



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**OTOMOBİL RADYATÖRLERİNİN ISIL PERFORMANS
OPTİMİZASYONUNUN NÜMERİK İNCELENMESİ**

Ahmet Serhan CANBOLAT

Prof. Dr. Recep YAMANKARADENİZ
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2014

Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Ahmet Serhan CANBOLAT tarafından hazırlanan “OTOMOBİL RADYATÖRLERİNİN ISIL PERFORMANS OPTİMİZASYONUNUN NÜMERİK İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Recep YAMANKARADENİZ

Başkan: Prof. Dr. Recep YAMANKARADENİZ İmza
U. Ü. Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye: Prof. Dr. Muhiddin CAN İmza
U. Ü. Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye: Prof. Dr. İhsan KARAMANGİL İmza
U. Ü. Mühendislik Fakültesi,
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Ali Osman DEMİR

Enstitü Müdürü

/ /

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

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

beyan ederim.

/ /

Ahmet Serhan CANBOLAT

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

OTOMOBİL RADYATÖRLERİNİN ISIL PERFORMANS OPTİMİZASYONUNUN NÜMERİK İNCELENMESİ

Ahmet Serhan CANBOLAT

Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Recep YAMANKARADENİZ

Enerji verimliliği konusu son yıllarda hakkında en çok çalışma yapılan konuların başında gelmektedir. Otomotiv sektöründe de bu konu üzerinde çalışmalar yapılmaktadır.

Bu bağlamda, otomobil soğutma sisteminin en önemli elemanlarından biri olan otomobil radyatörlerin ısı performansının artırılması, aynı boyuttaki bir radyatörün daha verimli çalışmasının sağlanması önemli bir çalışma konusudur. Otomobil radyatörleri kompakt, çapraz akışlı, sudan havaya ısı değiştiricileridir.

Bu çalışmada radyatörün eni ve boyu sabit tutularak, boru sayısının, boru çapının, hava hızının, kanatçık sayısının ve kanatçık malzemesinin radyatörün ısı performansına ve etkinliğine etkisi ANSYS – Fluent programı kullanılarak nümerik olarak incelenmiştir.

Çalışma sonucunda; hava hızı arttıkça, boru sayısı arttıkça, boruların çapı büyüdükçe, kanatçık sayısı arttıkça radyatörün etkinliğinin dolayısıyla ısı performansının arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca kanatçık malzemesi olarak alüminyum yerine bakır kullanılmasının ısı performans açısından daha iyi bir seçenek olduğu gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Radyatör. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği. Isı performans. Isı transferi. Etkenlik. Kompakt ısı değiştiricisi.

2014, x + 97 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

NUMERICAL INVESTIGATION INTO THERMAL PERFORMANCE OPTIMIZATION OF AUTOMOBILE RADIATORS

Ahmet Serhan CANBOLAT

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

Supervisor: Prof. Dr. Recep YAMANKARADENİZ

Recently, the issue of energy efficiency is one of the most studied topics. This issue is ever-increasing investigated in automotive sector.

In this context, improving thermal performance and heat transfer effectiveness of an automobile radiator which are the most important components of the automobile cooling system, are very important subject of study. Automobile radiator that is a compact cross-flow water to air heat exchangers.

In this study, while the length and width of the radiator kept constant, the effect of number of tubes, diameter of tubes, velocity of air, number of fins and the material of fins into the radiators thermal performance and effectiveness were numerically investigated using ANSYS – Fluent.

In conclusion; with increasing the air velocity, the number of the tubes, diameter of the tube and the number of the fins, it is observed that radiators effectiveness was increased, consequently thermal performance was increased. Additionally, it is also observed that, instead of aluminium, using copper as a material of fin is a better option for thermal performance.

Key Words: Radiator. Computational Fluid Dynamics. Thermal performance. Heat transfer. Effectiveness. Compact heat exchanger.

2014, x + 97 pages.

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam boyunca yardım ve desteğini hiçbir zaman esirgemeyen değerli danışman hocam Prof. Dr. Recep YAMANKARADENİZ'e teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmanın her aşamasında, karşılaştığım zorlukları engin bilgi ve tecrübesiyle aşmamda yardımcı olan değerli hocam Prof. Dr. Muhiddin CAN'a, görüş ve yönlendirmelerinden faydalandığım değerli hocam Prof. Dr. Atakan AVCI'ya, akademik gelişimimde büyük katkısı olan değerli hocam Prof. Dr. Akın Burak ETEMOĞLU'na, analizlerin kurgulanmasında bilgilerini ve düşüncelerini benimle paylaşan değerli hocam Arş. Gör. Fuat TAN'a, değerli arkadaşlarım Arş. Gör. Oğuz DOĞAN'a ve Arş. Gör. Çağlar KAHYA'ya, bu süreçte bana özellikle manevi olarak destek olan değerli arkadaşım Arş. Gör. Burak TÜRKAN'a ve tezin yazım aşamasında fikirlerinden yararlandığım değerli arkadaşım Arş. Gör. Celalettin YÜCE'ye teşekkür ederim.

Hayatımın her anında olduğu gibi, tezimin başlangıcından bitişine kadar olan bu süreçte de bana daima destek olan aileme tüm kalbimle teşekkür ederim.

/ /

Ahmet Serhan CANBOLAT

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	x
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	3
2.1. Isı Değişiricileri ve Sınıflandırılması	3
2.1.1. Isı Transfer Şekline Göre Sınıflandırma.....	7
2.1.1.1. Doğrudan Temaslı Olan Isı Değişiricileri	7
2.1.1.2. Doğrudan Temaslı Olmayan Isı Değişiricileri.....	7
2.1.2. Akışkan Sayısına Göre Sınıflandırma	7
2.1.3. Isı Geçiş Yüzeyinin Isı Geçiş Hacmine Oranına Göre Sınıflandırma.....	7
2.1.3.1. Kompakt Isı Değişiricileri	8
2.1.3.2. Kompakt Olmayan Isı Değişiricileri	8
2.1.4. Konstrüksiyon Özelliklerine Göre Sınıflandırma	9
2.1.4.1. Borulu Isı Değişiricileri	9
2.1.4.2. Levhalı Isı Değişiricileri.....	9
2.1.4.3. Genişletilmiş Yüzeyle Isı Değişiricileri	10
2.1.4.4. Rejeneratif Isı Değişiricileri.....	11
2.1.5. Akış Şekline Göre Sınıflandırma	11
2.1.5.1. Tek Geçişli Isı Değişiricileri.....	12
2.1.5.1. Çok Geçişli Isı Değişiricileri	13
2.1.6. Isı Transferi Mekanizmasına Göre Sınıflandırma.....	13
2.2. Otomobil Soğutma Sistemi.....	14
2.2.1. Hava Soğutmalı Sistemler	14
2.2.2. Su Soğutmalı Sistemler	15
2.3. Otomobil Radyatörleri.....	16
2.3.1. Dizayn Kriteri	16
2.3.1.1. Dik Akışlı ve Yatay Akışlı Radyatörler	16
2.3.1.2. İki Geçişli Yatay Akışlı Radyatörler	18
2.3.2. Malzeme Kriteri	18
2.3.3. Soğutma Sıvısı	21
2.3.4. Isıl Performansa Etkisi Olan Diğer Parametreler	24
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	33
3.1. Korunum Denklemleri.....	33
3.1.1. Kütleinin Korunumu.....	33
3.1.2. Momentumun Korunumu	34

3.1.3. Enerjinin Korunumu.....	35
3.2. Radyatörün Çözümlemesi ve Isı Transferi Hesaplamaları.....	37
3.2.1. ϵ – NTU Yöntemi.....	40
3.2.2. Akışkanlar Mekaniği ve Isı Transferinde Kullanılan Bazı Boyutsuz Sayılar	42
3.3. Bilgisayar Destekli Hesaplamalar.....	43
3.3.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği.....	43
3.3.2. ANSYS – Fluent Programı.....	44
3.3.3. Akış Tipleri ve Türbülans Modelleri.....	45
3.3.3.1. Standart k- ϵ Türbülans Modeli.....	46
3.3.4. Sonlu Hacimler Yöntemi.....	47
3.3.5. Denklemlerin Çözdürülmesi.....	48
3.4. Yapılan Analizler ve Doğrulama Aşaması.....	50
3.4.1. Hava Hızı Analizleri ve Analizin İşlem Adımları.....	50
3.4.1.1. Katı Modelin Oluşturulması.....	50
3.4.1.2. Modelin Sonlu Hacimlere Ayrılması.....	53
3.4.1.3. Analizin Kurgulanması.....	55
3.4.1.4. Analiz Sonuçlarının Gösterilmesi.....	59
3.4.2. Yapılan Analizin Doğrulanması.....	64
3.4.3. Boru Sayısı Analizleri.....	66
3.4.4. Boru Çapı Analizleri.....	67
3.4.5. Kanatçık Analizleri.....	68
4. BULGULAR.....	71
4.1. Hava Hızı İçin Yapılan Analizlerin Sonuçları.....	71
4.2. Boru Sayısı İçin Yapılan Analizlerin Sonuçları.....	76
4.3. Boru Çapı İçin Yapılan Analizlerin Sonuçları.....	81
4.4. Kanatçık İlavesi İçin Yapılan Analizlerin Sonuçları.....	86
4.5. Kanatçık Malzemesi İçin Yapılan Analizlerin Sonuçları.....	90
5. SONUÇ.....	92
KAYNAKLAR.....	94
ÖZGEÇMİŞ.....	97

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

Açıklama

\dot{m}	Kütle debisi
ρ	Yoğunluk
u	x yönündeki hız vektörü
v	y yönündeki hız vektörü
w	z yönündeki hız vektörü
\vec{V}	Bileşke hız vektörü
m	Kütle
E	Enerji
ϕ	Viskoz ısınma
U	Toplam ısı transfer katsayısı
R	İletim direnci
k	Isı iletim katsayısı
D	Çap
h	Isı taşınım katsayısı
A	Alan
T	Sıcaklık
\dot{Q}	Isı transfer hızı
c	Özgül ısı
C	Isıl kapasite
ε	Isı transfer etkinliği
c	Kapasite oranı
ν	Kinematik viskozite
α	Isı yayınım katsayısı
μ	Viskozite
S_{ij}	Lineer deformasyon oranı
L_k	Karakteristik uzunluk

Kısaltmalar

Açıklama

CFD	Computational Fluid Dynamics
CAD	Computer Aided Design
NTU	Transfer birim katsayısı
Re	Reynolds sayısı
Pr	Prandtl sayısı
Nu	Nusselt sayısı

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 2.1. Isı transfer şekline göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması	4
Şekil 2.2. Akışkan sayısına göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması	4
Şekil 2.3. Isı geçiş yüzeyinin ısı geçiş hacmine oranına göre ısı değiştiricilerin.... sınıflandırılması.....	5
Şekil 2.4. Konstrüksiyon özelliklerine göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması	5
Şekil 2.5. Akış şekline göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması.....	6
Şekil 2.6. Isı transfer mekanizmasına göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması	6
Şekil 2.7. Kompakt ısı değiştiricisi	8
Şekil 2.8. Gövde Boru tip ısı değiştiricisi	9
Şekil 2.9. Levhalı ısı değiştiricisi	10
Şekil 2.10. Genişletilmiş yüzeyli ısı değiştiricisi	11
Şekil 2.11. Tek geçişli ve çok geçişli ısı değiştiricileri.....	12
Şekil 2.12. Ters (a), paralel (b) ve çapraz (c) akışlı ısı değiştiricileri.....	12
Şekil 2.13. Dik akışlı radyatör.....	16
Şekil 2.14. Yatay akışlı radyatör	17
Şekil 2.15. İki geçişli radyatör.....	18
Şekil 2.16. Alüminyum ve bakırın tüketim ve geri dönüştürülme miktarları	20
Şekil 2.17. Su ve etilen glikol karışımının kaynama ve donma noktalarının yüzdeye bağlı değişimi.....	21
Şekil 2.18. Farklı konsantrasyonlardaki nano sıvılar için Reynolds sayısına bağlı olarak ortalama ısı transfer katsayısının değişimi	22
Şekil 2.19. Farklı konsantrasyonlardaki farklı nano sıvıların ısı transferine etkisi .	23
Şekil 2.20. Hava akış debisinin soğutma kapasitesine etkisi	25
Şekil 2.21. Soğutucu akışkan debisinin soğutma kapasitesine etkisi	26
Şekil 2.22. Hava giriş sıcaklığının ortalama ısı transfer katsayısına etkisi.....	26
Şekil 2.23. Asimetrik delikli ve simetrik delikli kanatçıklar.....	28
Şekil 3.1. SolidWorks programında çizilen radyatörün katı modeli (önden görünüş)	51
Şekil 3.2. SolidWorks programında çizilen radyatörün katı modeli (trimetrik görünüş)	51
Şekil 3.3. Radyatörün hava hacmi modellenmeden önceki hali.....	52
Şekil 3.4. Radyatörün hava hacmi modellendikten sonraki hali	53
Şekil 3.5. Soğutucu akışkan hacminin sonlu hacimlere bölünmüş hali.....	54
Şekil 3.6. Cidarlara atılan ince meshler	54
Şekil 3.7. Havanın sonlu hacimlere ayrılmış hali.....	55
Şekil 3.8. Radyatör modelinin isimlendirilmesi	56
Şekil 3.9 Hava hacminin isimlendirilmesi	56

Şekil 3.10. İterasyonlar ve parametrelerin yakınsama grafiği.....	59
Şekil 3.11. Modelin tel kafes şeklindeki görünümü	60
Şekil 3.12. Boruların tam ortasına tanımlanan yüzey	60
Şekil 3.13. Borulardaki sıcaklık dağılımı.....	61
Şekil 3.14. Borulardaki basınç dağılımı.....	61
Şekil 3.15. Borulardaki hız dağılımı	62
Şekil 3.16. Borulardaki akışın vektör şeklinde gösterimi	62
Şekil 3.17. Borulardaki akışın detaylı gösterimi	63
Şekil 3.18. Havanın radyatör üzerindeki akışı	63
Şekil 3.19. Soğutucu akışkanın radyatörden çıkış sıcaklığının bulunması	64
Şekil 3.20. Deneysel veriler ile yapılan analiz sonuçlarının karşılaştırılması.....	65
Şekil 3.21. 14 adet boruya sahip radyatör modeli	66
Şekil 3.22. 39 adet boruya sahip radyatör modeli	67
Şekil 3.23. 4 mm çapındaki borulara sahip radyatör modeli.....	67
Şekil 3.24. 9 mm çapındaki borulara sahip radyatör modeli.....	68
Şekil 3.25. Analiz için seçilen test modeli	68
Şekil 3.26. 25 adet kanatçık eklenmiş test modeli.....	69
Şekil 3.27. 50 adet kanatçık eklenmiş test modeli.....	69
Şekil 4.1. 13.88 m/s hızında hava girişi için sıcaklık dağılımı.....	71
Şekil 4.2. 13.88 m/s hızındaki hava girişi için akışın vektör gösterimi	72
Şekil 4.3. 13.88 m/s hızındaki hava girişi için hız dağılımı	72
Şekil 4.4. 13.88 m/s hızındaki hava girişi için basınç dağılımı.....	73
Şekil 4.5. Hava hızına bağlı olarak havanın basınç düşümü grafiği.....	74
Şekil 4.6. Hava hızına bağlı olarak soğutucu akışkanın basınç düşümü grafiği	74
Şekil 4.7. Hava hızına bağlı olarak soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığındaki değişim.....	75
Şekil 4.8. Hava hızına bağlı olarak radyatör etkenliğindeki değişim	75
Şekil 4.9. 34 borulu radyatörde sıcaklık dağılımı.....	76
Şekil 4.10. 34 borulu radyatörde akışın vektör gösterimi	77
Şekil 4.11. 34 borulu radyatörde ilk üç borudaki akışın detaylı vektör gösterimi ..	77
Şekil 4.12. 34 borulu radyatörde hız dağılımı	78
Şekil 4.13. 34 borulu radyatörde basınç dağılımı	78
Şekil 4.14. Boru sayısına bağlı olarak havanın basınç düşümü grafiği	79
Şekil 4.15. Boru sayısına bağlı olarak soğutucu akışkanın basınç düşümü grafiği.	79
Şekil 4.16. Boru sayısına bağlı olarak soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığındaki değişim.....	80
Şekil 4.17. Boru sayısına bağlı olarak radyatör etkenliğindeki değişim.....	80
Şekil 4.18. 5 mm çapında borulara sahip radyatörde sıcaklık dağılımı	81

Şekil 4.19. 5 mm çapında borulara sahip radyatörde akışın vektör gösterimi	82
Şekil 4.20. 5 mm çapında borulara sahip radyatörde ilk üç borudaki akışın detaylı vektör gösterimi.....	82
Şekil 4.21. 5 mm çapında borulara sahip radyatörde hız dağılımı	83
Şekil 4.22. 5 mm çapında borulara sahip radyatörde basınç dağılımı	83
Şekil 4.23. Boru çapına bağlı olarak havanın basınç düşümü grafiği.....	84
Şekil 4.24. Boru çapına bağlı olarak soğutucu akışkandaki basınç düşümü grafiği	84
Şekil 4.25. Boru çapına bağlı olarak soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığındaki değişim	85
Şekil 4.26. Boru çapına bağlı olarak radyatör etkenliğindeki değişim	85
Şekil 4.27. 50 adet kanatçıga sahip küçük radyatör modelindeki sıcaklık dağılımı	86
Şekil 4.28. 50 adet kanatçıga sahip küçük radyatör modelindeki akışın vektör gösterimi	87
Şekil 4.29. 50 adet kanatçıga sahip küçük radyatör modelinde hız dağılımı	87
Şekil 4.30. Bir adet kanatçıktaki sıcaklık dağılımı	88
Şekil 4.31. Modeldeki tüm kanatçıklardaki sıcaklık dağılımı.....	88
Şekil 4.32. Kanatçık sayısına bağlı olarak suyun çıkış sıcaklığındaki değişim	89
Şekil 4.33. Kanatçık sayısına bağlı olarak radyatör etkenlik değişimi	90
Şekil 4.34. Kanatçık malzemesine bağlı olarak suyun çıkış sıcaklığındaki değişim	91
Şekil 4.35. Kanatçık malzemesine bağlı olarak radyatör etkenlik değişimi	91

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 2.1. Radyatör üretiminde kullanılan malzemelerin bazı özellikleri	19
Çizelge 2.2. Alüminyum ve bakırın bölgeler bazında geri dönüşüm oranları	20
Çizelge 3.1. Soğutucu akışkanın özellikleri	57
Çizelge 3.2. Analiz öncesi girilen başlangıç ve sınır şartları	57
Çizelge 3.3. Her bir parametre için ayarlanan yakınsama kriteri	58
Çizelge 3.4. Deney sonucunda ve analiz sonucunda elde edilen sayısal veriler ..	65
Çizelge 3.5. Analiz öncesi girilen başlangıç ve sınır şartları	70

1. GİRİŞ

Her sektörde olduğu gibi otomotiv sektöründe de enerji verimliliği, enerji tüketiminin minimuma indirilmesi, üretilmesi planlanan parçaların optimizasyon testlerinin yapılması konularında çalışmalar yapılmaktadır. Bu çalışmalar yapıp enerji tasarrufu sağlanırken aynı zamanda ihtiyaç duyulan performans kriterinin de sağlanması gerekmektedir.

Otomobil soğutma sisteminin en önemli elemanlarından birisi olan radyatörler bir çeşit kompakt ısı değiştiricisidir. Motorların soğutma devrelerinde dolaşan soğutma sıvısı motor çalıştıkça ısınır. Otomobil radyatörlerinin birincil görevi de soğutma sıvısındaki bu aşırı ısıyı hava vasıtasıyla dış ortama atmak ve motorun optimum sıcaklıkta çalışmasını sağlamaktır.

Günümüz binek araçlarında, radyatör için bırakılan alan genelde birbirine yakındır. Fakat gerek farklı motor hacmine sahip araçların radyatörlerinde farklı soğutma kapasitesine ihtiyaç duyulması, gerekse tüm araçlarda gerekli performans kriterinin sağlanması şartıyla daha küçük radyatörler üretilmek istenmesi, radyatörler üzerinde yapılan çalışmaları arttırmıştır. Yapılan bu çalışmaların ardından hemen seri üretime geçmek riskli ve doğru olmayan bir yöntemdir. Bunun yerine radyatörün prototipi yapılabilir. Fakat prototip üretilmesi ve uygunluk testlerinin yapılması uzun, meşakkatli ve maliyetli bir süreçtir. Çoğu zaman hesaplanan ve uygun olduğu düşünülen tasarımlar pratikte istenilen koşulları yerine getirememekte, buna bağlı olarak birden çok prototipin üretilmesi ve deneylerin tekrarlanması gerekmektedir. Bu da maliyeti oldukça arttırmaktadır.

Son yıllarda ise bilgisayar teknolojisindeki gelişmelere paralel olarak; radyatörün prototipi üretilip deneylere başlanmadan önce, gerekli hesaplamalar yapıp tasarlanan ürün bilgisayar ortamında modellenmekte, uzun süre ve maliyet gerektiren ön denemeler yine bilgisayar ortamında yapılmaktadır. Bu analizler hesaplamalı akışkanlar dinamiğine dayanarak yazılan programlar vasıtasıyla yapılmaktadır. Programlar akış denklemlerini sayısal yöntemlerle çözmekte ve elde edilen sonuçları görsel veya sayısal olarak sunmaktadır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğine dayanan bu programlar ile para ve zaman tasarrufu sağlanmaktadır.

Yapılan bu çalışmada bir otomobil radyatöründeki bazı parametreler değiştirilerek, bu parametredeki değişikliklerin radyatörün ısı performansına etkisi bilgisayar ortamında nümerik olarak incelenmiştir.

Araştırmanın Kaynak Araştırması bölümünde ısı değiştiricilerinden ve sınıflandırılmasından bahsedilmiş ve otomobil soğutma sistemi hakkında bilgiler verilmiştir. Otomobil soğutma sisteminin elemanlarından radyatörün özelliklerine değinilmiş, radyatörün ısı performansına etki eden bazı kriterler irdelenmiş ve bu konuda yapılan çalışmalar incelenmiştir.

Çalışmanın Materyal ve Yöntem bölümünde temel korunum denklemleri verilmiş, ardından radyatördeki ısı transferi hesaplamaları için gereken formüller ve yöntemlerden bahsedilmiştir. Akışkanlar dinamiği ve ısı transferi hesaplamalarında faydalanılan, hesaplamalı akışkanlar dinamiği ve buna bağlı olarak yazılan Ansys / Fluent programının mantığı açıklanmıştır. Analizler için katı model oluşturulması, modelin sonlu hacimlere ayrılması, başlangıç ve sınır şartlarının tanımlanması, analiz sonuçlarının elde edilmesi adım adım gösterilmiştir. Bir parametre değiştirilip sonuçlar elde edilmiş ve daha önce yapılmış olan bir çalışmayla kıyaslama yapıp analiz doğrulanmıştır.

Bulgular bölümünde hava hızı, boru sayısı, boru çapı, kanatçık sayısı ve kanatçık malzemesi üzerine yapılan analizlerin; hız, sıcaklık ve basınç dağılımları verilmiştir. Analizler sonucunda elde edilen grafikler de bu bölümde sunulmuştur. Analiz sonuçlarından yola çıkarak değiştirilen parametrelerin ısı performans üzerindeki etkileri karşılaştırılmıştır.

Sonuç kısmında ise radyatörün ısı performansı üzerine yapılan bu çalışmada elde edilen sonuçlar özetlenmiştir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Otomobil radyatörleri esasında çapraz akışlı kompakt ısı değiştiricilerinden biridir. Bu nedenle ilk olarak ısı değiştiricileri konusuna değinmek faydalı olacaktır.

2.1. Isı Değiştiricileri ve Sınıflandırılması

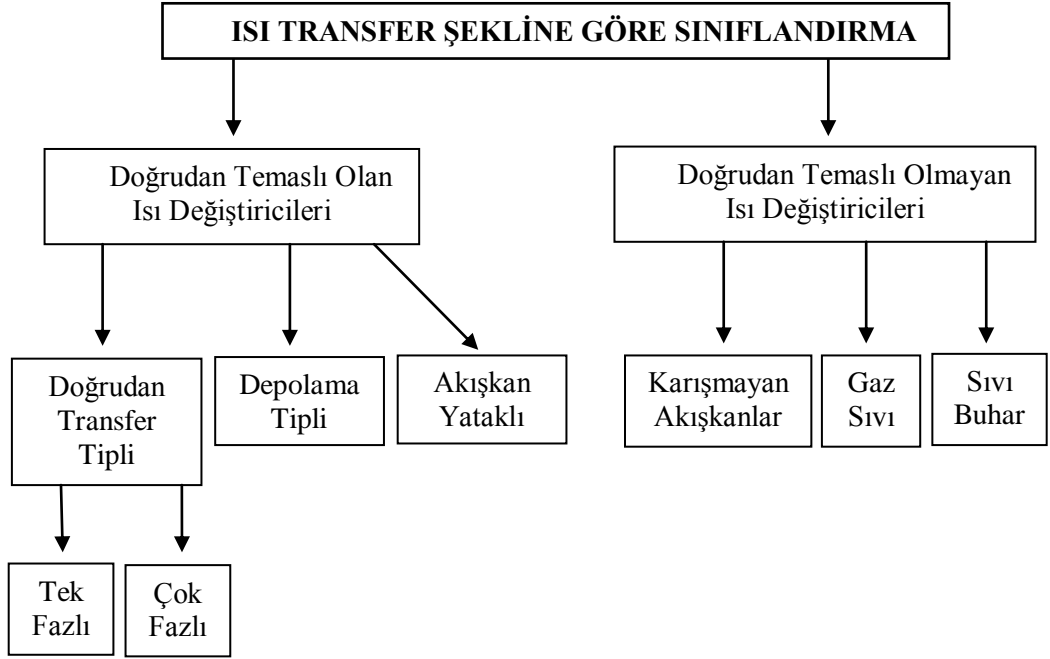
Isı değiştiricileri; farklı sıcaklıktaki iki veya daha fazla akışkan arasında, bir katı yüzey ve bir akışkan arasında veya katı partikülleri ve bir akışkan arasında oluşan ısı enerjisini (entalpi) transfer eden cihazlardır (Shah ve Sekulic 2009).

Isı değiştiricileri genel olarak buhar güç santralleri, kimyasal işlemlerin gerçekleştiği tesisler, bina ısıtması, klima uygulamaları, elektronik sistemlerin soğutulması, deniz, hava ve kara taşıtları başta olmak üzere birçok farklı uygulamada kullanılmaktadır. (Fraas ve Özişik 1965) Örneğin otomobil radyatörü motordaki ısınan suyu belli bir hızla çevreden gelen havayla soğutup tekrar motora gönderen, akışkan olarak su ve havayı kullanan bir tip ısı değiştiricisidir.

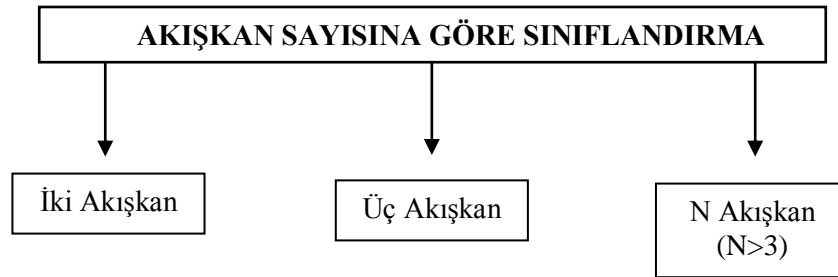
Literatürde ısı değiştiricilerinin çok farklı şekillerde yapılmış sınıflandırmaları mevcuttur. Bu çalışmada ısı değiştiricileri;

1. Isı Transfer Şekline Göre
2. Akışkan Sayısına Göre
3. Isı Geçiş Yüzeyinin Isı Geçiş Hacmine Oranına Göre
4. Konstrüksiyon Özellikleri Göre
5. Akış Şekline Göre
6. Isı Transferi Mekanizmasına Göre

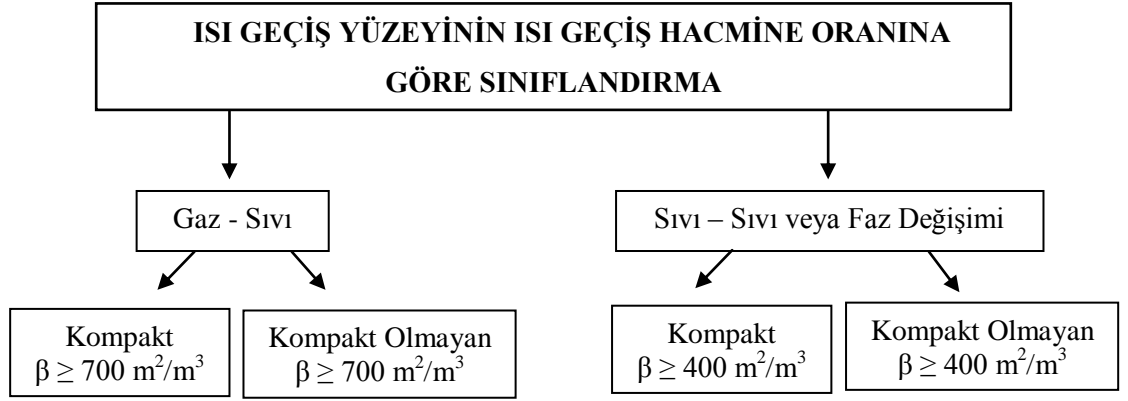
olmak üzere altı farklı kategoride incelenmiştir.



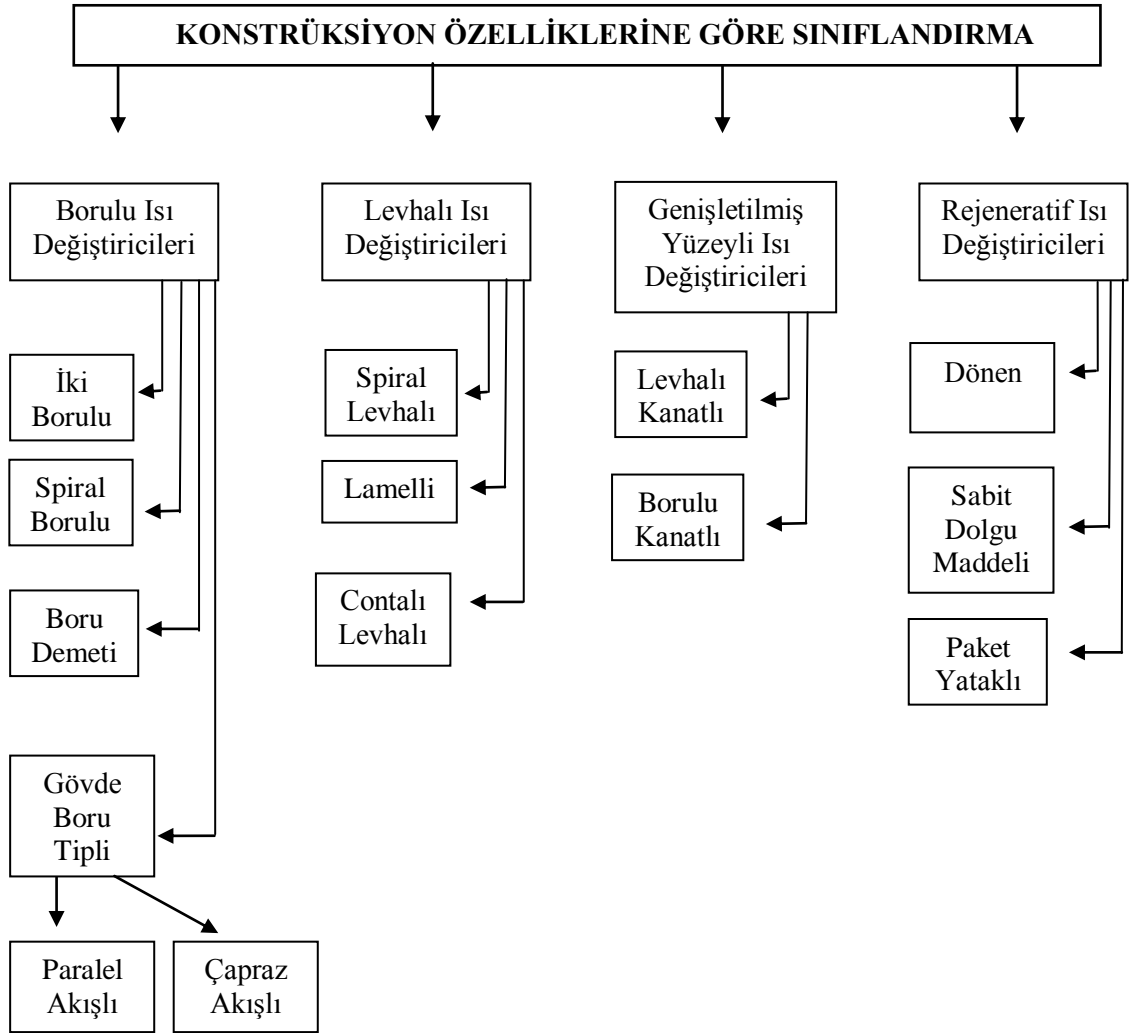
Şekil 2.1. Isı transfer şekline göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması



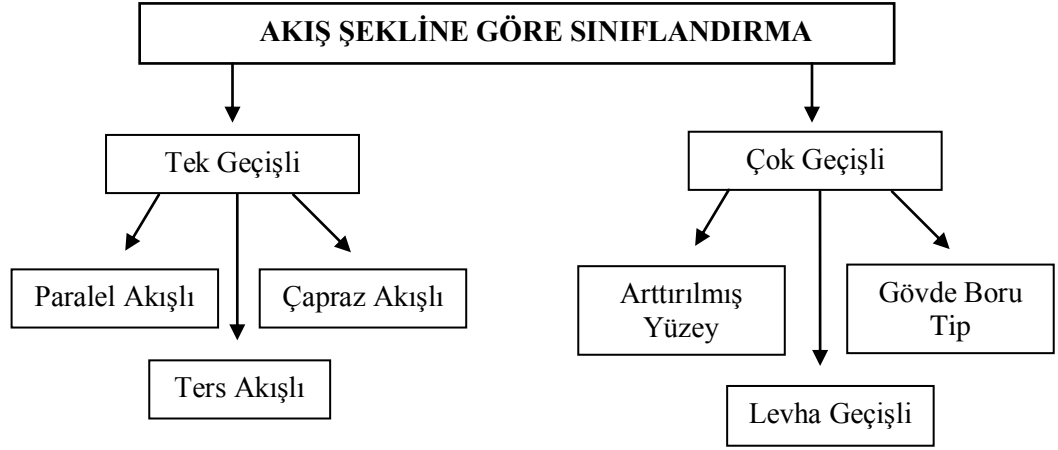
Şekil 2.2. Akışkan sayısına göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması



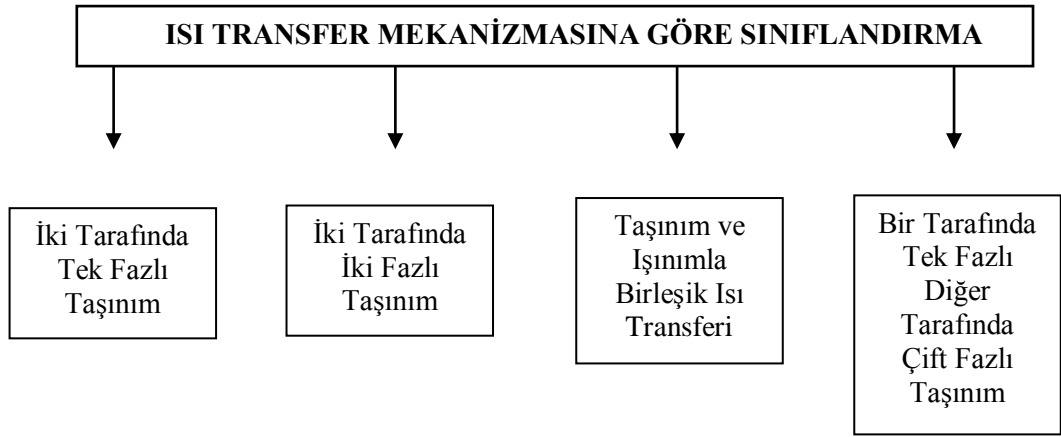
Şekil 2.3. Isı geçiş yüzeyinin ısı geçiş hacmine oranına göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması



Şekil 2.4. Konstrüksiyon özelliklerine göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması



Şekil 2.5. Akış şekline göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması



Şekil 2.6. Isı transfer mekanizmasına göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması

(Shah ve Sekulic 2009, Altınışık 2005)

2.1.1. Isı Transferi Şekline Göre Sınıflandırma

Isı değiştiricileri ısı transfer şekline göre akışkanların doğrudan temaslı olduğu ve akışkanların doğrudan temaslı olmadığı ısı değiştiricileri olmak üzere ikiye ayrılır.

2.1.1.1. Doğrudan Temaslı Olan Isı Değiştiricileri

Doğrudan temaslı ısı değiştiricilerinde soğuk ve sıcak akışkan direkt temas halinde olur. Bu esnada ısı transferi gerçekteşir daha sonra ise birbirlerinden ayrılırlar. Açık tip besleme suyu ısıtıcıları, soğutma kuleleri bu tip ısı değiştiricilerine örnek olarak verilebilir. Doğrudan temasın olmadığı ısı değiştiricileriyle kıyaslandığında çok yüksek ısı transfer miktarına ulaşabilir, konstrüksiyon maliyeti daha düşüktür ve kirlenme problemine daha az rastlanır (Shah ve Sekulic 2009).

2.1.1.2. Doğrudan Temaslı Olmayan Isı Değiştiricileri

Doğrudan temaslı olmayan ısı değiştiricilerinde sıcak ve soğuk akışkan birbirlerine direkt olarak temas etmezler. Isı transferi de bu iki akışkanı ayıran bir cidar boyunca gerçekteşir. Isı transferinin sürekli olarak sıcak akışkandan soğuk akışkana bölünmüş bir cidar boyunca gerçekteştiği, iki akışkanın bu cidardan dolayı birbirine karışmadığı ısı değiştiricilerine reküparatör denir. Sıcak akışkanın bir geçit boyunca akıp ısı enerjisini bir matrise (dolgu maddesine) depo ettiği, daha sonra soğuk akışkanın da aynı bu geçiti kullanıp depo edilmiş ısı enerjisini absorbe ettiği ısı değiştiricisi çeşidine de rejeneratör denir (Shah ve Sekulic 2009).

