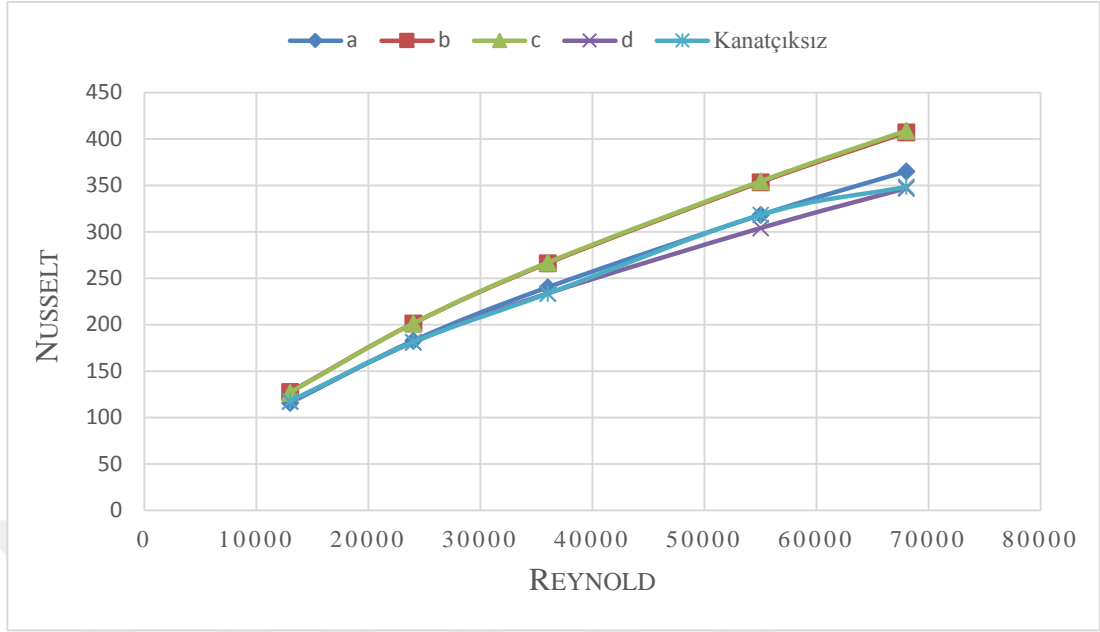


Şekil 6. 35. a), b), c) ve d) geometrilerinin simülasyonu sonucu elde edilen verilerinin f/f_0 grafiği.

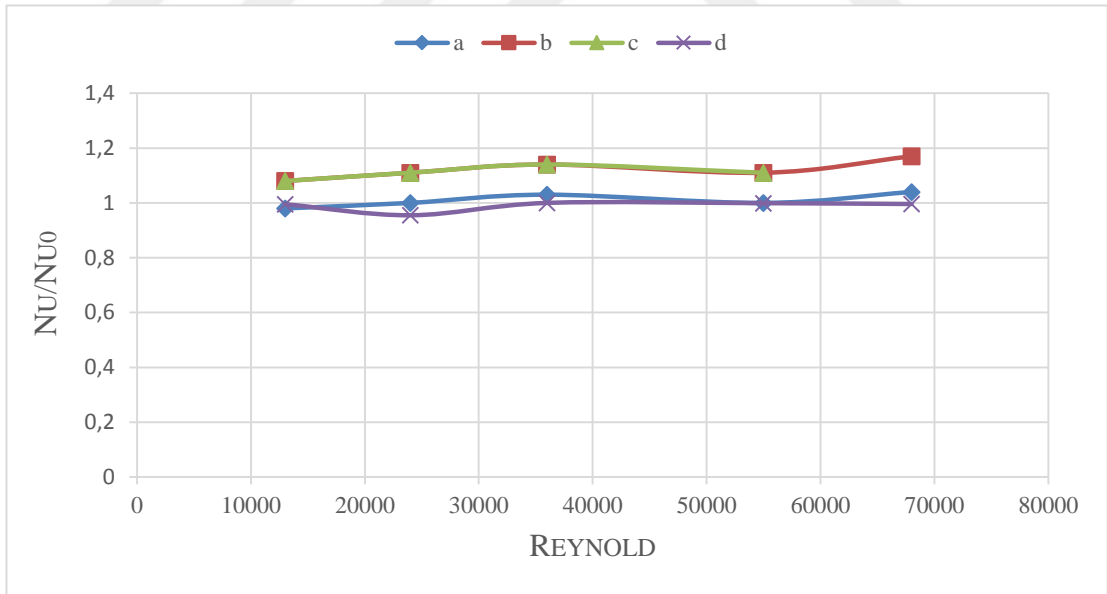
Şekil 6. 33, Şekil 6. 34 ve Şekil 6. 35'te görüldüğü üzere hava akımının hızı arttıkça Reynold sayısı ile birlikte Nusselt katsayısı da artmaktadır. Nusselt sayısı bütün geometrilerde kanatçıksız geometrinin Nusselt değerinden fazla olmuştur. Aynı şekilde Reynold sayısı arttıkça bütün geometrilerde hava direnç faktörü (f) de artmaktadır.

