VİDALI KOMPRESÖRLERDE SOĞUTMA SİSTEMİ PERFORMANS OPTİMİZASYONUNUN DENEYSEL VE NÜMERİK OLARAK İNCELENMESİ

Ramadan GÜRSOY

T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

VİDALI KOMPRESÖRLERDE SOĞUTMA SİSTEMİ PERFORMANS OPTİMİZASYONUNUN DENEYSEL VE NÜMERİK OLARAK İNCELENMESİ

Ramadan GÜRSOY
0009-0004-4879-2200

Prof. Dr. Akın Burak ETEMOĞLU
(Danışman)

DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2026
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

Doktora Tezi

VİDALI KOMPRESÖRLERDE SOĞUTMA SİSTEMİ PERFORMANS OPTİMİZASYONUNUN DENEYSEL VE NÜMERİK OLARAK İNCELENMESİ

Ramadan GÜRSOY

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Akın Burak ETEMOĞLU

Bu çalışma, literatürde kompresör radyatörlerini (hava–yağ ve hava–hava bölümleri) gerçek işletme koşulları ve sistem entegrasyonu ile birlikte ele alan çalışmaların sınırlı olması probleminden hareketle, vidalı kompresör sistemlerinde kullanılan radyatörlerin ısıl davranışını deneysel, teorik, nümerik ve istatistiksel yöntemlerle bütüncül biçimde ortaya koymayı amaçlamaktadır. Kompresörlerde vida grubu ve yağ devridaiminden kaynaklanan ısıl yüklerin güvenli biçimde uzaklaştırılması; yağ ömrü, termal kararlılık ve sistem güvenilirliği açısından kritik olduğundan, radyatör performansını belirleyen parametrelerin nicel olarak belirlenmesi çalışmanın önemini oluşturmaktadır. Bu kapsamda 15 kW, 22 kW ve 37 kW gücündeki vidalı kompresörlerde deneysel ölçümler gerçekleştirilmiş; yağ miktarı, yağ kütlesel debisi ve vida grubu dönüş devri gibi değişkenlerin sıcaklık seviyelerine etkileri değerlendirilmiştir. Isıl hesaplamalarda Reynolds ve Nusselt sayıları üzerinden ısı transfer davranışı incelenmiştir. Nümerik analizler ANSYS Fluent ortamında yürütülmüş; dikdörtgen referans geometriye ek olarak çukurlu, şaşırtmalı ve hava yarıklı kanatçıklar karşılaştırılmıştır. Ortalama ısı taşınım katsayısı dikdörtgen geometride 606 W/m²K iken çukurlu ve şaşırtmalı geometrilerde sırasıyla 530 ve 1265 W/m²K olarak elde edilmiştir; hava yarıklı geometride ise 999 W/m²K hesaplanmıştır. Şaşırtmalı kanatçıkların ısı transferini artırdığı ancak basınç kaybını da yükselttiği, çukurlu yapının ise daha düşük akış direnci sunduğu belirlenmiştir. Bu doğrultuda şaşırtmalı–çukurlu (HODF) hibrit kanatçık tasarlanmış; hibrit geometride ortalama ısı taşınım katsayısı 1402 W/m²K'ye ulaşırken basınç kaybı 6772 Pa seviyesinde gerçekleşmiştir. Taguchi ve istatistiksel analizler sonucunda yağ çıkış sıcaklığının azaltılmasında en etkili parametrelerin yağ kütlesel debisi ve hava hızı olduğu; hava çıkış sıcaklığının belirlenmesinde ise baskın parametrenin hava hızı olduğu ortaya konmuştur.

Anahtar Kelimeler: Vidalı kompresör, kompresör radyatörü, kanatçık geometrisi, hibrit kanatçık (HODF), fan–radyatör uyumu, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), ANSYS Fluent, Taguchi.
2026, xiii + 201 sayfa.

ABSTRACT

PhD Thesis

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF COOLING SYSTEM PERFORMANCE OPTIMIZATION IN SCREW COMPRESSORS

Ramadan GÜRSOY

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

Supervisor: Prof. Dr. Akın Burak ETEMOĞLU

This study aims to comprehensively investigate the thermal behavior of radiators used in screw compressor systems through experimental measurements, theoretical heat transfer calculations, numerical simulations, and statistical analyses. Motivated by the limited number of studies addressing compressor radiators (air–oil and air–air sections) under real operating conditions and system integration, the research focuses on identifying the parameters governing radiator performance. Since the removal of thermal loads generated by the screw unit and oil circulation is critical for oil lifetime, thermal stability, and system reliability, a quantitative evaluation of performance parameters is essential. Experimental measurements were conducted on 15 kW, 22 kW, and 37 kW screw compressors to evaluate the effects of oil quantity, oil mass flow rate, and rotational speed on temperature levels, and heat transfer behavior was examined using Reynolds and Nusselt numbers. Numerical simulations performed in ANSYS Fluent compared a rectangular reference fin with dimpled, offset strip, and slotted fin geometries. The average heat transfer coefficient was calculated as 606 W/m²K for the rectangular geometry, 530 W/m²K for the dimpled fin, 1265 W/m²K for the offset strip fin, and 999 W/m²K for the slotted fin. While the offset strip fin significantly enhanced heat transfer, it also increased pressure drop, whereas the dimpled geometry provided lower flow resistance with limited thermal improvement. Based on these findings, a hybrid offset–dimpled fin (HODF) was designed, achieving an average heat transfer coefficient of 1402 W/m²K with a pressure drop of 6772 Pa. Taguchi and statistical analyses revealed that oil mass flow rate and air velocity are the most influential parameters in reducing oil outlet temperature, while air velocity is the dominant factor affecting air outlet temperature, demonstrating that optimization of oil flow and air-side conditions is critical for improving the thermo-hydraulic performance of screw compressor cooling systems.

Key words: Screw compressor, compressor radiator, fin geometry, hybrid fin (HODF), fan–radiator matching, computational fluid dynamics (CFD), ANSYS Fluent, Taguchi.
2026, xiii + 201 pages.

ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR

Doktora tez çalışmam süresinde benden desteğini hiçbir zaman esirgemeyen, sürekli yapıcı önerileriyle beni teşvik eden ve karşılaştığım sorunları kısa sürede çözüme kavuşturan değerli danışman hocam Prof. Dr. Akın Burak ETEMOĞLU'na teşekkürlerimi sunarım.

Tez izleme komitesindeki değerlendirmeleri ve katkılarından dolayı Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI ve Prof. Dr. Sıddık CİNDORUK hocalarıma teşekkür ederim. Tez jürisinde bulunan katkılarıyla tezin daha da verimli hale gelmesini sağlayan Prof. Dr. Ümit ÜNVER ve Dr. Öğr. Üyesi Ali Hüsnü BADEMLİOĞLU hocalarıma teşekkür ederim.

Çalışma hayatımdaki yoğunluğuma ek olarak doktora eğitim sürecimde de kendileriyle sınırlı olarak ilgilenmeme rağmen sürekli beni anlayışla, sabırla karşılan ve beni sürekli cesaretlendiren kıymetli eşim Sibel GÜRSOY'a ve canımdan öte olan kızlarım Naz ve Nil'e teşekkürü borç bilirim.

Tecrübesiyle bana değer katan ve her zaman kendisinden daha da derin bilgiler öğrendiğim değerli yol arkadaşım, müdürüm ve abim olan Sn. Ayhan AKOVA'ya teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmalarımda bana sürekli yardımcı olan ve benim sürekli çalışmalarıma ışık tutan değerli hocalarım Doç. Dr. Burak TÜRKAN ve Arş. Grv. Mücahit Türker UYSAL'a teşekkür ederim.

Özellikle nümerik analiz kısmında kattığı yorumları, değerlendirmeleri ve yönlendirmeleriyle üzerimde emeği çok olan değerli hocam Dr. Ebubekir BEYAZOĞLU'na minnettarım.

Benim bugünlere gelmeme vesile olup tüm zorluklarda en büyük destekçilerimden olan ailelerime çok teşekkür ederim.