2.1.2. Akışkan Sayısına Göre Sınıflandırma

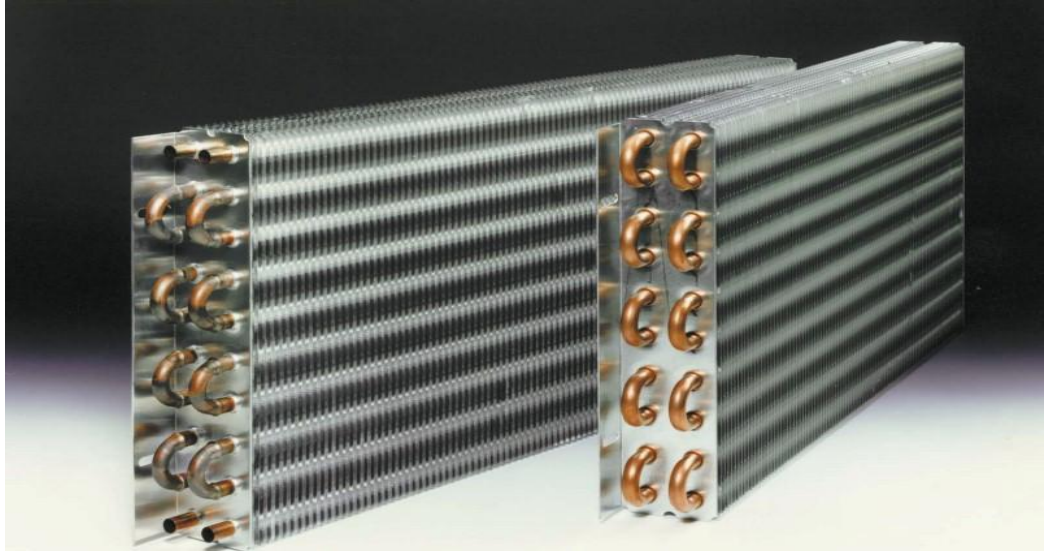
Uygulamada en çok iki akışkan arasında ısı transferine rastlanır. Fakat nadir de olsa özellikle bazı kimyasal süreçlerde üç ve daha fazla akışkan da kullanılmaktadır. Üç ve daha fazla akışkanın kullanıldığı sistemlerin dizaynı ve hesaplamaları oldukça karışiktır.

2.1.3. Isı Geçiş Yüzeyinin Isı Geçiş Hacmine Oranına Göre Sınıflandırma

Isı değiştiricileri yüzey yoğunluğuna göre kompakt ve kompakt olmayan olmak üzere ikiye ayrılır.

2.1.3.1. Kompakt Isı Değiştiricileri

Akışkan olarak bir gaz bir de sıvı kullanan ısı değiştiricilerinde ısı geçiş yzeyinin ısı değiştiricisinin hacmine oranı $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ değerine eşit veya bu değerden bzykse bu tdr ısı değiştiricilerine kompakt ısı değiştiricileri denir. İki akışkan da sıvı ise veya faz değişimi varsa bu oranın $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ değerine eşit veya bu değerden bzyk olması gerekir (Shah ve Sekulic 2009).



şekil 2.7. Kompakt ısı değiştiricisi

2.1.3.2. Kompakt Olmayan Isı Değiştiricileri

Akışkan olarak bir gaz bir de sıvı kullanan ısı değiştiricilerinde ısı geçiş yzeyinin ısı değiştiricisinin hacmine oranı $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ değerinden kzykse bu tdr ısı değiştiricilerine kompakt olmayan ısı değiştiricileri denir. İki akışkan da sıvı ise veya faz değişimi varsa, ısı geçiş yzeyinin ısı değiştiricisinin hacmine oranı da $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ değerinden kzykse bu tdr ısı değiştiricilerine kompakt olmayan ısı değiştiricisi denir (Shah ve Sekulic 2009).

Uçak, otomobil gibi bu cihazları kullanacakları hacimleri kısıtlı olan araçlar, kompakt ısı değiştiricilerinin en sık kullanıldığı uygulamalardandır. Hatta bu tdr uygulamalarda çoğu zaman arttırılmış yzey (kanatçık) da kullanılır. Bzylece boyut minimumda tutularak toplam ısı transfer alanı arttırılmış olunur.

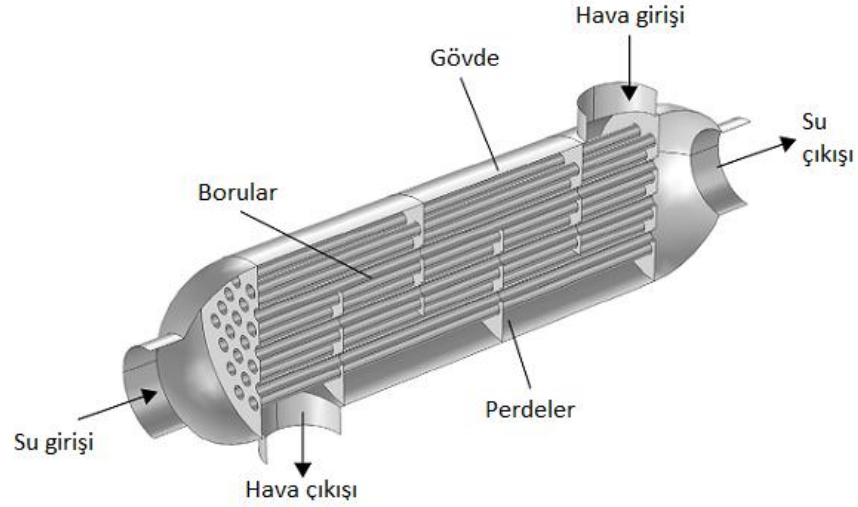
2.1.4. Konstrüksiyon Özelliklerine Göre Sınıflandırma

Isı değiştiricileri konstrüksiyon özelliklerine göre borulu, levhalı, genişletilmiş yüzeyle ve rejeneratif ısı değiştiricileri olmak üzere dörde ayrılır.

2.1.4.1. Borulu Isı Değiştiricileri

Bu tip ısı değiştiricileri genelde dairesel borulardan oluşur. Fakat bazı uygulamalarda eliptik, dikdörtgen borular da kullanılabilir. Bu tarz ısı değiştiricilerinde boruların çaplarını, sayılarını, uzunluklarını, merkezleri arası mesafelerini ve boru düzenlerini kolaylıkla değiştirebildiğimiz için ısı değiştiricisi dizaynında bize kolaylık sağlar. Yüksek basıncın olduğu uygulamalarda da kullanıma elverişlidir (Shah ve Sekulic 2009).

Borulu ısı değiştiricileri gövde-boru tipli, iki borulu, spiral borulu ve boru demetli ısı değiştiricileri olmak üzere dörde ayrılır.

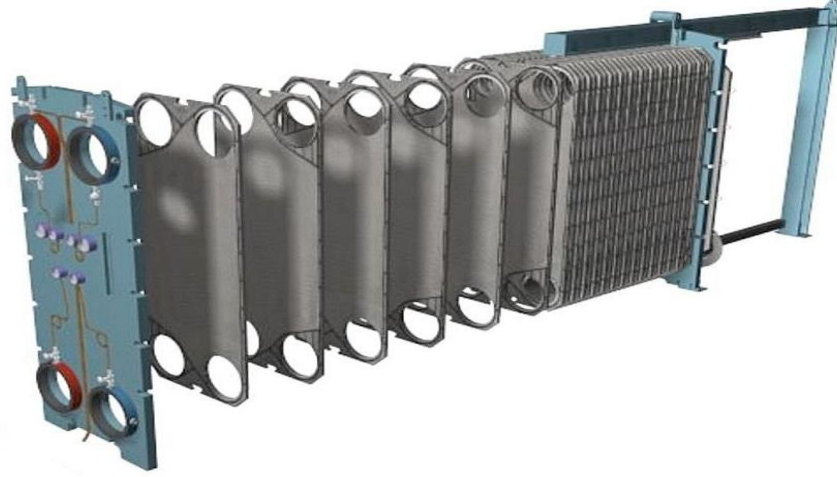


Şekil 2.8. Gövde Boru tip ısı değiştiricisi

2.1.4.2. Levhalı Isı Değiştiricileri

Bu tip ısı değiştiricileri genelde ince levhalardan meydana gelir. Bu levhaların yüzeyi düz olabildiği gibi dalgalı da olabilir. Levhalı ısı değiştiricileri genelde yüksek basınç ve sıcaklıkta kullanılmaya müsait değildir (Shah ve Sekulic 2009).

Levhalı ısı değiştircileri spiral levhalı, lamelli ve contalı levhalı ısı değiştircileri olmak üzere üçe ayrılır.



şekil 2.9. Levhalı ısı değiştircisi

2.1.4.3. Genişletilmiş Yüzeyli Isı Değiştircileri

Borulu ve levhalı ısı değiştircilerinin birçoğunun etkenliği % 60'm altındadır. Isı transfer yüzey alanının yoğunluğu ise $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ 'den düşüktür. Fakat bazı uygulamalarda etkenliği çok daha yüksek ısı değiştircileri aranmaktadır. Ayrıca ısı değiştircisi boyutlarının ve akışkan debilerinin de belli bir limiti olduğundan çok daha kompakt ısı değiştircilerine ihtiyaç duyulmaktadır. Bütün bu gereksinimleri karşılamak için ısı transferi yüzey alanının artırılması gerekmektedir. Yüzey alanını ve kompaktlığı arttırmanın en yaygın yöntemlerinden birisi ısı değiştircisine genişletilmiş yüzey (kanatçık) eklemektir. Dizayna bağlı olarak yüzeye kanatçık eklemek ısı transfer yüzey alanında 5 ila 10 kat arasında bir artışa sebep olacaktır (Shah ve Sekulic 2009).

Levhalı kanatlı ısı değiştircileri ve borulu kanatlı ısı değiştircileri en çok bilinen genişletilmiş yüzeyli ısı değiştircisi tipleridir.



Şekil 2.10. Genişletilmiş yüzeyli ısı değiştircisi

2.1.4.4. Rejeneratif Isı Değiştircileri

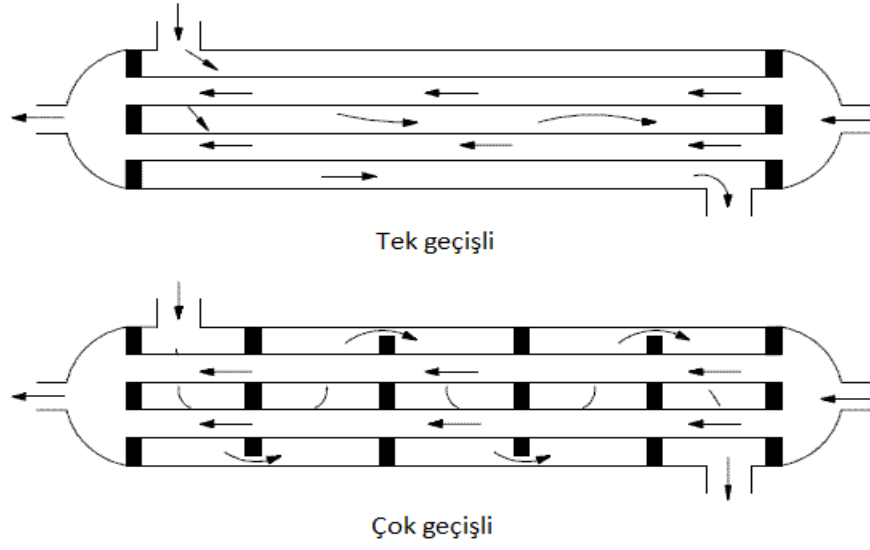
Depolayıcı tip ısı değiştircilerinden olan rejeneratörlerden bundan önceki kısımlarda bahsetmiştik. Bu tip ısı değiştircilerinde ısı transfer yüzeyi genelde matris olarak adlandırılır. Isı önce sıcak akışkan tarafından matrislerde depo edilir, daha sonra ise soğuk akışkan aynı yolu kullanır ve bu depo edilmiş ısıyı absorbe eder (Shah ve Sekulic 2009).

Pratikte dönen, sabit dolgu maddeli ve paket yataklı olmak üzere üç çeşit rejeneratör vardır.

2.1.5. Akış Şekline Göre Sınıflandırma

Isı değiştircisinde akış şeklinin seçimi ihtiyaç duyulan etkenliğe, mevcut basınç düşümlerine, izin verilen maksimum ve minimum hızlara, akışkanların izlediği yola, izin verilebilen ısıl gerilme değerlerine, sıcaklık seviyelerine, boru ve sıhhi tesisat durumuna ve diğer dizayn kriterlerine bağlı olarak yapılır (Shah ve Sekulic 2009).

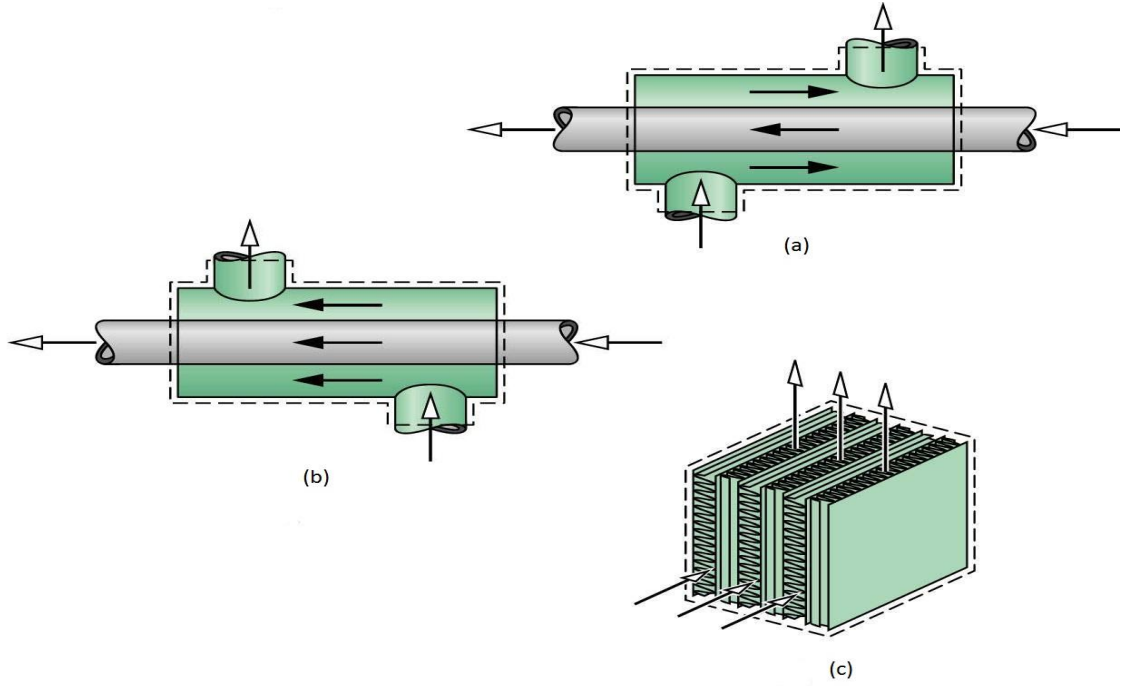
Isı değiştircileri akış şekline göre ilk önce tek geçişli ve çok geçişli olmak üzere ikiye ayrılır.



Şekil 2.11. Tek geçişli ve çok geçişli ısı değıştircileri

2.1.5.1. Tek Geçişli Isı Değıştircileri

Tek geçişli ısı değıştircilerinde akışkanlar yalnızca bir defa birbirleri ile karşılaşır. Bu tip ısı değıştircileri paralel, ters, çapraz akışlı olmak üzere üçe ayrılır.



Şekil 2.12. Ters (a), paralel (b) ve çapraz (c) akışlı ısı değıştircileri

2.1.5.2. Çok Geçişli Isı Değiştiricileri

Tek geçişli ısı değiştiricilerinin içinden çok geçişli ısı değiştiricileri elde etmek için akışkan geçişleri ardı ardına ve seri şekilde düzenlenir (Altınışık 2005). Çok geçişli ısı değiştiricilerinin en büyük avantajlarından birisi ısı değiştiricisi etkenliğini arttırmasıdır. Bu tip ısı değiştiricileri kanatlı yüzeylerde, gövde boru tipi ve levhalı geçişli olmak üzere üç ayrı grupta incelenir.

2.1.6. Isı Transferi Mekanizmasına Göre Sınıflandırma

Isı transferi mekanizmasına göre ısı değiştiriciler dörde ayrılır. Bunlar; iki tarafında da tek fazlı taşınım, bir tarafında tek fazlı diğer tarafında iki fazlı taşınım, iki tarafında da iki fazlı taşınım, son olarak da taşınım ve ışınımla birleşik ısı transferinin olduğu sistemlerdir.

İki tarafında da tek fazlı taşınım olan ısı değiştiricilerine örnek olarak; otomobil radyatörleri, rejeneratörler ve intercoolerlar verilebilir.

Bir tarafında tek fazlı diğer tarafında iki fazlı taşınım olan ısı değiştiricilerine örnek olarak; buhar güç santrali yoğuşturucuları, otomobil hava soğutmalı yoğuşturucuları, gaz veya sıvı ısıtmalı buharlaştırıcılar, buhar kazanları, nemlendiriciler ve kurutucular verilebilir.

İki tarafında da iki fazlı taşınım olan ısı değiştiricilerine örnek olarak; bir tarafında yoğuşma diğer tarafında buharlaşma olan klimalar gösterilebilir.

Taşınım ve ışınımla birleştirilmiş ısı transferi, yüksek sıcaklıktaki atık ısının geri kazanımında önemli rol oynamaktadır. ışınımla ısı transferi fosil-yakıt güç santrallerinin kazanlarında, buhar kazanlarında, yakma fırınlarında ve diğer bütün ateş kullanılan ısı değiştiricilerinde etkilidir (Shah ve Sekulic 2009).

2.2. Otomobil Soğutma Sistemi

Otomobillerde hava-yakıt karışımının yanma odasında yanması sonucu ciddi miktarda bir ısı ortaya çıkar. Soğutma sisteminin, ortaya çıkan bu ısının yaklaşık olarak % 30'unu dışarı atarak motoru optimum sıcaklıkta tutması istenmektedir. Araç hareket halinde

iken, hava-yakıt karışımının yanması esnasında silindir içerisindeki sıcaklık 2500 °C' ye kadar çıkabilmektedir. Bu yüksek sıcaklığın büyük bir kısmı silindir duvarı ve pistonlar tarafından absorbe edilir. Fakat silindir duvarlarının dayanabileceği maksimum sıcaklık yaklaşık olarak 300 °C'dir. Bu sıcaklığı geçtikten sonra silindir duvarlarında termal gerilmeler oluşmaya başlar ki bu da çatlaklara yol açabilir. Onun dışında motor yağı yağlama özelliğini kaybetmeye başlar. Buradan anlaşılıyor ki motorun bu denli yüksek sıcaklıklarda çalışmasının araca çok büyük zararları vardır. Dolayısıyla soğutma sisteminin motorun sıcaklığını düşürmesi gerekir. Bunun yanında sıcaklığın aşırı düşmesi de motor verimini düşüreceğinden, motor öyle bir sıcaklıkta çalışmalıdır ki ne aşırı yüksek sıcaklıktan dolayı yukarıda bahsedilen tehlikeli durumlar meydana gelsin ne de aşırı düşük sıcaklıktan dolayı ısı verim düşsün. Motoru bu optimum sıcaklıkta tutan sistem soğutma sistemidir.

Yukarıda bahsedildiği gibi motor soğukken tam verimli bir şekilde çalışamaz. Bunun için motorun optimum çalışma sıcaklığına en kısa sürede gelmesi, verimsiz bölgede çalışma süresinin azalması önemlidir. Bunu sağlayan eleman termostattır. Soğutma sisteminin en önemli elemanlarından biri olan termostat araç ilk çalıştığında soğutma sisteminin devreye girmesini önler. Motor ideal çalışma sıcaklığına geldiğinde ise soğutma sisteminin devreye girmesini sağlar.

Taşıtlarda soğutma sistemi hava soğutmalı sistemler ve su soğutmalı sistemler olmak üzere ikiye ayrılır. Günümüzde otomobillerde su soğutmalı sistemler daha yaygın olsa da hava soğutmalı sistemler de kullanılmaktadır. Otomobillerin dışında uçaklarda, motosikletlerde hava soğutmalı sistemler görülmektedir.

2.2.1. Hava Soğutmalı Sistemler

Hava soğutmalı motor sistemini ilk üreten firma Volkswagen olmuştur. II. Dünya savaşı sırasında Rusya'da hava sıcaklığının çok düşük olmasından dolayı su soğutmalı motorlarda radyatörün içindeki su donmaktaydı. Bunun üzerine yapılan çalışmalar neticesinde hava soğutmalı motorlar üretilmiştir. Hava soğutmalı motorlarda silindir bloğu ve silindir kafası üzerine kanatlar vardır ve bunlar tek parça olarak üretilirler. Kanatların amacı ısı transfer yüzey alanını arttırmak dolayısıyla ısı transferini arttırmaktır.

Havanın özgül ısı değeri 0.24 kcal/kg°C, suyun ise yaklaşık olarak 1 kcal/kg°C'dir. Yani aynı miktarda suyun 1 °C ısındığında aldığı ısı miktarı, havanın yaklaşık 4 katıdır. Aynı zamanda suyun ısı iletim katsayısı suyun ısı iletim katsayısından önemli ölçüde büyüktür. Bütün bunlar demek oluyor ki aynı motor hava ile soğutulmak istendiğinde ihtiyaç duyulan debi suya göre çok daha fazla olacaktır. Hava soğutmalı sistemlerde yanma sonucu oluşan ısı kanatlara iletilmekte oradan da havaya atılmaktadır. Çoğu hava soğutmalı sistemde hava akışını arttırmak için vantilatörler kullanılmaktadır. Bunun yanında radyatör ve su pompası gibi elemanlar olmadığı için bu sistemlerde maliyet azalır ve motor bakımı daha seyrek aralıklarla yapılabilir.

2.2.2. Su Soğutmalı Sistemler

Günümüzde çoğu otomobilde su soğutmalı sistemler bulunmaktadır. Bu sistemde silindir çevresini saran kanallar içinde dolaşan soğutucu akışkan sayesinde motor uygun sıcaklığa getirilir. Motordaki ısıyı kendi içine alan ve sıcaklığı artan soğutucu akışkan radyatöre gelir ve sahip olduğu ısıyı havaya transfer eder. Bu sistemde soğutucu akışkan sıcaklığı yaklaşık 80 °C – 100 °C arasında tutulmuş olunur. Sıcaklığı azalmış soğutucu akışkan tekrar silindir çevresini saran kanallara verilir ve döngü bu şekilde tekrar eder. Genelde su soğutmalı sistemlerle motorun çalışma sıcaklığı hava soğutmalı sistemlere göre daha sağlıklı şekilde kontrol edilmektedir.

Su soğutmalı sistemlerle hava soğutmalı sistemler karşılaştırılırsa şu sonuçlara varılabilir:

- Hava soğutmalı sistemlerde radyatör yoktur.
- Hava soğutmalı sistemlerde donma tehlikesi yoktur. Çok soğuk iklime sahip olan yerlerde tercih edilebilir.
- Su soğutmalı sistemler daha ağırdır.
- Hava soğutmalı sistemlerde kireçlenme problemi yoktur.
- Hava soğutmalı sistemlerde su pompası olmadığından arıza ihtimali daha düşüktür.
- Su soğutmalı sistemler optimum çalışma sıcaklığına daha geç ulaşırlar.
- Hava soğutmalı sistemlerde vantilatör gereklidir ve vantilatör önemli bir gürültü kaynağıdır.

- Hava soğutmalı sistemler ortalama olarak daha yüksek sıcaklıklarda çalıştığından bazı parçalar daha çok termal gerilmelere maruz kalır. (Metin 2003)

2.3. Otomobil Radyatörleri

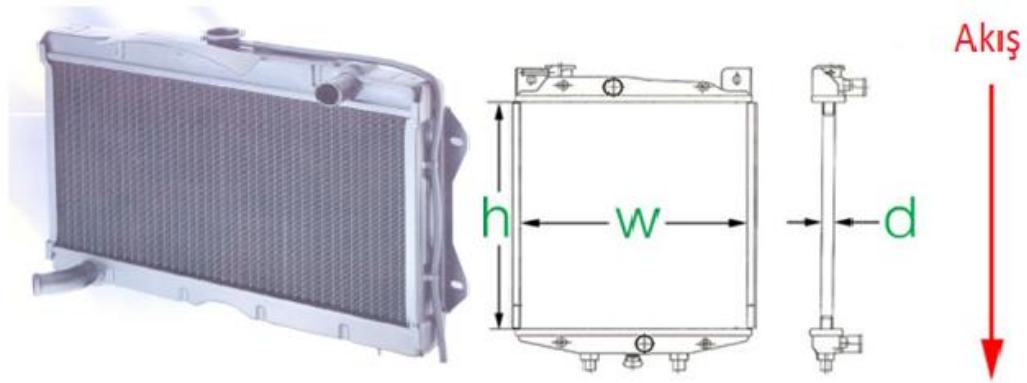
Su soğutmalı sistemin en önemli elemanlarından biri olan otomobil radyatörleri daha önce de bahsedildiği üzere bir çeşit kompakt ısı değıştircisidir. Motorların soğutma devrelerinde dolaşan soğutma sıvısı motor çalışıkça ısınır. Otomobil radyatörlerinin birincil görevi de soğutma sıvısındaki bu aşırı ısyı dış ortama atmak, dolayısıyla motorun güvenli bir sıcaklıkta çalışmasını sağlamaktır.

2.3.1. Dizayn Kriteri

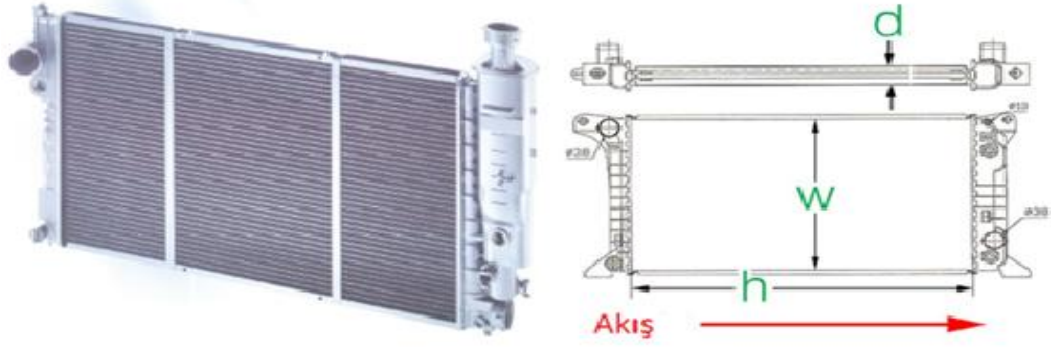
Otomobil radyatörleri günümüzde yaygın olarak iki farklı şekilde dizayn edilmektedirler. Bunlar dik akışlı ve yatay akışlı radyatörlerdir.

2.3.1.1. Dik Akışlı ve Yatay Akışlı Radyatörler

Dik akışlı radyatörlerde içinden su geçen borular dik yerleştirilmişken, yatay akışlı radyatörlerde bu borular yatay olarak konumlandırılmıştır.



Şekil 2.13. Dik akışlı radyatör

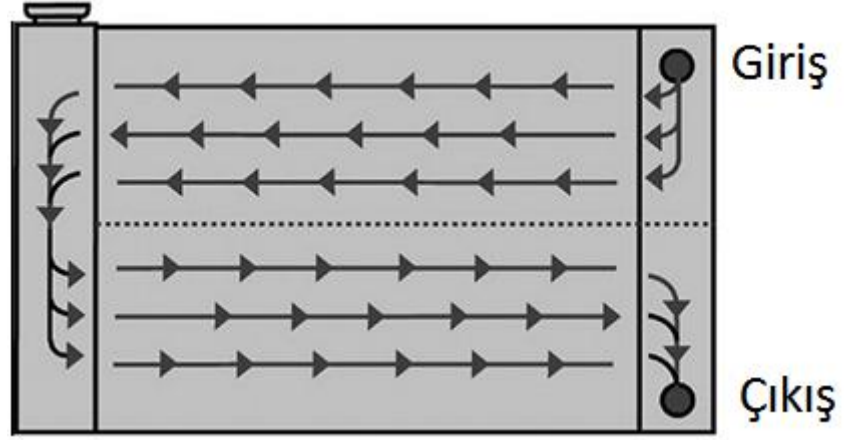


Şekil 2.14. Yatay akışlı radyatör

Bu iki tip radyatörden hangisinin daha verimli olduğuna dair kesin bir yargıya varılamaz. Çünkü ısı transfer yüzey alanı, materyal seçimi ve kanatçık dizaynı aynı olduğu takdirde dik akışlı ve yatay akışlı radyatörlerin soğutma kapasiteleri de aynı olacaktır. Radyatörün kullanılacağı aracın özelliklerine ve radyatör için ayrılmış hacme bağlı olarak dizayn için bu iki tip radyatörden birisi seçilebilir. Dik akışlı radyatörler yatay akışlı radyatörlere kıyasla genelde daha uzun ve biraz daha ince olurlar. Dolayısıyla bu tip radyatörler alt tarafıyla kaput arası mesafesi yüksek olan araçlar (kamyon, otobüs vb.) için daha uygundur. Yatay akışlı radyatörler ise buna ters olarak genelde daha kısa ve kalın olurlar. Bu tip radyatörler de alt tarafıyla kaput arası mesafesi düşük olan araçlar için daha uygundur (Anonim 2012).

Yukarıda bahsedilen radyatörlerde motordan gelen soğutucu akışkan radyatörün üst kısmından girer, radyatörün içindeki borulardan geçerek depoladığı ısıyı havaya aktarır ve girdiği kısmın tam karşı tarafından radyatörü terk eder. Bu tip radyatörlere tek geçişli radyatörler denir. Bunlara ek olarak son yıllarda iki geçişli radyatörler de yaygınlaşmaya başlamıştır.

2.3.1.2. İki Geçişli Yatay Akışlı Radyatörler



Şekil 2.15. İki geçişli radyatör

Yukarıdaki şekil iki geçişli yatay akışlı bir radyatörün şematik gösterimidir. İki geçişli yatay akışlı radyatörün üst kısmından sisteme giren soğutucu akışkan ilk geçişte radyatörün üst yarısını kullanır. İkinci geçişte ise alt yarısını kullanarak sistemi terk eder. Bu dizayn şeklinde akışkan normalde tek geçişte geçtiği boru sayısının yarısı kadar borudan geçmeye zorlandığı için akışkanın hızı tek geçişli radyatörlerdeki akışkanların hızının neredeyse iki katına ulaşır. Bu durum boruların içinde türbülans oluşmasına neden olur. Türbülans arttıkça Nusselt sayısı da büyüyeceğinden toplam ısı transferi miktarı da artmış olur (Anonim 2009).

2.3.2. Malzeme Kriteri

Radyatör üretiminde malzeme olarak ise genelde bakır-pirinç veya alüminyum kullanılır. Geçmişte bakır-pirinç malzemedен yapılmış radyatörler alüminyum radyatörlerle kıyaslandığında daha yaygın kullanılmaktaydı. Bunun başlıca sebeplerinden bir tanesi bakır-pirinç malzemelerin korozyona karşı dayanıklı olmasıdır. Ayrıca alüminyumdan diğer bir üstün yönleri de bir hasar durumunda kolay lehimlenebilme özelliklerinin olmasıdır. (Copper Development Association)

Fakat günümüz otomotiv endüstrisinde hafif metal kullanımı yaygınlaşmaya başlamıştır. Bunun nedeni de 1970'lerde başlayan enerji krizi ve buna bağlı olarak araçların hafifletilmek istenmesi olmuştur. Alüminyum da ağırlık azaltma çalışmaları

için kullanılan malzemelerin başında gelmektedir. Önümüzdeki yıllarda otomobillerde kullanılan alüminyum miktarının daha da artacağı tahmin edilmektedir (Özcömert 2006).

Yukarıda bahsedilen nedenlerden dolayı alüminyum radyatörler her geçen gün daha da yaygınlaşmaktadır. Bunun birincil sebebi radyatörde alüminyum kullanımının radyatör ağırlığını önemli oranda düşürmesidir. Ayrıca alüminyum malzemeden yapılmış radyatörün maliyetinin bakır-pirinç malzemeden yapılmış radyatöre göre genelde daha düşük olması da alüminyumun tercih edilmesinin bir başka sebebidir. Bakır-pirinç malzemeden yapılan radyatörlerde genellikle kanatçıklar bakırdan, borular ve tanklar ise pirinçten yapılmaktadır.

Çizelge 2.1. Radyatör üretiminde kullanılan malzemelerin bazı özellikleri

Malzeme	Yoğunluk (g/cm³)	Isıl İletkenlik (W/m°C)	Çekme Dayanımı (MPa)
Cu kanatçık	8.95	377	330
Br boru	8.53	120	435
Al kanatçık	2.75	222	40
Al boru	2.75	160	145

Tablodan da görüleceği gibi bakır kanatçıkların ısı iletkenliği alüminyumun ısı iletkenliğinden çok daha büyüktür. Boru malzemesi olarak kullanılan pirinç ise alüminyum kadar iletken bir malzeme değildir. Fakat mukavemetinin yüksek olması sebebiyle boru malzemesi olarak kullanılmaktadır. Pirincin mukavemetinin yüksek olması sebebiyle daha ince et kalınlıklı borular dizayn edilebilir. Bunların yanında alüminyumun da yoğunluğu hem bakırdan hem de pirinçten çok daha düşüktür. Bu da eğer alüminyum kullanılırsa çok daha hafif radyatörler dizayn edilebileceği anlamına gelir.

Malzeme seçiminde bir başka kriter ise malzemenin geri dönüşüme uygun olup olmadığıdır. Hem alüminyum hem de bakır geri dönüştürülebilir metallerdir. Fakat

alüminyum geri dönüştürüldükten sonra genelde tekrar radyatör malzemesi olarak kullanılmaz. Daha basit parçaların yapımında kullanılır. Bakır ise geri dönüştürüldükten sonra tekrar yeni bir radyatörün üretiminde kullanılabilir. (Copper Development Association)

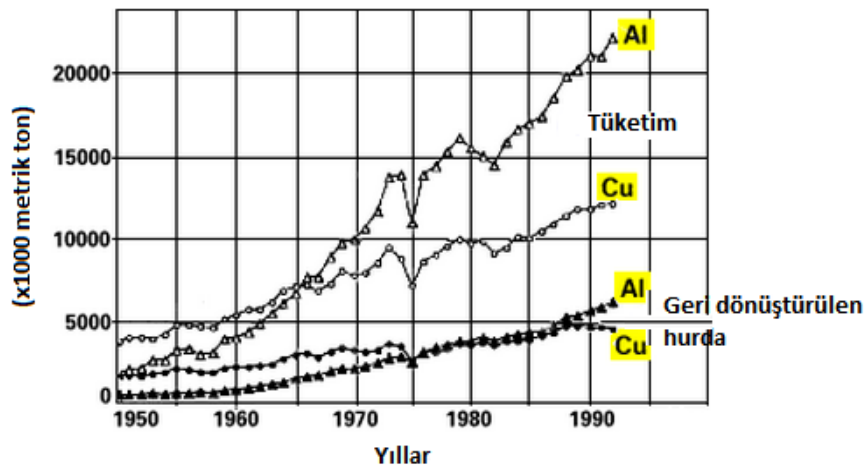
Metallgesellschaft'ın yaptığı araştırmaya göre 1991 yılında dünya çapında 10 milyon metrik tondan fazla bakır kullanılmıştır. Bu bakırın Amerika Birleşik Devletlerinde % 43'ü, Batı Avrupa'da % 41'i, Japonya'da ise % 39'u hurda olmuş bakırın geri dönüşümünden elde edilmiştir. (Anonim 2010)

Aşağıdaki tabloda bakır ve alüminyum hurdalarının bölgeler bazında geri dönüşüm oranları gösterilmiştir.

Çizelge 2.2. Alüminyum ve bakırın bölgeler bazında geri dönüşüm oranları

Metal	A.B.D	Batı Avrupa	Japonya
Cu	% 43	% 41	% 39
Al	% 37	% 25	% 31

Şimdiki diyagramda ise bakır ve alüminyumun dünya çapında tüketim ve geri dönüştürülme miktarları verilmiştir.

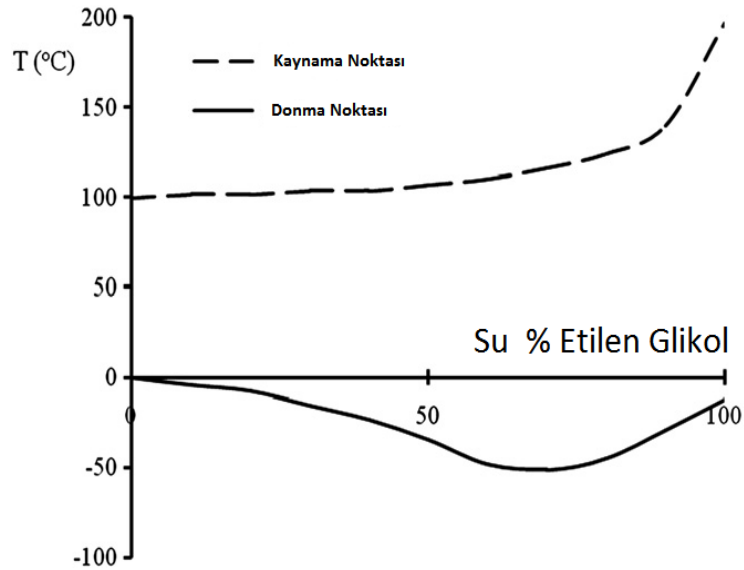


Şekil 2.16. Alüminyum ve bakırın tüketim ve geri dönüştürülme miktarları

2.3.3. Soğutma Sıvısı

Radyatörde soğutma sıvısı olarak genelde su kullanılır. Suya etilen glikol, halk arasında antifriz olarak da bilinen soğuk iklim koşullarında suyun donma noktasını düşüren bir sıvı da ilave edilebilir. Su etilen glikolden daha iyi bir soğutucu olduğundan, radyatörde genelde su ve etilen glikolün bir karışımı kullanılır. Etilen glikol kimyasal özellik olarak sudan daha düşük bir donma noktası sıcaklığına sahip olduğundan antifriz eklenen suyun donma noktası düşerken, kaynama noktası da yükselir. Dolayısıyla soğuk havalarda radyatör sıvısının donmasını engelleyen antifriz, sıcak havalarda da aracın aşırı ısınmasını engeller. Normal iklim koşullarında % 50 su % 50 antifriz konulması önerilirken, soğuk iklim koşullarında antifriz oranının % 70'e kadar çıkarılması önerilmektedir.

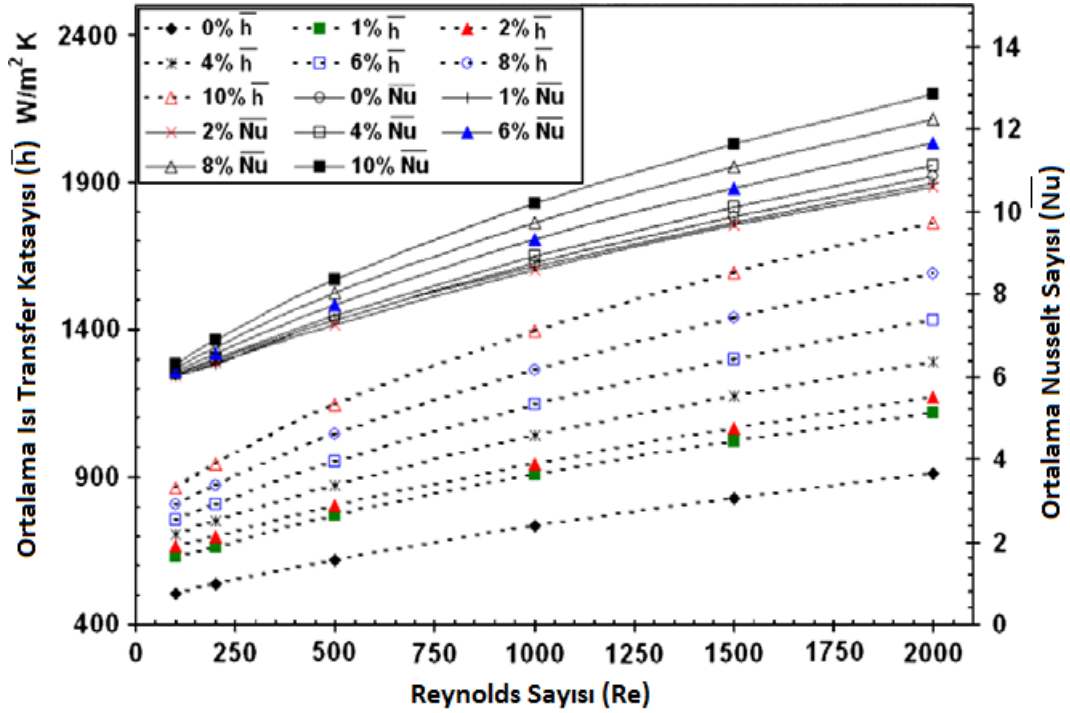
Suyun içerisine katılacak antifriz oranı hakkında Peyghambarzadeh ve ark. (2011) bir çalışma yapmışlardır. Şekilden de görüleceği üzere % 60 etilen glikol, % 40 su karışımı $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'nin altında donmaya başlamaktadır. Saf etilen glikol $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ de donar. Fakat su ile karıştırıldığında donma noktası önemli oranda düşer. Şekilde de görüldüğü üzere en düşük donma noktası % 70 etilen glikol, % 30 su karışımında gözlemlenmiştir. Kaynama noktası ise etilen glikol oranı arttıkça monoton bir şekilde artış göstermektedir.