Kanal içerisindeki farklı kanatçık tasarımlarının Nusselt sayısı artışına, yani ısı transferi artışına farklı etkileri olmuştur. Bütün kanatçık tasarımlarının ısı transfer performansı düz ve kanatçıksız kanaldan çok daha iyi ısı transferi sağlamaktadır. Bu sayede bataryanın ömrü ve çalışma performansı artmaktadır.

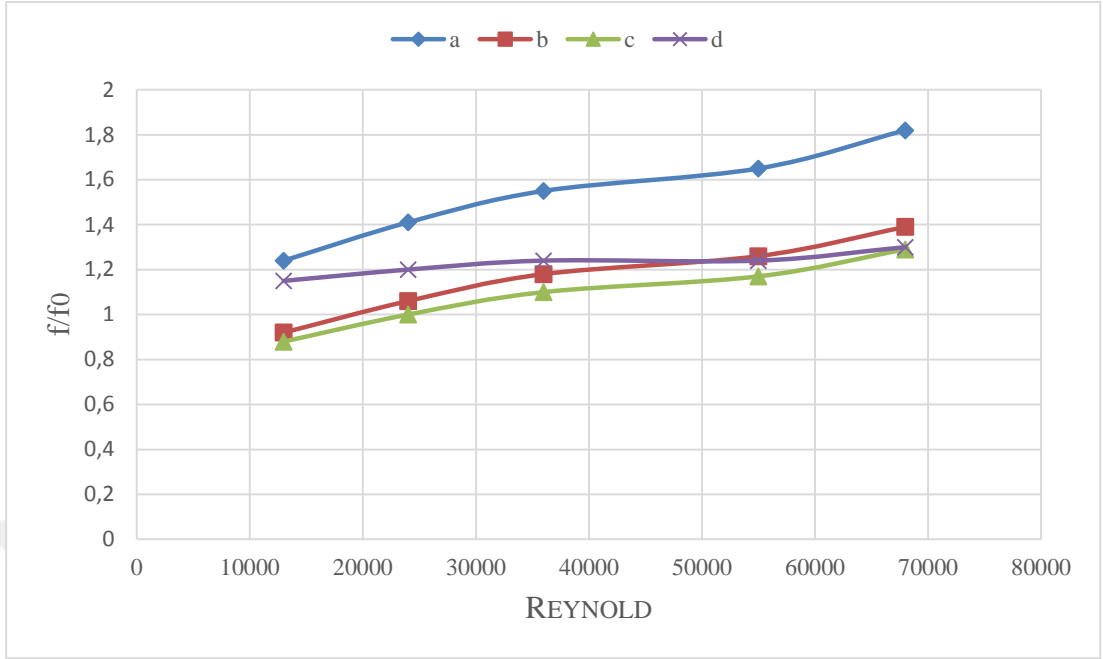
Batarya ve plaka arası mesafe 20 mm olarak belirlendiğinde, çalışmalardan çıkan simülasyon sonuçları aşağıda grafik olarak Şekil 6.36, Şekil 6.37 ve Şekil 6.38'de verilmiştir.



Şekil 6.36. a), b), c) ve d) 20mm aralıklı geometrilerinin sayısal analizi sonucu elde edilen Nusselt grafiği.