Ramadan GÜRSOY
26/01/2026

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET....i
ABSTRACT....ii
ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR....iii
İÇİNDEKİLER....iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ....vi
ŞEKİLLER DİZİNİ....viii
ÇİZELGELER DİZİNİ....xii
1. GİRİŞ....1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI....6
2.1. Farklı Radyatör Kanatçık Tipleri Üzerine Yapılmış Olan Çalışmalar....6
2.2. Radyal Fanlar Üzerine Yapılmış Olan Çalışmalar....34
2.3. Tez Çalışmasının Literatürden Farklılıkları ve Sağladığı Yenilikler....36
3. MATERYAL ve YÖNTEM....38
3.1. Kompresör Radyatörleri....41
3.2. Kompresör Radyatörlerinde Farklı Kanatçık Geometrileri....45
3.2.1. Dikdörtgen kanatçık....45
3.2.2. Dikdörtgen delikli kanatçık....46
3.2.3. Üçgen kanatçık....46
3.2.4. Kıvrımlı kanatçık....47
3.2.5. Kıvrımlı delikli kanatçık....48
3.2.6. Dalgalı kanatçık....48
3.2.7. Çukurlu kanatçık....49
3.2.8. Şaşırtmalı kanatçık....49
3.2.9. Hava yarıklı kanatçık....50
3.2.10. Kanatsız radyatör....50
3.3. Vidalı Kompresör Radyatörlerinin Fan Kullanımı ile Soğutulması....51
3.3.1. Vidalı Kompresörlerde Aksiyel Fanlı Radyatör Soğutma Yapısı....51
3.3.2. Vidalı Kompresörlerde Radyal Fanlı Radyatör Soğutma Yapısı....52
3.4. Deneysel Analizler....53
3.4.1. Basınç Sensörü....56
3.4.2. Debimetre....58
3.4.3. Hava Akış Hızı ve Ortam Nemi Ölçer....59
3.4.4.Sıcaklık Sensörü....60
3.4.5. Veri Toplama Sistemi....60
3.4.6. Belirsizlik Analizi....62
3.4.7. Vidalı Kompresörlerde Volumetrik Verim Hesabı....69
3.5. Isıl Analizler....70
3.6. Nümerik Analizler....80
3.6.1. Modelleme ve Çözüm Ağı....80
3.6.2. Ağdan Bağımsızlık....82
3.6.3. Simülasyonların Doğrulama Çalışması....84
3.6.4. Türbülans Modeli ve Çözümleme....87
3.7. Vidalı Kompresörlerde Soğutma Sistemi Performansının Taguchi Yöntemi ile Analiz ve Optimizasyonu....88

4. BULGULAR 90
4.1. Deneysel Analiz Sonuçları 90
4.2. Isıl Analiz Sonuçları 108
4.3. Nümerik Analiz Sonuçları 131
4.4. Fan Tipinin Radyatör Soğutma Performansı Üzerindeki Etkisinin Sayısal Olarak Değerlendirilmesi 166
4.5. Taguchi Yöntemi Tabanlı Analiz ve Optimizasyon Bulguları 168
5. TARTIŞMA VE SONUÇ 181
KAYNAKLAR 187
EKLER 197
ÖZGEÇMİŞ 201

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
$\dot{m}$	Kütlesel debi (kg/s)
ρ	Yoğunluk (kg/m³)
A	Akış alanı (m²)
D_h	Hidrolik çapı (m)
μ	Dinamik viskozite (kg/ms)
C_p	Özgül ısı (J/kgK)
$T_{giriş}$	Giriş sıcaklığı (°C)
$T_{çıkış}$	Çıkış sıcaklığı (°C)
$A_{yüzey}$	Yüzey alanı (m²)
$k_{alüminyum}$	Alüminyum ısıl iletkenliği (W/mK)
k_{eff}	Etkin ısı iletkenliği (W/mK)
$t_{alüminyum}$	Kanat kalınlığı (m²)
Re	Reynolds sayısı
Nu	Nusselt sayısı
$\overline{Nu}$	Ortalama Nusselt sayısı
$\dot{Q}_{yağ-hyi}$	Isı transfer miktarı (W)
v	Ortalama hız (m/s)
h	Isı taşınım katsayısı (W/m^{2}K)
$\bar{h}$	Ortalama Isı taşınım katsayısı (W/m^{2}K)
hyi	Hava-yağ iç
hyd	Hava-yağ dış
hhi	Hava-hava iç
hhd	Hava-hava dış
H	Kanat yüksekliği (mm)
w	Kanatlar arası boşluk (mm)
c	Kanat açıklığı
F_P	Kanat aralığı (mm)
ΔP	Ortalama Basınç Farklı (Pa)
ΔT	Ortalama Sıcaklık Farkı (°C)
N	Boru sayısı
u	Belirsizlik (%)
η_v	Volumetrik verim
$\dot{V}$	Serbest hava debisi (m^3/dak.)
P	Basınç (Bar)
V	Tank Hacmi (m^3)
U	Isı Transfer Katsayısı (W/m^{2}K)
R	Isı Taşınım Direnci (m².K/W)
I	Türbülans şiddeti

Kısaltmalar	**Açıklama**
OSF	Şaşırtmalı Kanatçık
VG	Yarı Çukurlu Girdap Üretici
EG	Etilen Glikol
ITY	Isı Transfer Yağı
HAA	Hesaplamalı Aero Akustik
HAD/CFD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
LES	Büyük Girdap Simülasyonu
FC	Öne Eğik
BC	Geriye Eğik
OCTT	Bükülmüş Oval Boru Demetleri
HODF	Hibrit Şaşırtmalı-Çukurlu Kanatçık

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 3.1	Vidalı kompresörlerde sıkıştırma çevrimi	39
Şekil 3.2	Vidalı kompresör çalışma prensibi	41
Şekil 3.3.	Vidalı kompresör radyatörünün görünümü.	42
Şekil 3.4.	15 kW kompresör radyatörünün üç boyutlu (3B) modeli.	43
Şekil 3.5.	22 kW kompresör radyatörünün üç boyutlu (3B) modeli.	44
Şekil 3.6.	37 kW kompresör radyatörünün üç boyutlu (3B) modeli.	44
Şekil 3.7.	Dikdörtgen kanatçık yapılı radyatör geometrisi.	45
Şekil 3.8.	Dikdörtgen delikli kanatçık yapılı radyatör tasarımı	46
Şekil 3.9.	Üçgen kanatçık yapılı radyatör geometrisi.	47
Şekil 3.10.	Kıvrımlı kanatçık yapılı radyatör geometrisi.	47
Şekil 3.11.	Kıvrımlı delikli kanatçık yapılı radyatör geometrisi.	48
Şekil 3.12.	Dalgalı kanatçık yapılı radyatör geometrisi.	48
Şekil 3.13.	Çukurlu kanatçık yapılı radyatör geometrisi.	49
Şekil 3.14.	Şaşırtmalı kanatçık yapılı radyatör geometrisi.	50
Şekil 3.15.	Hava yarıklı kanatçık yapılı radyatör geometrisi.	50
Şekil 3.16.	Kanatçıksız radyatörün üç boyutlu (3B) modeli.	51
Şekil 3.17.	Aksiyel fanlı vidalı kompresör radyatör soğutma sistemi	52
Şekil 3.18.	Radyal fanlı vidalı kompresör radyatör soğutma sistemi.	53
Şekil 3.19.	Deney düzeneğinin şematik gösterimi.	54
Şekil 3.20.	37 kW gücündeki vidalı kompresörün tasarım görünümü.	55
Şekil 3.21.	37 kW gücündeki vidalı kompresörün montajlı görünümü.	55
Şekil 3.22.	15 kW gücündeki vidalı kompresörün montajlı görünümü.	56
Şekil 3.23.	Basınç Sensörü	57
Şekil 3.24.	Debimetre	58
Şekil 3.25.	Hava Akış Hızı ve Ortam Nemi Ölçer	59
Şekil 3.26.	Sıcaklık sensörü	60
Şekil 3.27.	Veri Toplama Sistemi	61
Şekil 3.28.	Kanal akışı için termal sınır koşulları	74
Şekil 3.29.	Yağ çıkış sıcaklığının ağ eleman sayısına bağlı değişimi (ağdan bağımsızlık çalışması).	84
Şekil 3.30.	Yağ tarafı sıcaklık dağılımının nümerik sonuçları (radyatör kesiti).	85
Şekil 3.31.	Hava tarafı sıcaklık dağılımının nümerik sonuçları (radyatör kesiti).	85
Şekil 3.32.	Deneysel ve nümerik giriş–çıkış sıcaklıklarının karşılaştırılması (doğrulama grafiği).	86
Şekil 4.1.	37 kW vidalı kompresörde yağ miktarına bağlı radyatör yağ çıkış sıcaklığı.	91
Şekil 4.2.	37 kW vidalı kompresörde yağ miktarına bağlı vida grubu içi yağ sıcaklığı.	92