Şekil 2.17. Su ve etilen glikol karışımının kaynama ve donma noktalarının yüzdeye bağlı değişimi (Peyghambarzadeh ve ark. 2011)

Su ve etilen glikol gibi geleneksel soğutucu akışkanlarının düşük ısı iletim performanslarının olduğu kanıtlanmıştır. Bu eksiklikten yola çıkılarak bir takım çalışmalar yapılmıştır. Nano teknolojiye gelişmelerle birlikte, radyatör soğutma sıvısı olarak yeni nesil sıvılar “nano sıvılar” geliştirilmiştir. Araştırmacılar nano sıvıların geleneksel soğutucularla kıyaslandığında daha yüksek ısı iletimlik sunduğunu gözlemlemişlerdir.

Vajjha ve ark. (2010) iki farklı nano sıvıyı (Al_2O_3 ve CuO) su ve etilen glikolle karıştırıp temel soğutma sıvısından daha üstün bir sıvı elde etmek istemişlerdir. Çalışmalarını laminer şartlarda ve nümerik olarak yapmışlardır. Al_2O_3 ve CuO nano sıvılarıyla farklı hacimsel yoğunluklarda yapılan ısı transferi hesaplamalarında, yoğunluğun arttıkça ortalama ısı transfer katsayısında da önemli bir artış olduğu gözlemlenmiştir. Reynolds sayısının da artmasıyla ortalama ısı transferi miktarı artış göstermiştir. Bununla birlikte aynı miktardaki ısı transferi miktarı için ihtiyaç duyulan pompalama gücü azalmıştır.

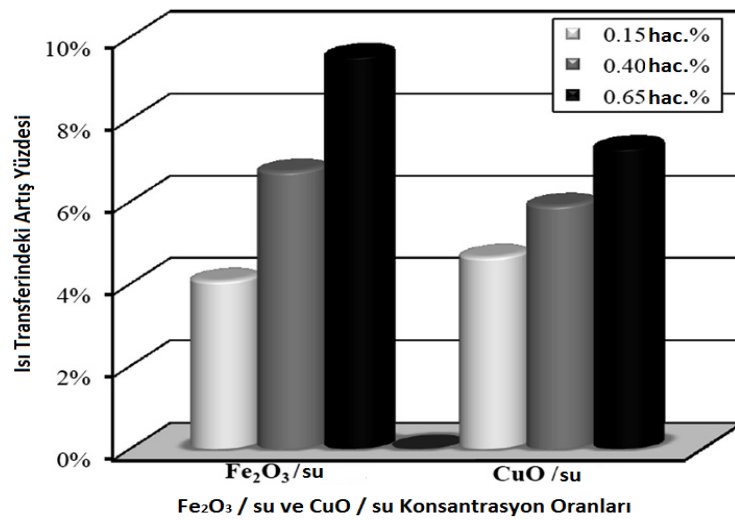


Şekil 2.18. Farklı konsantrasyonlardaki nano sıvılar için Reynolds sayısına bağlı olarak ortalama ısı transfer katsayısının değişimi (Vajjha ve ark. 2010)

Leong ve ark. (2010) etilen glikol bazlı bakır nano sıvısının otomobil soğutma sistemindeki kullanımına odaklanmışlardır. Nano partiküllerin hacimsel yoğunluğunun artması ve Reynolds sayısının artması ısı transfer miktarını da arttırmıştır. Ayrıca temel soğutma sıvısına % 2 bakır eklenmiş radyatör 0,2 m³/s akış debisini sağlamak için ek olarak % 12,13 pompalama gücüne ihtiyaç duymaktadır.

Peyghambarzadeh ve ark. (2011) otomobil radyatöründeki ısı transfer katsayısını saf su için ve su bazlı içinde Al₂O₃ nano partikülleri bulunan nano sıvı için, farklı konsantrasyonlarda ve sıcaklıklarda deneysel olarak hesaplamışlardır. % 1 konsantrasyonda nano partikül saf sudaki ısı transferiyle kıyaslandığında ısı transferini % 45 oranında arttırmıştır. Akış debisinin de artması hem saf su için hem de nano sıvı için ısı transfer miktarını arttırmıştır. Sıvının radyatöre giriş sıcaklığının değiştirilmesinin ısı taşınım katsayısını çok az miktarda değiştirdiği gözlenmiştir.

Peyghambarzadeh ve ark. (2012) yaptıkları diğer bir çalışmada ise otomobil radyatöründeki toplam ısı transfer katsayısının iki farklı su bazlı nano sıvı (CuO ve Fe₂O₃) kullanarak, farklı hava, sıvı hızları ve farklı nano partikül konsantrasyonları için hesaplamışlardır. Toplam ısı transfer katsayısının sıvının akış debisiyle, havanın akış debisiyle ve nano partikül konsantrasyonu ile doğru orantılı olduğu gözlemlenmiştir. Fakat daha önceki çalışmalarından farklı olarak bu çalışmalarında sıvının radyatöre giriş sıcaklığı arttıkça toplam ısı transfer katsayısının azaldığını gözlemlemişlerdir.



Şekil 2.19. Farklı konsantrasyonlardaki farklı nano sıvıların ısı transferine etkisi (Peyghambarzadeh ve ark. 2012)

Naraki ve ark. (2013) yaptıkları çalışmada CuO için toplam ısı transfer katsayısını, farklı hava ve sıvı akış debilerinde, farklı nano sıvı konsantrasyonlarında ve sıvının farklı giriş sıcaklıklarında deneysel olarak ölçmüşlerdir. Burada da nano sıvının radyatöre giriş sıcaklığı arttıkça toplam ısı transfer katsayısının azaldığı gözlemlenmiştir. Diğer parametreler yukarıda bahsedilen çalışmalardaki gibi değişim göstermiştir. Sonuçlar Taguchi metoduna göre analiz edildiğinde en iyi şartların minimum sıvı sıcaklığı, maksimum sıvı konsantrasyonu, maksimum akış debisi (sıvı ve hava için) olduğu anlaşılmaktadır. CuO/su nano sıvısının toplam ısı transfer katsayısına havanın akış hızının % 42, sıvının akış debisinin % 23, sıvının giriş sıcaklığının % 22, nano sıvının konsantrasyonunun da % 13 etkisinin olduğu gözlemlenmiştir.

Bütün bu çalışmalara bakıldığında nano sıvıların radyatörlerde kullanılmasının ısı transferini olumlu yönde etkileyeceği aşikârdır. Bu tür nano sıvılar kullanarak daha hafif ve daha kompakt radyatörlerle gerekli soğutma işlemi yapılabilir. Ayrıca daha iyi motor performansı sağlanır ve yakıt tüketimi azalır. Fakat pratikte; tortu oluşumu yaptığı, kararlılık konusunda sıkıntıları olduğu, basınç düşümünü arttırdığı için sanayinin nano sıvılarınla çalışan radyatörlere ilgisi artmamaktadır. Bir başka problem de nano boyutta partikül üretiminin zorluğudur. Bu bahsedilen sorunların üstesinden gelindiği takdirde çok daha efektif, kompakt, çevreci radyatörler üretilebilir.

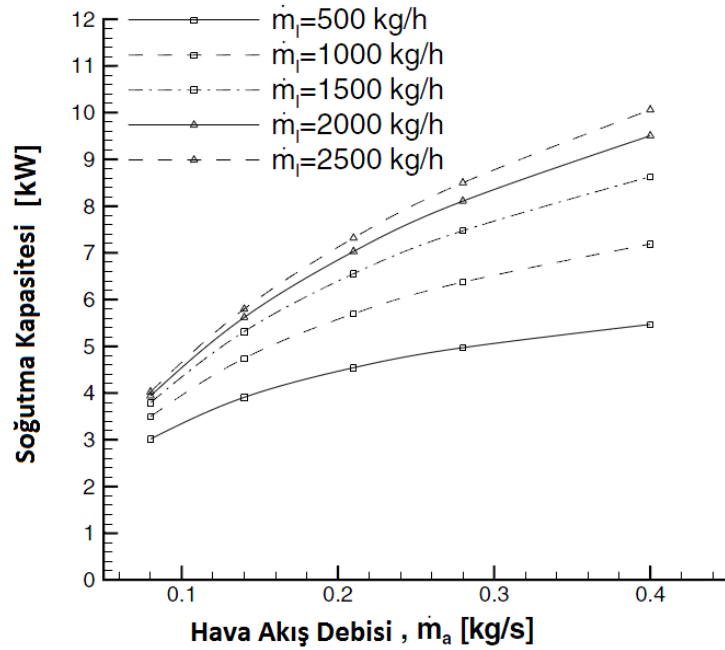
2.3.4. Isıl Performansa Etkisi Olan Diğer Parametreler

Radyatörün imalatında kullanılan malzeme ve radyatör içinde dolaşan soğutma sıvısının cinsi radyatörün ısı performansına etkisi olan parametrelerdendir. Fakat bunların dışında radyatörün ısı verimine etkisi olan birçok parametre vardır. Bunlar arasında:

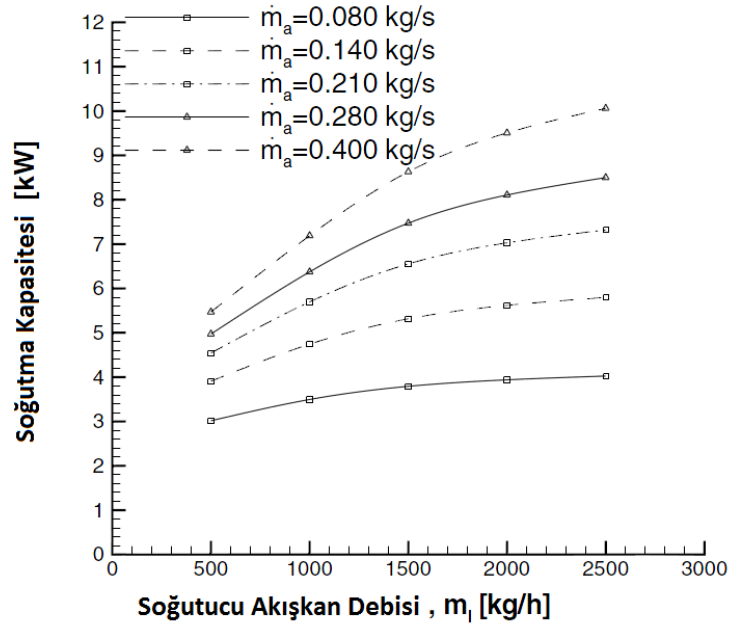
- Hava ve soğutucu akışkan debisinin
- Havanın ve soğutucu akışkanın radyatöre giriş sıcaklığının
- Farklı geometrilerdeki kanatçıkların
- Kanatçık üzerindeki deliklerin
- Borular arasındaki mesafenin
- Boru çaplarının
- Boru demeti sayısının

etkileri gösterilebilir.

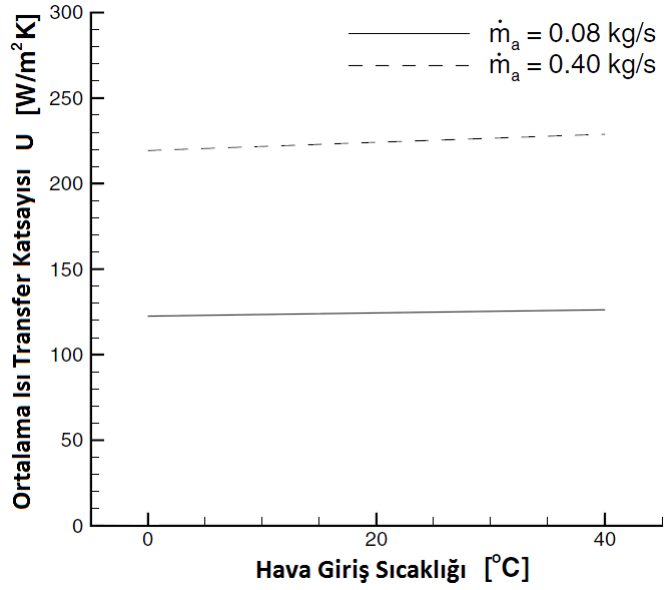
Bu konular hakkında Oliet ve ark. (2007) çok kapsamlı bir değerlendirme içeren parametrik bir çalışma yapmışlardır. Parametrik çalışmanın ilk kısmında soğutucu akışkanın ve havanın kütle debilerinin ve giriş sıcaklıklarının ısı performansına ne şekilde etki ettiği bulunmaya çalışılmıştır. Araştırmanın sonunda soğutucu akışkanın ve havanın akış debisi arttıkça soğutma kapasitesinin de arttığı gözlenmiştir. Ayrıca havanın giriş sıcaklığının ortalama ısı transfer katsayısına etkisinin çok az olduğu görülmektedir.



Şekil 2.20. Hava akış debisinin soğutma kapasitesine etkisi (Oliet ve ark. 2007)



Şekil 2.21. Soğutucu akışkan debisinin soğutma kapasitesine etkisi (Oliet ve ark. 2007)



Şekil 2.22. Hava giriş sıcaklığının ortalama ısı transfer katsayısına etkisi (Oliet ve ark. 2007)

Daha sonrasında ise kanatçık adımı, kanatçık delik açısı gibi bazı geometrik parametreler analiz edilmiştir. Analizler sonucunda kanatçık adımı azaldıkça daha yüksek bir ısı transfer kapasitesine ve basınç düşümüne ulaşılmıştır. Aynı zamanda

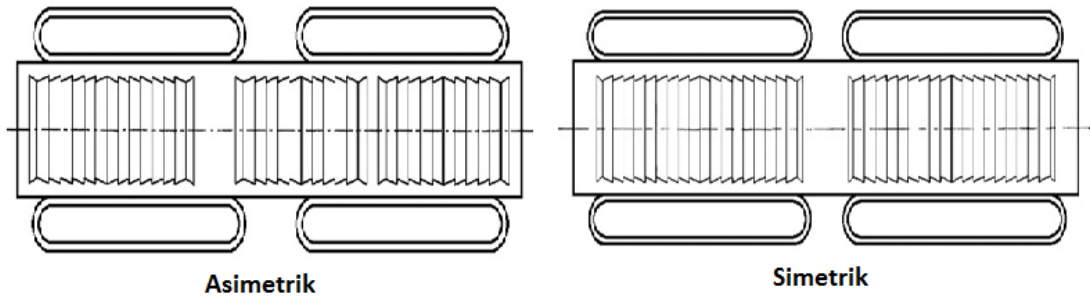
kanatçık delik açısı büyüdükçe de ısı transfer kapasitesinde ve basınç düşümünde artış gözlemlenmiştir.

Kanatçık radyatörün daha kompakt bir hale gelmesini sağladığından ısı performansın artırılması açısından çok önemli bir yere sahiptir. Bu nedenle kanatçık üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Bu konuda Kriplani ve Ganorkar (2012) dikdörtgensel kanal ve delikli kanatçık olarak dizayn edilmiş bir sistemdeki toplam ısı transferi performansını deneysel olarak analiz etmişlerdir. Deney sonuçlarında Reynolds sayısı arttıkça, kanatçıkta delik sayısı arttıkça, delik çapı arttıkça $Nusselt_{delikli} / Nusselt_{normal}$ oranının da arttığı gözlemlenmiştir. Buradan anlaşılıyor ki delik sayısı, delik çapı, Reynolds sayısı arttıkça ısı taşınım katsayısı artmaktadır. Ayrıca deney sonuçlarına bakıldığında delik sayısının artmasının etkisinin, delik çapının büyümesinin etkisi kadar yüksek olmadığı görülmektedir. Yine de kanatçık ağırlığı azaldığı için bir avantaj sağlamaktadır.

Kanatçıkların delikli olmasının ısı transferini arttırdığı bu çalışmadan anlaşılmaktadır. Isı transferini daha da arttırmak için kanatçıklardaki delikler üzerine farklı çalışmalar da yapılmıştır. Kulasekharan ve ark. (2012) kanatçık geometrisini (kanatçık kalınlığı, kanatçıkta delikler arası mesafe) ve akış parametrelerini (havanın ve soğutucu akışkanın debisi) değiştirerek bu parametrelerin ısı performansına etkisini nümerik olarak incelemiş ve sonuçları karşılaştırmıştır. Analizler sonunda kanatçıkta delikler arası mesafe arttıkça ihtiyaç duyulan pompalama gücü azalmış ve net ısı transferi artmıştır. Bu nedenle kanatçıkta delikler arası mesafenin artırılması önerilmektedir. Hava akış debisi arttıkça ısı transferinde çok büyük bir artış görülmüştür. Bunun yanında hava akış debisinin artması ihtiyaç duyulan pompalama gücünü de arttırmıştır. Bundan dolayı optimum hava akış debi değeri bulunması önerilmektedir. Su debisindeki azalmanın da ısı transferini arttırdığı gözlemlenmiştir. Kanatçık kalınlığını arttırmanın ısı transferini de arttırdığı görülmüştür. Yine de maksimum ısı transferini yakalamak için optimum kalınlık değerinin bulunmasına ihtiyaç olduğu sonucuna varılmıştır.

Delikli kanatçık geometrisinde yapılan optimizasyon ısı transferinin artırılmasında, ağırlığın, kapladığı alanın ve maliyetin düşürülmesinde önemli bir yere sahiptir. Bu bağlamda Vaisi ve ark. (2011) delikli kanatçıklar üzerine deneysel bir çalışma

yapmışlardır. Çalışma sonunda; delikli kanatçığın ana yapısındaki (delik açısı, delik yüksekliği, delik kalınlığı) özellikleri değiştirmeden, sadece delikli kanatçıktaki düzeni değiştirerek ısı transferi oranında ve basınç düşümü karakteristiğinde geliştirme yapmanın mümkün olduğu ortaya çıkmıştır. Aynı ısı transferi ve basınç düşümü karakteristiği sağlandığında, simetrik delikli radyatörlerin ağırlıklarında asimetrik delikli radyatörlere göre % 17.6 azalma olduğu görülmüştür. Ayrıca her bir borudaki delikli kanatçık sayısı artırıldığında ısı transfer miktarının da arttığı gözlemlenmiştir.



Şekil 2.23. Asimetrik delikli ve simetrik delikli kanatçıklar

Yücesu ve Karabulut (2001) otomobil radyatörlerinin tasarımında önemli yere sahip olan dikdörtgen kesitli dar kanalların giriş bölgesi akışlarını teorik olarak incelemişlerdir. Farklı kesitli kanallar için farklı hızlarda hesaplamalar yapmışlardır. Isı taşınım katsayısının basınç kaybı ile orantılı olarak arttığını kabul eden araştırmacıların elde ettikleri sonuçlara göre dikdörtgen kesitli dar kanalların giriş bölgesindeki basınç kaybı tam gelişmiş akışın basınç kaybı ile karşılaştırıldığında önemli oranda farklılıklar vardır. Bu nedenle otomobil radyatörlerinde bulunan kısa ve dar kanalların ısı transferi hesaplarında tam gelişmiş parabolik akış kabulü yapmanın ısı taşınım katsayısını olduğundan daha düşük bir değer bulunmasına sebep olacağı sonucuna varmışlardır.

Dikdörtgensel kanatlardaki ısı transfer katsayısı çok değişkendir. Yani kanatçığın her tarafında eşit büyüklükte bir ısı transfer katsayısı yoktur. Bu konu çerçevesinde Chen ve ark. (2005) kanatçıkların etrafındaki ortalama ısı transfer katsayısını ve kanatçık etkenliğini tahmin edebilmek için farklı sıcaklık değerlerinde, farklı hava hızlarında ve farklı (ortam – boru) sıcaklık farklarında deneysel bir çalışma yapmışlardır. Sonuçlar göstermiştir ki; kanatçığın üst tarafındaki ısı akısı ve ısı transfer katsayısı alt bölgeye göre belirgin miktarda büyüktür. Hava hızı arttıkça kanatçık sıcaklığı azalmıştır ve kanatçık sıcaklık dağılımı da izotermal durumdan uzaklaşmıştır. Kanatçıktaki ortalama

ısı transfer katsayısının havanın hızı arttıkça ve (ortam – boru) sıcaklık farkı arttıkça arttığı gözlemlenmiştir. Yine deney sonuçlarında görülmüştür ki; boruların arka yüzeylerindeki ortalama ısı transfer katsayısı çok düşüktür. Ön yüzeydeki ortalama ısı transfer katsayısı arka yüzeydeki ortalama ısı transfer katsayısının yaklaşık 10 katıdır. Hava hızı arttıkça ortalama ısı transfer katsayısı artmasına rağmen kanatçık veriminin azaldığı gözlemlenmiştir.

Radyatörlerin ısı performansında kanatçığın etkisinden başka boru düzenleri de önemli bir yere sahiptir. Trivedi ve Vasava (2012) önce hava hızının radyatörün ısı performansına etkisini nümerik olarak incelemişlerdir. Daha önce yapılmış olan çalışmalara benzer olarak havanın hızı arttıkça net ısı transferinin de arttığı sonucuna ulaşmışlardır. Farklı olarak borular arası mesafenin ısı performansına nasıl etki ettiğini incelemişlerdir. İlk modelde borular arası mesafe 12 mm'dir. İkinci modelde toplam boru sayısı sabit kalacak şekilde sadece borular arası mesafeyi 14 mm'ye çıkarmışlardır. Üçüncü modelde toplam boru sayısını yine sabit tutarak bu defa borular arası mesafeyi 10 mm'ye düşürmüşlerdir. Analiz sonuçlarına göre 12 mm olan borular arası mesafe arttırıldığında da azaltıldığında da net ısı transfer miktarının düştüğü görülmüştür. Bu model için optimum borular arası mesafe 12 mm'dir sonucuna ulaşmışlardır.

Pelaez ve ark. (2010) kanatçıklı borulu ısı değiştiricisi üzerinde Reynolds sayısının, kanatçıklar arası mesafenin, boru çapının, kanatçık boyunun ve kanatçık kalınlığının ısı performansına ve mekanik performansına etkisini gözlemlemek üzere üç boyutlu nümerik bir çalışma yapmışlardır. Isı değiştiricinin performansı hava tarafındaki Nusselt sayısından ve sürtünme faktöründen yararlanılarak değerlendirilmiştir. Analiz sonuçlarına göre Reynolds sayısının artması hem ısı performansının hem de mekanik performansının artmasına sebep olmuştur. Kanatçıklar arası mesafenin azaltılması ısı performansı arttırırken mekanik performansta ciddi bir düşüşe neden olmuştur. Boru çapı arttıkça ısı performansta büyük bir artış olurken mekanik performans azalmıştır. Kanatçık boyunun artması Nusselt sayısını düşürmüştür çünkü soğutulacak metal miktarı artmıştır dolayısıyla ısı transfer katsayısı da düşmüştür. Son parametre olarak da kanatçık kalınlığı arttıkça Nusselt sayısında az miktarda artış görülmüştür.

Hava tarafındaki ısı transfer katsayısı boru içindeki ısı transfer katsayısıyla kıyaslandığında çok küçük bir değere sahip olduğundan, hava tarafındaki ısı transfer katsayısının artırılması boru içindeki ısı transfer katsayısının artırılmasından çok daha önemlidir. Bu bağlamda ısı transfer yüzey alanının artırılması ile net ısı transfer miktarı artırılabilir. Demir ve ark. (2012) yaptıkları çalışmada radyatörlerde birden çok boru demeti kullanmanın ısı geçişi üzerinde etkisini incelemişlerdir. Deneysel olarak yapılan bu çalışmada boru demeti sayısının net ısı transferi üzerindeki etkisi farklı hava hızları için denenmiştir. Genelde artan hava hızı ve su debisi ile birlikte radyatörün ısı kapasitesinin de arttığı görülmüştür. Sabit bir su debisi ve hava hızında sıra sayısı arttıkça ısı transfer yüzey alanı da arttığından ısı kapasitede de artış gözlenmiştir. Aynı zamanda boru sıra sayısı arttığında su tarafında akışkanın geçtiği toplam kesit alanı artacağından radyatördeki su hızı da düşmekte buna bağlı olarak basınç kayıplarında bir azalma olduğu göze çarpmıştır. Deneysel sonuçta elde edilen sayısal verilere bakıldığında dört sıralı bir radyatörde su debisi $0.37 \text{ m}^3/\text{h}$ ve ısı kaybı $120 \text{ kW}/\text{m}^2$ iken $0.8 \text{ m}^3/\text{h}$ 'de ısı kaybı $133 \text{ kW}/\text{m}^2$ olmaktadır. Yani su debisini yaklaşık iki katına çıkarmakla çevreye atılan ısıda % 10.37'lik bir artış olduğu görülmektedir. Buna karşın aynı radyatör tipinde $0.8 \text{ m}^3/\text{h}$ su debisinde hava hızı % 33 artırıldığında ısı kaybının % 14.12 oranında artmış olduğu görülmektedir. Buradan; hava hızındaki değişimlerin radyatörden çevreye atılan ısıya etkilerinin su debisine oranla daha fazla olduğu sonucuna varılabilir. Araştırmacılar ayrıca aynı tip radyatörde sıra sayısı artırıldığında yeterli hızda bir su akışını sağlamak için daha yüksek su debilerinde çalışılması gerektiği sonucuna varmışlardır.

Lin ve ark. (2000) yaptıkları çalışmada radyatöre giren soğutucu akışkan sıcaklığındaki, radyatöre giren hava sıcaklığındaki ve soğutucu akışkanın akış debisindeki değişimin net ısı transferine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Hava sıcaklığı $10 \text{ }^\circ\text{C}$ ile $50 \text{ }^\circ\text{C}$ arasında, soğutucu akışkan sıcaklığı da $60 \text{ }^\circ\text{C}$ ile $120 \text{ }^\circ\text{C}$ arasında değiştirilmiştir. Deneysel sonuçları göstermiştir ki; hava ve soğutucu akışkan sıcaklıklarındaki bu değişikliklerin ısı transferine % 2'den fazla bir etkisi olmamıştır. Soğutucu akışkanın debisindeki artış ise transfer edilen ısı miktarının artmasına sebep olmuştur. 1 L/s debideki % 1 artışın ısı transferinde % 0.6'lık bir artışa sebep olduğu görülmüştür. Bundan dolayı soğutucu akışkan debisinin dikkatli bir şekilde kontrol edilmesi önerilmiştir.

Bütün bu yapılan çalışmalar değerlendirildiğinde genelde;

- Havanın akış debisi arttıkça soğutma kapasitesinin arttığı
- Havanın radyatöre giriş sıcaklığının radyatörün ısı kapasitesine pek bir etkisinin olmadığı
- Kanatçıklar arası mesafe azaldıkça daha yüksek bir ısı transfer kapasitesi elde edildiği
- Kanatçıklara delik açıldığında deliksiz kanatçıklara göre daha yüksek ısı transfer miktarı elde edildiği
- Kanatçıkta delik varsa, bu deliğin açısı büyüdükçe, delik çapları arttıkça ve delik sayısı arttıkça ısı transferini miktarının arttığı
- Kanatçıktaki delik çapındaki artışın etkisinin delik sayısındaki artışın etkisinden daha büyük olduğu
- Kanatçıktaki delikler arası mesafe arttıkça net ısı transferinin arttığı
- Kanatçık kalınlığını arttırmanın ısı transferini az miktarda arttırdığı
- Aynı ısı transferi sağlandığında, simetrik delikli kanatçıklara sahip radyatörlerin ağırlıklarının asimetrik delikli kanatçıklara sahip radyatörlere göre daha düşük olduğu
- Kanatçığın üst tarafındaki ısı transfer katsayısının alt bölgeye göre belirgin oranda büyük olduğu
- Borular arası mesafeyi arttırmanın veya azaltmanın ısı transferi üzerinde etkisi sabit olmayıp, optimum bir değer bulunması gerektiği
- Boru çapı arttıkça ısı performansta çok büyük bir artış olduğu
- Kanatçık boyunun artmasının ısı transfer katsayısını düşürdüğü
- Sabit bir su debisi ve hava hızında boru sıra sayısı arttıkça ısı transfer yüzey alanı da arttığından ısı kapasitenin de arttığı
- Hava hızındaki değişimlerin radyatörün ısı performansına etkisinin su debisine oranla daha fazla olduğu
- Soğutucu akışkanın radyatöre giriş sıcaklığındaki değişimlerin ısı performansına etkisinin önemsenmeyecek kadar düşük olduğu

sonuçlarına varılabilir.

Birçok parametre üzerinde değişiklik yapıp bu parametrelerdeki değişikliklerin ısı performansına ne yönde etki ettiğini bulmak önemlidir. Yukarıda da bahsedildiği üzere bu çalışmaların yapmanın farklı yolları vardır. Kimi araştırmacılar hesap yoluyla, kimileri deneysel çalışarak, kimileri de bilgisayar ortamında nümerik analiz yaparak bu parametrelerin etkilerini görmeye çalışmıştır. Esasında en güzeli aynı çalışmayı hem deneysel hem de nümerik yapıp aynı sonuçları elde etmeye çalışmaktır. Fakat deneysel çalışmak her zaman mümkün olamamaktadır. Bunun başlıca sebepleri arasında maddi imkânsızlıklar ve zaman problemi gösterilebilir. Günümüzde bilgisayar destekli nümerik analiz gittikçe önemli bir konuma gelmektedir. Bilgisayar destekli nümerik analiz; matematik model doğru kurgulandığı zaman sağlıklı sonuçlar verebilmesi açısından gayet faydalı bir metottür.

Günümüzde binek araçlar genelde birbirine benzer boyutlarda üretilmektedir. Araçların boyutları birbirine benzer olduğundan haliyle radyatör için bırakılan alan da neredeyse aynı olmaktadır. Fakat araçlar birbirine yakın boyutlarda olmasına rağmen piyasada çok fazla motor seçeneği vardır. Farklı hacimde motorlara sahip olan araçların farklı soğutma yükü ihtiyacı olacaktır. Fakat düşük motor hacmindeki araca da büyük motor hacmindeki araca da radyatör için aynı alan bırakıldığı için radyatörün dizaynında birtakım iyileştirmelerin yapılması ihtiyaç haline gelmiştir.

Yapılan kaynak araştırması sonucunda radyatörün ısı performansının iyileştirilmesinin çok çeşitli yolları olduğu görülmüştür. Isıl verime etki eden birçok farklı parametre vardır. Bunların birçoğu üzerine deneysel veya nümerik çalışmalar yapılmıştır ve genelde birbirine paralel sonuçlar elde edilmiştir.

Sonuç olarak radyatörün dizayn parametrelerini değiştirerek ısı verimi çok daha yüksek radyatörler üretmek mümkündür. Literatürde bu konu üzerine birçok çalışma yapıldığı ve başarılı sonuçların elde edildiği görülmektedir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada bir otomobil radyatörü için hava hızının, boru sayısının, boru çapının, kanatçık ilavesinin ve kanatçığın yapıldığı malzemenin ısı performans etkisi nümerik olarak incelenmiştir. Bu kısımda da akışkanlar mekaniği ve ısı transferinde karşılaşılan kütle korunumu, momentum korunumu, enerjinin korunumu denklemlerinden ve otomobil radyatöründeki ısı transferi hesaplamalarından bahsedilmiştir. Daha sonra hesaplamalı akışkanlar dinamiği ve buna bağlı olarak yazılmış olan Ansys – Fluent programı tanıtılmıştır. Türbülans modellerinden, sonlu hacimler yönteminden, programın denklemleri nasıl çözdüğünden bahsedilmiştir. Son olarak örnek bir analizin katı modelinin oluşturulması, sonlu hacimlere bölünmesi, başlangıç ve sınır şartlarının verilmesi ve elde edilen sonuçların şekilsel ve sayısal olarak gösterilmesi detaylı olarak anlatılmıştır. Bu yapılan analizin sonuçları, daha önce yapılmış olan bir çalışmanın sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve doğrulaması yapılmıştır.

3.1. Korunum Denklemleri

Bu kısımda temel korunum denklemlerinden olan kütle korunumu, momentum korunumu ve enerji denklemleri detaylı olarak açıklanmıştır.

3.1.1. Kütle Korunumu

Zamanla değişen kapalı bir sistemdeki kütle korunumu, işlem süresince sistemin kütle değişmeyeceğini ifade eden $m_{\text{sistem}} = \text{sabit}$ veya $dm_{\text{sistem}}/dt = 0$ şeklinde ifade edilebilir. Kütle dengesi belirli bir kontrol hacmi için birim zamanda geçişler cinsinden,

$$\dot{m}_{\text{giren}} - \dot{m}_{\text{çıkan}} = \frac{dm_{KH}}{dt} \quad (3.1)$$

şeklinde gösterilir. Burada \dot{m}_{giren} ve $\dot{m}_{\text{çıkan}}$ sırasıyla, kontrol hacmine giren ve kontrol hacminden çıkan akışkanların kütle debileridir. dm_{KH} / dt ise kontrol hacmi içerisindeki kütle debilerinin değişim hızıdır. Diferansiyel bir kontrol hacmi için yazılan kütle korunumu denklemi, genellikle süreklilik denklemi olarak adlandırılır (Çengel 2012).

Kartezyen koordinatlarda üç boyutlu bir kontrol hacmi için;

$$\left[\frac{\partial}{\partial x}(\rho u_x) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho u_y) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho u_z) \right] + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (3.2)$$

şeklinde yazılır. Burada ρ yoğunluk, u x yönündeki hız vektörü, v y yönündeki hız vektörü, w ise z yönündeki hız vektörüdür (Altınışık 2004).

Silindirik koordinatlar için üç boyutta (r, θ, x) süreklilik denklemi;

$$\left(\frac{1}{r} \frac{\partial r u_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial u_x}{\partial x} \right) = 0 \quad (3.3)$$

şeklinde yazılabilir (Bejan 2003).

3.1.2. Momentumun Korunumu

Hareket halindeki bir cismin hızı ile kütesinin vektörel çarpımı cismin momentumu olarak adlandırılır. \vec{V} hızıyla hareket halindeki bir cismin kütlesi m ise bu cismin momentumu $m\vec{V}$ 'dir. Newton'un ikinci yasası, bir cisim ivmesinin, cisme etkiyen net kuvvet ile doğru orantılı ve cismin kütlesi ile ters orantılı olduğunu belirtir. Ayrıca cismin momentumunun değişim hızı cisme etki eden net kuvvete eşittir. Bu sebeple, bir sistemin momentumu sisteme etki eden net kuvvet sıfır olduğunda sabit kalır ve böylece, sistemin momentumu korunmuş olur. Bu momentumun korunumu ilkesi olarak bilinir (Çengel 2012).

Silindirik koordinatlarda sırasıyla (r, θ, x) bileşenleri;

$$\begin{aligned} & \rho \left(\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_x \frac{\partial u_r}{\partial x} \right) \\ & = -\frac{\partial P}{\partial r} + \rho g_r \\ & + \mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} - \frac{u_r}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial x^2} \right) \end{aligned} \quad (3.4)$$

$$\begin{aligned} & \rho \left(\frac{\partial u_\theta}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} - \frac{u_r u_\theta}{r} + u_x \frac{\partial u_\theta}{\partial x} \right) \\ & = -\frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial r} + \rho g_\theta \\ & + \mu \left(\frac{\partial^2 u_\theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial r} - \frac{u_\theta}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial x^2} \right) \end{aligned} \quad (3.5)$$

$$\begin{aligned} & \rho \left(\frac{\partial u_x}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_x}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_x}{\partial \theta} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} \right) \\ & = -\frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_x}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_x}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} \right) \end{aligned} \quad (3.6)$$

şeklinde yazılabilir (Bejan 2003).

3.1.3. Enerjinin Korunumu

Enerji kapalı bir sistem sınırından ısı ya da iş olarak geçebilir ve enerjinin korunumu yasası gereği bir süreç esnasında sisteme giren ve çıkan net enerji, sistemin enerji miktarındaki değişime eşittir. Kontrol hacimlerinde kütleli debi yoluyla da enerji

geçışı görülür ve enerji dengesi olarak da adlandırılan enerji korunumu ilkesi şu şekilde ifade edilir (Çengel 2012):

$$\dot{E}_{giren} - \dot{E}_{çıkan} = \frac{dE}{dt} \quad (3.7)$$

Daha ayrıntılı incelenecek olunursa; kontrol hacmi içerisinde birim zamandaki iç enerji değişimi ile giren, çıkan akışkan akışı ile transfer edilen net enerjinin toplamı, iletimle taşınan net ısı geçişi, birim zamanda üretilen ısı üretimi ile kontrol hacminden çevreye yapılan net iş 'in toplamına eşit olmalıdır. Buna göre enerjinin korunumu denklemi;

(kontrol hacmi içerisinde birim zamandaki iç enerji değişimi)
 + (giren, çıkan akışkan akışı ile transfer edilen net enerji)
 = (iletimle taşınan net ısı geçişi)
 + (birim zamanda üretilen ısı üretimi)
 + (kontrol hacminden çevreye yapılan net iş) (Güney 2010)

$$\left[\rho \frac{De}{Dt} \right] + \left[e \left(\frac{De}{Dt} + \rho \nabla \cdot u \right) \right] = \left[-\nabla \cdot q'' \right] + \left[q''' \right] - \left[P \nabla \cdot \vec{V} - \mu \phi \right] \quad (3.8)$$

halini alır (Bejan 2003).

Burada ϕ viskoz ısınmayı temsil eden fonksiyondur. Bu denklem sıkıştırılamaz bir akış için şu hali alır;

$$\rho c \frac{DT}{Dt} = \nabla \cdot (k \nabla T) + q''' + \mu \phi \quad (3.9)$$

Denklem Newton tipi sıkıştırılamaz bir akış için sabit fiziksel özellikler kabulüyle silindirik koordinatlarda şu şekilde yazılabilir:

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} + u_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad (3.10)$$

$$= k \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) + \mu \phi$$

Viskoz ısınmayı temsil eden ϕ fonksiyonu

$$\phi = 2 \left[\left(\frac{\partial u_r}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{u_r}{r} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_x}{\partial x} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_\theta}{\partial r} - \frac{u_\theta}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} \right)^2 \right. \quad (3.11)$$

$$\left. + \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u_x}{\partial \theta} + \frac{\partial u_\theta}{\partial x} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_r}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial r} \right)^2 - \frac{1}{3} \left(\nabla \cdot \vec{V} \right)^2 \right]$$

şeklinde tanımlanır (Bejan 2003).

3.2. Radyatörün Çözümlemesi ve Isı Transferi Hesaplamaları

Radyatördeki ısı transferi genellikle her bir akışkan tarafından *taşınım* ve iki akışkanı ayıran boru duvarında *iletim* yoluyla olur. Isı transferi üzerinde bütün bu etkilerin katkısını hesaba katan parametreye *toplam ısı transfer katsayısı* (U) adı verilmiştir.