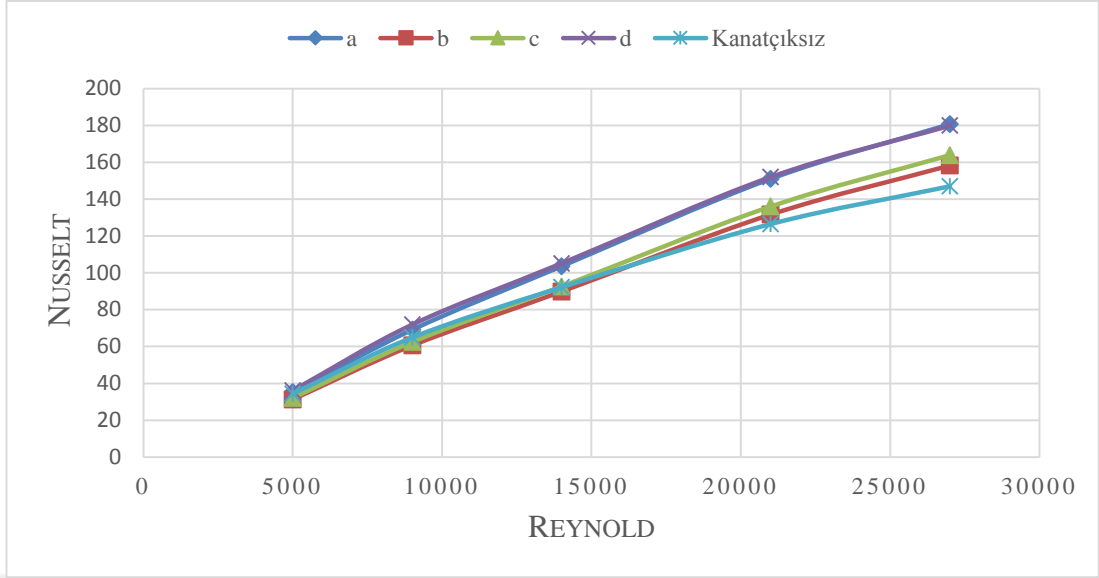


Şekil 6.37. a), b), c) ve d) 20mm aralıklı geometrilerinin simülasyon sonucu elde edilen verilerinin Nu/Nu_0 grafiği.

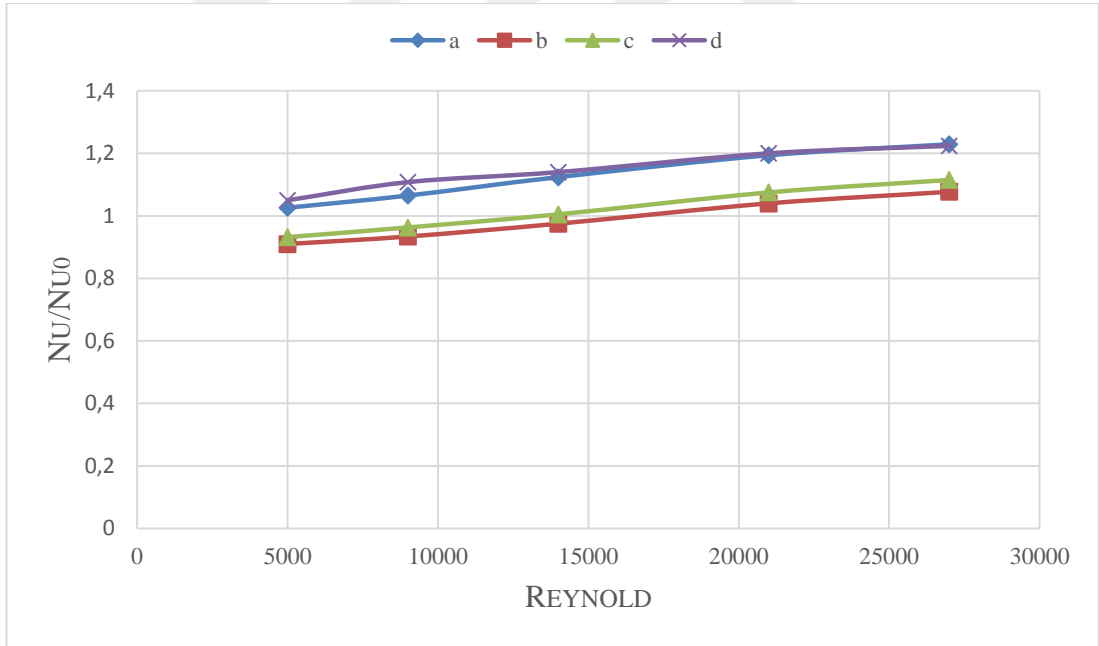


Şekil 6.38. a), b), c) ve d) 20mm aralıklı geometrilerinin simülasyon sonucu elde edilen verilerinin f/f_0 grafiği.