Şekil 4.3. 37 kW vidalı kompresörde yağ miktarına bağlı radyatör hava çıkış sıcaklığı 93
Şekil 4.4. 37 kW vidalı kompresörde yağ miktarına bağlı kurutucu sonrası hava çıkış sıcaklığı. 95
Şekil 4.5. 37 kW vidalı kompresörde yağ miktarına bağlı volumetrik verimlilik 96
Şekil 4.6. 37 kW vidalı kompresörde vida dönüş devrine bağlı vida grubu içi yağ sıcaklığı. 97
Şekil 4.7. 15 kW vidalı kompresörde yağ miktarına bağlı radyatör yağ çıkış sıcaklığı 98
Şekil 4.8. 15 kW vidalı kompresörde yağ miktarına bağlı vida grubu içi yağ sıcaklığı. 99
Şekil 4.9. 15 kW vidalı kompresörde yağ miktarına bağlı radyatör hava çıkış sıcaklığı. 100
Şekil 4.10. 15 kW vidalı kompresörde yağ miktarına bağlı kurutucu sonrası hava çıkış sıcaklığı. 101
Şekil 4.11. 15 kW vidalı kompresörde yağ miktarına bağlı volumetrik verimlilik. 102
Şekil 4.12. 15 kW vidalı kompresörde vida grubu dönüş devrine göre vida grubu içi yağ sıcaklığı..... 102
Şekil 4.13. 22 kW vidalı kompresörde yağ miktarına bağlı radyatör yağ çıkış sıcaklığı. 103
Şekil 4.14. 22 kW vidalı kompresörde yağ miktarına bağlı vida grubu içi yağ sıcaklığı. 104
Şekil 4.15. 22 kW vidalı kompresörde yağ miktarına bağlı radyatör hava çıkış sıcaklığı. 105
Şekil 4.16. 22 kW vidalı kompresörde yağ miktarına bağlı kurutucu sonrası hava çıkış sıcaklığı. 106
Şekil 4.17. 22 kW vidalı kompresörde yağ miktarına bağlı volumetrik verimlilik. 106
Şekil 4.18. 22 kW vidalı kompresörde vida dönüş devrine bağlı vida grubu içi yağ sıcaklığı. 107
Şekil 4.19. Dikdörtgen kesitli kanalda laminer akış için kenar oranına (a/b) bağlı Nusselt sayısı değişimi. 113
Şekil 4.20. Dikdörtgen kesitli kanalda türbülanslı akış için Reynolds sayısı (Re)–Nusselt sayısı (Nu) değişimi 113
Şekil 4.21. Dikdörtgen kesitli kanalda laminer akış için yağ hızı–yağ kütlesel debisi değişimi. 114
Şekil 4.22. Dikdörtgen kesitli kanalda laminer akış için yağ hızı–Reynolds sayısı (Re) değişimi. 115
Şekil 4.23. Dikdörtgen kesitli kanalda laminer akış için yağ hızı–ısı transferi ($\dot{Q}$) değişimi 116
Şekil 4.24. Dikdörtgen kesitli kanalda laminer akış için yağ hızı–toplam akış alanı (A_{toplam}) değişimi 117
Şekil 4.25. Laminer akış rejiminde dikdörtgen kanatçık için Reynolds sayısının toplam akış alanı ile değişimi. 118
Şekil 4.26. Laminer akış rejiminde dikdörtgen kanatçık için Reynolds sayısının hidrolik çapa bağlı değişimi. 118

Şekil 4.27. Dikdörtgen kanatçıkta laminer akışta h–hidrolik çap değişimi... 120
Şekil 4.28. Dikdörtgen kanatçıkta laminer akışta R_{toplam}– hidrolik çap değişimi. 120
Şekil 4.29. Dikdörtgen kanatçıkta laminer akışta U–hidrolik çap değişimi. 120
Şekil 4.30. Üçgen kanatçık için yükseklik/taban oranının (a/b) Nusselt sayısına (Nu) bağlı değişimi ($0 \leq a/b \leq 1$). 121
Şekil 4.31. Üçgen kanatçık için yükseklik/taban oranının (a/b) Nusselt sayısına (Nu) bağlı değişimi ($1 \leq a/b \leq 8$). 122
Şekil 4.32. Üçgen kanatçık için türbülanslı akış rejiminde Reynolds sayısına bağlı Nusselt sayısı değişimi. 123
Şekil 4.33. Kıvrımlı kanatçık için kenar oranının (a/b) eliptik integral fonksiyonu E(m)'ye bağlı değişimi. 124
Şekil 4.34. Kıvrımlı kanatçık için kenar oranının (a/b) hidrolik çapa (D_h) bağlı değişimi. 125
Şekil 4.35. Kıvrımlı kanatçıkta türbülanslı akış rejiminde Re–Nu ilişkisi. ... 126
Şekil 4.36. Şaşırtmalı kanatçık için Reynolds sayısının hidrolik çapa (D_h) bağlı değişimi. 127
Şekil 4.37. Şaşırtmalı kanatçık için Nusselt sayısının kanat aralığı/kanat yüksekliği oranına (s/h) bağlı değişimi. 128
Şekil 4.38. Şaşırtmalı kanatçık için Reynolds sayısının kanat kalınlığına bağlı değişimi. 129
Şekil 4.39. Şaşırtmalı kanatçık için Reynolds sayısının kanat aralığına (s) bağlı değişimi. 129
Şekil 4.40. Şaşırtmalı kanatçık için Reynolds sayısının kanat uzunluğuna (l) bağlı değişimi..... 130
Şekil 4.41. Sayısal analizlerde kullanılan radyatör modelinin ANSYS ortamındaki geometrik görünümü. 132
Şekil 4.42. Radyatör modelinin ağ (mesh) yapısı. 133
Şekil 4.43. Havanın ısı iletkenlik katsayısının sıcaklığa bağlı değişimi..... 134
Şekil 4.44. Havanın dinamik viskozitesinin sıcaklığa bağlı değişimi. 134
Şekil 4.45. Havanın özgül ısısının sıcaklığa bağlı değişimi. 135
Şekil 4.46. Sayısal analizler sonucunda elde edilen tüm sistem için sıcaklık dağılımı. 137
Şekil 4.47. Sayısal analizler sonucunda yağ tarafında oluşan sıcaklık dağılımı. 138
Şekil 4.48. Sayısal analizler sonucunda alüminyum kanatçık yapısında oluşan sıcaklık dağılımı. 138
Şekil 4.49. Radyatör sistemine ait hız dağılımı profilleri: (a) hava tarafı çıkış hız dağılımı, (b) hız akım çizgileri, (c) yağ tarafı hız dağılım kesidi, (d) hava tarafı hız dağılım kesidi 140
Şekil 4.50. Radyatör basınç dağılımı. 142
Şekil 4.51. Radyatör entalpi dağılımı. 143
Şekil 4.52. Radyatör entropi dağılımı. 144
Şekil 4.53. ANSYS ortamında oluşturulan dikdörtgen kesitli kanatçık geometrisinin üç boyutlu modeli (A). 145