Radyatörde ısı önce sıcak akışkandan boru duvarına taşınım ile boru duvarında iletim ile ve duvardan soğuk akışkana yine taşınım ile transfer edilir.

Boru duvarındaki iletim direnci;

$$R_{duvar} = \frac{\ln(D_d / D_i)}{2\pi kL} \quad (3.12)$$

olur. Burada k borunun yapıldığı malzemenin ısı iletim katsayısı, L boru uzunluğu, D_d dış çap, D_i ise iç çaptır.

Boru içindeki taşınım direnci;

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i} \quad (3.13)$$

olur. Burada h borunun içindeki ısı taşınım katsayısı, A_i ise boru içinin alanıdır.

Boru dışındaki taşınım direnci;

$$R_d = \frac{1}{h_d A_d} \quad (3.14)$$

olur. Burada h_d borunun dışındaki ısı taşınım katsayısı, A_d ise boru dışının alanıdır.

Toplam direnç şu şekilde hesaplanır;

$$R_t = R_i + R_{duvar} + R_d = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(D_d / D_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_d A_d} \quad (3.15)$$

Radyatör için sıcak akışkandan soğuk akışkana olan ısı transfer hızını, bu yöndeki bütün ısıl dirençleri tek bir R_t 'de toplayıp;

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_t} = U_i A_i \Delta T = U_d A_d \Delta T = UA \Delta T \quad (3.16)$$

şeklinde yazmak uygundur. Genelde boru duvar kalınlığı çok düşük olduğundan $A_i \approx A_d$ alınır ve yukarıdaki denklem elde edilir. Bu denklemde U ; toplam ısı transfer katsayısıdır ve birimi h taşınım katsayısının birimi ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$) ile aynıdır.

Bu denklem ΔT yok edilirse;

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{h_i A_i} + R_{duvar} + \frac{1}{h_d A_d} \quad (3.17)$$

şeklini alır. Boru duvar kalınlığı çok küçük ve borunun yapıldığı malzemenin ısı iletim katsayısı büyük olduğunda ki genelde böyledir, borunun ısıl direnci ihmal edilebilir ($R_{duvar} \approx 0$). Borunun iç ve dış alanları da neredeyse aynı olduğundan ($A_i \approx A_d \approx A_s$) toplam ısı transfer katsayısı (U) için şu denklem yazılabilir;

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_d} \quad (3.18)$$

Toplam ısı transfer katsayısı (U)'yu; ısı taşınım katsayılarından küçük olanı belirler. Radyatörlerde hava tarafındaki ısı taşınım katsayısı genelde daha küçük olur. Hava tarafındaki ısı transferini iyileştirmek için boruların dışına *kanatçıklar* eklenir.

Kanatçıklar, bir diğer isimleriyle arttırılmış yüzeyler, daha geniş bir yüzey alanını taşınımaya açarak, yüzeyden olan ısı transferini arttırmaya yararlar. Kanatçıklar radyatörlerde de çok sık kullanılır. Sıcak suyun geçtiği borulara çok sık biçimde konumlandırılmış olan ince metal yapraklar (kanatçıklar), taşınım için ısı transfer alanını ve böylelikle borudan havaya taşınım ile olan ısı transfer hızını defalarca arttırmaya yararlar.

Radyatörlerin dış yüzeyi çevreye ısı kaybı olmayacak şekilde *mükemmel yalıtılmış* olarak kabul edilebilir. Bu durumda ısı transferinin sadece sıcak akışkan ile soğuk akışkan arasında olduğu kabul edilmiş olur. Dolayısıyla sıcak akışkandaki ısı transfer hızı, soğuk akışkandaki ısı transfer hızı ile eşit olacak şekilde hesaplamalar yapılır.

Soğuk akışkandaki ısı transfer hızı;

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c c_{pc} (T_{c,çıkış} - T_{c,giriş}) \quad (3.19)$$

şeklinde gösterilir. Burada c indisi soğuk akışkanı, \dot{m}_c soğuk akışkanın kütle debisini, c_{pc} ise soğuk akışkanın özgül ısısını ifade eder.

Sıcak akışkandaki ısı transfer hızı;

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h,giriş} - T_{h,çıkış}) \quad (3.20)$$

şeklinde gösterilir. Burada h indisi sıcak akışkanı, \dot{m}_h sıcak akışkanın kütle debisini, c_{ph} ise sıcak akışkanın özgül ısısını ifade eder.

Yukarıda da belirtildiği gibi sıcak ve soğuk akışkanlardaki ısı transfer hızı birbirine eşittir. $(\dot{Q}_c = \dot{Q}_h = \dot{Q})$

Radyatörlerde bir akışkanın kütle debisi ile özgül ısısının çarpımı *ısıl kapasite* olarak adlandırılır.

Soğuk akışkan için ısıl kapasite;

$$C_c = \dot{m}_c c_{pc} \quad (3.21)$$

Sıcak akışkan için ısıl kapasite;

$$C_h = \dot{m}_h c_{ph} \quad (3.22)$$

şeklinde gösterilir.

3.2.1. $\epsilon - NTU$ Yöntemi

Radyatörün boyutları, akışkanların kütle debileri ve akışkanların giriş sıcaklıkları belli olduğu durumlarda; akışkanların çıkış sıcaklıklarını bulmak için $\epsilon - NTU$ yöntemi yaygın olarak kullanılmaktadır. Isı transfer etkinliği (ϵ) olarak adlandırılan bir boyutsuz parametreye dayanan bu yöntem şu şekilde tanımlanır;

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad (3.23)$$

Burada gerçek ısı transfer hızının, olabilecek maksimum ısı transfer hızına oranının ε 'ye eşit olduğu görülmektedir. Maksimum ısı transfer hızının bulunabilmesi için sıcak ve soğuk akışkanların giriş sıcaklıklarının ve kütle debilerinin bilinmesi gerekir. Maksimum ısı transfer hızı şu şekilde tanımlanır;

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} (T_{h,giriş} - T_{c,giriş}) \quad (3.24)$$

Burada C_{\min} ; C_h ve C_c 'den düşük olanıdır.

Etkinlik bağıntıları özgün olarak UA_s / C_{\min} boyutsuz grubunu içerir.

$$NTU = UA_s / C_{\min} \quad (3.25)$$

olarak ifade edilen bu nicelik NTU *transfer birim katsayısı* olarak adlandırılır. Burada U radyatörün toplam ısı transfer katsayısı, A_s ise ısı transfer yüzey alanıdır.

Radyatörün çözümlenmesinde;

$$c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (3.26)$$

şeklinde c kapasite oranı olarak adlandırılan bir başka boyutsuz nicelik de tanımlanır. Bir radyatörün etkenliği;

$$\varepsilon = \text{fonksiyon} \left(UA_s / C_{\min}, \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) = \text{fonksiyon}(NTU, c) \quad (3.27)$$

şeklinde, transfer birim sayısı NTU ile kapasite oranı c'nin bir fonksiyonudur (Çengel 2011).

3.2.2. Akışkanlar Mekaniği ve Isı Transferinde Kullanılan Bazı Boyutsuz Sayılar

- **Reynolds Sayısı:** Akış rejimi temelde akışkandaki atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranına bağlıdır. Bu orana Reynolds sayısı denir. Radyatörde var olan dairesel borular içindeki akış için Reynolds sayısı şu şekilde ifade edilir;

$$Re = \frac{VD}{\nu} \quad (3.28)$$

Burada V akışkanın ortalama hızı, D boru çapı, ν ise akışkanın kinematik viskozitesini temsil eder. Akışın türbülanslı olmaya başladığı Reynolds sayısına kritik Reynolds sayısı (R_{kr}) denir. Farklı geometriler için farklı kritik Reynolds sayıları olabilmektedir. Bu çalışmada da var olan dairesel borular için R_{kr} genelde 2300 olarak kabul edilir (Çengel 2012).

- **Prandtl Sayısı:** Akışkanlardaki momentum yayılımının ısı yayılımına oranı şeklinde tanımlanan boyutsuz parametre Prandtl sayısıdır.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (3.29)$$

Burada α ısı yayılım katsayısını temsil etmektedir. Suyun Prandtl sayısı 10 mertebesindedir. Gazların Prandtl sayısı da yaklaşık 1 civarındadır. Sonuç olarak Prandtl sayısı büyüdükçe, hız sınır tabaka kalınlığının ısı sınır tabaka kalınlığına oranı artar denilebilir.

- **Nusselt Sayısı:** Taşınım çalışmalarında toplam değişken sayısını azaltmak için h ısı taşınım katsayısı Nusselt sayısı ile boyutsuzlaştırılır. Nusselt sayısı şu şekilde tanımlanır;

$$Nu = \frac{hL_k}{k} \quad (3.30)$$

Burada k akışkanın ısı iletkenliği, L_k ise karakteristik uzunluktur. Nusselt sayısı bir akışkan tabakası üzerindeki taşınım ile olan ısı transferinin, iletimle olan ısı transferine oranı şeklinde de ifade edilebilir. Dolayısıyla Nusselt sayısının artması taşınımın da artması anlamına gelir. Nusselt sayısının genel ifadesi şu şekilde gösterilir;

$$Nu = C Re_L^m Pr^n \quad (3.31)$$

Bu ifadeden anlaşılacağı gibi Nusselt sayısı, Reynolds ve Prandtl sayılarının bir fonksiyonudur (Çengel 2011).

3.3. Bilgisayar Destekli Hesaplamalar

Hem bilgisayar teknolojisindeki yenilikler, bu teknolojinin sağladığı kolaylıklar, hem de kimi zamanlarda deneysel çalışmanın uzun zaman alması ve meşakkatli olması, ürün tasarımına ve geliştirilmesine yönelik hazırlanan bilgisayar yazılımlarının kullanılmasını zorunlu hale getirmiştir (Malalasekera 2007).

Bilgisayar destekli yapılan hesaplama ve modellemeler, el ile yapılan hesaplamalarla kıyaslandığında çok daha hassas sonuçlar vermektedir. Bunun yanında bilgisayarla yapılan hesaplamaların işlem hızı çok yüksektir. Bir diğer önemli kazanım ise deneysel çalışmanın maliyeti düşünüldüğünde ortaya çıkar. En basit deney düzeneğinin bile kurulması epey bir maliyet gerektirirken, bu düzeneğin bilgisayar ortamında modellenip analizlerinin yapılmasının neredeyse hiç maliyeti yoktur. Fakat bilgisayar destekli hesaplamaların birçok avantajının olması, deneysel çalışmanın artık gereksiz olduğu düşüncesini oluşturmamalıdır. Şüphesiz ki en doğru sonuçlar her zaman deneysel çalışmalarla elde edilen sonuçlardır. Sadece bilinen şartlar için deneysel çalışma yerine bilgisayarda kurulan modellerin analizlerinin yapılması daha sağlıklı olmaktadır (Buyruk 2003).

3.3.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

Bir ürünün prototipinin üretilmesi ve testlerinin yapılması hem vakit alan hem de maliyeti yüksek olan bir süreçtir. Çoğu zaman tasarlanan radyatörün prototipi istenen

sonuçları vermemektedir. Bu da birden fazla prototip üretilmesini ve birçok testin yapılmasını gerektirmektedir.

Son yıllarda ise teknolojinin gelişmesine bağlı olarak ürünün prototipi üretilmeden önce bilgisayar ortamında ürün modellenmekte ayrıca uzun süre ve maliyet gerektiren ön denemeler bilgisayar ortamında yapılmaktadır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiğine (Computational Fluid Dynamics – CFD) dayanarak yazılan programlar, ürünlerin akışkan ile ilişkili analizlerini yapmakta, elde edilen sonuçları sayısal ve görsel olarak sunmaktadır (Karamanoğlu 2006).

Sonuç olarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği sayesinde farklı tipteki akışkanların, her türlü koşuldaki analizleri yapılabilir. Analizler yapılırken temelde üç ana denklem kullanılır. Bu denklemler süreklilik, momentum ve enerji denklemleridir. Bu denklemler çözdürülerek sistemde dolaşan akış içindeki sıcaklık, hız, basınç gibi birçok parametrenin dağılımı ve bu parametrelere bağlı olarak daha birçok veri de elde edilebilir.

3.3.2. ANSYS – Fluent Programı

Bu çalışmada hesaplamalı akışkanlar dinamiğine dayanarak yazılan Ansys'in Fluent modülü kullanılmıştır.

Ansys; mukavemet, titreşim, akışkanlar mekaniği, ısı transferi ve elektromanyetik konularında çalışan kişiler tarafından kullanılan, tüm bu disiplinlerin birbiri ile etkileşimini simüle etmeye yarayan genel amaçlı bir sonlu elemanlar yazılımıdır. Bu sayede; gerçekleştirilen testlerin veya çalışma şartlarının simülasyonunu sağlayan Ansys, ürünlerin prototipi üretilmeden önce bilgisayar ortamında test edilmesini sağlar. Ayrıca yapılan üç boyutlu simülasyonlar sayesinde, zayıf noktalar görülüp buna bağlı olarak iyileştirmeler de yapılabilir.

Ansys yazılımı; içindeki modül sayesinde istenen modelin geometrisinin oluşturulmasına izin vermektedir. Veya başka bir program ile oluşturulmuş CAD dataları da Ansys'e gönderilip analizler yapılabilir. Yine Ansys'in içerisindeki bir modül sayesinde modelin sonlu elemanlara ayrılma işlemi de gerçekleştirilebilmektedir.

Ansys'in akışkanlar mekaniği ve ısı transferi konusunda çalışanlar için içinde bulundurduğu modüllerden birisi Fluent'tir. Ansys – Fluent'in içinde Geometry, Mesh, Setup, Solution, Results olmak üzere beş farklı modül bulunmaktadır. Fluent yazılımı geniş bir fiziksel modelleme kapasitesine sahiptir. Fluent genel amaçlı bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı olarak; başta otomotiv endüstrisi olmak üzere, havacılık, beyaz eşya, turbo makine (fanlar, kompresörler, pompalar, türbinler v.b) kimya ve yiyecek endüstrisi gibi birbirinden farklı birçok endüstriye ait akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemlerinin çözümünde kullanılabilir.

Fluent içindeki fiziksel modeller sayesinde, laminer ve türbülanslı akışlara, iletim, taşınım ve radyasyon ile ısı geçişini içeren problemlere çözüm üretebilir. (Güney 2010)

Fluent, sıkıştırılmaz (düşük sabsonik), orta sıkıştırılabilir (transonik) ve yüksek sıkıştırılabilir (süpersonik ve hipersonik) akışlar için iki boyutlu, iki boyutlu aksel simetrik, iki boyutlu döngülü aksel simetrik ve üç boyutlu analizler yapmaya da imkân verir.

Bu çalışmada ise Ansys'in Fluent modülü kullanılarak üç boyutlu analizler yapılmıştır.

3.3.3. Akış Tipleri ve Türbülans Modelleri

Yukarıda da bahsedildiği gibi; bir akışın incelenmesi için üç temel denklemin (süreklilik, momentum, enerji) uygun başlangıç ve sınır şartlarında çözülmesi gerekir. Akışlar; laminer ve türbülanslı olmak üzere ikiye ayrılır. Laminer akış; düzgün akım çizgileri ve çok düzenli hareketi ile tanınır. Türbülanslı akış ise hız çalkantıları ve çok düzensiz hareketi ile kendini belli eder. Uygulamada karşılaşılan çoğu akış türbülanslıdır (Çengel 2012).

Radyatörlerdeki akış da genelde türbülanslıdır. Türbülanslı akışların incelenmesi laminer akışlarla kıyaslandığında oldukça zordur. Bu tip problemlerde türbülansın etkisini de hesaba katmak için birtakım modeller geliştirilmiştir. Bu modellerde akışkanın fiziksel viskozitesine ilave olarak, akışın özelliklerine bağlı diğer bir viskozite terimi tanımlanmakta ve buna türbülans viskozitesi denilmektedir (Karamanoğlu 2006).

Türbülans viskozitesi terimini hesaplamak için birçok türbülans modeli oluşturulmuştur. Reynolds Stress, k-ε, k-ω, Detached Eddy Simulation, Spalart-Allmaras, Large Eddy Simulation gibi birçok türbülans modeli vardır.

3.3.3.1. Standart k-ε Türbülans Modeli

Yukarıda bahsedilen modeller arasında bulunan k-ε türbülans modeli yaygın olarak kullanılmaktadır. Literatüre bakıldığında radyatördeki akışı ve ısı transferini inceleyen çalışmalarda genelde standart k-ε türbülans modelinin kullanıldığı görülmektedir. Bunun nedeni ise gerçeğe en yakın sonuçların bu model ile elde edilmiş olmasıdır. Bu çalışmada da Launder ve Spalding tarafından 1974 yılında geliştirilen standart k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Bu modelde “k” türbülans kinetik enerjisini, “ε” ise yayılma oranını temsil eder. “k” ve “ε” hız ölçeği olan V ve uzunluk ölçeği olan ℓ tanımlanırken kullanılır.

$$V = k^{1/2} \quad (3.12)$$

$$\ell = \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} \quad (3.13)$$

Boyutlu analiz için türbülans viskozitesi şu şekilde tanımlanır:

$$\mu_t = c\rho V\ell = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.13)$$

burada C_μ boyutsuz bir sabittir.

Standart k-ε modeli iki denklemlilik türbülans modellerindendir. Akışa ait türbülans viskozite (μ_t)'nin çözümü için iki adet transport denklemden yararlanılır. Bu denklemler şunlardır:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k U) = \text{div} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{grad} k \right] + 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \rho \varepsilon \quad (3.14)$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho\varepsilon U) = \text{div}\left[\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \text{grad}\varepsilon\right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.15)$$

Burada S_{ij} akışın lineer deformasyon oranını temsil eder (Malalasekera 2007).

Bu denklemler beş adet ayarlanabilir sabit ($C_\mu, C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, \sigma_k, \sigma_\varepsilon$) ihtiva etmektedirler.

Bu çalışmada bu sabitler;

$C_\mu = 0.09$, $C_{1\varepsilon} = 1.44$, $C_{2\varepsilon} = 1.92$, $\sigma_k = 1.00$, $\sigma_\varepsilon = 1.30$ olarak alınmıştır.

Türbülanslı akışlarda süreklilik, momentum, enerji denklemlerine, türbülans kinetik enerjisi ve yayılma oranı denklemleri de eklendiği için, programın çözmesi gereken denklem sayısında artış olmakta, dolayısıyla denklem sisteminin çözümü zorlaşmaktadır.

3.3.4. Sonlu Hacimler Yöntemi

Karmaşık ve zor problemlerin analitik çözülmesi bazen zor olabilmektedir. Bu durumdaki problemlerdeki denklemlerin, kabul edilebilir yakınsaklıkta çözülebilmesi için çeşitli sayısal yöntemler geliştirilmiştir. Bunlar arasında sonlu farklar, sonlu elemanlar ve sonlu hacimler yöntemi gösterilebilir. Sonlu hacimler yönteminin temelini sonlu farklar metodu oluşturur. Fakat sonlu hacimler yöntemi sonlu farklar metodundan daha gelişmiştir ve buna bağlı olarak çok daha hassas sonuçlar elde edilebilir. Son zamanlarda bilgisayar teknolojisindeki ve mühendislik alanındaki gelişmelerle birlikte, analitik olarak çözümü zor olan problemlere sıklıkla sonlu hacimler yöntemi uygulanmakta ve güvenilir sonuçlar elde edilmektedir. Sonlu hacimler yönteminin kullanılmasının ve yaygınlaşmasının bir diğer nedeni ise bu yöntemin kompleks ve eğrisel geometrilerde uygulanabilmesidir.

Akış hacminin ve sınır şartlarının bilinmesi sonlu hacimler yönteminin kullanılabilmesi için gereklidir. Çünkü denklemlerin hangi hacim için ve hangi koşullarda çözüleceği net olarak bilinmelidir.

Sonlu hacimler yönteminde öncelikle akış hacmi küçük sonlu hacimlere bölünmekte, bölünen bu hacimler ayrı ayrı kendi içerisinde çözülmekte, daha sonra her bir küçük sonlu hacimdeki sonuçlar birleştirilerek problemin genel çözümü bulunmaktadır. Denklemlerin çözülebilmesi için sayısal yöntemlere ve gelişmiş bilgisayar programlarına ihtiyaç vardır. Gelişmiş bilgisayar programları kullanarak sonlu hacimler yöntemi ile akış hacmi bölünürken; basınç, sıcaklık ve hız dağılımının hassas olarak istendiği bölgeler daha küçük sonlu hacimlere bölünmelidir. Bunun yanında her ne kadar küçük sonlu hacim kullanmak daha hassas sonuçlar verse de, bölünen hacim sayısının artması bilgisayarın kapasitesini zorlayacak ve analiz süresini uzatacaktır. Bunun önüne geçmek için bölme işlemine büyük sonlu hacimlerle başlamak, daha sonra sıcaklık, basınç ve hız dağılımının hassas olarak görülmek istendiği yerler tespit edilip o bölgelerdeki hacimleri daha küçük sonlu hacimlere bölmek gerekmektedir.

Akış hacmi bölündükten sonra başlangıç ve sınır şartları program içinde tanımlanmalıdır. Akışın hangi yüzeyden, hangi koşullarda girdiği, hangi yüzeyden, hangi koşullarda çıktığı ve akış boyunca ne gibi etkilere maruz kaldığı bu aşamada belirtilmelidir.

Özetleyecek olursak sonlu hacimler yöntemi ile problem çözme işleminde sırasıyla şu işlem adımları uygulanır:

- Çalışılacak bölgenin uygun şekilde sonlu hacimlere bölünmesi
- Sırasıyla momentum denkleminin, süreklilik denkleminin, enerji denkleminin ve türbülans denklemlerinin çözülmesi
- Sonuçlandırılan denklem takımlarının iteratif çözücü sayesinde daha doğru değerlere yükseltilmesi
- Yakınsaklığın kontrol edilmesi
- Çözümün elde edilmesi

3.3.5. Denklemlerin Çözdürülmesi

Yukarıdaki maddelere bakıldığında da görüleceği üzere, akış hacmi sonlu hacimlere bölündükten sonra sıra momentum denkleminin, süreklilik denkleminin, enerji denkleminin ve türbülans denklemlerinin çözülmesine gelir. Bunun için önce sonlu

hacimler yöntemiyle elde edilen sayısal ağ, çözücü programına aktarılır. Daha sonra başlangıç ve sınır şartları girilir ve ara yüzeyler tanımlanır. Denklemlerin çözülebilmesi için simple, simplec, PISO gibi çeşitli yöntemler vardır. Bu çözücülerden birisi seçilir. Eğer sonuçlar yakınsamayıp iraksıyorsa başka bir çözüm metodu seçilip problemin tekrar çözülmesi denenebilir.

Çözüme başlamadan önce yakınsama kriteri kullanıcı tarafından programa girilir. Problem çözdürülmeye başlandıktan sonra, bilgisayar programı her bir sonlu hacim için, süreklilik, momentum, enerji ve türbülans denklemlerini ayrı ayrı çözer. Her bir iterasyon arasındaki x, y ve z yönündeki hız vektörlerinin değerleri, süreklilik, türbülans kinetik enerjisi, türbülans yayılımı ve enerji gibi parametrelerdeki maksimum fark kullanıcı tarafından girilen yakınsama kriterini sağladığı an çözüm yakınsamış kabul edilir.

Yukarıda bahsedilen problem çözmedeki işlem adımları biraz daha detaylandırılırsa, radyatörün bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği programı ile analizinde sırasıyla şu adımlar takip edilmelidir denilebilir:

- Radyatörün dizaynı yapılarak üç boyutlu katı modelinin oluşturulması
- Bu katı model referans alınarak akış hacminin belirlenmesi
- Eğer birden fazla akış hacmi varsa, diğer akış hacminin de programa ilave edilmesi
- İki akışın temas halinde olduğu yüzeylerin belirlenmesi
- Akışın ısı transferinin yoğun olarak gerçekleştiği bölgelerinin küçük sonlu hacimlere, bu bölgelerden uzaklaştıkça daha büyük sonlu hacimlere bölünmesi
- Oluşturulan sonlu hacimlerin kalite kontrolünün program yardımıyla yapılması
- Her bir akışın ayrı ayrı tiplerinin tanımlanması
- Oluşturulan sayısal ağın çözdürücüye aktarılması
- Akış modelindeki her bir yüzeydeki başlangıç ve sınır şartlarının tanımlanması ve sayısal değerlerin girilmesi
- Bir çözüm metodunun ve türbülans modelinin seçilmesi
- Yakınsama kriterinin belirlenmesi
- Çözümün ilklendirilmesi (initialise)

➤ İterasyona başlanması

Bütün bu adımlar uygulandıktan sonra, eğer programa aktarılan modelde hata yoksa kaliteli bir mesh (sonlu hacimlere bölme) yapıldıysa ve programa doğru sınır şartları girildiyse verilen yakınsama kriterine ulaşıldığında program durur ve sonuçlar elde edilir. İraksamanın olduğu bazı durumlarda farklı çözüm metotları denenebilir. Farklı çözüm metotları kullanılmasına rağmen çözüm yakınsamıyorsa veya yanlış sonuçlar veriyorsa, yukarıda bahsedilen işlemlerin herhangi birinde hata vardır. Bu durumda girdiler tekrar kontrol edilmelidir, hatalar bulunup düzeltilmelidir.

Hesaplamalı akışkanlar mekaniğinde çözümün doğruluğu mesh sayısı ve boyutu ile doğrudan ilgilidir. Basınç ve sıcaklık değişimlerinin hassas olarak öğrenilmesi gereken problemlerde doğru sonuç alabilmek için çok sayıda sonlu hacim kullanmak gerekir. Bunun yanında mesh sayısı arttıkça ve boyutları küçüldükçe programın çalışma süresi artar. Mesh sayısına bağlı olarak bir analiz günlerce sürebilir. Bunun önüne geçmek için mesh sayısı ne gereksiz çoklukta ne de hassas çözüm elde edilemeyecek kadar az olmalıdır.

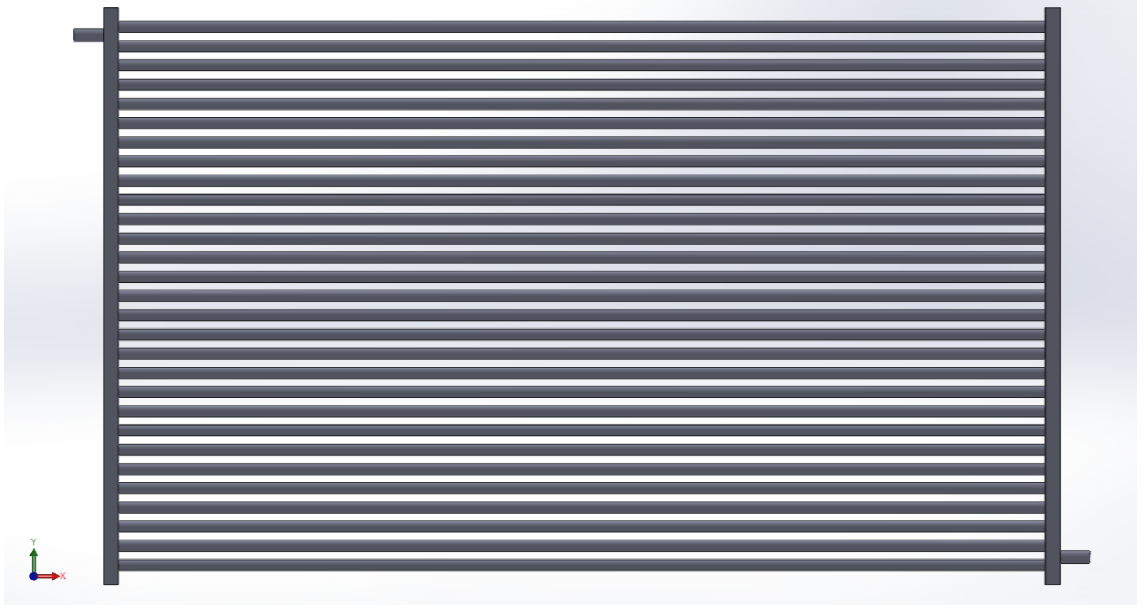
3.4. Yapılan Analizler ve Doğrulama Aşaması

Yapılan bir çalışmanın, aynı konu ile ilgili daha önceden yapılmış deneysel veya nümerik bir çalışmayla doğrulamasının yapılması, bu çalışmanın kalitesini arttırır. Bu çalışmada da doğrulama işlemi için Trivedi ve Vasava (2012)'nin radyatörlerde borular arası mesafenin radyatörün ısı performansına etkisini inceledikleri çalışma seçilmiştir.

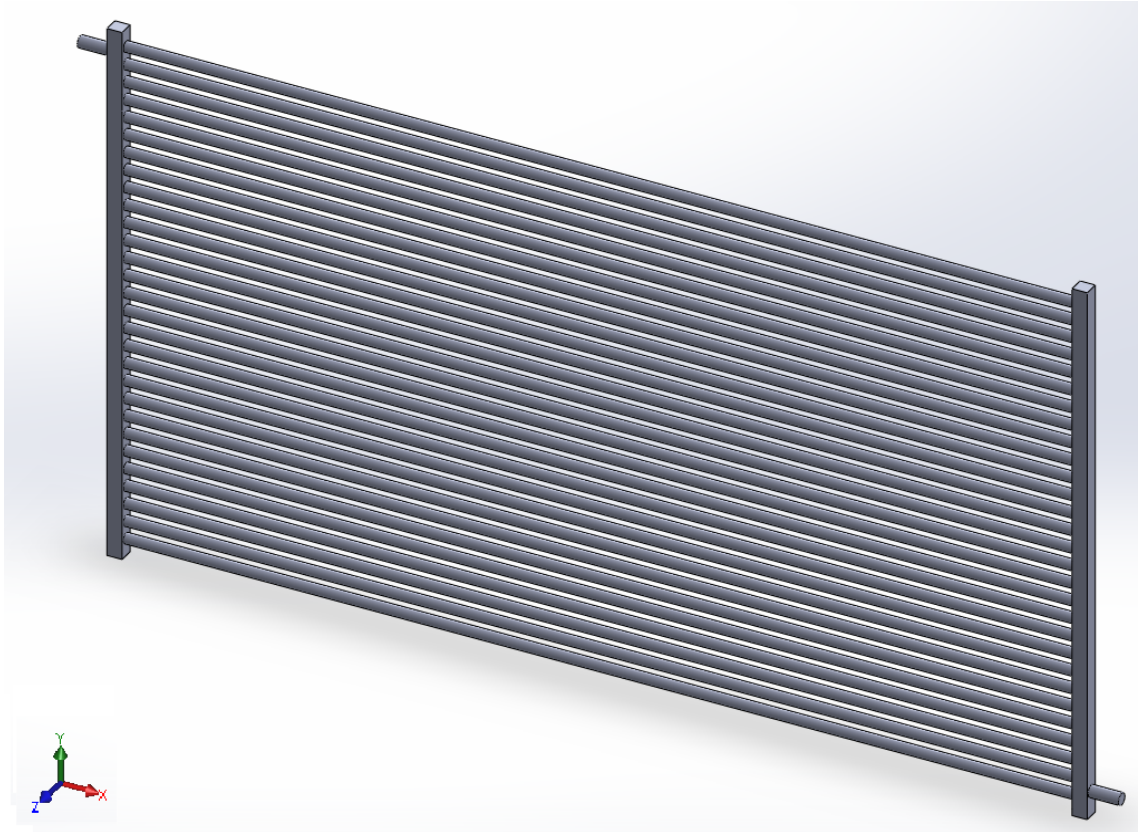
3.4.1. Hava Hızı Analizleri ve Analizin İşlem Adımları

3.4.1.1. Katı Modelin Oluşturulması

İlk olarak nümerik analiz için gerekli olan radyatör geometrisi, katı model oluşturmak için yaygın olarak kullanılan SolidWorks programında modellenmiştir. Radyatör; eni 664 mm, boyu 360 mm, her bir borunun çapı 7 mm, giriş ve çıkıştaki küçük boruların çapları 8 mm, borular arası mesafe ise 12 mm olacak şekilde üç boyutlu olarak modellenmiştir.

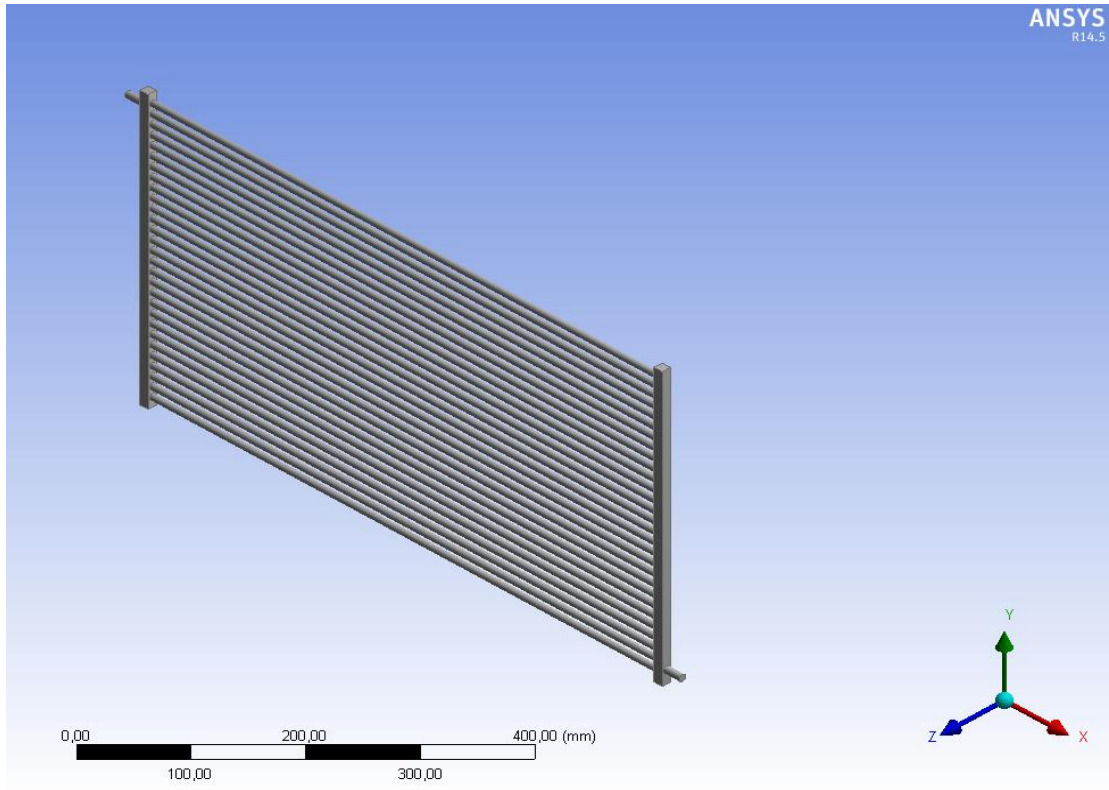


Şekil 3.1. SolidWorks programında çizilen radyatörün katı modeli (önden görünüş)

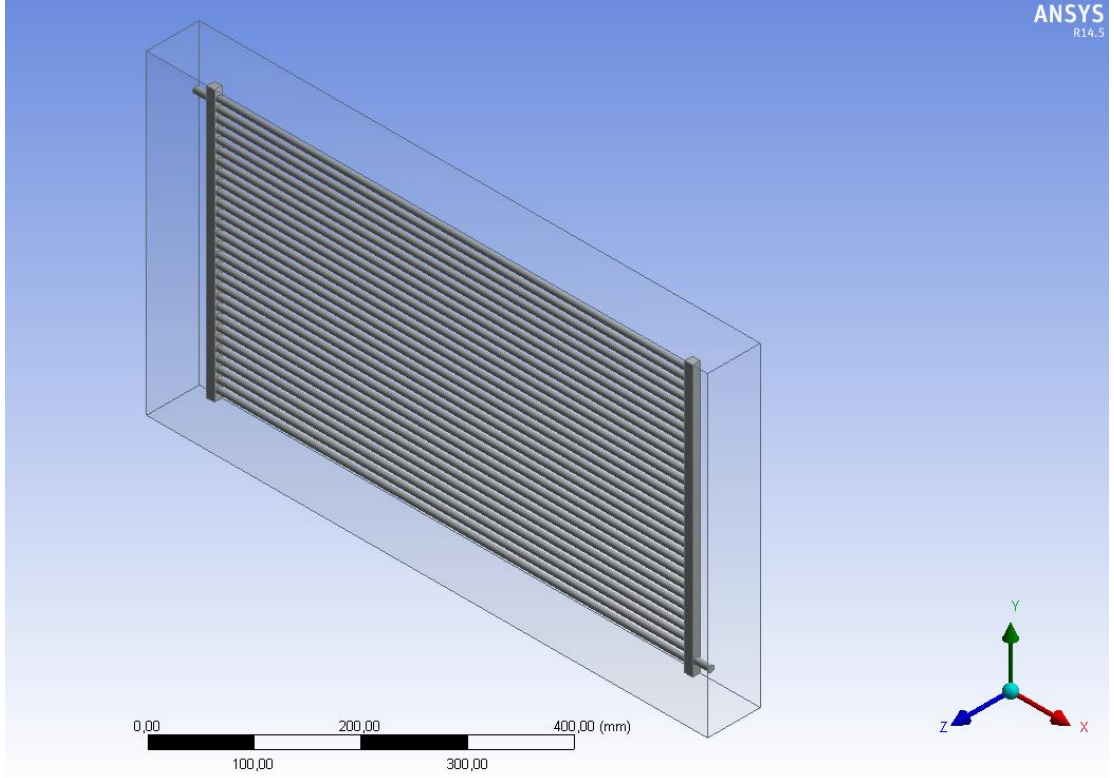


Şekil 3.2. SolidWorks programında çizilen radyatörün katı modeli (trimetrik görünüş)

Daha sonra bu model Ansys - Fluent'in içindeki Geometry modülünde açılmıştır. Çizilen bu model genel olarak radyatörün borularında akan soğutucu akışkan hacmini temsil etmektedir. Otomobil radyatörlerinin temel mantığı gereği, ısınan bu sıvının soğutulması hava vasıtasıyla gerçekleşir. Dolayısıyla Geometry modülü içinde bu hava hacminin de modellenmesi gerekmektedir. Geometry modülü içerisinde bulunan "Enclosure" komutu kullanılarak ihtiyaç duyulan hava hacmi de elde edilmiştir. Sol taraftaki unsur ağacından soğutucu akışkana "water", havaya da "air" yazılıp isimlendirilmiştir. Oluşturulan her iki hacim de akışkan olduğundan yine sol taraftaki unsur ağacından hava ve soğutucu akışkan için materyal tipi "Fluid" olarak seçilmiştir.