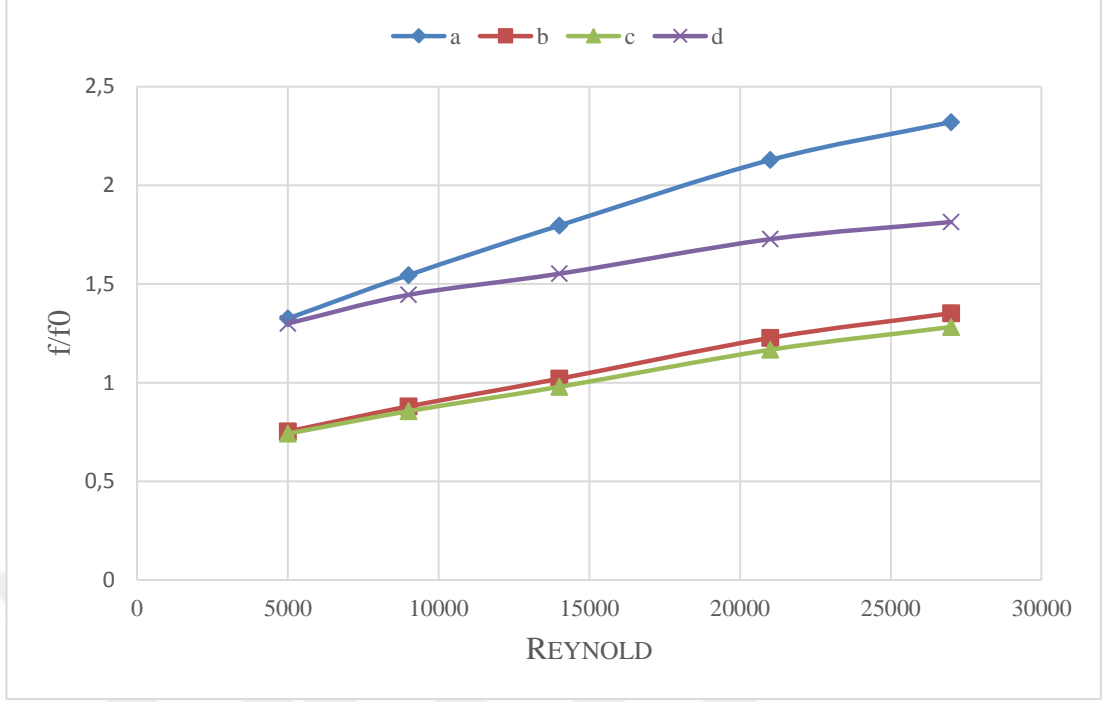
Batarya ve plaka arası mesafe 10 mm olarak belirlendiğinde, çalışmalardan çıkan simülasyon sonuçları aşağıda grafik olarak Şekil 6.39, Şekil 6.40 ve Şekil 6.41’de verilmiştir.



Şekil 6.39. a), b), c) ve d) 10mm aralıklı geometrilerinin sayısal analizi sonucu elde edilen Nusselt grafiği.



Şekil 6.40. a), b), c) ve d) 10mm aralıklı geometrilerinin simülasyonu sonucu elde edilen verilerinin Nu/Nu_0 grafiği.



Şekil 6.41. a), b), c) ve d) 10mm aralıklı geometrilerinin simülasyon sonucu elde edilen verilerinin f/f_0 grafiği.

Grafiklerden de görüldüğü gibi, batarya plaka arası mesafe azaldıkça kanatçıkların olumlu etkisinin kalmadığı gözlemlenmektedir. Batarya plaka arası yükseklik 30 mm olduğunda daha yüksek Nusselt sayısı ve daha iyi soğutma performansı elde edilmiştir. Kanal yüksekliği azaldıkça geometrilerin davranışlarında farklılık göstermiştir. 30 mm aralıklı kanalda c ve d geometrileri daha iyi performans sağlarken aralık azaldığında diğer geometriler daha iyi performans göstermiştir. Bunun sebebi farklı geometrilerin etraflarında farklı hava akımı oluşturmaları ve kanatçıkların karşılıklı birbirine yaklaşmış olması ile hava akımlarından etkilenmeleridir. Bu durum hava akımlarının farklı oluşundan dolayı farklı geometrilerde farklı oranda etkiye neden olmaktadır.