Şekil 4.54. ANSYS ortamında oluşturulan çukurlu (dimpled) kanatçık geometrisinin üç boyutlu modeli (B)..... 146
Şekil 4.55. ANSYS ortamında oluşturulan şaşırtmalı (offset) kanatçık geometrisinin üç boyutlu modeli (C)..... 146
Şekil 4.56. ANSYS ortamında oluşturulan hava yarıklı (slotted/perforated) kanatçık geometrisinin üç boyutlu modeli (D)..... 147
Şekil 4.57. ANSYS ortamında oluşturulan hibrit şaşırtmalı–çukurlu kanatçık geometrisinin üç boyutlu modeli (E). 150
Şekil 4.58. Türbülans kinetik enerjisinin kanatçık geometrisine bağlı değişimi. 152
Şekil 4.59. Yağ kütlesel debisine bağlı ortalama yağ çıkış sıcaklığı değişimi 156
Şekil 4.60. Yağ kütlesel debisine bağlı ortalama hava çıkış sıcaklığı değişimi. 157
Şekil 4.61. Hava giriş sıcaklığına bağlı ortalama yağ çıkış sıcaklığı değişimi. 158
Şekil 4.62. Hava giriş sıcaklığına bağlı ortalama hava çıkış sıcaklığı değişimi. 159
Şekil 4.63. Yağ giriş basıncına bağlı ortalama yağ çıkış sıcaklığı. 161
Şekil 4.64. Yağ giriş basıncına bağlı ortalama hava çıkış sıcaklığı..... 162
Şekil 4.65. Hava hızına bağlı ortalama yağ çıkış sıcaklığı 164
Şekil 4.66. Hava hızına bağlı ortalama hava çıkış sıcaklığı 165
Şekil 4.67. Minimum ortalama yağ çıkış sıcaklığı için S/N oranlarına ait ana etki grafiği.....…… 171
Şekil 4.68. Maksimum ortalama hava çıkış sıcaklığı için S/N oranlarına ait ana etki grafiği..... 173

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1.	Yağ soğutmalı vidalı kompresör bileşenleri.	40
Çizelge 3.2.	Basınç sensörü teknik özellikleri.	57
Çizelge 3.3.	Debimetre teknik özellikleri	59
Çizelge 3.4.	Hava akış hızı ve ortam nemi ölçer teknik özellikleri…….	60
Çizelge 3.5.	Veri toplama sistemi teknik özellikleri.....	62
Çizelge 3.6.	Ölçüm cihazlarına ait belirsizlik değerleri……..	68
Çizelge 3.7.	Ağdan bağımsızlık çalışmasında kullanılan ağ yapıları ve yağ çıkış sıcaklığı sonuçları……	83
Çizelge 3.8.	Hava–yağ radyatörü için deneysel ve nümerik çalışmalarda elde edilen giriş–çıkış sıcaklıklarının karşılaştırılması.	86
Çizelge 4.1.	37 kW vidalı kompresörün tüm ölçüm noktalarında elde edilen değerler.	97
Çizelge 4.2.	15 kW vidalı kompresörün tüm ölçüm noktalarında elde edilen değerler	103
Çizelge 4.3.	22 kW vidalı kompresör için tüm ölçüm noktalarında elde edilen değerler.	108
Çizelge 4.4.	15 kW hava–yağ tarafı akış ve ısı transferi parametreleri.	109
Çizelge 4.5.	15 kW radyatör hava–hava tarafı akış ve ısı transferi parametreleri……...	111
Çizelge 4.6.	HAD analizlerinde kullanılan akışkan ve katı malzeme özellikleri (ANSYS Fluent)	136
Çizelge 4.7.	HAD analizlerinde kullanılan giriş/çıkış koşulları (ölçülen değerler).	137
Çizelge 4.8.	Hava-yağ tarafı için nümerik analiz sonucu elde edilmiş veriler.	148
Çizelge 4.9.	Türbülans kinetik enerjisinin kanatçık geometrisine bağlı maksimum değerleri	155
Çizelge 4.10.	Farklı yağ kütlesel debileri için hava ve yağ sıcaklık değerlerinin elde edilmesi..	155
Çizelge 4.11.	Farklı hava giriş sıcaklığı için hava ve yağ sıcaklık değerlerinin elde edilmesi.).	158
Çizelge 4.12.	Farklı yağ giriş basıncı için hava ve yağ sıcaklık değerlerinin elde edilmesi..	160
Çizelge 4.13.	Farklı hava hızı için hava ve yağ sıcaklık değerlerinin elde edilmesi..	163
Çizelge 4.14.	75 kW kompresör için aksiyel ve radyal fan sayısal verilerinin karşılaştırılması	166

Çizelge 4.15. Taguchi analizi için kullanılan veriler. 168
Çizelge 4.16. Sinyal-gürültü (S/N) oranları yanıt tablosu (Min. ort. yağ çıkış sıc.) 170
Çizelge 4.17. Sinyal-gürültü (S/N) oranları yanıt tablosu (Maks. ort. hava çıkış sıc.) 173
Çizelge 4.18. Ortalama yağ çıkış sıcaklığı (C3) için regresyon katsayıları ve istatistiksel sonuçlar 176
Çizelge 4.19. Regresyon modeline ait uyum ve performans istatistikleri. 176
Çizelge 4.20. Ortalama yağ çıkış sıcaklığı (C3) için varyans analizi (Anova) sonuçları 176
Çizelge 4.21. Ortalama hava çıkış sıcaklığı (C5) için regresyon katsayıları ve istatistiksel sonuçlar 178
Çizelge 4.22. Ortalama hava çıkış sıcaklığı (C5) için regresyon modeli ve uyum istatistikleri..... 178
Çizelge 4.23. Ortalama hava çıkış sıcaklığı (C5) için varyans analizi (Anova) sonuçları 179

1. GİRİŞ

Basınçlı hava sistemleri; otomasyon, metal işleme, gıda, kimya, enerji ve ambalajlama gibi çok sayıda endüstriyel sektörde pnömatik tahrik, proses kontrolü, taşıma, paketleme ve temizlik amaçlı kullanılan temel yardımcı işletme altyapılarındandır. Bu altyapı, üretim tesislerinde çoğu zaman aralıksız çalıştırıldığından; enerji maliyeti, ekipman güvenilirliği ve proses sürekliliği açısından stratejik bir konuma sahiptir. Endüstriyel tesislerde tüketilen toplam elektriğin yaklaşık %10'unun basınçlı hava üretimi için harcandığı, bazı tesislerde ise bu oranın %30 seviyesine kadar çıkabildiği rapor edilmektedir (U.S. Department of Energy [DOE], 2004a). Bu büyüklükler, basınçlı havanın "en pahalı" yardımcı enerji türlerinden biri olabildiğini ve küçük iyileştirmelerin dahi işletme bütçesinde kayda değer kazanımlar üretebileceğini göstermektedir. Buna rağmen kompresör paket bileşenlerinde yapılacak ısıl–hidrolik iyileştirmelerin tesis ölçeğinde enerji tüketimine etkisi, literatürde çoğu zaman ikincil düzeyde ele alınmıştır.

Basınçlı hava üretiminin maliyetli olmasının nedenleri arasında; sıkıştırma verimindeki kayıplar, gereğinden yüksek sistem basıncı, uygunsuz kullanım noktaları ve kaçaklar öne çıkmaktadır. Hava kaçaklarının çoğu tesiste toplam sistem debisinin %20–%30'una kadar ulaşabildiği; ekonomik ve sürdürülebilir hedef seviyenin ise genellikle %5–%10 aralığında olması gerektiği vurgulanmaktadır (DOE, 2004b). Ayrıca basınçlı hava birim maliyetinin düzenli izlenmesi ve sistem yaklaşımıyla iyileştirme yapılması önerilmekte; yalnızca basınç seviyesinin gereksiz yükseltilmesinin dahi enerji tüketimini anlamlı biçimde artırabileceği belirtilmektedir (DOE, 2004c). Bütüncül iyileştirmelerle elektrik tüketiminde %20–%50 ve üzeri tasarruf potansiyeline işaret edilmekte; sistem basıncının düşürülmesi ve dar bir aralıkta kontrol edilmesinin doğrudan enerji kazancı sağlayacağı vurgulanmaktadır (DOE, 2016). Buna karşın, bu tasarruf potansiyelinin kompresör paketindeki ısı atım bileşenleri (yağ soğutucu/radyatör + fan) üzerinden nasıl gerçeğe dönüştürülebileceği literatürde yeterince nicel temellendirilememiştir.