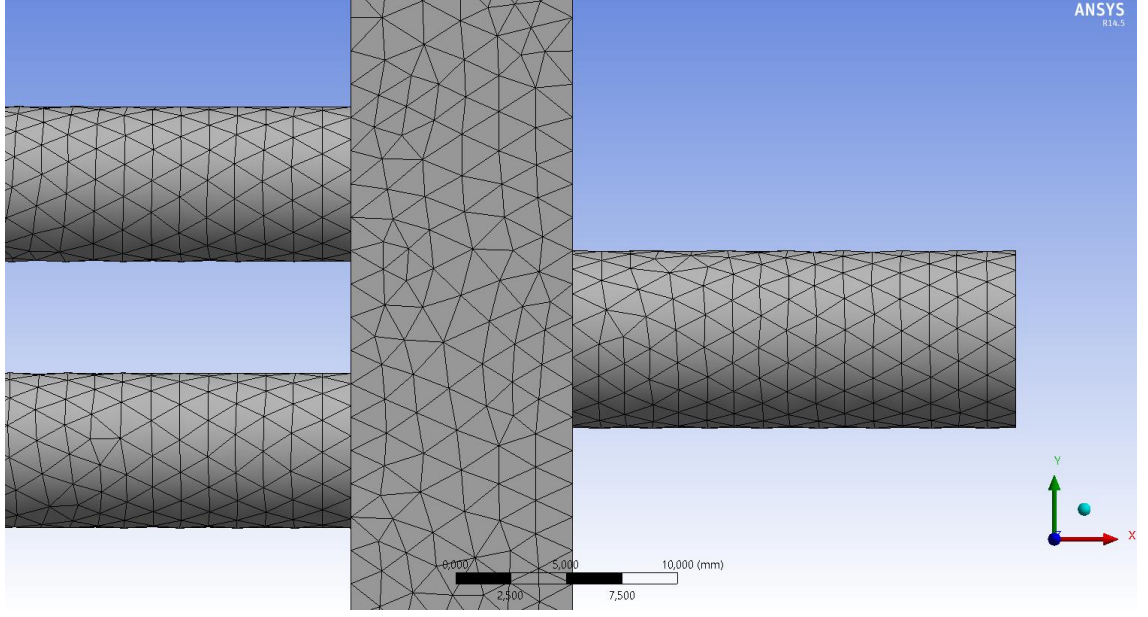
Şekil 3.3. Radyatörün hava hacmi modellenmeden önceki hali



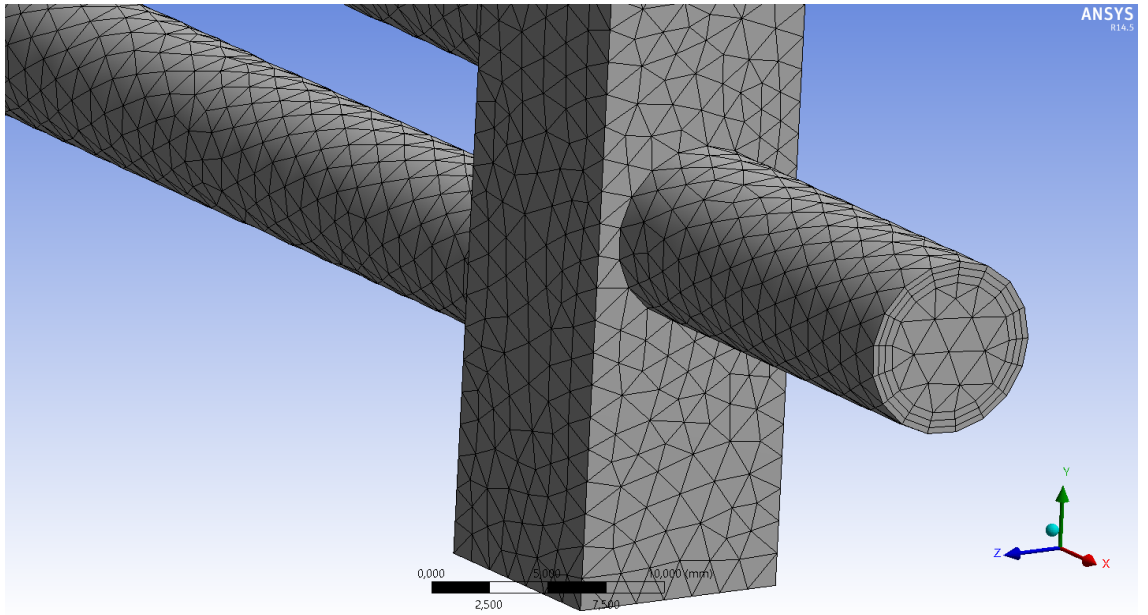
Şekil 3.4. Radyatörün hava hacmi modellendikten sonraki hali

3.4.1.2. Modelin Sonlu Hacimlere Ayrılması

Her iki akış hacmi tek bir geometri içinde ayrı ayrı modellendikten sonra sıra bu modelin sonlu hacimlere (mesh) bölünmesine gelir. Bu işlem için Fluent'in içindeki Mesh modülü kullanılır. Önceki kısımlarda bahsedildiği gibi önce kaba bir mesh atılmıştır. Daha sonra ısı transferinin yoğun olarak gerçekleştiği borulara ve cidarlara daha sık mesh atılmıştır.



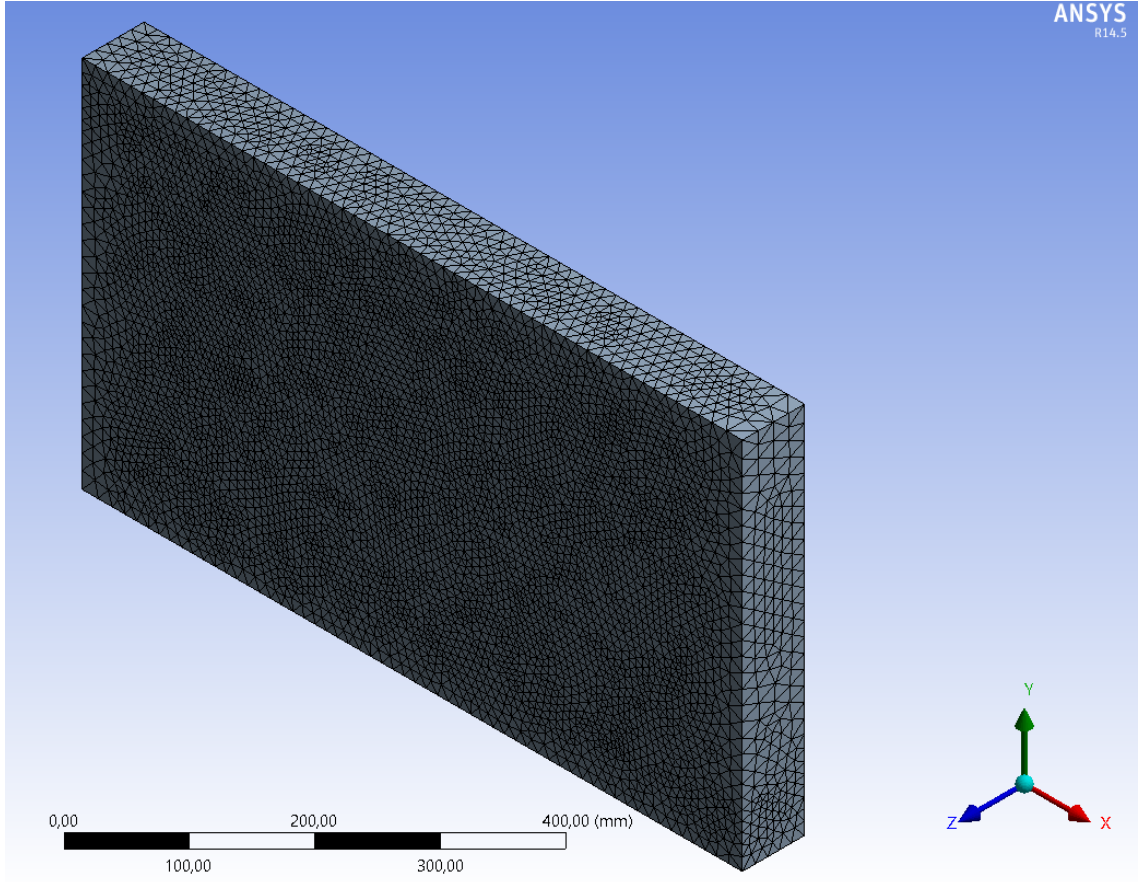
Şekil 3.5. Soğutucu akışkan hacminin sonlu hacimlere bölünmüş hali



Şekil 3.6. Cidarlara atılan ince meshler

Daha küçük ve sık mesh istenildiği bölgelere “Sizing” komutunu kullanarak, Element Size = 1,5 mm olarak ayarlanmıştır. Boru cidarlarında ısı transferi yoğun olarak gerçekleşeceği için de “Inflation” komutunun altında, Maximum Layers = 3 olarak ayarlanıp Şekil 3.6’da gösterilen sonlu hacim yapısı elde edilmiştir.

Borudan geçen soğutucu akışkanın yanında hava da sonlu hacimlere bölünmüştür. Fakat havanın her bölgesine borulara atılan sık mesh gibi mesh atmaya gerek yoktur.

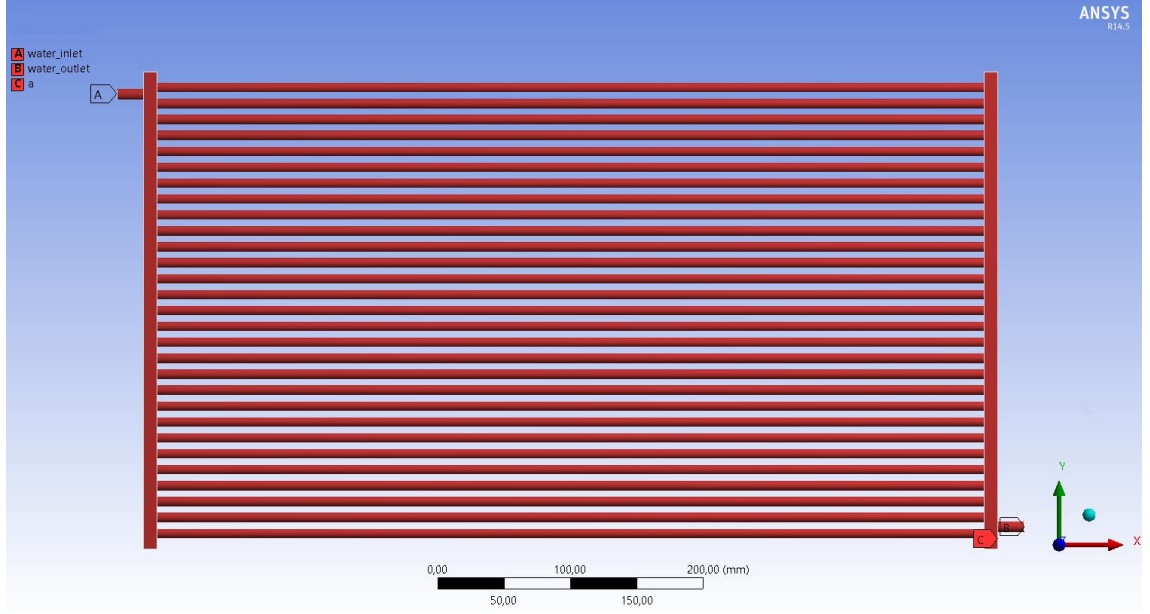


Şekil 3.7. Havanın sonlu hacimlere ayrılmış hali

Bütün bu sonlu hacimlere ayırma işlemi sonucunda toplam 9 033 291 adet sonlu hacim ve 2 170 596 adet de düğüm noktası oluşmuştur.

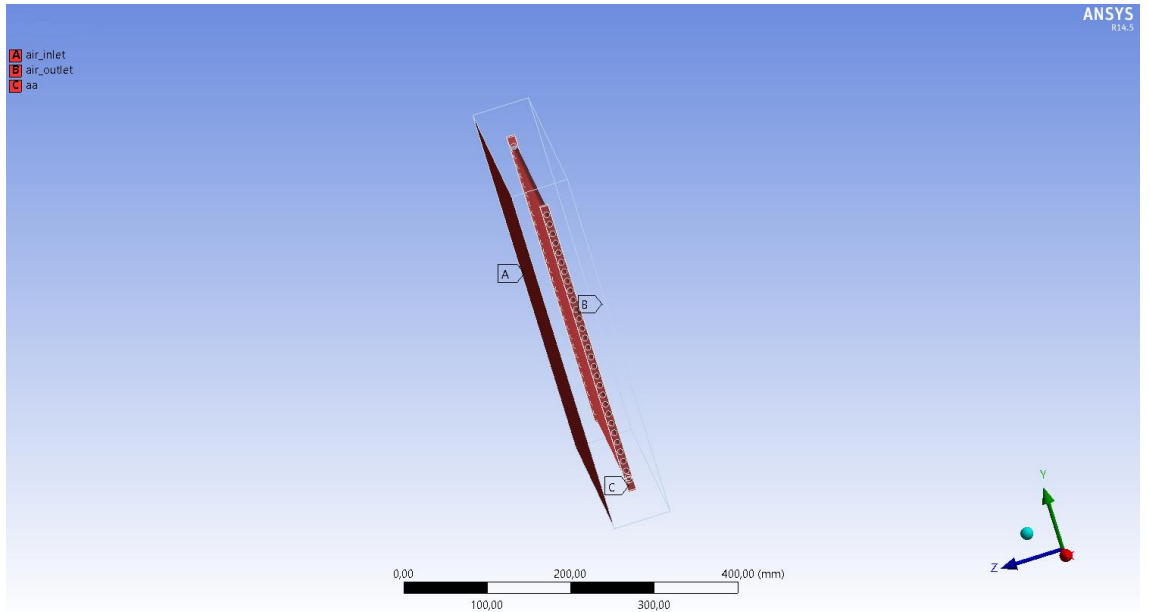
3.4.1.3. Analizin Kurgulanması

Mesh atma işleminden sonra havanın giriş ve çıkış bölgeleri, soğutucu akışkanın giriş ve çıkış bölgeleri ve hava ile soğutucu akışkanın temas halinde oldukları, ısı transferinin gerçekleştiği ara yüzeyler tanımlanarak bu bölgelere isim verilmiştir.



Şekil 3.8. Radyatör modelinin isimlendirilmesi

Burada soğutucu akışkanın radyatöre girdiği kısım “water_inlet”, radyatörden çıktığı kısım “water_outlet”, hava ile borular arasında kalan ısı transferinin gerçekleştiği kısım ise “a” olarak isimlendirilmiştir. Aşağıdaki şekilden de görüleceği gibi havanın radyatöre girdiği kısım “air_inlet”, radyatörden çıktığı kısım “air_outlet”, hava ile borular arasında kalan ısı transferinin gerçekleştiği kısım ise “aa” olarak isimlendirilmiştir.



Şekil 3.9. Hava hacminin isimlendirilmesi

Sonlu hacimlere ayırma ve gerekli bölgelere isim verme işlemi bittikten sonra sıra Setup modülünü kullanarak gerekli başlangıç ve sınır şartlarının verilmesine gelir. Setup modülünde ilk olarak “Models” menüsünden “Energy” sekmesi açılmıştır. Daha sonra da “Viscous” sekmesinden türbülans modeli olarak “Standart k- ϵ , Non-Equilibrium Wall Functions” seçilmiştir. Hava ve soğutucu akışkanın malzeme özelliklerinin girilmesi için “Materials” menüsünden hava için “air” seçilmiştir. Yapılan analizde soğutucu akışkan olarak % 50 Etanol + % 50 Su karışımı kullanılmıştır. Fluent’in kendi içinde bu sıvı yoktur. Bundan dolayı literatürde bulunan sıvı özellikleri programa sonradan elle girilmiştir ve bu akışkana “mixture” ismi verilmiştir. Aşağıdaki çizelgede akışkan özellikleri olarak programa girilen sayısal değerler görülmektedir.

Çizelge 3.1. Soğutucu akışkanın özellikleri

Özellikler	% 50 Etanol + % 50 Su Karışımı
Yoğunluk ρ (kg/m ³)	1066
Isı Kapasitesi C_p (J/kgK)	3570
Isı İletkenliği k (W/mK)	0.42
Viskozite μ (Pa.s)	0.0041

“Cell Zone Conditions” menüsünden seçilen bu akışkanlar hava için “air” ve soğutucu akışkan için “mixture” olarak tanımlanmıştır. Bu eşleşme yapıldıktan sonra “Boundary Conditions” menüsünde sınır şartları girilmiştir. (Hava hızının etkisinin incelendiği bu analizde olduğu gibi bundan sonraki kısımlarda anlatılacak olan boru sayısı ve boru çapının etkisinin incelendiği analizlerde de Çizelge 3.2’de verilen başlangıç ve sınır şartları kullanılacaktır.)

Çizelge 3.2. Analiz öncesi girilen başlangıç ve sınır şartları

Bölgeler	Tipi	Hız (m/s)	Sıcaklık (°C)	Basınç (Pa)
Air inlet	Velocity Inlet	8.33	35	-
Air outlet	Pressure Outlet	-	-	101325
Water inlet	Velocity Inlet	2	95	-
Water outlet	Pressure Outlet	-	-	101325
a,aa	Interface	-	-	-

Air inlet, air outlet, water inlet, water outlet, a ve aa gibi yüzeylerin tipleri belirlendikten sonra, aralarında ısı transferi gerçekleşeceği için tipleri “Interface” olarak ayarlanan a ve aa yüzeyleri “Mesh Interfaces” menüsünden “Coupled Wall” olarak tanımlanmıştır.

Analize başlamadan önce yapılacak birkaç ayar daha vardır. İlk olarak “Monitors” menüsünden “Residuals” sekmesini kullanarak her bir iterasyon arasındaki x,y ve z yönündeki hız vektörlerinin değerleri, süreklilik, türbülans kinetik enerjisi, türbülans yayılımı ve enerji parametreleri arasındaki maksimum farkın kaç olacağı yani yakınsama kriteri belirlenmiştir. Yakınsama kriteri olarak aşağıdaki değerler girilmiştir.

Çizelge 3.3. Her bir parametre için ayarlanan yakınsama kriteri

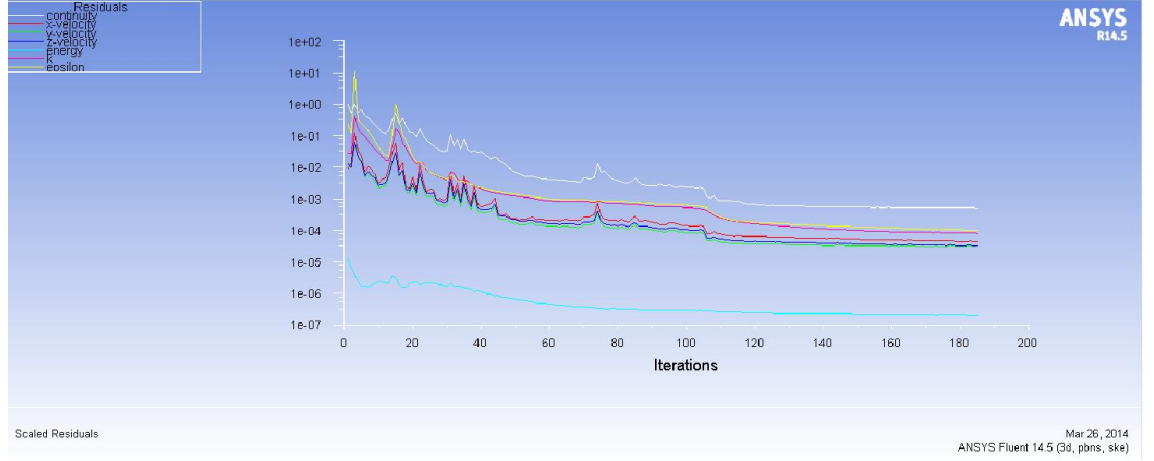
Parametreler	Yakınsama Kriteri
Süreklilik	1.10^{-3}
x-yönündeki hız	1.10^{-4}
y-yönündeki hız	1.10^{-4}
z-yönündeki hız	1.10^{-4}
Enerji	1.10^{-6}
k	1.10^{-4}
Epsilon (ϵ)	1.10^{-4}

Çözümün ilklendirilmesi, analiz başlamadan önce yapılması gereken işlemlerdendir. “Solution Initalization” menüsünde bulunan “Initalize” komutu kullanılarak çözüm ilklendirilmiştir. Burada program 10 iterasyon yapmakta ve 10. iterasyonda çıkan değer 10^{-6} ‘dan küçük bir değer olması analizin sağlıklı bir şekilde yapılabileceği anlamına gelir. 10^{-6} ‘dan büyük bir değer çıkması genelde mesh ile alakalı bir problem olduğunu belirtir, bu durumda modelin kritik bölgeleri daha küçük sonlu hacimlere bölünür ve sorun hallolur. Bu çalışmada 10^{-6} ‘dan daha küçük bir değer çıkmıştır. Bu da modelin güzel bir şekilde sonlu hacimlere ayrıldığını ve analize hazır olduğunu göstermektedir.

Sürekli rejim kabulüyle yapılacak olan analizde “Run Calculator” menüsünden “Number of Iterations” sekmesinden iterasyon sayısı belirlenir. Bu çalışmada iterasyon sayısı olarak 500 girilmiştir ve “Calculate” denilerek analiz başlatılmıştır.

Fakat bu çalışmada iterasyon sayısı değil yakınsama kriteri baz alınarak çözüm durdurulmuştur. Yani kaçınıcı iterasyonda olunursa olunsun ne zaman ki bütün

parametreler yakınsama kriterini sağladı, o zaman analiz sonlandırılmıştır. Birçok analiz yapılacağı ve buradan elde edilen sonuçlar kıyaslanacağı için bu yöntem daha uygun görülmüştür.



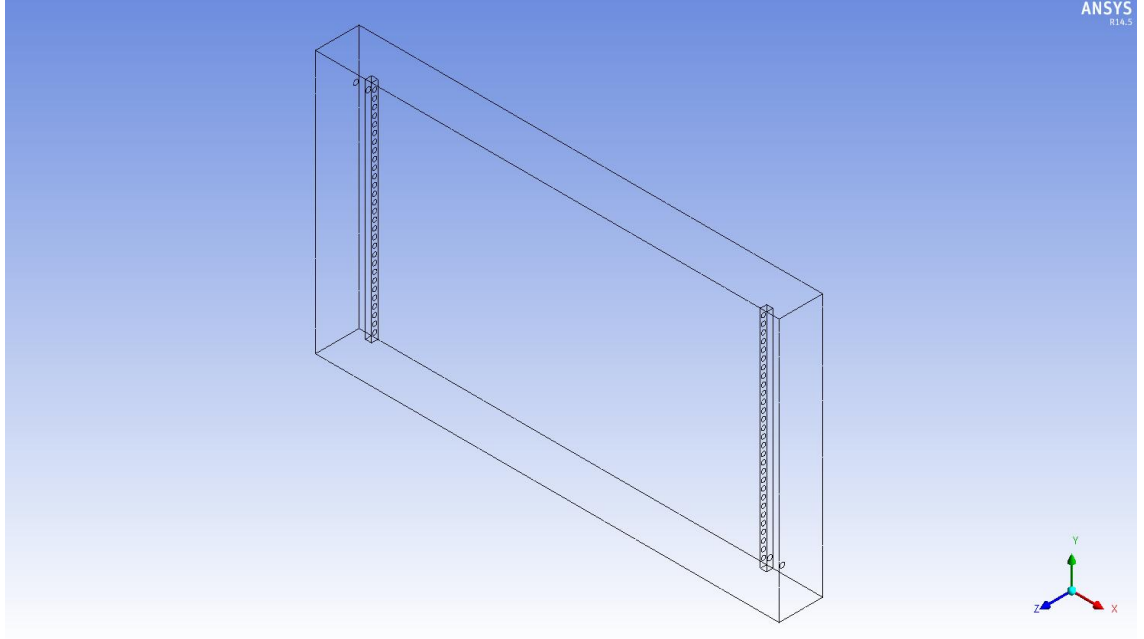
Şekil 3.10. İterasyonlar ve parametrelerin yakınsama grafiği

Şekil 3.10’da görüldüğü gibi bütün parametreler yakınsama kriterine ulaştıklarında, yani 183. iterasyonda çözüm yakınsamıştır ve program artık iterasyon yapmaya son vermiştir. Bu problem için 183 iterasyonda çözüm elde edilmiştir. Ancak gerek modelin üç boyutlu olması, gerekse problemde iki farklı akışın bulunması ve bunların birbirlerini etkilemesi çözüm süresinin bir hayli uzun olmasına neden olmuştur. Öyle ki bunun gibi sadece bir analizin yakınsaması için yaklaşık 5-6 saat gibi bir süre geçmiştir.

3.4.1.4. Analiz Sonuçlarının Gösterilmesi

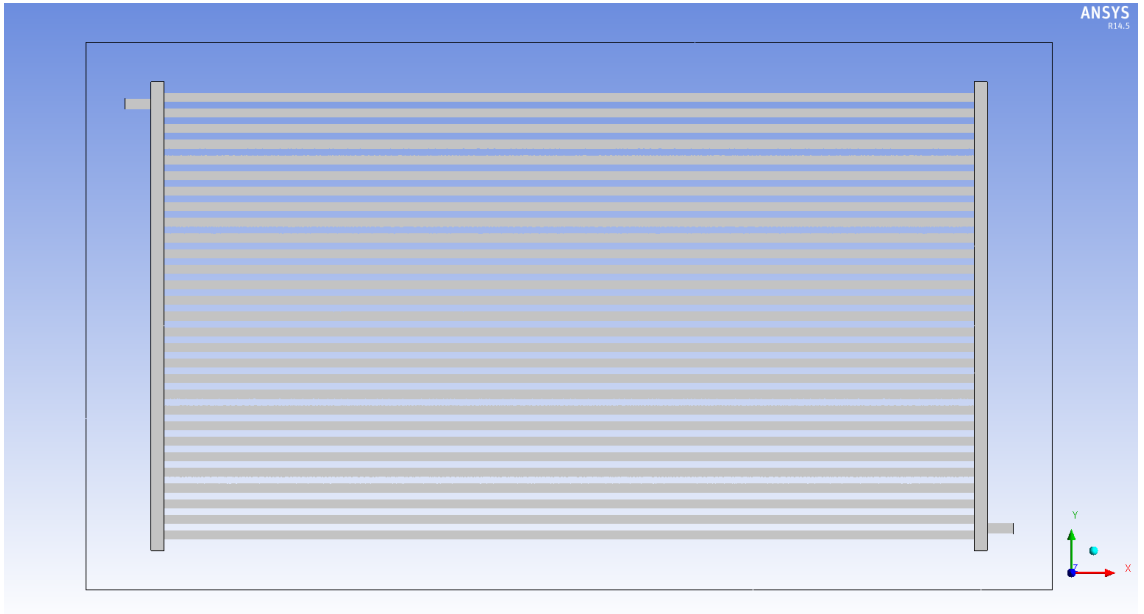
Analiz yapıp yakınsama kriterleri de sağlandıktan sonra sıra Fluent içindeki Results modülü kullanılarak analizde istenen sonuçların görülmesine gelmiştir. Burada gerekli parametrelerin (hız, sıcaklık, basınç, vb) model içinde nasıl bir dağılım gösterdiği, hangi bölgelerde en yüksek hangi bölgelerde en düşük değerlere ulaştığı gibi bilgiler edinilebilir.

Results modülü açıldığında radyatör modeli ve hava hacmi ilk önce tel kafes “Wireframe” olarak görülür.



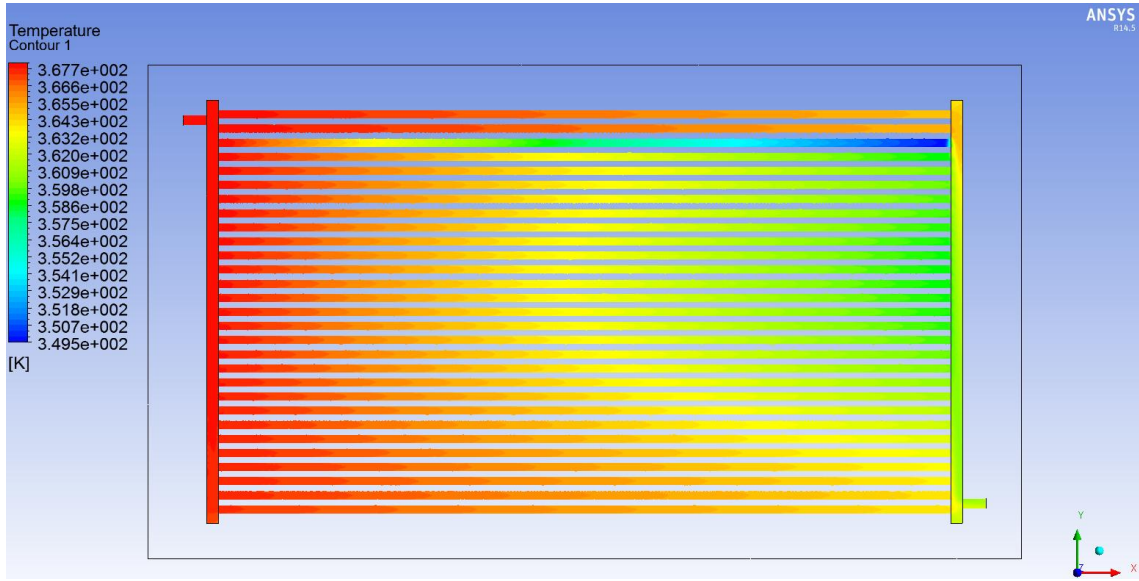
Şekil 3.11. Modelin tel kafes şeklindeki görünümü

Sadece radyatörün borularından akan soğutucu akışkanın sıcaklık ve basınç dağılımını net olarak görmek, borularda ne tür bir akış olduğunu anlamak için, sadece soğutucu akışkanın aktığı bölgeye bir yüzey tanımlanmıştır. Bu işlem “Location” menüsündeki “Plane” sekmesi kullanılarak yapılmış ve oluşturulan bu yüzeye *Plane 1* adı verilmiştir. Şekil 3.12.’de tanımlanan yüzey (*Plane 1*) görülmektedir.

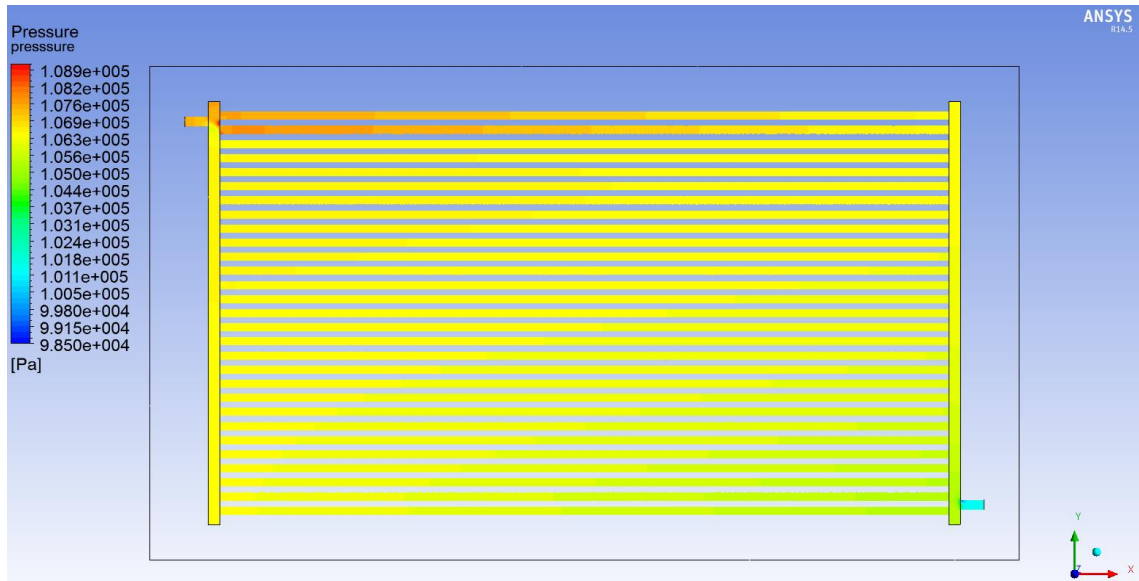


Şekil 3.12. Boruların tam ortasına tanımlanan yüzey

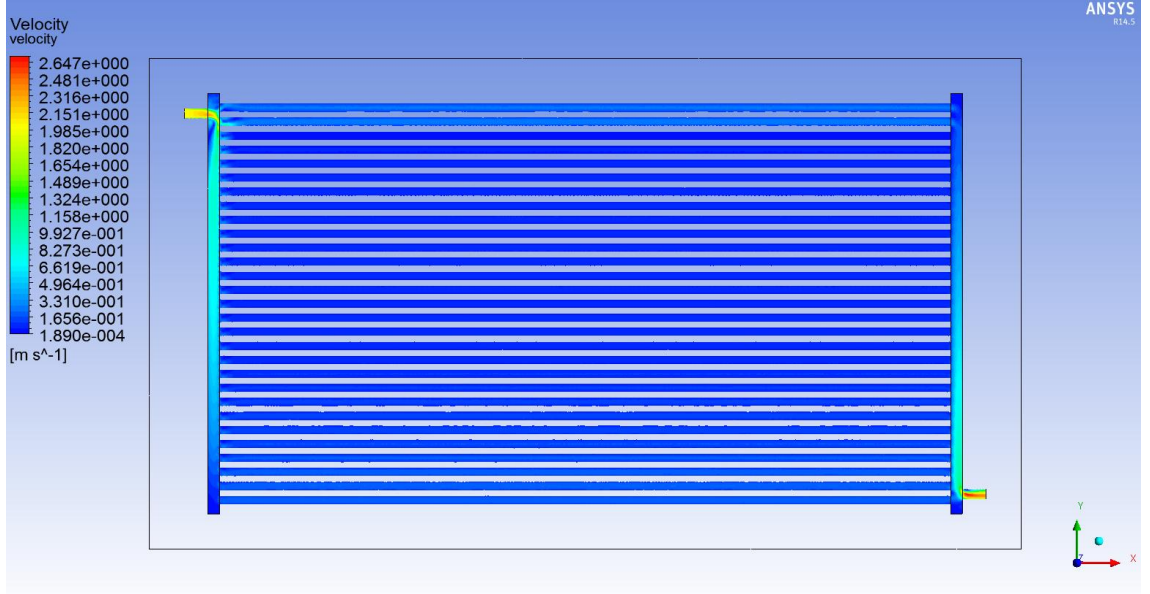
Sıcaklık, basınç ve hız dağılımlarını görmek için “Contour” menüsünden yararlanılmıştır. İlk olarak “Contour” menüsündeki “Domains” sekmesinden *water* seçilmiştir. “Locations” sekmesinden de yukarıda sayılan parametrelerdeki değişimlerin hangi bölgede gösterileceğinin seçilmesi lazımdır. “Location” olarak *Plane 1* seçilmiştir. Daha sonra hangi değişkenin dağılımı görülmek isteniyorsa “Variable” sekmesinden o değişken seçilir. “Variable” olarak sıcaklık için “Temperature”, basınç için “Pressure”, hız için de “Velocity” seçilmiştir.



Şekil 3.13. Borulardaki sıcaklık dağılımı

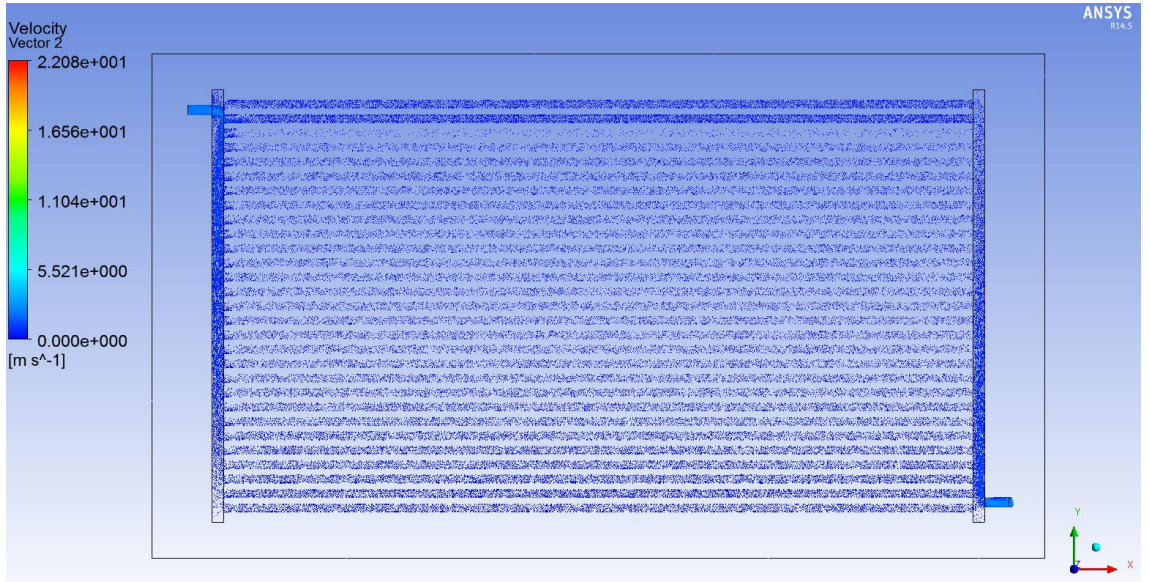


Şekil 3.14. Borulardaki basınç dağılımı



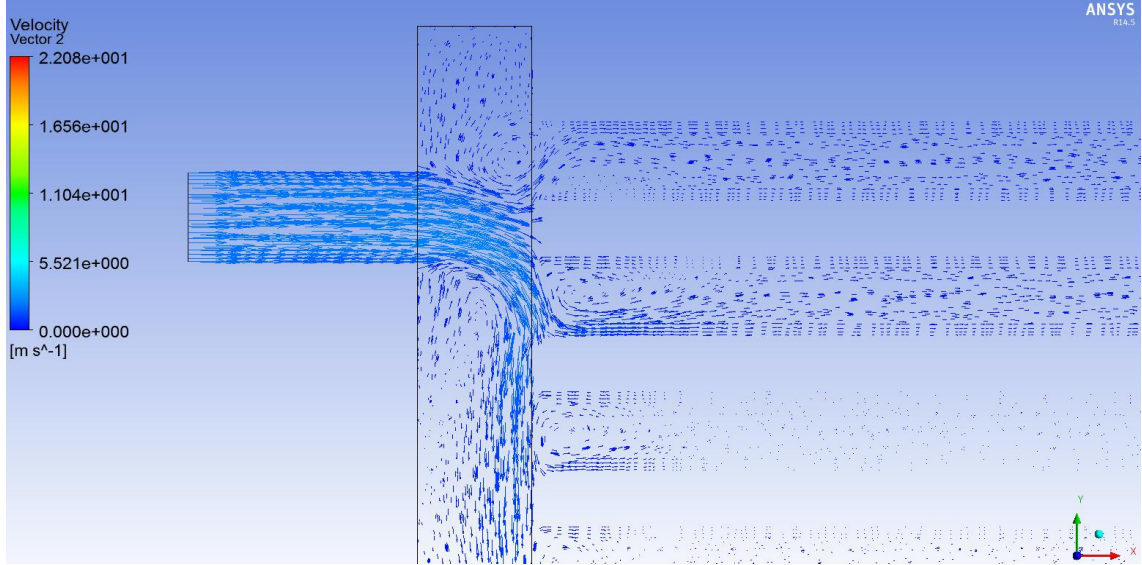
Şekil 3.15. Borulardaki hız dağılımı

Hız dağılımının yanında radyatördeki soğutucu akışkanın hangi borulardan daha az, hangi borulardan daha çok miktarda geçtiği, akışın hangi bölgelerde girdaplar oluşturduğu da görülebilir. Bunun için “Vector” menüsünden faydalanılmıştır.