BÖLÜM 7

SONUÇLAR

Bu tez çalışmasında, farklı tür kanatçıkların kanallardaki ısı transferi ve sürtünme karakteristikleri HAD ANSYS Fluent program ile çalışılmış ve kanatçiksız düz kanal ile kıyaslanmıştır. Elde edilen sonuçların özeti aşağıda listelenmiştir:

- 1- ANSYS Fluent programı ile mali yükleri çok fazla olan deney düzenekleri hazırlamak yerine, deneyleri gerçeğe oldukça yakın bir şekilde simüle ederek sonuçları değerlendirmenin mümkün olduğu kanısına varılmıştır.
- 2- Soğutma amaçlı kullanılan soğutucu kanallarında kanatçıkların olması ısı transferini artırmak için etkili bir yöntemdir. Kanatçıklar akış sırasında havayı karıştırmakta ve batarya ile havanın etkileşimini artırmaktadır. Bu durum bataryadan hava akımına ısı geçişini artırmakta ve daha etkili ısı transferi olmasını sağlamaktadır.
- 3- Kanatçiksız, düz kanala kıyasla üçgen, daire dikdörtgen ve diğer geometrik şekillerin tümü daha yüksek Nusselt sayısı elde etmemizi sağlamıştır.
- 4- Paralel kenar ve çift üçgen görünümlü kanatçık en yüksek ve birbirleri ile neredeyse aynı Nusselt, Nu/Nu_0 ve f/f_0 değerlerini sağlarken silindirik kanatçık en düşük Nusselt, Nu/Nu_0 ve f/f_0 değerini sağlamıştır.
- 5- Kanatçıklı kanallarda blokaj etkisinden dolayı hava akışı kısmen engellenmekte ve kanal içi sürtünme katsayısı ciddi anlamda artmaktadır. Kanatçıkların boyutunun büyümesi belirli bir noktadan sonra hava akış hızını oldukça düşürdüğü için soğutmaya ciddi anlamda olumsuz etki etmektedir.

- 6- Reynold değeri yükseldikçe Nusselt sayı değeri de yükselmektedir. Her ikisi de hızla doğru orantılı olarak artmaktadır.

7.1. Gelecek Çalışmalar için Öneriler

1. 2 boyutlu analizde çok fazla bir seçeneğiniz olmadığı için, yapacağınız tasarım ve analizler çok sınırlı kalmaktadır. 3 boyutlu olarak yapılacak çalışmalarda ön düzlemde tasarımlar geliştirebilmeniz ve daha verimli kanatçık tasarımları elde etmemiz mümkündür.
2. Hava, batarya ve plaka arasında ön taraftan itibaren ilerlerken temas sonucu ısınmakta ve havanın ısısı bataryanın ısına yaklaşmaktadır. Bu sebepten hava akımı bataryanın arka kısmını, bataryanın ön kısmındaki kadar etkili ve verimli ısıtamamaktadır. 3 boyutlu yapılacak çalışmalarda yandan ve aşağıdan taze hava alımı yapılarak soğutma verimi artırılabilir.
3. Ön giriş ağız kısmına havayı daha yumuşak ve elverişli bir şekilde içeri almayı sağlayacak bir hava giriş ağızlığı tasarlanabilir.
4. Plakanın olabildiğince delikli ve aralıklı yapılarak içerdeki hava basıncını düşürmesi ve bu sayede ön taraftan daha fazla hava girişi sağlanarak daha verimli soğutma elde edilebilir.
5. Daha farklı ve karmaşık geometriler tasarlanmış fakat simülasyon yapılamamıştır. Çok karmaşık ve ayrıntılı geometrileri simüle etmek için çok daha yoğun ve hassas hücre çözüm ağı çalışması yapmak gerekmektedir ki doğru sonuçlar alabilelim. Bunun için çok hızlı süper bilgisayarlara ihtiyaç duyulmaktadır. Mevcut bilgisayarlar ile bu tür geometrileri simüle etmek çok zaman almaktadır.