Kompresör teknolojilerinin küresel ölçekte ulaştığı ekonomik hacim de bu konunun neden araştırmaya değer olduğunu ortaya koymaktadır. Piyasa analizleri, küresel hava kompresörü pazar büyüklüğünün 2025 yılı itibarıyla yaklaşık 18,96 milyar ABD doları

seviyesinde olduğunu ve büyümenin önümüzdeki yıllarda da sürdüğünü bildirmektedir (Fortune Business Insights, 2025). Bu değer yalnızca ekipman satışını değil; servis, yedek parça, enerji tüketimi ve plansız duruş maliyetlerini de kapsayan geniş bir harcama alanını temsil etmektedir. Dolayısıyla kompresör paketlerinde yapılacak küçük bir verimlilik artışı dahi, toplam sahip olma maliyetinde (TCO) anlamlı bir düşüş potansiyeli taşır. Buna rağmen kompresör radyatörlerinin çekirdek geometrisi ve fan seçimi gibi tasarım kararlarının TCO üzerindeki etkisi literatürde sınırlı sayıda çalışma ile temsil edilmektedir.

Basınçlı hava teknolojisinin tarihsel gelişimi, bugün karşılaşılan ısıl yönetim gereksinimlerinin köklerini açıklamaktadır. Sanayi Devrimi döneminde (18. ve 19. yüzyıllar) maden ocaklarında havalandırma ve mekanizasyon ihtiyacı, daha sürekli ve daha yüksek debili hava arzını gerekli kılmış; bu gereksinim kompresör teknolojilerinde hızlı gelişmeleri tetiklemiştir (Hiscox, 1901). Bu dönemde sıkıştırmanın doğası gereği ortaya çıkan ısıl yük, önce basit ara soğutma çözümleriyle, ardından daha gelişmiş ısı değiştirici çekirdekleriyle yönetilmeye çalışılmıştır. Zaman içinde sürekli debi ve bakım kolaylığı ihtiyacının artmasıyla döner tip kompresörler yaygınlaşmış; özellikle pozitif deplasmanlı döner makinelerde (ör. vidalı kompresörler) yağın sızdırmazlık–yağlama–soğutma görevlerini birlikte üstlendiği paket tasarımlar öne çıkmıştır (ASHRAE, 2010). Buna rağmen, kompresör teknolojisinin bu tarihsel evrimi ile radyatör tasarımının evrimi çoğu çalışmada ayrı ele alınmış; kompresör özelinde "uygulamaya özgü radyatör optimizasyonu" başlığı yeterince derinleşmemiştir.

Bu çalışmanın konusu, vidalı kompresörlerde kullanılan yağ–hava radyatörlerinde farklı kanatçık geometrilerinin ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki etkilerinin deneysel ve sayısal yöntemlerle incelenmesidir. Modern endüstriyel kompresörlerde sıkıştırma sırasında ortaya çıkan mekanik ve ısıl kayıplar, kompresör yağı ve basınçlı havanın sıcaklığını yükseltmektedir. Döner vidalı kompresörlerde yağ; sızdırmazlık, yağlama ve ısı uzaklaştırma gibi çoklu görevler üstlendiği için yağ sıcaklığının belirli sınırlar içinde tutulması hem verim hem de ömür açısından kritiktir. Yağdaki ısıl yükün ortam havasına aktarılması yağ–hava radyatörleri (yağ soğutucular) ile gerçekleştirilir. Radyatör içerisindeki kanatçık geometrisi, yüzey alanı yoğunluğu ve kanatçık aralığı ısı

transferini artırabilir; ancak aynı anda hava tarafı basınç kaybını büyüterek fan gücünü artırabilir (Shah & Sekulić, 2003). Dolayısıyla tasarım, kaçınılmaz olarak ısı transferi–basınç kaybı–fan gücü arasında bir optimizasyon problemine dönüşür. Buna rağmen kompresör radyatörlerinde kullanılan kanatçık tiplerinin ısıl–hidrolik açıdan aynı giriş koşulları altında "adil karşılaştırma" yaklaşımıyla sistematik biçimde kıyaslandığı çalışmalar literatürde bulunmamaktadır.

Kompakt ısı değiştirici literatüründe kanatçık performansını genelleştirmek için Colburn j faktörü ve sürtünme f faktörü gibi boyutsuz parametreler kullanılmakta; deneysel verilerle korelasyonlar geliştirilmektedir. Düz kanatlı borulu ısı değiştiriciler için hava tarafı performansının deneysel olarak raporlandığı çalışmalarda, tüp sıra sayısı, kanat aralığı ve boru çapı gibi parametrelerin hem ısı transferini hem de basınç kaybını belirgin biçimde etkilediği gösterilmiştir (Wang vd., 2000). Son dönem derleme çalışmaları, uygun geometrik tasarım koşullarında hava yarıklı (panjurlu) yüzeylerin ve vorteks üreteci içeren modifiye yüzeylerin, düz ve dalgalı yüzeylere göre daha yüksek normalize edilmiş ısıl–hidrolik performans gösterebildiğini göstermektedir (Reshaeel vd., 2024). Ancak mevcut çalışmaların önemli bir kısmı otomotiv radyatörleri, iklimlendirme veya soğutma sistemleri gibi farklı uygulamalara odaklanmakta; vidalı kompresör yağ–hava radyatörlerinin çalışma koşullarını (yağın fiziksel özellikleri, sıcaklık aralığı, kompaktlık kısıtları ve fan karakteristiğine bağlı hava debisi gibi) doğrudan temsil etmemektedir. Bu nedenle literatürde, kompresör radyatörlerinin farklı kanat geometrilerinin aynı giriş koşulları ve aynı gövde/geometri kısıtları altında, adil bir karşılaştırma sağlayacak şekilde ve normalize edilmiş ısıl–hidrolik performans kriterleri ile birlikte değerlendirilmesine yönelik çalışmalar sınırlıdır.

Fan seçimi (aksiyel–radyal) kritik bir tasarım kaldıraç noktası olarak öne çıkmaktadır. Radyatör yapısında kanatçık yoğunluğu artırıldığında ısı transferi artabilir; fakat basınç kaybı yükselirse aksiyel fanların çalışma noktası olumsuz etkilenebilir ve gerekli hava debisi sağlanamayabilir. Radyal fanlar daha yüksek statik basınç üretme kapasitesi sayesinde yüksek basınç kayıplı çekirdeklerde avantaj sağlayabilir; ancak verim, gürültü, yerleşim ve güç tüketimi açısından tasarımın bütüncül değerlendirilmesini gerektirir. Bu nedenle kanatçık geometrisi optimizasyonu, fan karakteristiği ve paket içi

akış dağılımı ile birlikte ele alınmalıdır. Buna rağmen kompresör radyatörlerinde kanatçık geometrisi ile fan tipinin birlikte optimize edildiği ve aynı giriş şartlarında karşılaştırmalı sonuçların sunulduğu çalışmalar literatürde sınırlı sayıdadır.

Bu çalışma ile literatürde eksik olarak belirlenmiş olan; aynı giriş şartları altında çoklu kanatçık geometrilerinin ısıl–hidrolik açıdan adil biçimde karşılaştırılmaması, kanatçık geometrisi ile fan tipi (aksiyel–radyal) etkileşiminin birlikte değerlendirilmemesi ve sayısal sonuçların deneysel belirsizlik analiziyle doğrulanmasına yönelik boşlukları doldurma hedeflenmektedir. Aynı giriş şartları altında farklı kanatçık geometrilerinin (dikdörtgen, delikli, üçgen, dalgalı, kıvrımlı, çukurlu, hava yarıklı, şaşırtmalı ve kanatçıksız) yağ–hava radyatörü performansı üzerindeki etkileri sayısal ve deneysel olarak karşılaştırılmaktadır. Geometriler SolidWorks ortamında modellenmiş, akış ve ısı transferi analizleri ANSYS Fluent kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Sayısal çözümler ağdan bağımsızlık çalışmaları ile doğrulanmış; deneysel ölçümler belirsizlik analizi çerçevesinde değerlendirilerek sayısal sonuçların yorumlanmasında güven aralıkları dikkate alınmıştır.