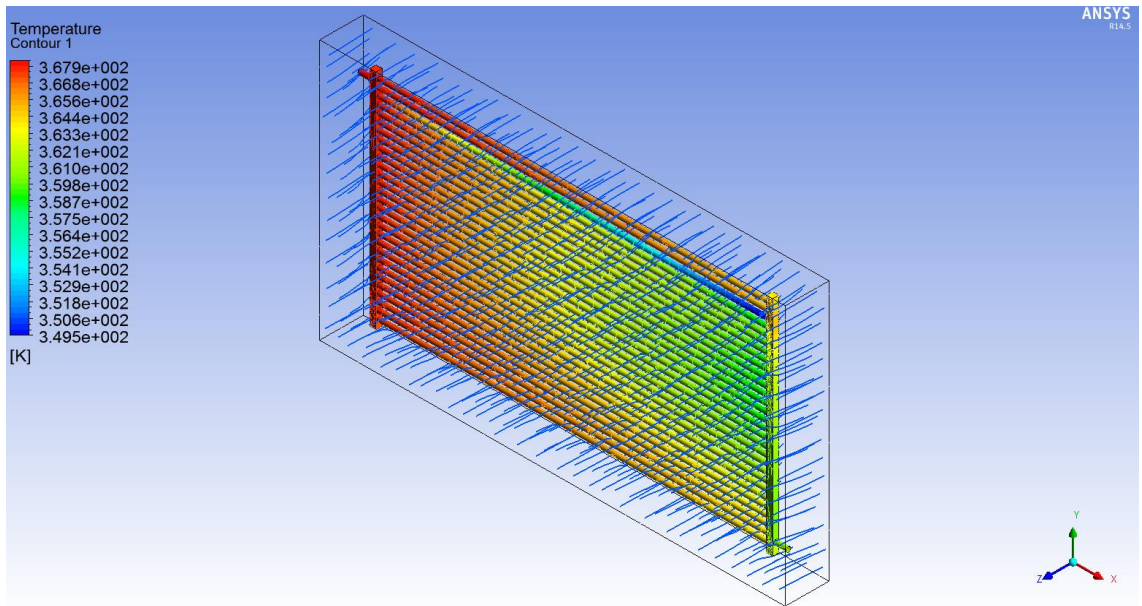
Şekil 3.16. Borulardaki akışın vektör şeklinde gösterimi

Hangi bölgelere akışın ulaşmadığı veya az ulaştığı, hangi bölgelerde yoğun bir akışın oluştuğu, hangi bölgelerde ters akışların meydana geldiği vektör gösterimine detaylı olarak bakıldığında anlaşılmaktadır. Şekil 3.17’de bu durumlar görülmektedir.



Şekil 3.17. Borulardaki akışın detaylı gösterimi

Borulardaki sıcaklık, hız ve basınç dağılımlarına ek olarak radyatöre dik olarak akan hava akışını da görmek için “Streamline” menüsündeki “Domains” sekmesinden *air*, “Start From” sekmesinden de *air_inlet* seçilmiştir.



Şekil 3.18. Havanın radyatör üzerindeki akışı

Bundan önceki kısımlarda radyatörde dolaşan soğutucu akışkanın hız, sıcaklık ve basınç dağılımını veren şekiller elde edilmiştir. Bu şekiller yardımıyla bahsedilen özelliklerin borularda nasıl bir değişim gösterdiği hakkında bilgi sahibi olunabilir. Fakat radyatör etkinliğini hesaplayabilmek için net sayısal değerlere sahip olunmalıdır. Bunun için etkinlik değerini hesaplamak, ısı performansındaki iyileşmenin gerçekleşip gerçekleşmediğini anlamak için soğutucu akışkanın radyatörden çıkış sıcaklığına bakmak gerekmektedir. Bu işlemi yapmak için “Calculators” menüsündeki “Function Calculator” sekmesinden “Function” olarak *ave* (Ortalama), “Location” olarak *water_outlet*, “Variable” olarak ise *Temperature* (Sıcaklık) seçilmiştir. Bu işlem sonucunda soğutucu akışkanın radyatörden ortalama çıkış sıcaklığı elde edilmiştir.

Function Calculator

Function: ave
Location: water_outlet
Case: FFF
Variable: Temperature
Direction: Global
Fluid: Air

Results

Average of Temperature on water_outlet

361.406 [K]

Clear previous results on calculate
 Show equivalent expression

Calculate Hybrid Conservative

Şekil 3.19. Soğutucu akışkanın radyatörden çıkış sıcaklığının bulunması

3.4.2. Yapılan Analizin Doğrulanması

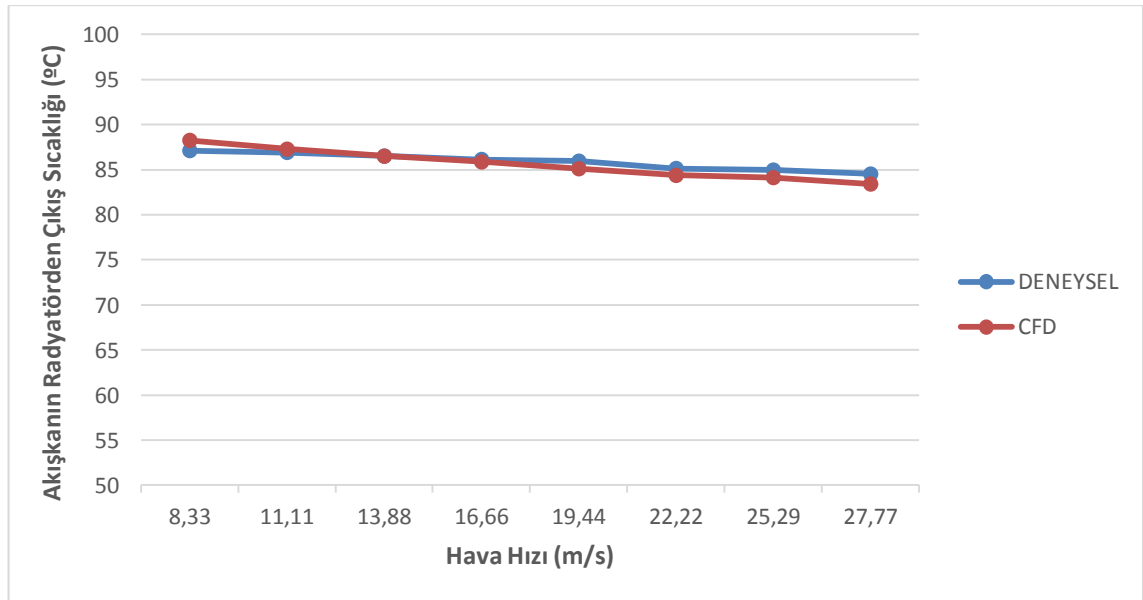
Buraya kadar yapılan işlemlerle, seçilen bir radyatör modeline belirlenen sınır şartları verilerek, soğutucu akışkanın radyatörden çıkış sıcaklığı elde edilmiştir. Yapılan bu ilk

analizde hava radyatöre 8.33 m/s'lik bir hızla gelmektedir. Diğer bütün parametrelerin aynı kalması şartıyla, bu analiz sekiz farklı hava hızı (8.33, 11.11, 13.88, 16.66, 19.44, 22.22, 25.29, 27.77) için tekrarlanmıştır ve soğutucu akışkan için sekiz farklı çıkış sıcaklığı elde edilmiştir. Yapılan analizler sonucunda bulunan değerler Trivedi ve Vasava (2012)'nin çalışmasında var olan deneysel veriler ile kıyaslanmıştır.

Çizelge 3.4. Deney sonucunda ve analiz sonucunda elde edilen sayısal veriler

Deneme No	Hava Hızı (m/s)	Akışkanın Çıkış Sıcaklığı (°C) DENEYSEL	Akışkanın Çıkış Sıcaklığı (°C) CFD	Fark (%)
1	8,33	87,12	88,26	-1,304
2	11,11	86,92	87,28	-0,414
3	13,88	86,52	86,50	0,0266
4	16,66	86,14	85,86	0,3204
5	19,44	85,95	85,11	0,9773
6	22,22	85,14	84,37	0,9067
7	25,29	84,96	84,13	0,9816
8	27,77	84,52	83,41	1,3086

Karşılaştırma yapıldığında, analiz sonuçlarıyla deneysel sonuçların büyük oranda örtüştüğü görülmüştür.



Şekil 3.20. Deneysel veriler ile yapılan analiz sonuçlarının karşılaştırılması

Bir parametre (hava hızı) değiştirilmiştir ve buna bağlı olarak elde edilen soğutucu akışkanın radyatörden çıkış sıcaklığının, deneysel verilerle uyumlu olduğu görülmüştür. Bu demek oluyor ki; radyatör ve hava modeli mantıklı bir şekilde kurgulanmış, kaliteli bir mesh atılmış, başlangıç ve sınır şartları doğru verilmiştir. Bundan sonra istenilen parametre değiştirilip, bu parametrelerin ısı performansına etkisi incelenebilir. Bu bağlamda hava hızının ısı performansına etkisinin dışında, radyatördeki boru sayısı değiştirilmiş, boru çapları değiştirilmiş, radyatöre kanatçık ilavesi yapılmış ve son olarak da eklenen bu kanatçıkların malzemesi değiştirilip bu parametrelerin ısı performansına etkisi gözlemlenmiştir.

3.4.3. Boru Sayısı Analizleri

Boru sayısının radyatörün ısı performansına etkisini incelemek için tüm başlangıç ve sınır şartlarının, boru çaplarının aynı kalması, radyatörün yükseklik ve genişliğinin de sabit kalması koşuluyla boru sayıları farklı altı adet radyatör modeli oluşturulmuştur. Yani eni 664 mm, boyu 360 mm olan radyatörün içine farklı sayılarda borular yerleştirilmiştir. 14, 19, 24, 29, 34 ve 39 boru sayılı olarak oluşturulan radyatör modellerinden örnek teşkil etmesi açısından 14 ve 39 borulu olanlar Şekil 3.21 ve Şekil 3.22’de gösterilmiştir.



Şekil 3.21. 14 adet boruya sahip radyatör modeli



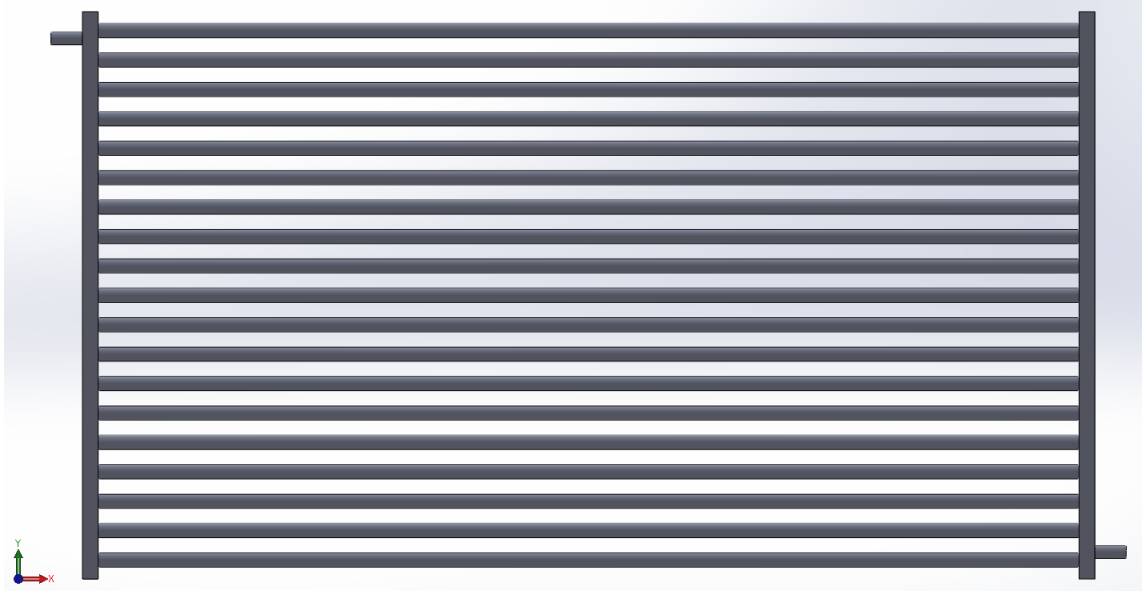
Şekil 3.22. 39 adet boruya sahip radyatör modeli

3.4.4. Boru Çapı Analizleri

Boru çapının radyatörün ısı performansına etkisini incelemek için de yine tüm başlangıç ve sınır şartlarının, boru sayısının aynı kalması, radyatörün yükseklik ve genişliğinin de sabit kalması koşuluyla bu sefer boru çapları farklı altı adet radyatör modeli oluşturulmuştur. Tüm modellerin toplam boru sayısı 19'dur. 4, 5, 6, 7, 8 ve 9 mm çapındaki borulardan oluşan radyatör modellerinden yine örnek teşkil etmesi açısından 4 ve 9 mm çapında olanlar Şekil 3.23 ve Şekil 3.24'de gösterilmiştir.



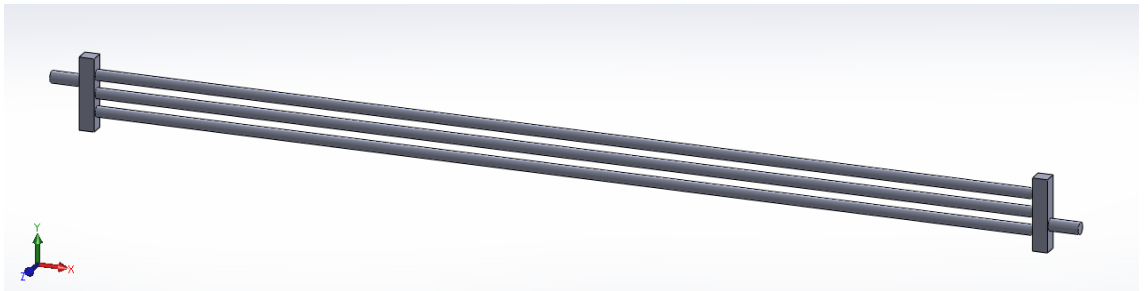
Şekil 3.23. 4 mm çapındaki borulara sahip radyatör modeli



Şekil 3.24. 9 mm çapındaki borulara sahip radyatör modeli

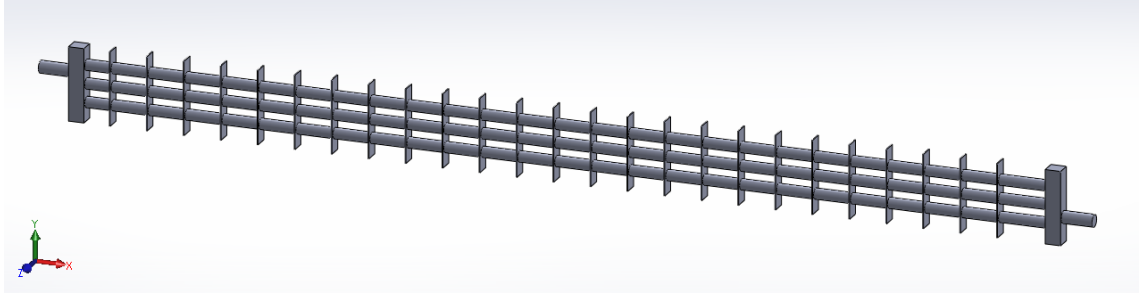
3.4.5. Kanatçık Analizleri

Radyatörün ısı performansına kanatçık ilavesinin etkisini incelemek için de farklı bir geometri kullanılmıştır. Radyatörün tamamına kanatçık eklemek ve analizini yapmak çok zorlu bir süreçtir. Kanatçıklı radyatör modelinin sonlu hacimlere bölünmesi için çok yüksek kapasiteli bilgisayarlara ihtiyaç duyulmaktadır. Bu aşamadan sonraki analiz kısmında da analizin tamamlanması, sonuçların elde edilmesi günlerce sürebilmektedir ve yine çok yüksek kapasiteli bilgisayarlar gerekmektedir. Bütün bu olumsuzluklara çözüm olması açısından radyatörün genel karakteristiğini yansıtan bir kısım analiz için seçilmiştir. Şekil 3.25’de seçilen bu kısım için oluşturulan model gösterilmiştir.

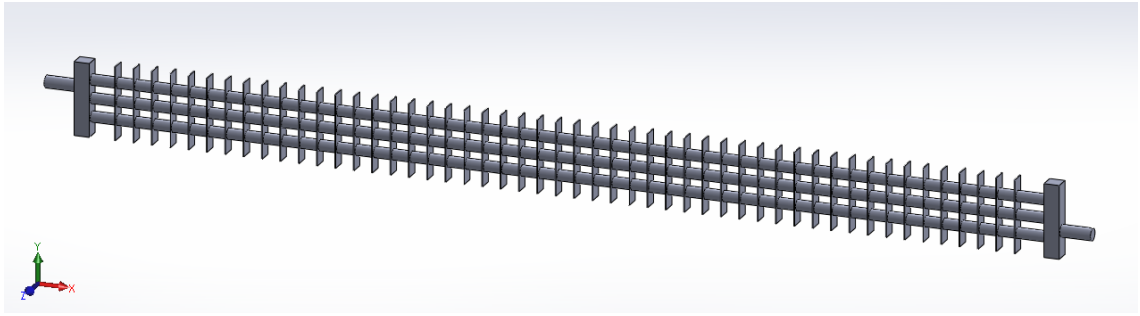


Şekil 3.25. Analiz için seçilen test modeli

Kanatçık etkisini görmek için bu kısma farklı sayılarda (25 ve 50) kanatçık eklenmiştir ve iki farklı model daha oluşturulmuştur. Bu modeller Şekil 3.26 ve Şekil 3.27’de gösterilmiştir.



Şekil 3.26. 25 adet kanatçık eklenmiş test modeli



Şekil 3.27. 50 adet kanatçık eklenmiş test modeli

Hava hızı, boru sayısı ve boru çapı için yapılan analizlerden farklı olarak kanatçık ilavesi olduğu için kanatçık için “b” ve kanatçığa temas eden hava için “bb” yüzeyleri tanımlanmıştır. Bunun dışında bazı sayısal değerler hava hızı, boru sayısı ve boru çapı için verilen sınır şartlarından farklı olarak girilmiştir. Analizler yapılmadan önce verilen başlangıç ve sınır şartları Çizelge 3.5’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.5. Analiz öncesi girilen başlangıç ve sınır şartları

Bölgeler	Tipi	Hız (m/s)	Sıcaklık (°C)	Basınç (Pa)
Air inlet	Velocity Inlet	20	27	-
Air outlet	Pressure Outlet	-	-	0
Water inlet	Velocity Inlet	1	95	-
Water outlet	Pressure Outlet	-	-	0
a,aa	Interface	-	-	-
b,bb	Interface	-	-	-

Soğutucu akışkan olarak diğer analizlerde % 50 Etanol + % 50 Su karışımı kullanılmıştır. Kanatçık ile yapılan analizlerde ise farklı olarak soğutucu akışkan olarak sadece su kullanılmıştır. Tüm başlangıç ve sınır şartları aynı kalması şartıyla bu üç model için analizler yapılmış ve kanatçığın radyatörün ısı performansına etkisi gözlemlenmiştir.

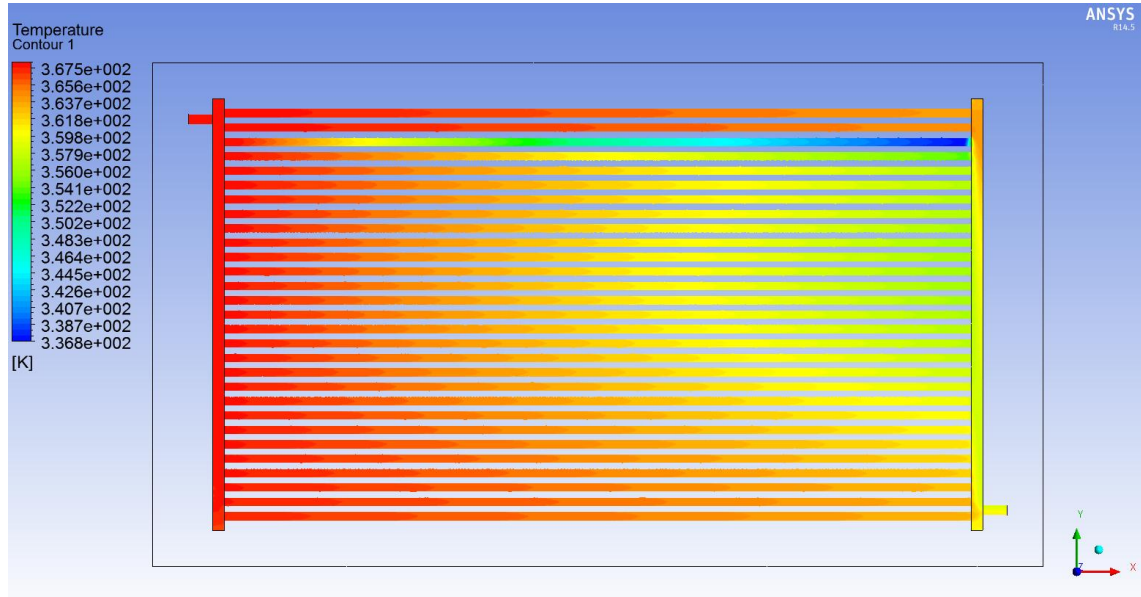
Bu tezde kanatçık ile alakalı yapılan bir başka çalışma ise kanatçığın yapıldığı malzemenin ısı performansına etkisinin incelenmesidir. Bu bağlamda Şekil.27’de görülen 50 adet kanatçığı bulunan küçük radyatör modeli kullanılmıştır. Kanatçık malzemesi olarak günümüzde radyatörlerdeki kanatçıklarda en çok kullanılan malzemelerden olan Alüminyum ve Bakır kullanılmıştır.

4. BULGULAR

Çalışmada elde edilen sonuçlar bu bölümde verilmiştir. İlk kısımda radyatörün ısı performansına hava hızının etkisinin incelendiği analizlerin sonuçları verilmiştir. İkinci, üçüncü, dördüncü ve beşinci kısımlarda ise sırasıyla; boru sayısının etkisinin incelendiği analizlerin sonuçları, boru çapının etkisinin incelendiği analizlerin sonuçları, kanatçık ilavesinin etkisinin incelendiği analizlerin sonuçları ve son olarak da kanatçık malzemesinin etkisinin incelendiği analizlerin sonuçları verilmiştir.

4.1. Hava Hızı İçin Yapılan Analizlerin Sonuçları

Hava hızının radyatörün ısı performansına etkisini görmek için; hava hızı (m/s) olarak 8.33, 11.11, 13.88, 16.66, 19.44, 22.22, 25.29, 27.77 değerleri girilmiştir ve sekiz farklı analiz yapılmıştır. Örnek teşkil etmesi açısından 13.88 m/s 'lik hava akışı olan analiz sıcaklık, basınç ve hız dağılımları aşağıda gösterilmiştir.



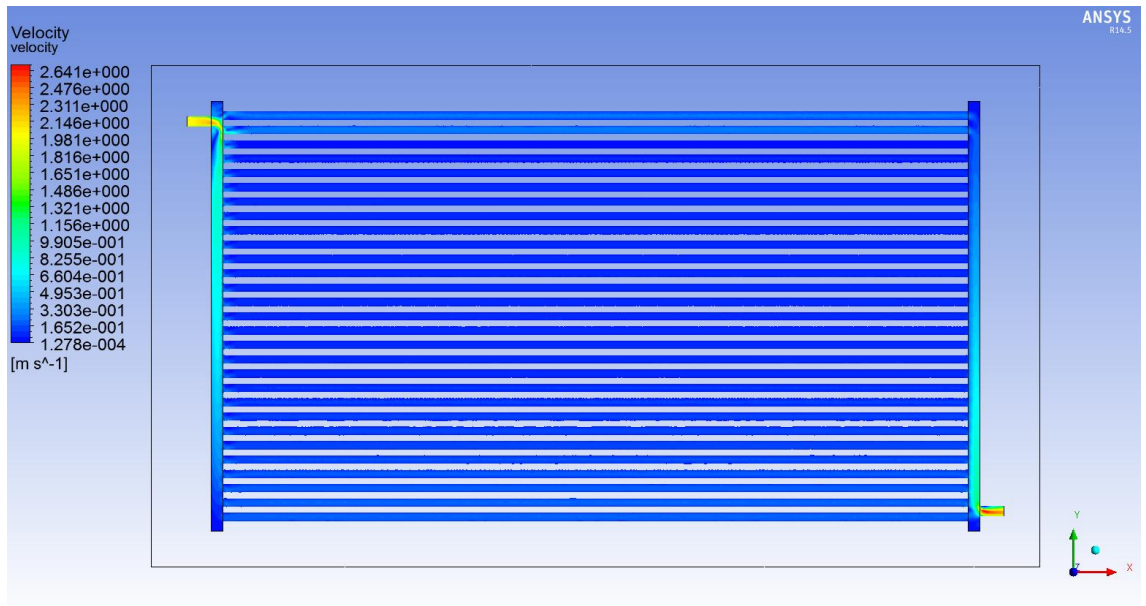
Şekil 4.1. 13.88 m/s hızında hava girişi için sıcaklık dağılımı

Şekil 4.1'de görüldüğü gibi baştan üçüncü boruda diğer borularla kıyaslandığında ani bir sıcaklık düşüşü gözlemlenmiştir.

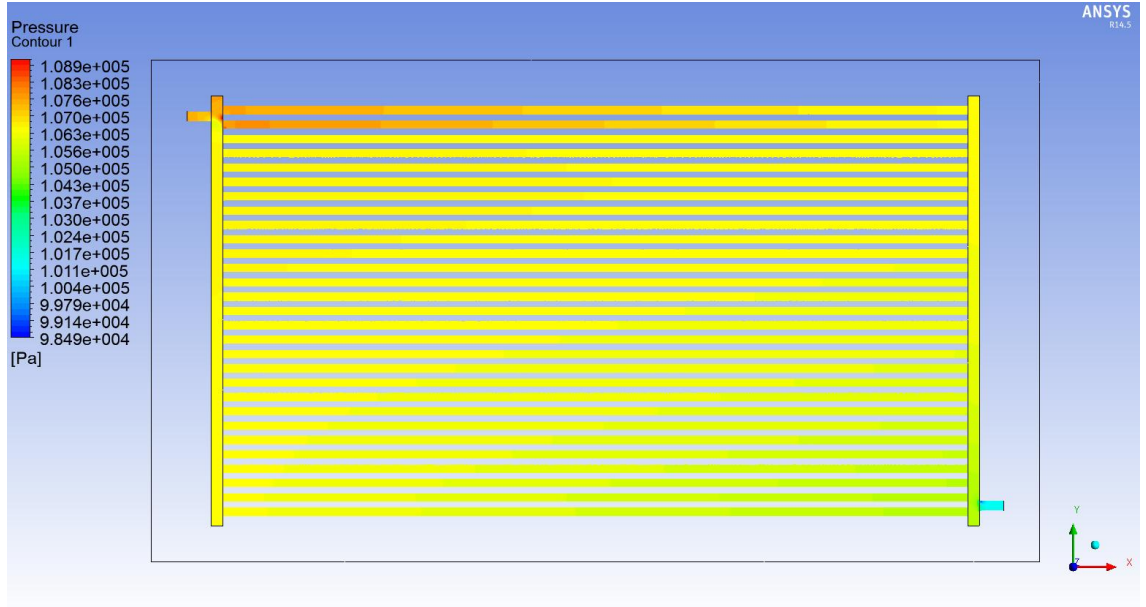


Şekil 4.2. 13.88 m/s hızındaki hava girişi için akışın vektör gösterimi

Şekil 4.4'den görüldüğü gibi baştan üçüncü borudan geçen soğutucu akışkan kütlesi diğer borularla kıyaslandığında oldukça azdır. Bu da neden o boruda ani sıcaklık düşüşü olduğunu açıklamaktadır. O borudan soğutucu akışkanın az miktarda geçmesinin sebebi ise radyatör geometrisidir.



Şekil 4.3. 13.88 m/s hızındaki hava girişi için hız dağılımı

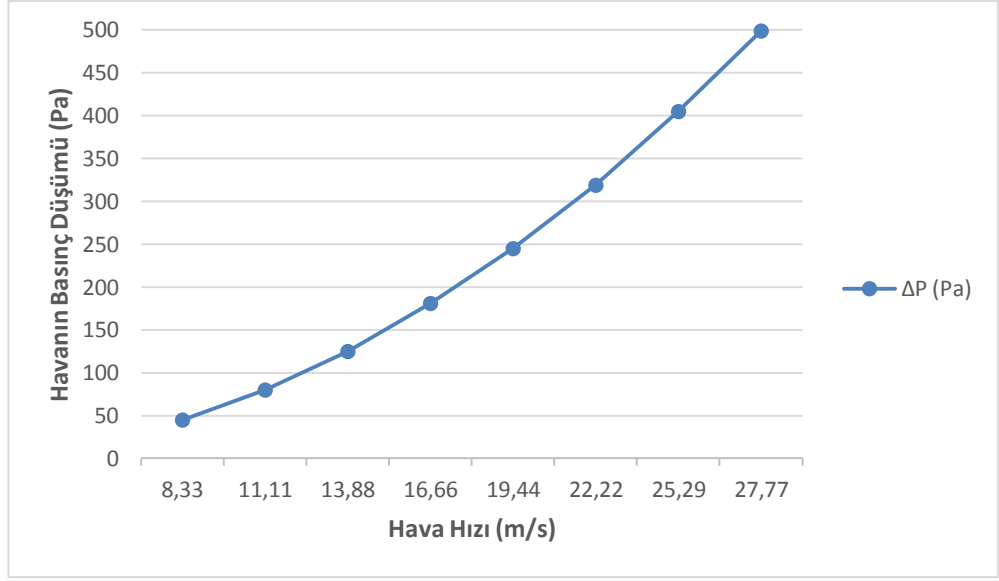


Şekil 4.4. 13.88 m/s hızındaki hava girişi için basınç dağılımı

Radyatörün genelinde basınçta çok büyük bir değişiklik olmasa da çıkış borusunun renginden de anlaşılacağı gibi, çıkış basınç değerinde bir azalma olduğu anlaşılmaktadır.

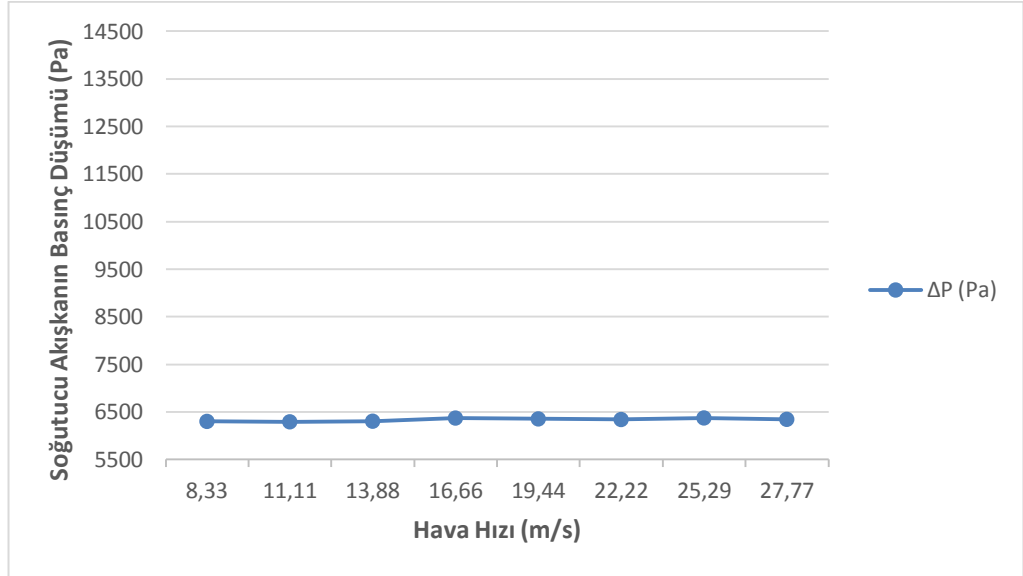
Hava hızının değişimine bağlı olarak değişen bazı değerler aşağıdaki grafiklerde gösterilmiştir. Hava hızı, boru sayısı, boru çapı için yapılan analizler sonucunda elde edilen grafikler, hangi parametrenin hangi değişkeni ne oranda etkilediği daha kolay anlaşılabilir diye aynı ölçekte oluşturulmuştur. Örneğin bütün analizlerin sonunda soğutucu akışkanın basınç düşümündeki değişim 5500 – 14500 Pa arasında, havanın basınç düşümündeki değişim 0 – 500 Pa arasında, soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı 354 – 366 K arasında gösterilmiştir.

İlk olarak hava hızıyla radyatörün hava tarafındaki basınç düşümünün nasıl değiştiği incelenmiştir.



Şekil 4.5. Hava hızına bağlı olarak havanın basınç düşümü grafiği

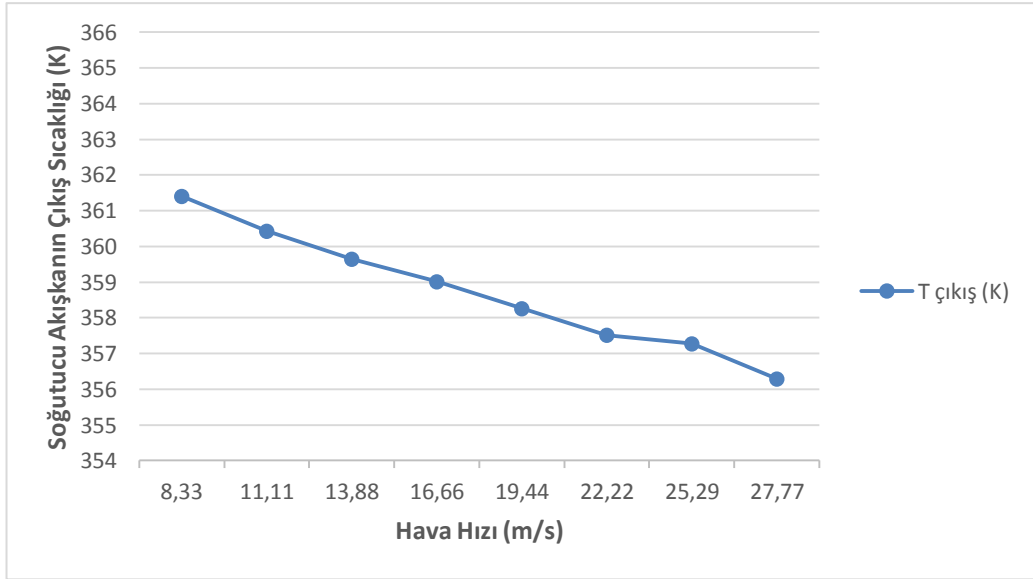
Şekil 4.5'den anlaşılacağı gibi havanın radyatöre giriş hızı arttıkça, hava tarafındaki basınç düşümü de artmaktadır.



Şekil 4.6. Hava hızına bağlı olarak soğutucu akışkanın basınç düşümü grafiği

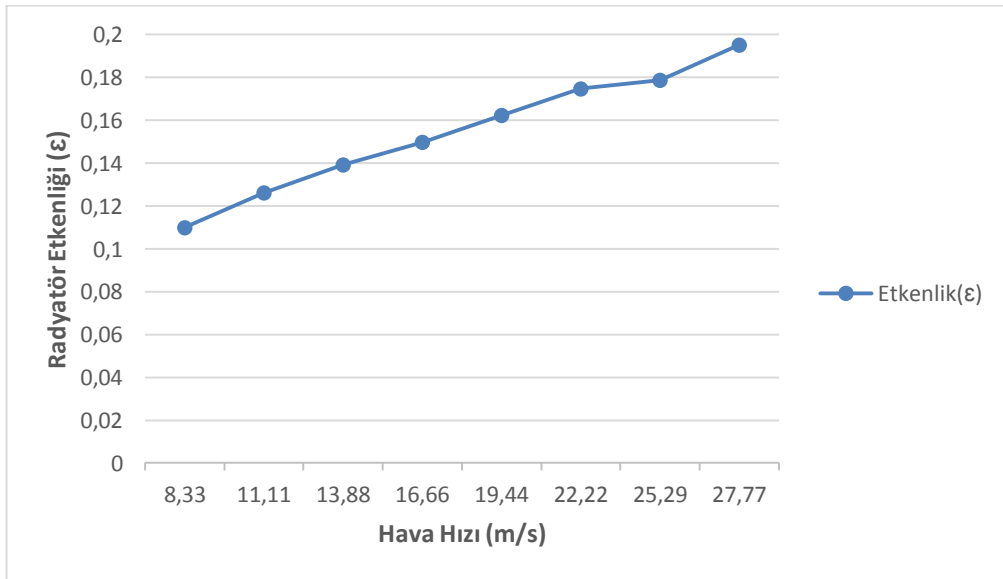
Şekil 4.6'ya bakıldığında havanın radyatöre giriş hızının artmasının soğutucu akışkandaki basınç düşümünü arttıran veya azaltan bir etkisi olduğu söylenemez. Hava tarafındaki basınç düşümleri ile kıyaslandığında, farklı hava hızlarında soğutucu akışkandaki basınç düşümlerinin birbirine çok yakın olduğu görülür. Buradan yola

çıkarak hava hızındaki değişimin soğutucu akışkandaki basınç düşümüne etkisi önemsenerek düzeyde değildir olarak yorumlanabilir.



Şekil 4.7. Hava hızına bağlı olarak soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığındaki değişim

Havanın radyatöre giriş hızı arttıkça radyatör borularında dolaşan soğutucu akışkanın radyatörden çıkış sıcaklığı azalmıştır ki bu istenen bir durumdur. Sıcaklık azalmasına bağlı olarak radyatörün etkenliğinin artması beklenir. Şekil 4.8’de hava hızının radyatör etkenliğine etkisi gösterilmiştir.

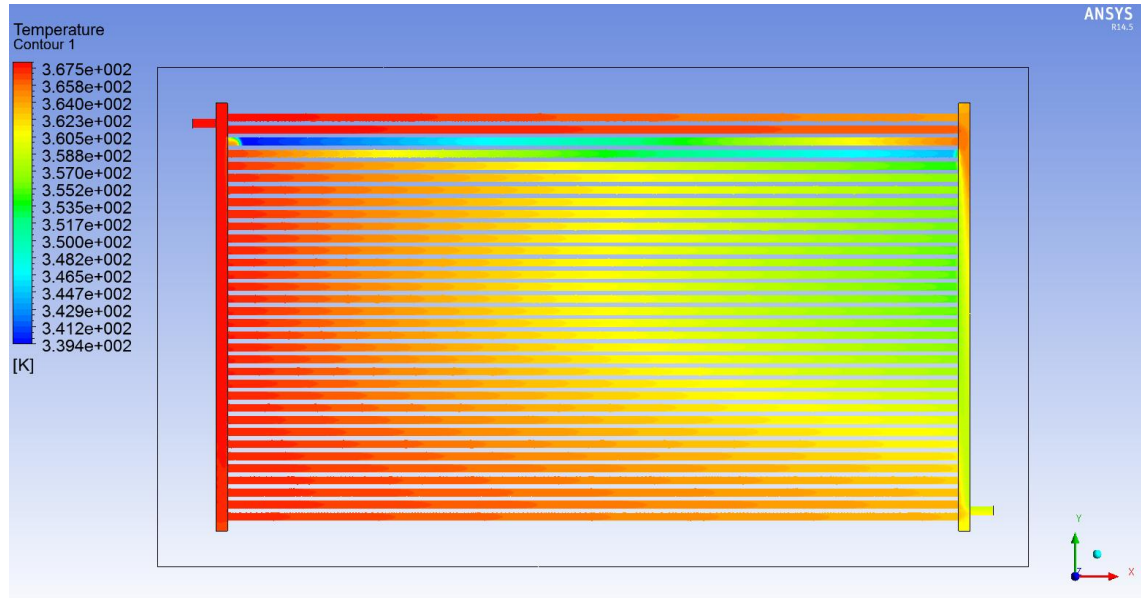


Şekil 4.8. Hava hızına bağlı olarak radyatör etkenliğindeki değişim

Analiz sonunda elde edilen verileri ve Materyal ve Yöntem kısmında verilen formülleri kullanarak radyatörün etkinliği hesaplanmıştır. Buna bağlı olarak elde edilen grafikten görüldüğü gibi hava hızı arttıkça radyatörün etkinliği de artmaktadır.