KAYNAKLAR

1. Kamali, R., Binesh, A.R., “The importance of rib shape effects on the local heat transfer and flow friction characteristics of square ducts with ribbed internal surfaces. *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 35, 1032–1040, (2008).
2. İnternet: Blue Box Batteries, “How Does Temperature Affect Lead Acid Batteries”, <https://www.blueboxbatteries.co.uk> (2015).
3. Zheng, L., Xie, Y., Zhang, D. And Shi, H., “Flow and Heat Transfer Characteristics in Channels with Groove–Protrusions and Combination Effect with Ribs” *Journal of Heat Transfer*, Vol. 138 / 014501-1, (2016).
4. Aslantürk, I., “Computational Fluid Dynamics Analysis of a Free / Forced Convection Unit”, Yüksek Lisans Tezi, *Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, (2010).
5. Wang, G., Yang, D., Wang, Y., Niu, D., Zhao, X. and Ding, G., “Heat Transfer and Friction Characteristics of the Microfluidic Heat Sink with Various-Shaped Ribs for Chip Cooling” *Sensors*, 15, 9547-9562, (2015).
6. Wang, C.C., Chen, C.K., “Forced convection in a wavy-wall channel”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45, 2587–2595, (2002).
7. Asharful Islam, Md., Mozumder A.K., “Forced Convection Heat Transfer Performance Of An Internally Finned Tube”, *Journal of Mechanical Engineering*, vol. 40, no.1, (2009).
8. Nagarani N., “Experimental Heat Transfer Analysis on Annular Circular and Elliptical Fins”, *International Journal of Engineering Science and Technology*, vol. 2(7), 2839-2845, (2010).
9. Yi, P., Khoshmanesh, K., Campbell, J.L., Coughlan, P., Ghorbani, K. and Kalantar-zadeh, K., “Investigation of different nanoparticles for magnetophoretically enabled nanofin heat sinks in microfluidics”, *Lab Chip*, 14, 1604–1613, (2014).
10. Wee, H., Zhang, Q., Ligrani, P.M. and Narasimhan, S., “Numerical predictions of heat transfer and flow characteristics of heat sinks with ribbed and dimpled surfaces in laminar flow”, *Numer. Heat Transf., Part A*, 53, 1156–1175, (2008).
11. Desrues, T., Marty, P. and Fourmigué, J.F., “Numerical prediction of heat transfer and pressure drop in three-dimensional channels with alternated opposed ribs”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 45-46, 52-63, (2012).

12. Mohammed, H.A., Abed, A.M. and Wahid, M.A., “The effects of geometrical parameters of a corrugated channel with in out-of-phase arrangement”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 40, 47-57, (2013).
13. Cetkin, E. and Oliani, A., “The natural emergence of asymmetric tree-shaped pathways for cooling of a non-uniformly heated domain”, *Journal of Applied Physics*, 118, (2015).
14. Maklund, J., “Minimize Vortex Drag of a Passenger Car”, *Chalmers University of Technology*, (2010).
15. Hucho, W.H., “Aerodynamics of Road Vehicles”, Fourth Edition, *SAE International*, (1998).
16. ANSYS Fluent 17.0 User’s Guide.
17. Tekir, M., Arslan, K., “Kare Kesitli bir kanal içerisinde Türbülanslı Nanoakışkan Akışının Had Analizi ve Türbülans Modellerinin Karşılaştırılması” *ULIBTK’17 21. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, Çorum, 13-16 (2017).
18. Tennekes, H., Lumley, J. L., A First Course in Turbulence, *The MIT Press Eds.*, London, England, 1972.
19. Çengel, A. Y., ‘Heat Transfer, 2nd ed.’ *McGraw-Hill Companies Eds.*, 2002.

ÖZGEÇMİŞ

Mustafa MUŞTU 1990 yılında Konya’da doğdu; ilk, orta okulu ve liseyi aynı şehrin Beyşehir ilçesinde tamamladı. Beyşehir Ali Akkanat Anadolu Lisesi’nden mezun oldu. 2009 yılında Karabük Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Otomotiv Mühendisliği Programında öğrenime başlayıp 2014 yılında iyi derece ile mezun oldu. Aynı yıl içerisinde Karabük Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü’nde araştırma görevlisi olarak göreve başladı. 2017 yılında TÜBİTAK Elektromobil Elektrikli araç yarışlarında Karabük Üniversitesi Mühendislik Fakültesi takımı ile Karvolt elektrikli aracın üretiminde görev aldı. Halen Karabük Üniversitesi’nde araştırma görevlisi olarak görevine devam etmektedir.

ADRES BİLGİLERİ

Adres : Karabük Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Balıklarkayası Mevkii / KARABÜK
Tel : (370) 418 70 50
E-posta : mustafamustu@karabuk.edu.tr