Bu çalışmanın amacı, vidalı kompresörlerde kullanılan yağ–hava radyatörlerinde farklı kanat geometrilerinin ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki etkilerini, aynı giriş koşulları altında deneysel ve sayısal olarak karşılaştırmak; elde edilen sonuçları normalize edilmiş ısıl–hidrolik performans kriterleri üzerinden değerlendirerek, kompresör radyatörlerinin daha verimli ve daha kompakt şekilde tasarlanmasına yönelik bilimsel ve mühendislik temelli bir çerçeve ortaya koymaktır.

Bu çalışma beş ana bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde çalışmanın konusu, önemi, tarihsel arka planı, literatürdeki boşluklar ve tezin amacı ortaya konulmaktadır. İkinci bölümde farklı alanlarda kullanılmış radyatörler, kanatlı ısı eşanjörleri ve farklı kanatçık geometrilerine ilişkin mevcut bilimsel çalışmalar kapsamlı biçimde incelenerek kaynak araştırması sunulmaktadır. Üçüncü bölümde çalışmada kullanılan materyaller ve yöntemler ayrıntılı olarak açıklanmakta; bu kapsamda sayısal modelleme süreci, seçilen türbülans modeli ve bu seçimin gerekçesi ile ağ (mesh) yapısı ve ağdan bağımsızlık çalışmaları detaylandırılmaktadır. Dördüncü bölümde deneysel ve nümerik analizlerden

elde edilen bulgular sunulmakta ve farklı kanatçık geometrilerinin ısıl ve hidrolik performansları karşılaştırılmaktadır. Beşinci ve son bölümde ise elde edilen sonuçlar tartışılmakta, genel çıkarımlar özetlenmekte ve gelecekte yapılabilecek çalışmalar için öneriler sunulmaktadır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Bu bölümde, tez çalışmasının kapsamı doğrultusunda farklı kanatçık tiplerine ilişkin literatürde yer alan çalışmalar incelenmiştir. Ayrıca, çalışmanın ikinci kısmını oluşturan radyal fan sistemlerine yönelik araştırmalar özetlenmiştir. Bölüm sonunda literatürdeki eksiklikler ve bu çalışmanın literatüre olan katkısı belirtilmiştir.

2.1. Farklı Radyatör Kanatçık Tipleri Üzerine Yapılmış Olan Çalışmalar

Chang & Wang (1996) panjur kanat geometrisi için genelleştirilmiş bir ısı transferi korelasyonunu, büyük bir veri bankasının yardımıyla geliştirmiştir. Bu veri bankası, panjur açısı, boru genişliği, panjur uzunluğu, panjur aralığı, kanat uzunluğu ve kanat aralığı dahil olmak üzere farklı geometrik parametrelere sahip 91 adet panjurlu kanatlı ısı eşanjörü örneğinden oluşmaktadır. Oluklu panjur kanat geometrisi için, veri noktalarının %89,3'ünün ±%15 hata bandı içinde kaldığı ve ortalama sapmanın %7,55 olduğu raporlanmıştır. Ayrıca, plaka ve boru panjur kanat verilerinin ısı transferi korelasyonuna dahil edilmesiyle ortalama sapmanın %8,21'e yükseldiği belirtilmiştir.

Kotcioğlu vd. (1998), kanatçık tipi girdap üreteçleri kullanılarak ısı transferinin iyileştirilmesini amaçlayan çalışmalarında, türbülanslı rejimde performans parametrelerini ayrıntılı olarak değerlendirmişlerdir. Kanat tipi girdap üreteci içeren dikdörtgen bir kanalda türbülanslı akış için ısı transfer özellikleri ve akış yapısı, Reynolds sayısının 3000–30000 aralığında olduğu koşullarda deneysel olarak incelenmiştir. Ele alınan geometrik konfigürasyon, plakalı çapraz akışlı bir ısı eşanjörünün tek bir elemanını temsil etmektedir. Kanatların montajı, periyodik olarak kesintiye uğrayan genişlemiş ve daraltılmış kanal akış alanları oluşturulabilecek şekilde düzenlenmiştir. Böylece, her giriş çifti, dikdörtgen bir kanalda periyodik olarak kesintiye uğramış ıraksak ve yakınsak kısa kanallar gibi davranır. Her kanatçık çifti, arkasında uzunlamasına girdap oluşturur ve ıraksak ve yakınsak kanal düzenlemeleri arasında bir tampon bölgede güçlü karıştırma etkileri meydana gelir. Bu akış alanlarındaki girdaplar, ısı transferinin artmasına neden olur. Isı transferindeki artışın sürtünme katsayısının artmasına neden olduğu gözlemlenmiştir.

Gomaa (2001), gelişen akış bölgesi özel referansı ile oluklu ve türbülanslı kanatlar olarak bilinen iki sınıf pasif geliştirme tekniğine sahip kanatlı ve borulu soğutma serpantinlerinin analizi ile ilgili çalışma yapmıştır. İlk olarak, baskın değişkenler, ağ oluşturma stratejileri ve yakınsama kriterleri açısından daha sonraki üç boyutlu modellemenin kapsamını oluşturmak için iki boyutlu modelleme yapılmıştır. Sonuçlar, kompozit kanatlı ve borulu soğutma serpantininin daha karmaşık üç boyutlu problemi için gereken gerekli modelleme stratejilerine ilişkin önemli bilgiler vermiştir. Türbülanslı, oluklu ve düz kanat geometrilerine sahip kanatlı ve borulu soğutma serpantinlerinin üç boyutlu HAD modellemesi, özellikle kuru-sıcak ve kurak iklim referans alınarak incelenmiştir. İzotermal kanatçık ve boru, periyodik sınırlar, eşlenik ısı transferi, boru sırası sıcaklık gradyanı ve üretim kusurlarının etkisine dayalı olarak beş modelleme yaklaşımı düşünülmüştür. Son üç yaklaşım, bu araştırma alanına yeni katkılardır. Kanat hatvesi, kanat malzemesi ve kanat kalınlığının temel tasarım parametrelerinin etkileri de tüm kanat tipleri için parametrik olarak araştırılmıştır. Bu çalışmanın ayrıntılı sonuçları, klima batarya tasarımlarını optimize etmek için kullanılabilir. Verilen sürtünme faktöründe en yüksek Nusselt sayısı değerlerini türbülanslı kanatlı bobinin verdiği, bunu oluklu kanatlı bobinin izlediği bulunmuştur. Belirli bir basınç düşüşünde ($\Delta P = 52$ N/m^2, $v = 2.3$ m/s'ye karşılık gelir), oluklu ve türbülanslı kanatlı bobinlerin ısı transfer katsayısı, düz kanatlıdan sırasıyla %16 ve %36 daha yüksektir. Oluklu ve türbülanslı kanat geometrileri kullanan soğutma serpantinleri, klima santralinin enerji tasarrufuna ve hacim azalmasına önemli ölçüde katkıda bulunmuştur.

Sayed vd. (2002) kanat dizilerinin geometrilerinin ve ayrıca kanat uçlarından örtüye olan açıklığın ısı transferi, sıvı akışı ve boyuna dikdörtgen kanat dizilerinin basınç düşüşü özellikleri üzerindeki etkilerini araştırılmışlardır. Deneyler sırasında kanat yüksekliği (H), kanat kalınlığı (t), kanatlar arası boşluk (W), kanat sayısı ve kanat uçtan kapak açıklığı (C) gibi farklı geometrik parametreler parametrik olarak değiştirilmiştir. İki örtü tipi kullanılmıştır (bir düz ve diğeri modifiye örtü olarak tel bobin ile donatılmıştır). Boşluğun varlığına ve yokluğuna karşılık gelen ısı transfer katsayısı, eşit hava akış hızı koşulu altında karşılaştırılmıştır. Hava, çalışan akışkandır, akış rejimi türbülanslıdır ve test edilen modellerin etrafındaki akış modeli görselleştirilmiştir. Test

edilen model ortalama Nusselt sayısı (Nu), Reynolds sayısı; kanatlar arası boşluk ve kanat kalınlığı arttıkça ve kanat yüksekliği azaldıkça artmıştır. Kanat ucu ile örtü arasındaki boşluğun arttırılması, test edilen model-ortalama Nusselt sayısını azaltır ve belirli bir boşluk-kanat yüksekliği oranında (C/H)=1,25, kanat uçları düz örtüsünün etkisi kaybolmuştur.