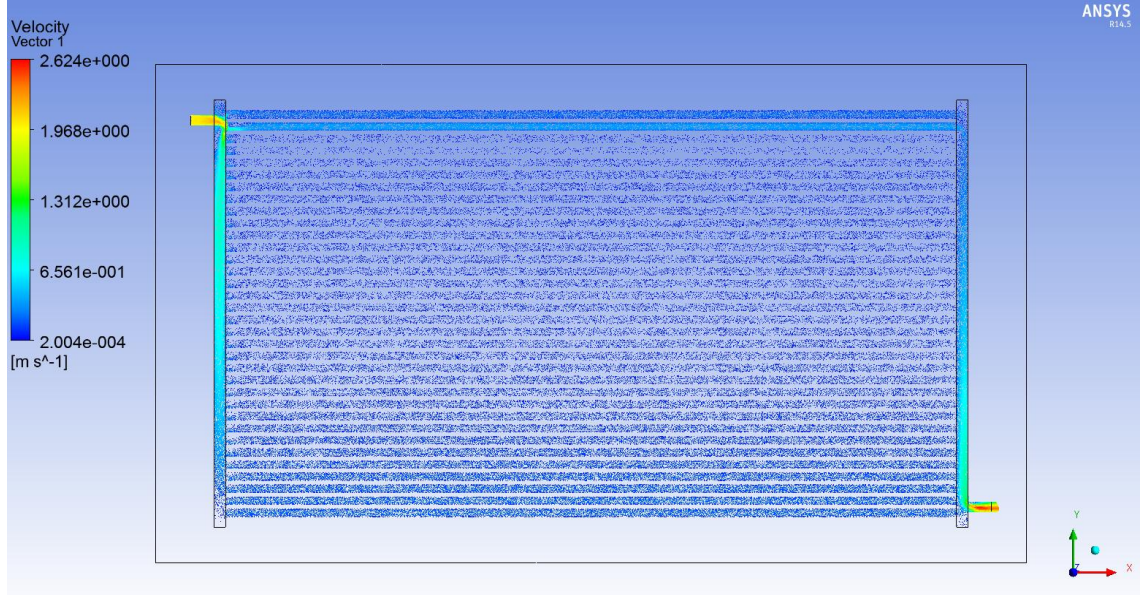
4.2. Boru Sayısı İçin Yapılan Analizlerin Sonuçları

Boru sayısının radyatörün ısıl performansına etkisini görmek için 14, 19, 24, 29, 34 ve 39 borulu altı farklı radyatör modeli üzerinde analizler yapılmıştır. Örnek teşkil etmesi açısından 34 borulu radyatör için yapılan analizin sıcaklık, basınç ve hız dağılımları aşağıda gösterilmiştir.



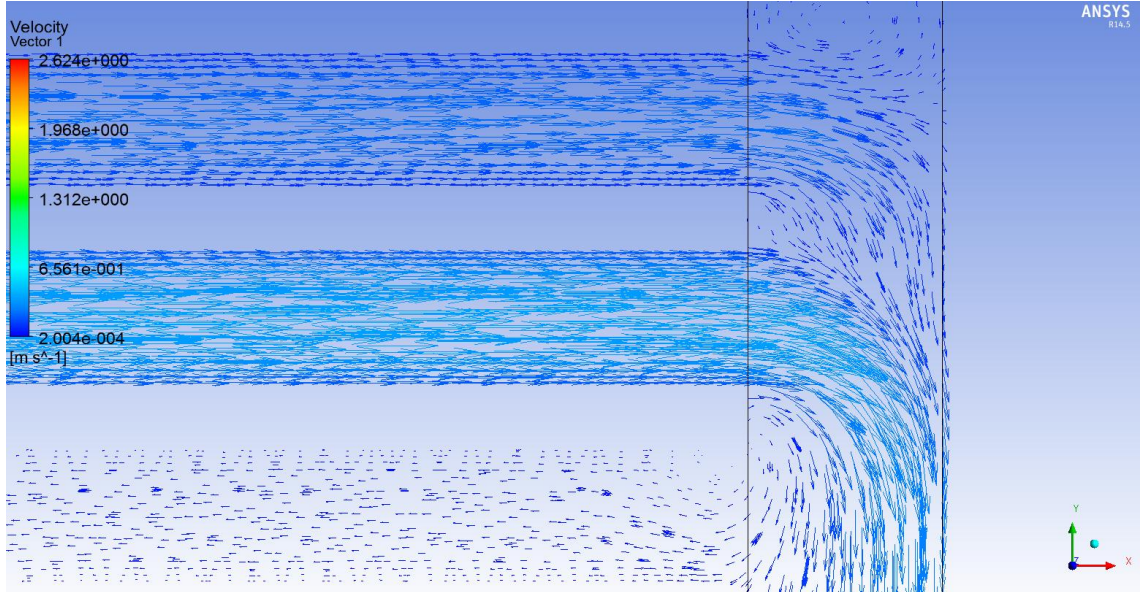
Şekil 4.9. 34 borulu radyatörde sıcaklık dağılımı

Hava hızının etkisinin incelendiği analizlerde kullanılan 29 borulu radyatörde karşılaşılan, baştan üçüncü borudaki ani sıcaklık düşümüne, biraz farklı bir biçimde 34 borulu radyatörde de karşılaşılmıştır. Baştan üçüncü boruda sıcaklığın normalde gitgide azalması gerektiği halde, önce biranda azaldığı daha sonra ise diğer boruların tersine sıcaklığın arttığı görülmektedir. Sıcaklığın bu şekilde normalden farklı olarak değişmesinin sebebi Şekil 4.14 vasıtasıyla izah edilmektedir.

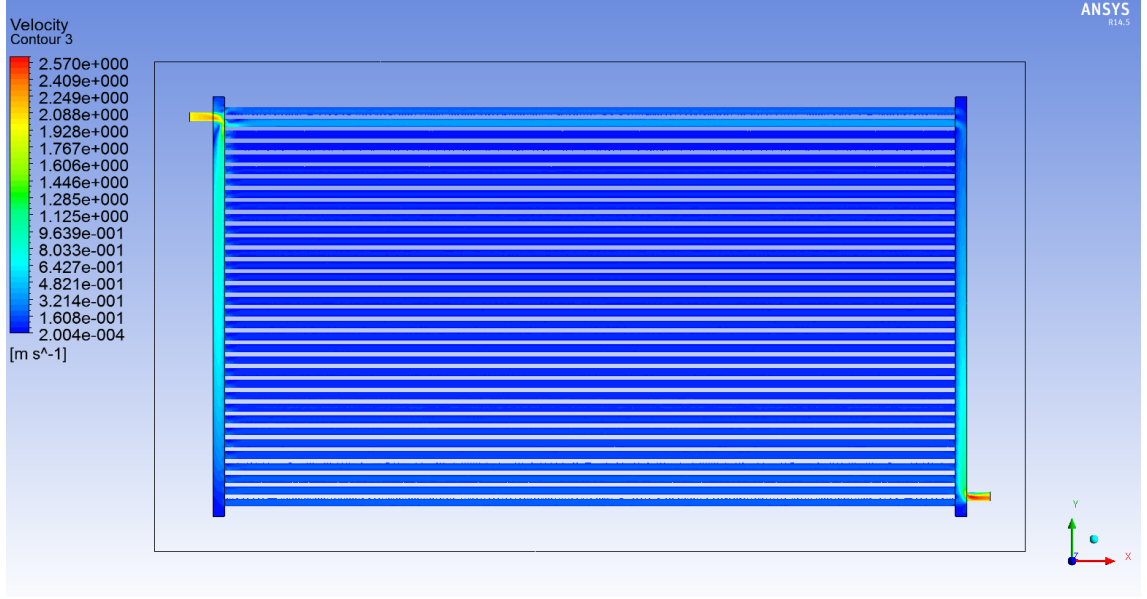


Şekil 4.10. 34 borulu radyatörde akışın vektör gösterimi

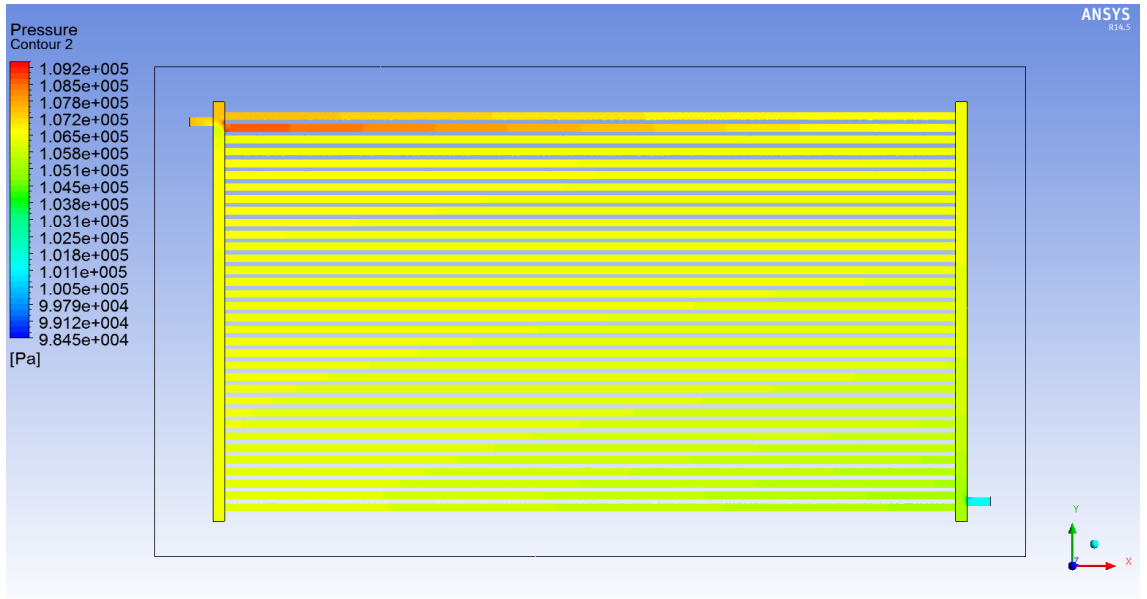
Vektör gösteriminde incelendiğinde baştan ikinci boruda yoğun bir sıvı akışı olduğu görülmektedir. Akış detaylı bir şekilde incelendiğinde baştan ikinci borudan gelen yoğun sıvı akışının üçüncü boruya tersten girdiği Şekil 4.11’de görülmektedir. Bu da neden üçüncü boruda sıcaklığın diğer borularda olduğu gibi soldan sağa doğru azalmayıp arttığını izah etmektedir.



Şekil 4.11. 34 borulu radyatörde ilk üç borudaki akışın detaylı vektör gösterimi



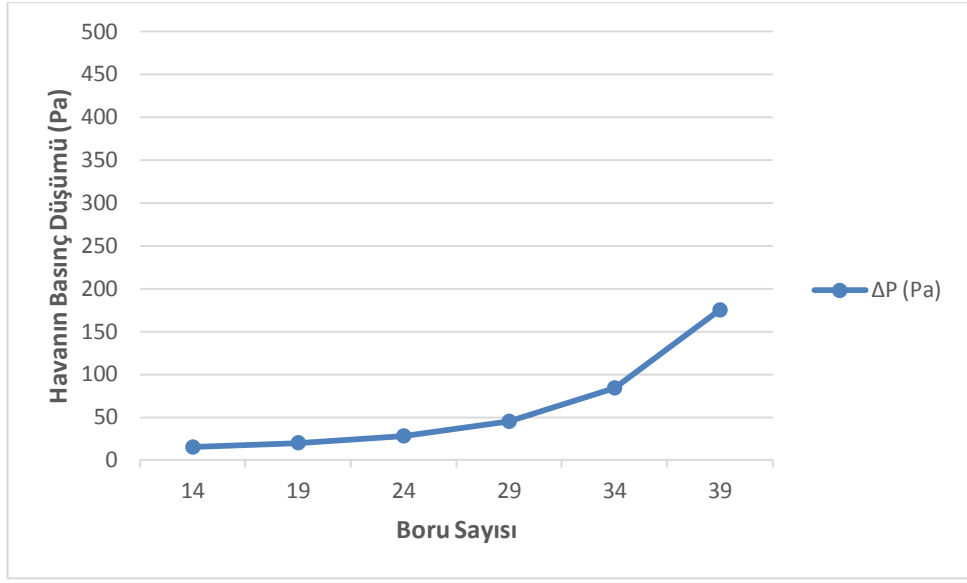
Şekil 4.12. 34 borulu radyatörde hız dağılımı



Şekil 4.13. 34 borulu radyatörde basınç dağılımı

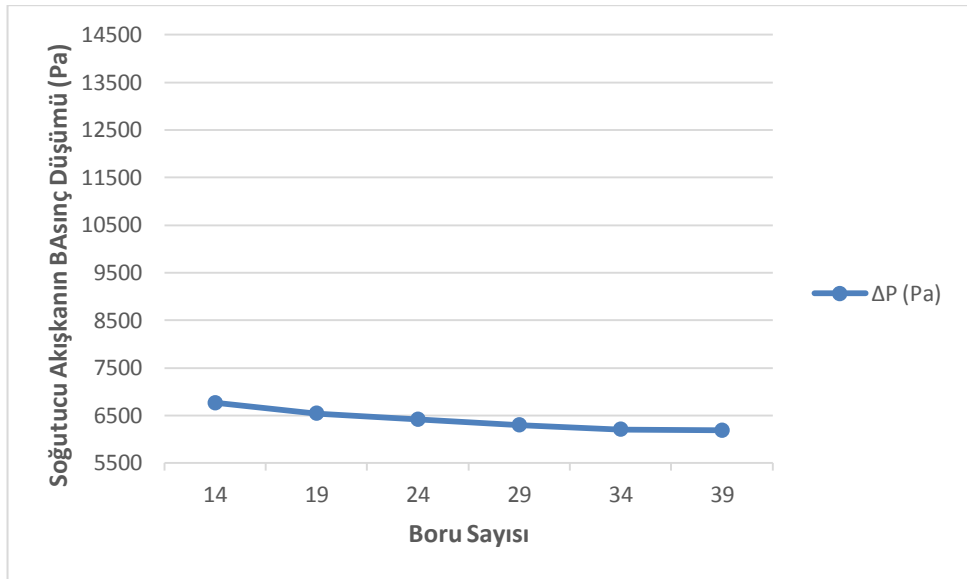
Hız ve basınç dağılımları genel olarak hava için yapılan analizlerdekine benzer şekilde çıkmıştır.

Boru sayısı değiştikçe buna bağlı olarak değişen bazı değerler aşağıdaki grafiklerde gösterilmiştir. İlk olarak boru sayısındaki değişimin hava tarafındaki basınç düşümünü nasıl etkilediği incelenmiştir.



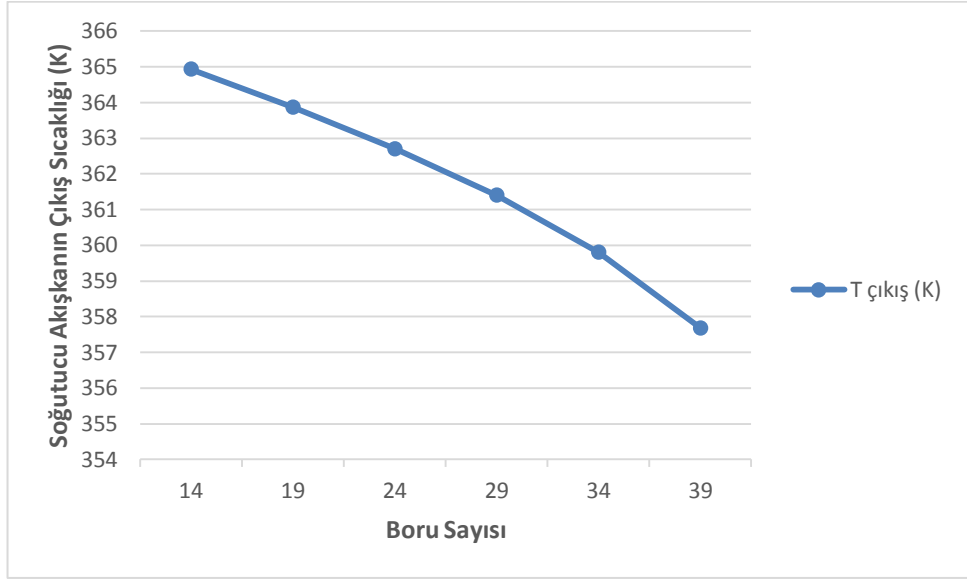
Şekil 4.14. Boru sayısına bağlı olarak havanın basınç düşümü grafiği

Şekil 4.14'den görüleceği gibi boru sayısı arttıkça, hava tarafındaki basınç düşümü de artmaktadır.



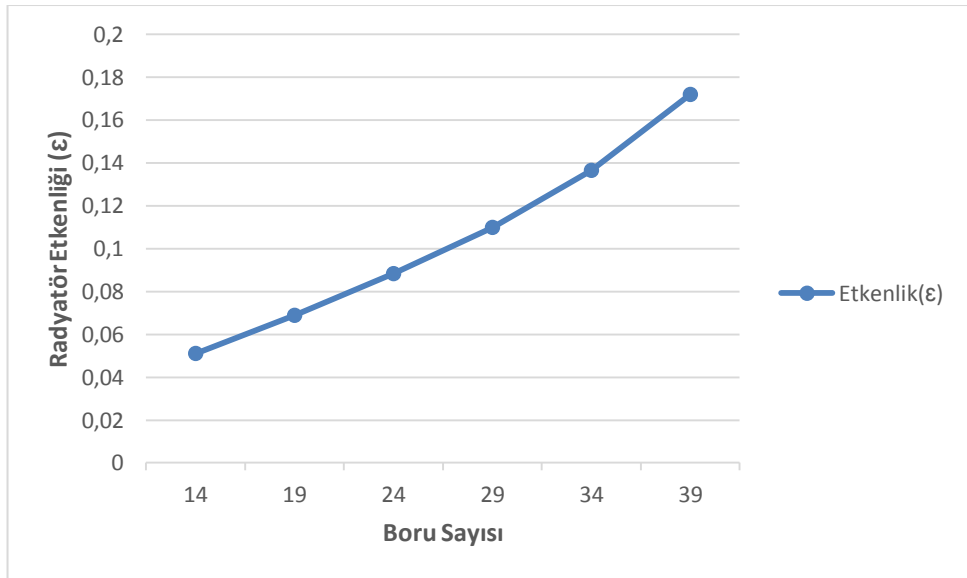
Şekil 4.15. Boru sayısına bağlı olarak soğutucu akışkanın basınç düşümü grafiği

Şekil 4.15'de boru sayısı arttıkça soğutucu akışkandaki basınç düşümünün azaldığı görülmektedir. Boru sayısı arttıkça soğutucu akışkanın geçtiği toplam kesit alanı da artacağından radyatördeki su hızı düşmekte buna bağlı olarak basınç kayıplarında bir azalma olduğu söylenebilir.



Şekil 4.16. Boru sayısına bağlı olarak soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığındaki değişim

Boru sayısı arttıkça radyatör borularında dolaşan soğutucu akışkanın radyatörden çıkış sıcaklığı azalmıştır. Bu ısıl performansa olumlu yönde bir etki verir. Önceki bölümde de görüldüğü gibi çıkış sıcaklığı azalırsa buna bağlı olarak radyatörün etkenliği artar. Şekil 4.17’de hava hızının radyatör etkenliğine etkisi gösterilmiştir.

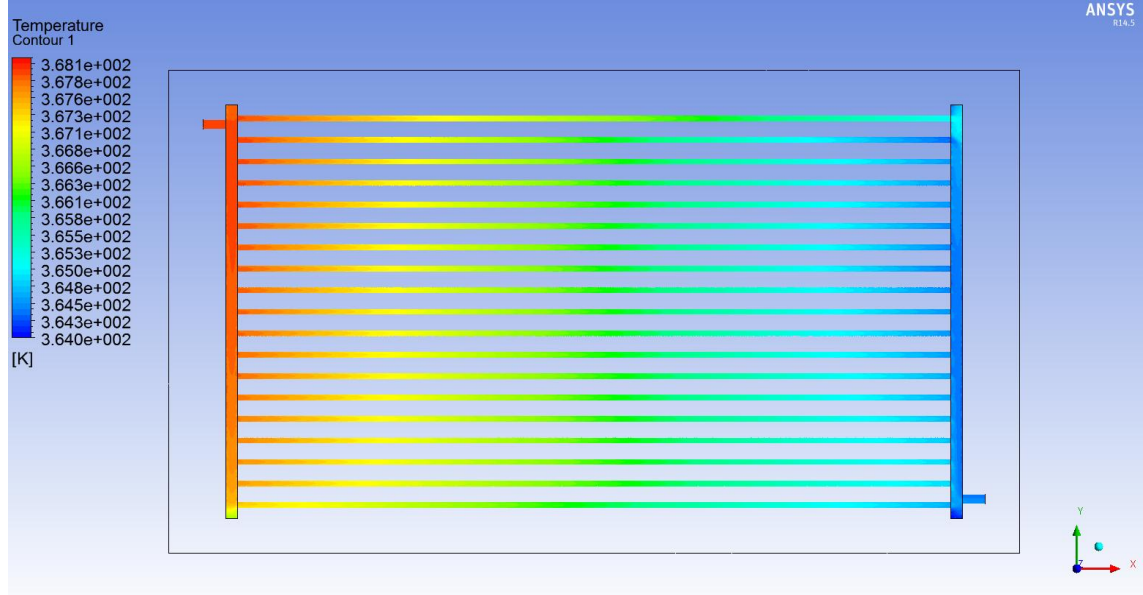


Şekil 4.17. Boru sayısına bağlı olarak radyatör etkenliğindeki değişim

Yukarıda da belirtildiği gibi boru sayısı arttıkça radyatör etkenliğinin arttığı gözlemlenmiştir.

4.3. Boru Çapı İçin Yapılan Analizlerin Sonuçları

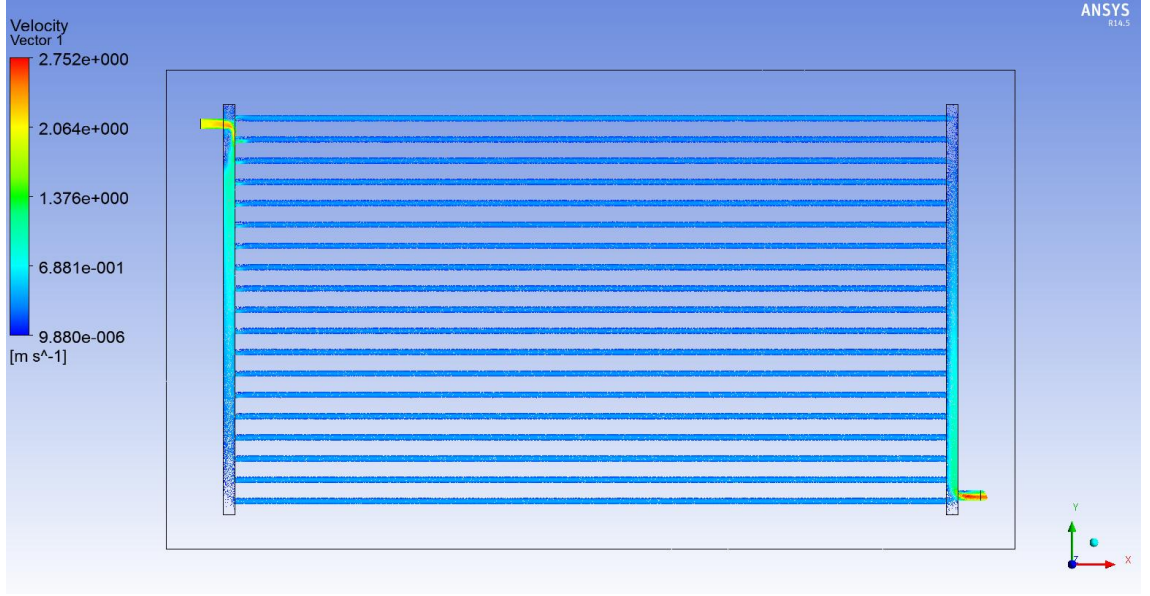
Boru çapının radyatörün ısı performansına etkisini görmek için boru çapları 4, 5, 6, 7, 8 ve 9 mm olan altı farklı radyatör modeli üzerinde analizler yapılmıştır. Örnek teşkil etmesi açısından 5 mm çapında borulara sahip olan radyatör için yapılan analizin sıcaklık, basınç ve hız dağılımları aşağıda gösterilmiştir.



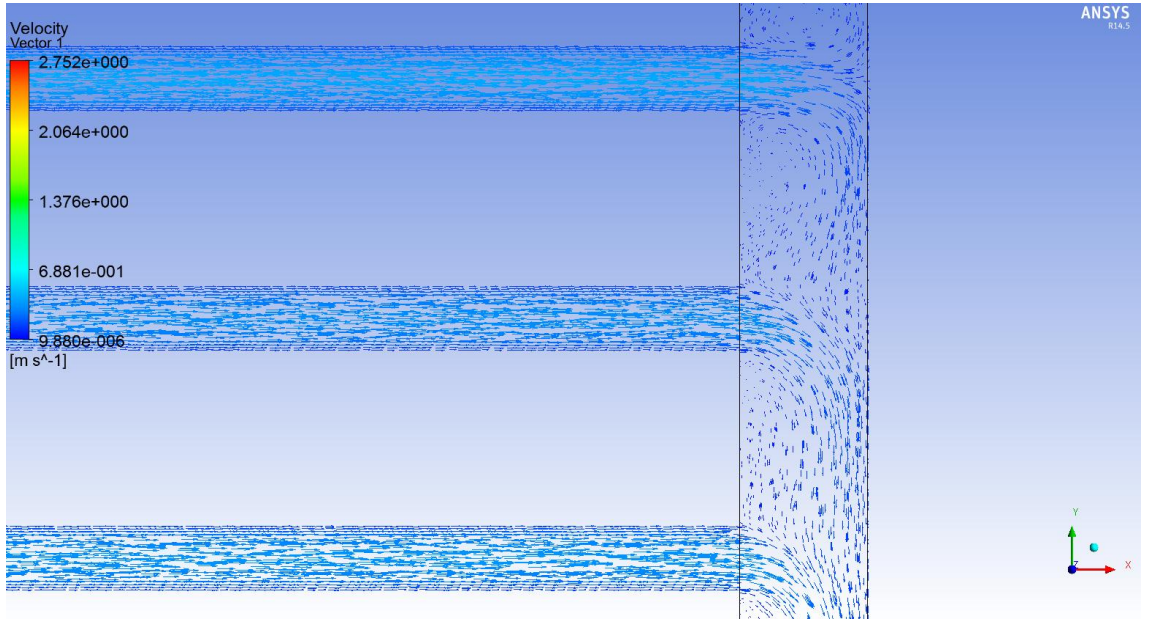
Şekil 4.18. 5 mm çapında borulara sahip radyatörde sıcaklık dağılımı

Şekil 4.18’de görüldüğü gibi soğutucu akışkan borular boyunca düzgün bir şekilde soğumuştur. Yani daha önce farklı geometrideki radyatör modellerinde karşılaşılan, baştan üçüncü boruda meydana gelen farklı sıcaklık dağılımı bu modelde olmamıştır. Önceki kısımda belirtildiği gibi o farklı sıcaklık dağılımının nedeninin radyatör geometrisi olduğu bu analizle beraber kesinleşmiştir.

Vektör gösteriminde incelendiğinde en üstteki boruda diğerlerine göre biraz daha yoğun sıvı akışı olduğu, fakat genel olarak bakıldığında soğutucu akışkanın tüm borulardan neredeyse aynı oranda geçtiği görülmektedir.

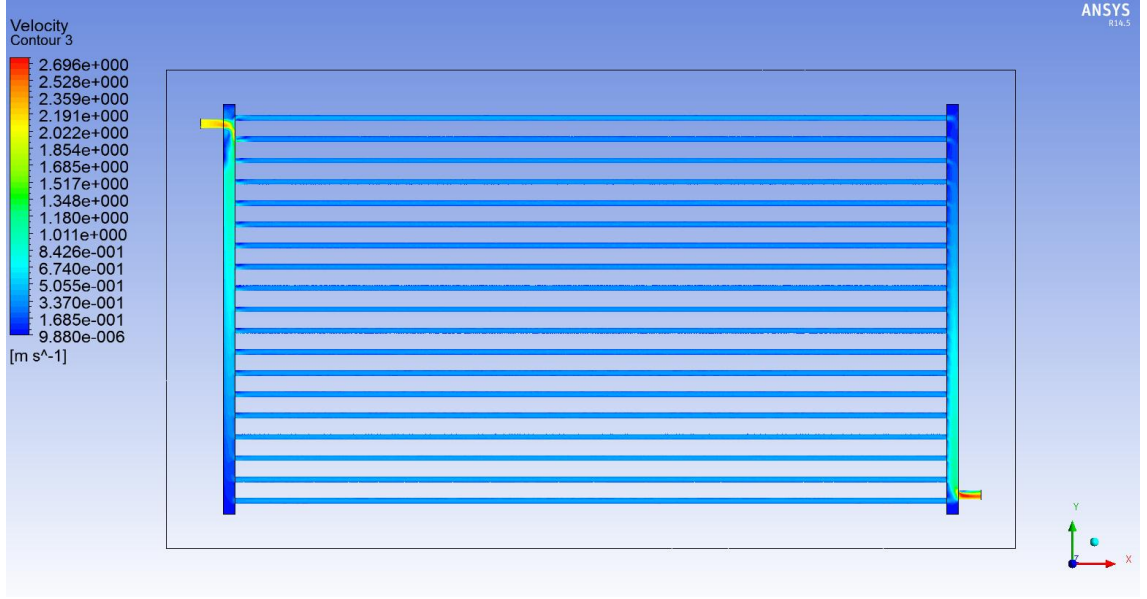


Şekil 4.19. 5 mm çapında borulara sahip radyatörde akışın vektör gösterimi

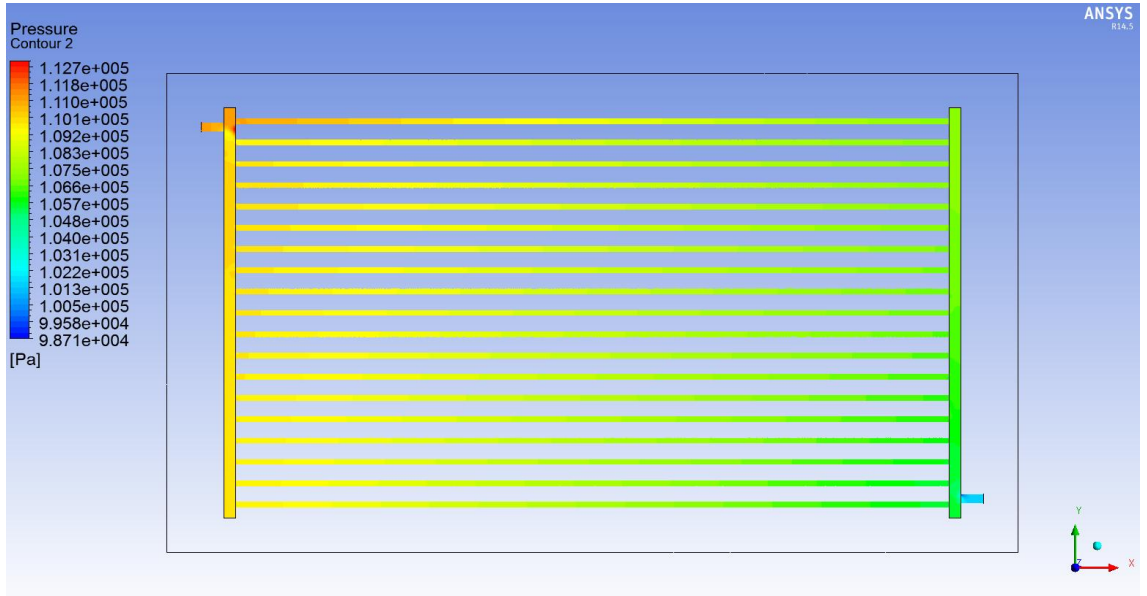


Şekil 4.20. 5 mm çapında borulara sahip radyatörde ilk üç borudaki akışın detaylı vektör gösterimi

Yukarıda ifade edilen bilginin doğruluğu Şekil 4.20’de daha iyi anlaşılmaktadır. Yine ilk üç borudaki akış detaylı olarak incelenmiştir ve Şekil 4.11’de görülen üçüncü borudaki ters akış, Şekil 4.2’de görülen üçüncü borudaki akışkan miktarındaki azlık bu radyatör modelinde görülmemiştir. Bundan dolayı da düzgün bir sıcaklık dağılımı elde edilmiştir.



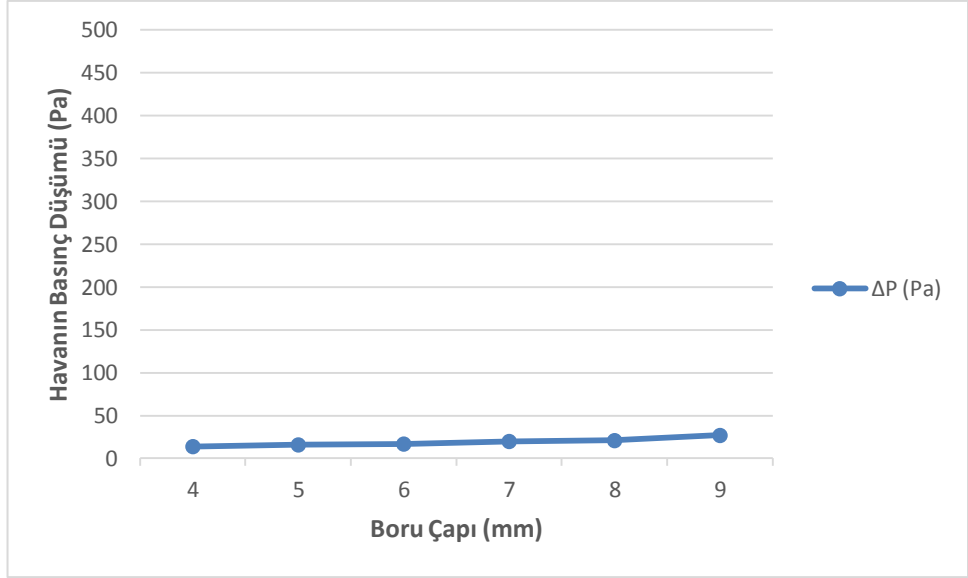
Şekil 4.21. 5 mm çapında borulara sahip radyatörde hız dağılımı



Şekil 4.22. 5 mm çapında borulara sahip radyatörde basınç dağılımı

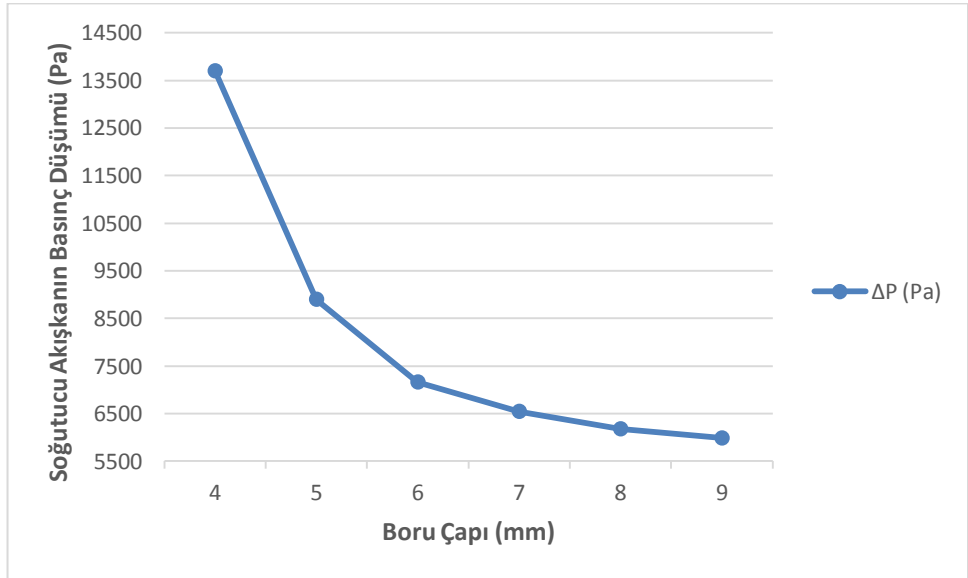
Radyatörün borularındaki hız ve basınç dağılımları sırasıyla Şekil 4.21 ve 4.22'de gösterilmektedir.

Boru çapı değişikçe buna bağlı olarak değişen bazı değerler aşağıdaki grafiklerde gösterilmiştir. İlk olarak boru çapındaki değişimin hava tarafındaki basınç düşümünü nasıl etkilediği incelenmiştir.



Şekil 4.23. Boru çapına bağlı olarak havanın basınç düşümü grafiği

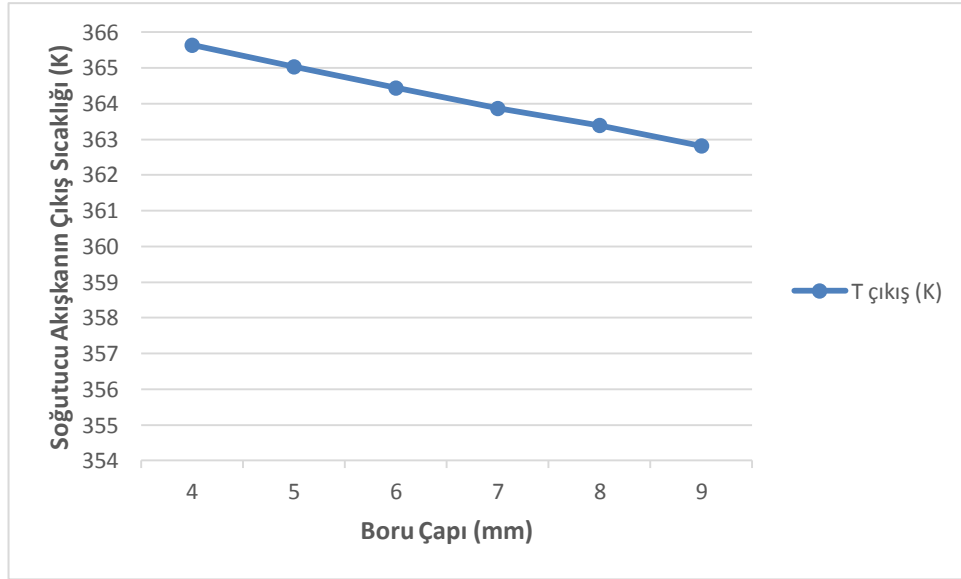
Boru çapı arttıkça havanın basınç düşümü de az miktarda artmaktadır. Fakat daha önceki grafiklerle karşılaştırıldığında boru çapının havanın basınç düşümüne etkisi hava hızı ve boru sayısının etkisinin yanında çok azdır şeklinde yorumlanabilir.