Cui & Tafti (2002) çalışmalarında, karmaşık bir üç boyutlu panjur geometrisinde hesaplamalı sonuçlar sunmaktadır. Üç boyutluluk, açılı panjurun düz inişe geçtiği ve boru yüzeyi ile birleştiği kanat yüksekliği boyunca meydana gelir. Geçiş bölgesi, süpürülmüş bir hücum kenarı ve panjurlar arasında azalan akış alanı ile karakterize edilir. Sonuçlar, Re = 1100 için, açılı panjur üzerindeki akışa, zayıf bir şekilde üç boyutlu olan yayılmalı girdap dökülmesinin hakim olduğunu göstermiştir.

Witry vd. (2004) bir otomotiv radyatörünün termal performansı, bir otomobilin soğutma sisteminin ve diğer tüm ilgili sistemlerin performansında önemli bir rol oynadığını belirtmişlerdir. Birkaç yıl boyunca bu bileşen, üretim maliyetinde, işletiminde ve geometrisinde çok az değişiklik olması nedeniyle çok az ilgi görmüştür. Otomotiv radyatörlerinde kullanılan eski borulu ısı değiştirici konfigürasyonlarının aksine, plakalı ısı değiştiriciler, borulu ısı değiştirici tasarımcılarının sadece hayal edebileceği seviyelere ulaşan gelişmiş performansları ile şu anda günümüz proses endüstrisinin belkemiğini oluşturmaktadır. Ev tipi soğutma üniteleri için soğutma bölmelerinin imalatında yaygın olarak kullanılan alüminyum rulo yapıştırma tekniği, ısı eşanjörü imalatı için en ucuz yöntemlerden biridir. Bu tekniği kullanarak, basınç düşüşlerini azaltırken ısı transferini artırmaya yardımcı olabilecek çok çeşitli ısı eşanjörü konfigürasyonları üretmek mümkündür. İç akış için, çukur engellere karşı tekrarlayan çarpmanın neden olduğu ısı transferi artışı, daha geniş kesit alanlarından dolayı basınç düşüşlerini azaltmıştır. Dış akışlar için, yüzey alanının daha geniş ve dalgalı doğası, bir seçenek olarak ekstra yüzey pürüzlülüğü eklentilerinin eklenmesini bırakarak ısı transferini arttırmıştır.

Taufiq vd. (2006) makalelerinde, zorunlu konveksiyon ile kanatçık dizisinin optimal geometrisi için analizi sunmaktadır. Analitik analiz, ısı transferinden kaynaklanan

entropi üretimi ile sıvı sürtünmesinden kaynaklanan entropi üretimi arasında bir dengenin sağlanmasını içerir. Bir termal sistemin tasarımında, termal tersinmezlikleri en aza indirmek önemlidir, çünkü entropi üretim hızı en aza indirildiğinde optimal geometri bulunacaktır. Bu çalışmada, entropi üretim hızı tartışılmış ve küresel kısıtlamaya maruz kalan entropi üretim minimizasyonu temelinde kanat dizisi için optimum kalınlık belirlenmiştir. Ayrıca, kanat diziliminin optimum kalınlığı grafiksel olarak sunulmuştur. Çapraz akışlı akışkan hızındaki artışın, ısı transferinin tersinmezliğini azaltacak olan ısı transfer oranını artıracağı bulunmuştur.

Hosseini vd. (2007) yazılarında, bir gövde borulu ısı eşanjörünün kabuk tarafındaki ısı transfer katsayısı ve basınç düşüşü, üç farklı bakır boru tipi (pürüzsüz, oluklu ve mikro kanatlı) için deneysel olarak elde etmişlerdir. Ayrıca deneysel veriler mevcut teorik verilerle karşılaştırılmıştır. Üç boru tipi için hem basınç düşüşü hem de Nusselt sayısı için korelasyonlar önerilmiştir. Bu deneysel çalışma için, bir güç transformatöründe kullanılan bir yağ soğutucusunun kabuk-borulu ısı eşanjörü modellenmiş ve inşa edilmiştir. Deney için aynı geometriye, konfigürasyona, bölme sayısına ve uzunluğa sahip, ancak aynı kabuk içinde farklı dış tüp yüzeylerine sahip demetler kullanılmıştır. Oluklu ve mikro kanatlı borular, belirli bir değerin ($Re < 400$) altındaki bir Reynolds sayısında performans düşüşü göstermiştir. Daha yüksek bir Reynolds sayısında, mikro kanatlı borular için ısı eşanjörünün performansı büyük ölçüde iyileştirilmiştir.

Durmaz (2009) çalışmasında, bir tip kanatçığın ısı transferi ve basınç düşüm karakteristiklerinin deneysel ve sayısal olarak incelenmesini hedeflemiştir. Deneyler, Reynolds sayısı 150 ile 3500 arasında gerçekleştirilmiş ve taşınım ile iletimi bir arada içeren bu problem, üç boyutlu bir sayısal model kullanılarak çözülmüştür. Sayısal analizler için sonlu hacim metodu kullanılmıştır. Şaşırtmalı şerit tip kanatçığın içerisindeki akış, Reynolds sayısı 200 ile 5000 arasında, laminer ve zamandan bağımsız olarak kabul edilmiş ve bu kabuller ışığında sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Şaşırtmalı şerit tip kanatçık içerisindeki akışın ısı transferine ve basınç düşümüne etkileri, bu parametrelerin birimsiz büyüklüğü olan Colburn-j faktör ve Fanning sürtünme katsayı f faktör cinsinden incelenmiştir. Ayrıca iki farklı termal sınır koşulu tanımlanarak (sabit sıcaklık ve sabit ısı akısı) ısı transferine ve basınç düşümüne etkileri

incelenmiştir. Buna ek olarak hava, su ve etilen-glikol gibi üç farklı akışkan kullanılarak, Prandtl sayısının etkileri araştırılmıştır. Oluşturulan modelin sayısal analiz sonuçları ve elde edilen deneysel sonuçlar, literatürde yer almış farklı çalışmalar ile karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar ile bu araştırmacıların sonuçları karşılaştırıldığında birbirleri ile çok iyi örtüştüğü görülmektedir. İki farklı ısıl sınır koşulu kullanılarak elde edilen sonuçlar, bu iki sınır koşulu arasında önemli bir fark olmadığını göstermiştir. Elde edilen tüm sonuçlar irdelendiği zaman, çalışmada kullanılmış olan sayısal modelin ve yapılmış olan deneylerin Reynolds sayısı 200 ile 5000 arsında oldukça güvenilir olduğu sonucuna varılmıştır.