Şekil 4.24. Boru çapına bağlı olarak soğutucu akışkandaki basınç düşümü grafiği

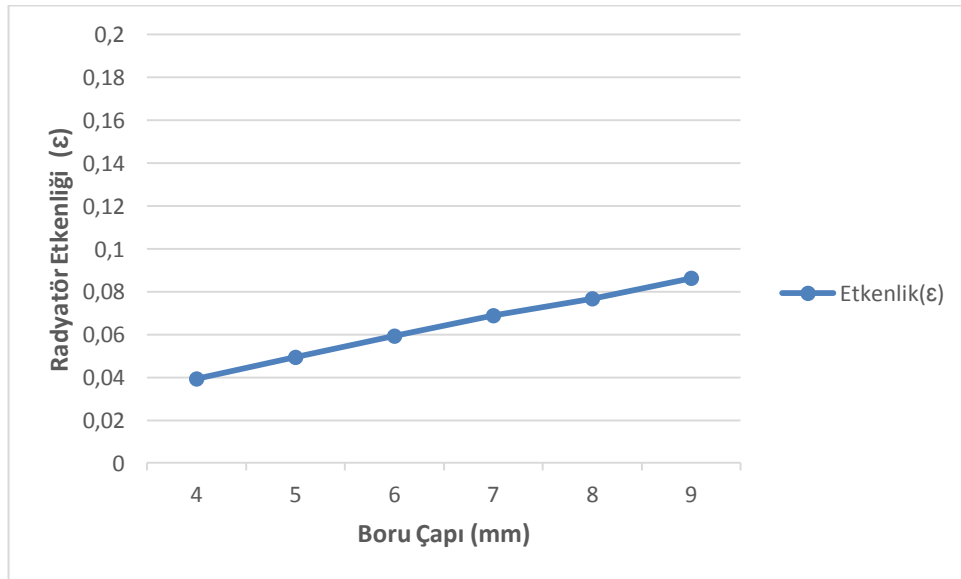
Şekil 4.24’de görüldüğü gibi boru çapı büyüdükçe soğutucu akışkandaki basınç düşümü ciddi oranda azalmaktadır. Yine daha önceki grafiklerle karşılaştırıldığında boru çapının

soğutucu akışkandaki basınç düşümüne etkisi hava hızı ve boru sayısının etkisine göre çok daha fazladır şeklinde yorumlanabilir.



Şekil 4.25. Boru çapına bağlı olarak soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığındaki değişim

Boru çapı büyüdükçe radyatör borularında dolaşan soğutucu akışkanın radyatörden çıkış sıcaklığı azalmıştır. Daha önce yapılan grafiklerden, çıkış sıcaklığının azalmasının radyatörün etkenliğini arttırdığı bilinmektedir. Buna bağlı olarak radyatör etkenliğindeki değişimi gösteren grafik Şekil 4.26'da gösterilmiştir.

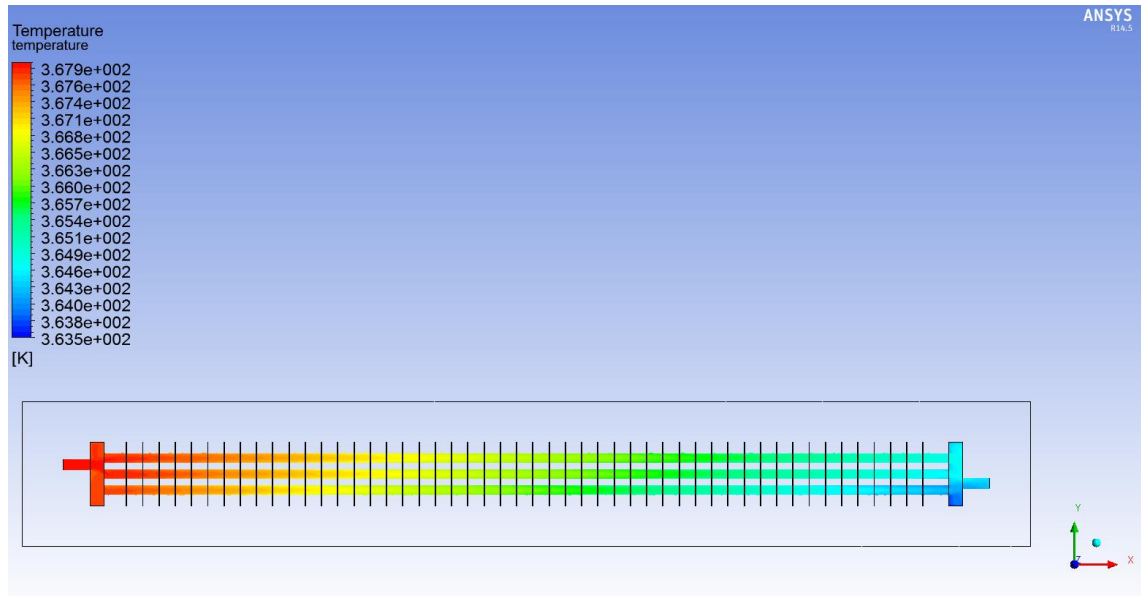


Şekil 4.26. Boru çapına bağlı olarak radyatör etkenliğindeki değişim

Yukarıdaki grafikten görüldüğü gibi boru çapı büyüdükçe radyatör etkinliği de artmaktadır.

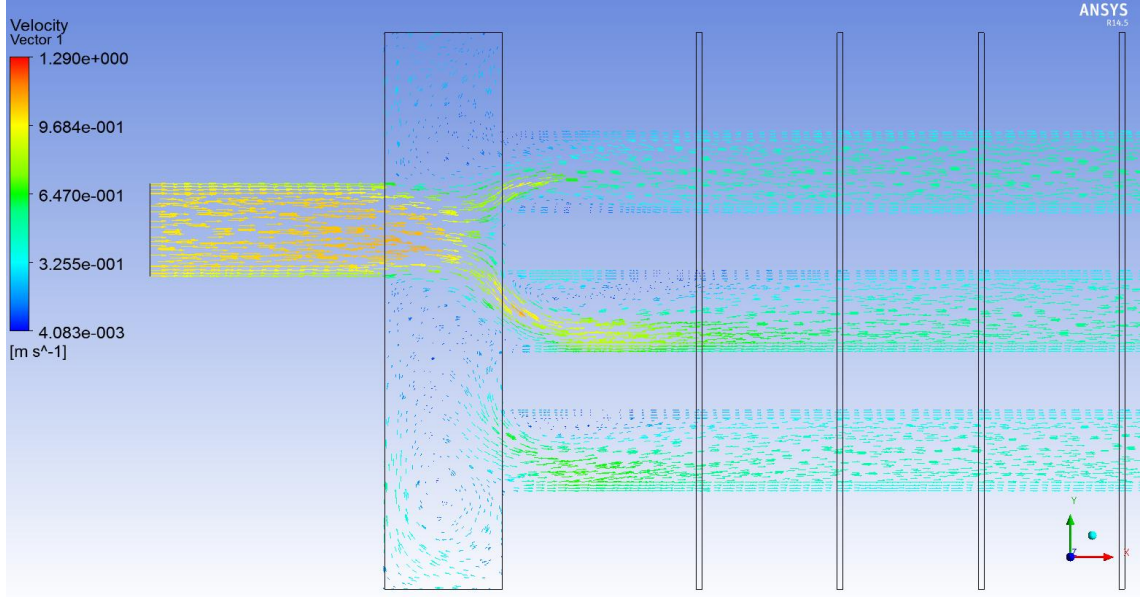
4.4. Kanatçık İlavesi İçin Yapılan Analizlerin Sonuçları

Radyatördeki borulara kanatçık ilavesinin ısıl performansına etkisini görmek için önce hiç kanatçığı olmayan daha sonra ise 25 ve 50 adet kanatçığa sahip üç farklı model üzerinde analizler yapılmıştır. Daha önce belirtildiği gibi radyatörün genel karakteristiğini yansıtan bir kısım analiz için seçilmiştir. Örnek teşkil etmesi açısından 50 adet kanatçığı olan model için yapılan analizin sıcaklık ve hız dağılımları aşağıda gösterilmiştir.

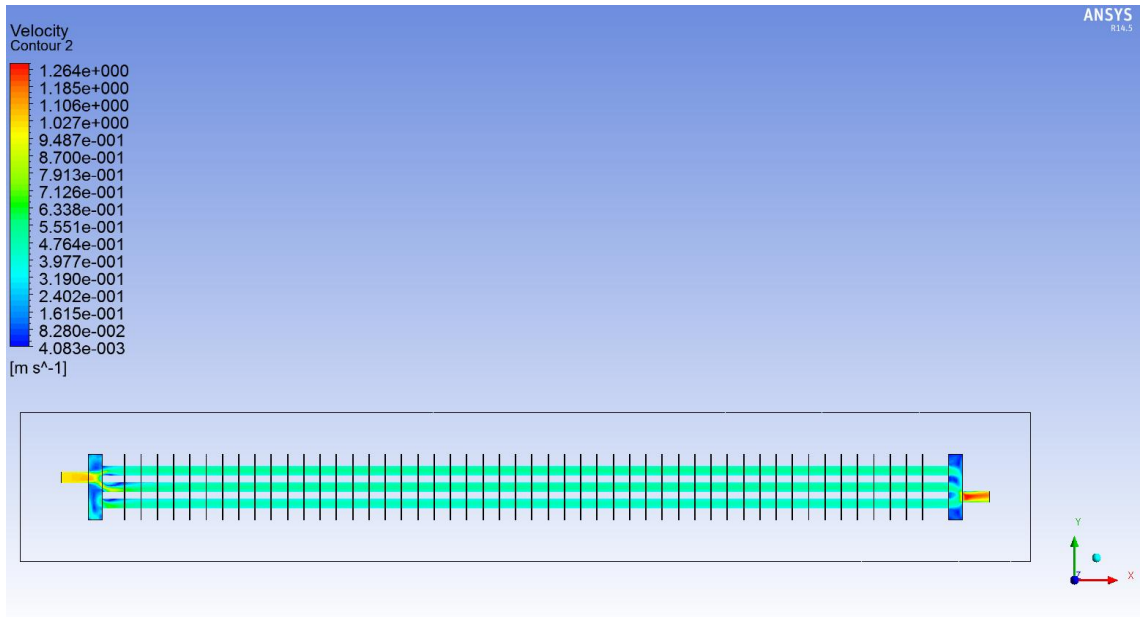


Şekil 4.27. 50 adet kanatçığa sahip küçük radyatör modelindeki sıcaklık dağılımı

Görüldüğü gibi su borular boyunca düzgün bir şekilde soğumuştur. Vektör gösteriminde incelendiğinde suyun borulara neredeyse eşit oranda dağıldığı da görülmektedir. Zaten bunun sonucunda düzgün bir sıcaklık dağılımı elde edilmiştir.



Şekil 4.28. 50 adet kanatçıga sahip küçük radyatör modelindeki akışın vektör gösterimi

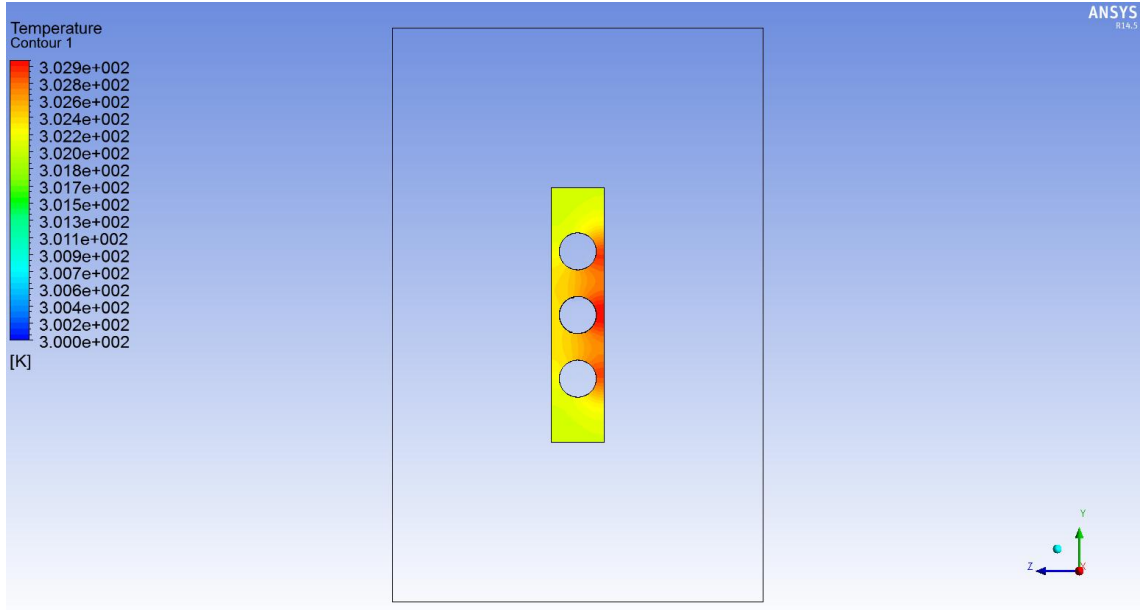


Şekil 4.29. 50 adet kanatçıga sahip küçük radyatör modelinde hız dağılımı

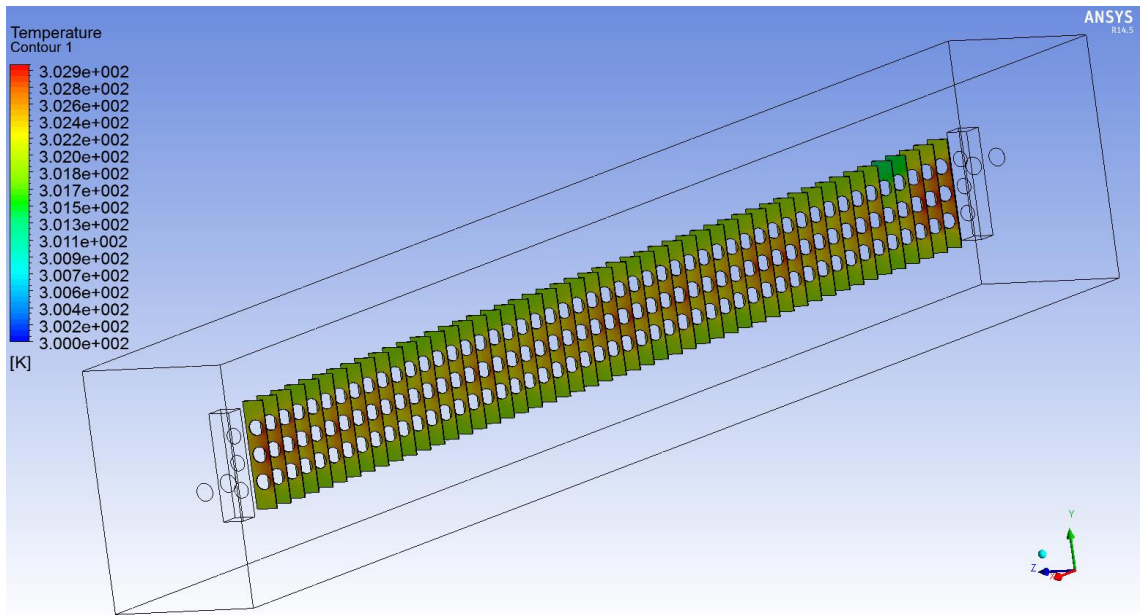
Hiçbir ters akışın görülmediği radyatör modelinde borulardan akan suyun hız dağılımı ise Şekil 4.28’de gösterilmektedir. Hız dağılımı da incelendiğinde anormallik gösteren bir durumla karşılaşılmamıştır.

Normalde sadece soğutucu akışkan için gösterilen sıcaklık dağılımı bu analizlere kanatçık da eklendiğinden kanatçık için de gösterilmiştir. Şekil 4.29’da bir adet kanatçık

görülmektedir. Burada soğuk hava kanatçığın sol tarafından gelmektedir. Kanatçığın nasıl soğuduğu şekilden anlaşılmaktadır.



Şekil 4.30. Bir adet kanatçıktaki sıcaklık dağılımı

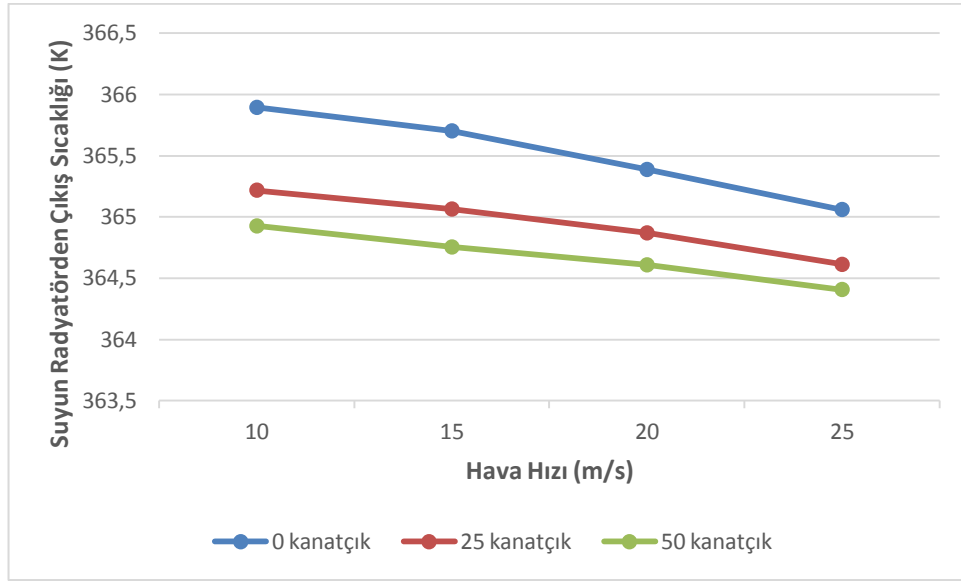


Şekil 4.31. Modeldeki tüm kanatçıklardaki sıcaklık dağılımı

Şekil 4.29'da görüldüğü gibi havanın kanatçığa ilk temas ettiği bölge yani kanatçığın sol tarafının sağa oranla daha düşük sıcaklıkta olduğu anlaşılmaktadır. Aynı zamanda

Şekil 4.30'dan anlaşıldığı gibi sıcak suyun radyatöre girdiği bölgedeki, yani sağ üst taraftaki kanatçıklar diğerleriyle kıyaslandığında daha düşük sıcaklıktadırlar.

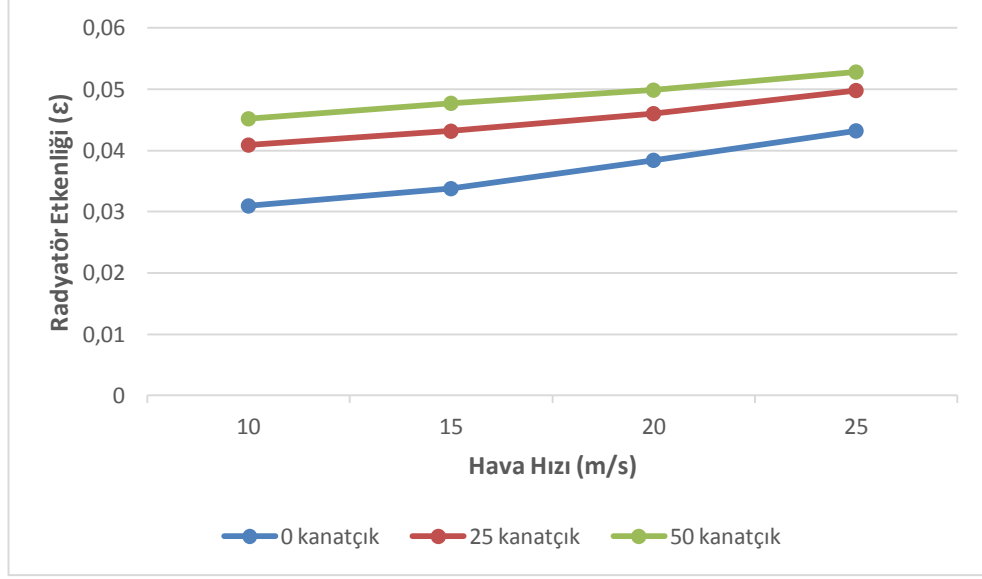
Borulardaki kanatçık sayısı değiştikçe buna bağlı olarak değişen bazı değerler, dört farklı hava hızı (10, 15, 20, 25 m/s) için aşağıdaki grafiklerde gösterilmiştir. İlk olarak kanatçık sayısındaki değişimin suyun radyatörden çıkış sıcaklığını nasıl etkilediği incelenmiştir.



Şekil 4.32. Kanatçık sayısına bağlı olarak suyun çıkış sıcaklığındaki değişim

Öncelikle daha önceki analizlerden elde edilen sonuçlara benzer olarak bu analizde de hava hızı arttıkça üç farklı modeldeki (kanatsız, 25 kanatlı, 50 kanatlı) suyun radyatörden çıkış sıcaklığı azalma göstermiştir. Farklı olarak, borulardaki kanatçık sayısı arttıkça suyun radyatörden çıkış sıcaklığının azaldığı görülmektedir.

Çıkış sıcaklığına bağlı olarak hesaplanan radyatör etkinliğindeki değişim ise Şekil 4.32'de gösterilmektedir. Yine daha önceki analizlerden elde edilen sonuçlara benzer olarak hava hızı arttıkça üç modelin de etkinlik değeri artmıştır. Buna ek olarak borulardaki kanatçık sayısı arttıkça etkinlik değerinin arttığı görülmektedir.

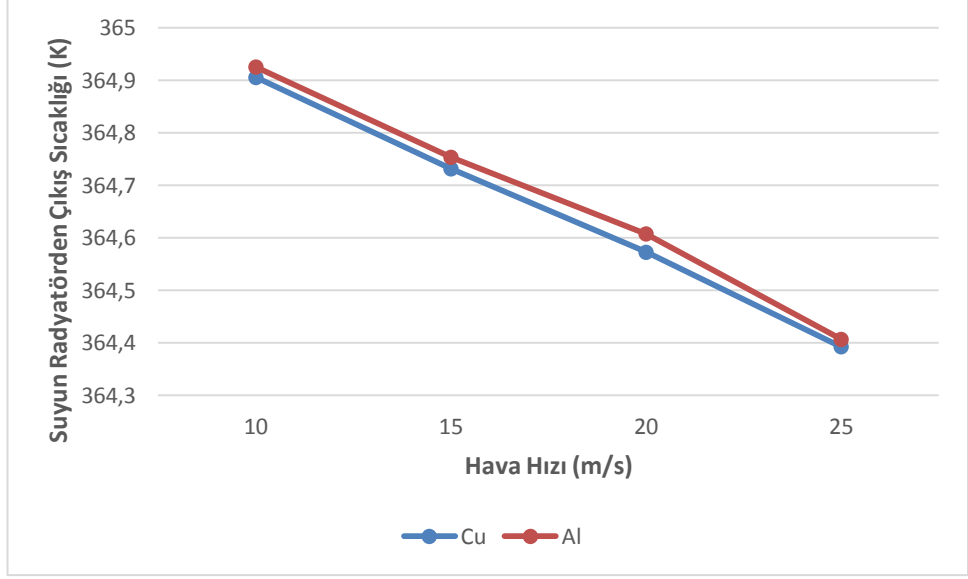


Şekil 4.33. Kanatçık sayısına bağlı olarak radyatör etkenlik değişimi

4.5. Kanatçık Malzemesi İçin Yapılan Analizlerin Sonuçları

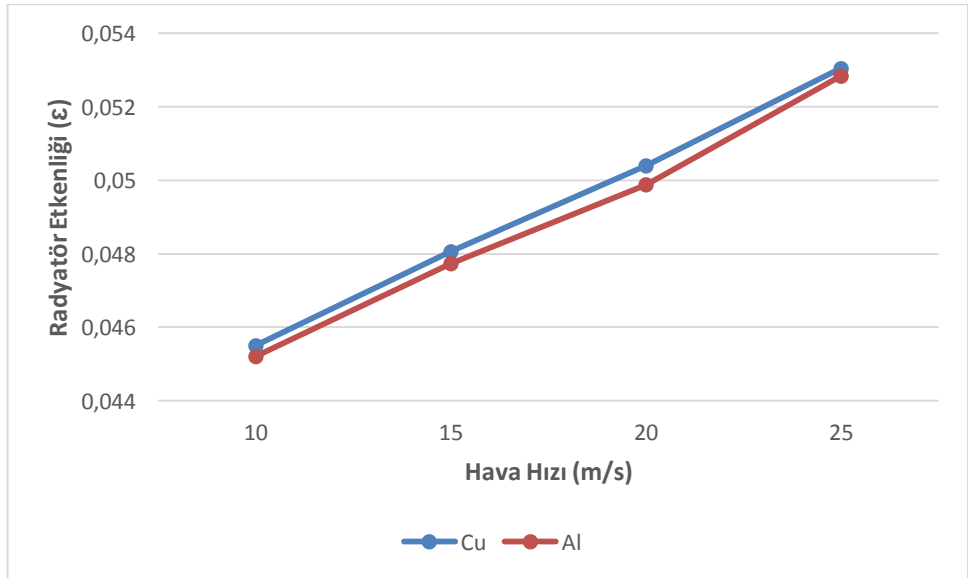
Radyatörde kullanılan kanatçık malzemesinin radyatörün ısı performansına etkisini görmek için kanatçık malzemesi olarak alüminyum ve bakır kullanılarak iki farklı model üzerinde analizler yapılmıştır. Kullanılan model bir önceki kısımda, kanatçık sayısının ısı performansına etkisinin incelendiği analizlerde kullanılan modelin aynısıdır. Sıcaklık ve hız dağılımları da genel olarak aynı olduğu için gösterilmemiştir.

Kanatçık malzemesi değiştiğçe buna bağlı olarak değişen bazı değerler, dört farklı hava hızı (10, 15, 20, 25 m/s) için aşağıdaki grafiklerde gösterilmiştir. İlk olarak kanatçık malzemesindeki değişimin suyun radyatörden çıkış sıcaklığını nasıl etkilediği incelenmiştir.



Şekil 4.34. Kanatçık malzemesine bağlı olarak suyun çıkış sıcaklığındaki değişim

Grafikten anlaşıldığı gibi kanatçık malzemesi olarak bakır kullanıldığında suyun radyatörden çıkış sıcaklığı bir miktar düşmektedir. Literatüre bakıldığında bakırın ısı iletkenliğinin alüminyumdan daha yüksek olduğu görülmektedir. Dolayısıyla kanatçık malzemesi olarak bakır kullanılması ısı transferini ve etkinliği arttırmaktadır.



Şekil 4.35. Kanatçık malzemesine bağlı olarak radyatör etkinlik değişimi

5. SONUÇ

Bu çalışma kapsamında elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir.

Radyatörün ısı performansına etkilerini görmek amacıyla, radyatördeki çeşitli parametreler değiştirilmiştir. Bu parametreler değiştirildikten sonra bilgisayar destekli hesaplamalar yapılmıştır. Bu bağlamda hesaplamalı akışkanlar dinamiğine dayanarak yazılan Ansys programının Fluent modülü kullanılmış, analizler yapılmış ve sonuçlar elde edilmiştir.

İlk olarak; radyatörün üzerine doğru akan havanın hızı değiştirilerek, hava hızının ısı performansına ve basınç düşümüne etkisi incelenmiştir. Hava hızı arttıkça; radyatörün ısı performansı ve hava tarafındaki basınç düşümü artmıştır. Bunun yanında hava hızının soğutucu akışkandaki basınç düşümüne etkisi önemsenecek düzeyde olmadığı görülmüştür.

İkinci olarak; radyatördeki boru sayısı değiştirilerek, boru sayısının ısı performansına ve basınç düşümüne etkisi incelenmiştir. Radyatördeki boru sayısı arttıkça; radyatörün ısı performansı ve hava tarafındaki basınç düşümü artmıştır. Fakat karşılaştırıldığında, belirtilen değerlerdeki hava hızlarında ve boru sayılarında, hava hızının hava tarafındaki basınç düşümüne etkisi, boru sayısının hava tarafındaki basınç düşümüne etkisinden çok daha fazladır. Soğutucu akışkandaki basınç düşümünün ise boru sayısı arttıkça azaldığı görülmüştür.

Üçüncü olarak; radyatördeki boru çapı değiştirilerek, boru çapının ısı performansına ve basınç düşümüne etkisi incelenmiştir. Boruların çapı arttıkça; radyatörün ısı performansı artmıştır. Boru çapı arttıkça hava tarafındaki basınç düşümü de artmaktadır. Fakat karşılaştırıldığında, belirtilen değerlerdeki hava hızlarında, boru sayılarında ve boru çaplarında, boru çapının havanın basınç düşümüne etkisi hava hızı ve boru sayısının etkisinin yanında çok azdır şeklinde yorumlanabilir. Soğutucu akışkandaki basınç düşümünün ise boru çapı arttıkça önemli oranda azaldığı görülmüştür.

Dördüncü olarak; radyatör modelinden seçilen bir kısma kanatçık eklenerek, kanatçık ilavesinin ısı performansına ne şekilde etki ettiği incelenmiştir. Borulardaki kanatçık sayısı arttıkça ısı performansının arttığı gözlemlenmiştir.

Son olarak da; radyatördeki kanatçık malzemesi değiştirilerek, seçilen kanatçık malzemelerinin ısı performansına ne şekilde etki ettiği incelenmiştir. Kanatçık için alüminyum ve bakır malzemeler seçilmiş ve analizler yapılmıştır. Bunun sonucunda bakır malzeme kullanmanın ısı performansını arttırdığı gözlemlenmiştir.

Bu çalışmada bazı değiştirilen parametrelerin radyatörün sadece ısı performansına ve basınç düşümüne etkileri gözlemlenmiştir. Pratikte ise ısı transferi ve akış analizleri dışında statik analizlerin de yapılması gereklidir. Ayrıca oluşturulan yeni tasarımın maliyeti, ağırlığı, üretim kolaylığı, vb. gibi başka parametreler de göz önüne alınmalıdır.

KAYNAKLAR

Altınışık, K. 2005. Uygulamalarla Isı Transferi. Nobel Yayınları, İstanbul, 788 s.

Anonim, 2005. MEGEP, Otomotiv Motor Mekaniği 3. Mesleki Eğitim ve Öğretim Sisteminin Güçlendirilmesi Projesi, Ankara.

Anonim, 2007. How to Design And Build A High Performance Cooling System. http://www.carcraft.com/howto/ccrp_0707_high_performance_cooling_system/viewall.html#ixzz2fXAZRprX – (Erişim tarihi: Ocak 2014)

Anonim, 2010. Ansys Fluent Akış Modelleme Yazılımı. <http://www.figes.com.tr/ansys/fluent.php> - (Erişim Tarihi: Mart 2014)

Anonim, 2010. Metal Statistics (1970-1980). Frankfurt.

Anonim, 2010. Ansys Cfd. <http://www.figes.com.tr/ansys/ansys-nedir.php> - (Erişim Tarihi: Mart 2014)

Bejan, A., Kraus, A.D. 2003. Heat Transfer Handbook. John Wiley and Sons, Inc., USA, 1496 pp.

Buyruk, E., Can, A., Kaptan, Y. 2003. Bilgisayar Destekli Makine Mühendisliği Uygulamaları. Ulusal Makine Mühendisliği ve Eğitimi Sempozyumu, 07-08 Kasım 2003, İstanbul.

Canbolat, A.S., Türkan, B., Yamankaradeniz, R., Can, M., Etemoğlu, A.B. 2014. Otomobil Radyatörlerinde Boru Sayısının Isıl Performansa ve Etkenliğe Etkisinin İncelenmesi. 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 26-27 Mayıs 2014, Bursa.

Chen, H.T., Song, J.P., Wang, Y.T. 2005. Prediction of heat transfer coefficient on the fin inside one-tube plate finned-tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48 (2005): 2697–2707.

Copper Development Association, 2001. Breakthrough No-Flux Brazed Copper/Brass Radiator. http://www.copper.org/applications/automotive/radiators/no_flux.html – (Erişim tarihi: Aralık 2013)

Copper Development Association, 2001. Recyclability and Energy Efficiency: The Case for Copper in Car and Truck Radiators. <http://www.copper.org/applications/automotive/radiators/recyclability.html> – (Erişim tarihi: Aralık 2013)

Copper Development Association, 2001. Automotive - Brazed Copper/Brass Radiators Design Innovations. http://www.copper.org/applications/automotive/radiators/design_innovations.html – (Erişim tarihi: Aralık 2013)

Çengel, Y.A. 2011. Isı ve Kütle Transferi Pratik Bir Yaklaşım. Güven Kitabevi, İzmir, 878 s.

Çengel, Y.A., Cimbala, J.M. 2012. Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları. Güven Kitabevi, İzmir, 938 s.

Demir, H., Keleşoğlu, B., Atayılmaz, İ.Ö. 2012. Değişik Tipteki Radyatörlerin Performanslarının Deneysel İncelenmesi. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, Sayı 102 : 5-9.

Fraas, A.P., Ozisik, M.N. 1965. Heat Exchanger Design. John Wiley and Sons, Inc., New York, 547 pp.

Güney, H.E. 2010. Adyabatik Mikrokanallarda Akışın Fluent İle Modellenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Sakarya.

Incropera, F.P., DeWitt, D.P. 2001. Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri. Literatür Yayıncılık, İstanbul, 992 s.

Karamanoğlu, Y., Mobedi, M., Ertöz, A.Ö. 2006. Pompa Tasarımının Geliştirilmesinde Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinin Kullanılması. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, Sayı 91: 46-55.

Kriplani, V.M., Ganorkar, A.B. 2012. Experimental Study of Heat Transfer Rate by Using Lateral Perforated Fins in a Rectangular Channel. *MIT International Journal of Mechanical Engineering*. 2 (2012): 2230-7680.

Kulasekharan, N., Junjanna, G.C., Purushotham, H.R. 2012. Performance Improvement Of A Louver-Finned Automobile Radiator Using Conjugate Thermal CFD Analysis. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, 1 (8): 1-13.

Leong, K.Y., Saidur, R., Kazi, S.N., Mamunc, A.H. 2010. Performance investigation of an automotive car radiator operated with nanofluid-based coolants (nanofluid as a coolant in a radiator). *Applied Thermal Engineering*, 30 (2010): 2685-2692.

Lin, C., Saunders, J., Watkins, S. 2000. The Effect of Changes in Ambient and Coolant Radiator Inlet Temperatures and Coolant Flowrate on Specific Dissipation. SAE 2000 World Congress, 6-9 March 2000, Detroit, Michigan.

Metin, M. 2003. Taşıtlarda Kullanılan Kompakt Isı Değiştiricisi Tasarımı. *Yüksek Lisans Tezi*, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul.

Naraki, M., Peyghambarzadeh, S.M., Hashemabadi, S.H., Vermahmoudi, Y. 2013. Parametric study of overall heat transfer coefficient of CuO/water nanofluids in a car radiator. *International Journal of Thermal Sciences*, 66 (2013): 82-90.

Oliet, C., Oliva, A., Castro, J., Pe´rez-Segarra, C.D. 2007. Parametric studies on automotive radiators. *Applied Thermal Engineering*, 27 (2007): 2033–2043.

Özcömert, M. 2006. Otomotiv Endüstrisinde Alüminyum. İstanbul Ticaret Odası, İstanbul.

Peláez, R.B., Casanova, J.O., López, J.M.J. 2010. A three-dimensional numerical study and comparison between the air side model and the air/water side model of a plain fin-and-tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 30 (2010): 1608-1615.

Peyghambarzadeh, S.M., Hashemabadi, S.H., Hoseini, S.M., Jamnani, M.S. 2011. Experimental study of heat transfer enhancement using water/ethylene glycol based nanofluids as a new coolant for car radiators. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38 (2011): 1283–1290.

Peyghambarzadeh, S.M., Hashemabadi, S.H., Jamnani, M.S., Hoseini, S.M. 2011. Improving the cooling performance of automobile radiator with Al_2O_3 /water nanofluid. *Applied Thermal Engineering*, 31 (2011): 1833-1838.

Peyghambarzadeh, S.M., Hashemabadi, S.H., Naraki, M., Vermahmoudi, Y. 2012. Experimental study of overall heat transfer coefficient in the application of dilute nanofluids in the car radiator. *Applied Thermal Engineering*, 52 (2013): 8-16.

Shah, R.K., Sekulic, D.P. 2009. Fundamentals of Heat Exchanger Design. John Wiley and Sons, Inc., New Jersey, 941 pp.

Trivedi, P.K., Vasava, N.B. 2012. Effect of Variation in Pitch of Tube on Heat Transfer Rate in Automobile Radiator by CED Analysis. *International Journal of Engineering and Advanced Technology (IJEAT)*, 1 (6): 180-183.

Vajjha, R.S., Das, D.K., Namburu, P.K. 2010. Numerical study of fluid dynamic and heat transfer performance of Al_2O_3 and CuO nanofluids in the flat tubes of a radiator. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 31 (2010): 613-621.

Vaisi, A., Esmailpour, M., Taherian, H. 2011. Experimental investigation of geometry effects on the performance of a compact louvered heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 31 (2011): 3337-3346.

Versteeg, H.K., Malalasekera, W. 2007. An Introduction to Computational Fluid Dynamics. Pearson, England, 503 pp.

Yücesu, H.S., Karabulut, H. 2001. Otomobil radyatörleri ve kompakt ısı değiştiricilerinde harici akışın incelenmesi. *Politeknik Dergisi*, 4 (3): 15-20.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Ahmet Serhan CANBOLAT
Doğum Yeri ve Tarihi : İstanbul / 1990
Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu
Lise : Milli Piyango Anadolu Lisesi / 2008
Lisans : Uludağ Üniversitesi – Makine Mühendisliği / 2012
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi – Makine Mühendisliği / 2014

Çalıştığı Kurum : Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü - (2013-Devam)
İletişim : ascanbolat@uludag.edu.tr

Yayımları :

Canbolat, A.S., Yamankaradeniz, R., Can, M., Avcı, A., Etemoğlu A.B., Türkan, B. 2013. Otomobil Radyatörlerinin Dizayn Parametrelerinin Değiştirilerek Isıl Performansına Etkisinin Gözlenmesi. Uludağ Üniversitesi 3. Bilgilendirme ve Ar-Ge Günleri, 12-14 Kasım 2013, Bursa.

Türkan, B., Etemoğlu, A.B., Can, M., Canbolat, A.S., Tan, F. 2013. Eş Zamanlı Isı ve Kütle Transferinin Matematik Modellenmesi ve Analizi. Uludağ Üniversitesi 3. Bilgilendirme ve Ar-Ge Günleri, 12-14 Kasım 2013, Bursa.

Türkan, B., Etemoğlu, A.B., Can, M., Canbolat, A.S., Tan, F., Özdemir, E. 2013. Comsol Programında Farklı Eşanjör Uygulamalarının İncelenmesi. Uludağ Üniversitesi 3. Bilgilendirme ve Ar-Ge Günleri, 12-14 Kasım 2013, Bursa.

Türkan, B., Etemoğlu, A.B., Can, M., Özdemir, E., Canbolat, A.S., Tan, F. 2013. Comsol Programının Kullanımı ve Genel Tanıtımı. Uludağ Üniversitesi 3. Bilgilendirme ve Ar-Ge Günleri, 12-14 Kasım 2013, Bursa.

Türkan, B., Etemoğlu, A.B., Can, M., Canbolat, A.S., Tan, F., Doğan, O. 2013. Geçici Rejimde Malzeme İçerisindeki Sıcaklık Dağılımının Nümerik İncelenmesi. Uludağ Üniversitesi 3. Bilgilendirme ve Ar-Ge Günleri, 12-14 Kasım 2013, Bursa.

Canbolat, A.S., Türkan, B., Yamankaradeniz, R., Can, M., Etemoğlu, A.B. 2014. Otomobil Radyatörlerinde Boru Sayısının Isıl Performansa ve Etkenliğe Etkisinin İncelenmesi. 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 26-27 Mayıs 2014, Bursa.