Moinuddin (2009) kanatlı borulu ısı eşanjörleri endüstriyel uygulamalarda yaygın olarak kullanıldığını belirtmiştir. Genel olarak, kanatçık ve çevredeki gaz akımı arasındaki enerji alışverişi yalnızca duyulur ısı transferi ile gerçekleşir. Ancak iklimlendirme, soğutma, evaporatif hava soğutucuları, uçakların çevre kontrol sistemi ve kimyasal işleme sistemleri gibi çeşitli uygulamalarda, nemli hava ile kanatçık arasındaki ısı transferine su buharının difüzyon kütle transferi eşlik eder. Bu eşzamanlı ısı ve kütle transferinin başlıca nedeni, serpantin yüzey sıcaklığının soğutulan havanın çiğ noktası sıcaklığının altında olmasıdır. Bu nedenle, bu koşullar altında en yaygın olarak kullanılan kanatçıkları, yani dairesel veya dairesel kanatçıkları incelemek önemlidir. Tek boyutlu kanat modeli, tamamen ve kısmen ıslak koşullar altında sabit kesitli, üçgen, içbükey parabolik, dışbükey parabolik ve hiperbolik profiller olmak üzere beş tip dairesel kanatçık için geliştirilmiş ve incelenmiştir. Termal performansı sayısal olarak çalışmanın yanı sıra, mevcut çalışmada optimizasyonları da yapılmıştır. Hiperbolik profil için analitik bir çözüm tanıtılmış ve karşılık gelen sayısal sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Bunun yanı sıra, dikdörtgen profilli dairesel kanatçık için iki boyutlu bir kanat modeli türetilmiş ve temel yönlerde sabit ve farklı termal iletkenlikler için analiz edilmiştir. Ayrıca, belirli bir kanat malzemesi miktarı için optimum boyut da belirlenmiştir.

Aydar (2009) tez kapsamında mevcut panel radyatörün hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi sonlu hacim metodu kullanılarak yapılmıştır. Nümerik termal performans değerleri elde edilecek ve katalogtaki değerler ile karşılaştırılmıştır. Giriş su sıcaklığı 75

°C ve sabit su debisi için çapraz bağlantılı radyatörlerin termal performansları ortam ısı transfer katsayıları değişimine bağlı olarak incelenmiştir. Aynı yönlü çelik panel radyatör ayrıca incelenmiştir. Verimi arttırmak için dört kanat dizaynı yapılmıştır. Daha verimli kanat elde edilmek için konvektör uzunluğu üç farklı kanat uzunluğuna kısaltılmıştır. Üçgen kanat uzunluğu ayrıca üç farklı kanat uzunluğuna kısaltılmıştır. Her dik kanalda su debisinin düzgün dağıtılması için panel ve dik kanalda modifikasyonlar yapılmıştır. Ortam ısı transfer katsayısı 6,5 W/m²K için 65 °C su çıkış sıcaklığı elde edilir. İki ana bağlantı metodu bu panel radyatör için kullanılabilir. Üçgen kanat dizaynı diğer yeni dizaynlara göre daha verimlidir. Panel radyatörün kanat uzunluğu kısaltılması ile daha verimli kanat elde edilir. Panel radyatörün panel genişliği arttırılarak ve dik kanal genişliği azaltılarak su debisi bütün dik kanallardan neredeyse eşit miktarda geçmiştir.

Yedikardeş (2009) tezinde, radyatör dilimi yüzeyinde oluşturulan geometrinin radyatörlerin ısıl verimleri üzerindeki etkisini deneysel ve nümerik olarak incelenmiştir. Yapılan deneysel çalışmalar ve deneyden elde edilen veriler her bir deney numunesi için gösterilmiştir. Radyatör dilim yüzey geometrisinin ısıl verim üzerindeki etkilerini tespit etmek için biri dış yönde diğeri de iç yönde panjur açılmış iki farklı yüzey geometrisine sahip numuneler deneysel olarak karşılaştırılmıştır. Deneyler, ortalama ΔT=30 K, 50 K ve 60 K sıcaklık aralığında çalışan su ısıtmalı bir düzenekte yapılmıştır. Arka yüzeyinde panjur açılmış 1,25 mm panjur aralıklı numunenin ön yüzeyinde panjur açılmış numuneye göre ΔT=30 K için %8,4, ΔT=50 K için %3,7 ve ΔT=60 K için %2,15 daha fazla ısıl güce sahip olduğu görülmüştür. Numunelerden daha yüksek ısıl verime sahip olan belirlendikten sonra aynı numunenin birli, üçlü, bacalı ve değişik panjur aralıkları için ısıl verimlerinin deneysel olarak karşılaştırılması yapılmıştır.

Karvinen & Karvinen (2010) zorlanmış veya doğal konveksiyonla soğutulduğunda toplam ısı transferini en üst düzeye çıkarmak için plaka kanat geometrisini bulmak için bir yöntem sunmuştur. Yöntem, analitik sonuçların kullanıldığı konjuge ısı transferinin yaklaşık bir işlemine dayanmıştır. Bu tür bir yaklaşımın sonucu olarak, bir kanatçık ve akışın geometrik ve termal özelliklerini içeren boyutsuz değişkenler bulunmuştur. Önemli bir gerçek, konveksiyon ısı transfer katsayılarını değerlendirmeye gerek

olmamasıdır**.** Sabit hacim koşulu altında maksimum ısı transferi sağlayan kanatçık geometrisini belirlemek için, geometriyi tanımlayan bağımsız değişken sayısı bire indirgenmiştir. Çünkü kanatçık hacmi sabit tutulduğunda, diğer geometrik boyutlar bu hacim kısıtı tarafından belirlenmiştir.

Azarkish vd. (2010) çalışmalarında, hacimsel ısı üretimi ile boyuna kanatçıkların geometri optimizasyonu incelenmiştir. Isı, kanat boyunca iletim yoluyla aktarılır ve yüzeyden doğal konveksiyon yoluyla çevreye ve çevreye radyasyon yoluyla yayılır. Tasarım probleminin amacı, belirli bir kanatçık hacmi için kanat ısı kaybını maksimize etmektir. Tasarım problemi, B-spline eğrilerini temsil eden kontrol noktalarının pozisyonlarını bulmak için bir optimizasyon problemine indirgenmiştir. Değiştirilmiş genetik algoritma, maksimumu optimum kanat profiline karşılık gelen bir amaç fonksiyonunu maksimize etmek için kullanılır. Taban sıcaklığının, değişken konvektif ısı transfer katsayısının, yüzey emisyonunun ve hacimsel ısı üretiminin kanat profili üzerindeki etkileri, kanat uzunluğu boyunca sıcaklık dağılımı ve kanat verimliliği sayısal olarak incelenmiştir.

Kim vd. (2011) şaşırtmalı şerit kanatlı bir ısı eşanjörünün termo-akış özelliklerini, çeşitli kanat geometrileri ve çalışma sıvıları için sayısal olarak incelenmiştir. Önceki korelasyonlar blokaj oranı arttıkça laminer ve türbülanslı rejimlerde f değerlerini olduğundan düşük, laminer rejimde j değerlerini olduğundan fazla tahmin etmektedir. Bu nedenle, %20'den büyük blokaj oranlarına sahip ofset-şerit kanatçıklara uygulanan yeni korelasyonlar sunulmaktadır. Çalışma sıvısı değişmesine rağmen f değerleri değişmemiştir. Ancak j değerleri çalışma akışkanına göre farklılık göstermiştir. Prandtl sayısının fonksiyonları olarak yeni j korelasyonları önerilmiştir. Bir yakıt soğutucusundaki ofset şerit kanatların tasarım değişkenleri, bağıntılar ve deney tasarımı kullanılarak optimize edilmiştir. Sonuç olarak, optimize edilmiş ofset-şerit kanatçık JF faktörü, referans ofset-şerit kanatçık ile karşılaştırıldığında %24 arttırılmıştır.

Elsheikh (2011) tez çalışmasında nem alma ile dalgalı kanat montajının ısı transfer özelliğini değerlendirmiştir. Genel olarak, kanatlı borulu ısı eşanjörleri, klima için soğutma bobinleri, enerji santrallerinde hava ön ısıtıcıları ve otomobil radyatörlerinde

motor soğutucularından gelen ısı dağılımı gibi çok çeşitli mühendislik uygulamalarında kullanılmaktadır. Bu ısı eşanjörlerinde, su, yağ veya soğutucu gibi bir ısı aktarım sıvısı paralel bir boru kümesinden akar, hava gibi ikinci bir ısı aktarım sıvısı ise borular boyunca yönlendirilir. Hava tarafında ana direnç boru tarafına göre çok daha büyük olduğu için, genel ısı transfer performansını iyileştirmek için hava soğutmalı ısı eşanjörlerinde dalgalı kanatlar şeklinde geliştirilmiş yüzeyler kullanılır. Bu tez, klima sırasında nem giderici serpantin işletiminde tamamen ıslak bir kanat için yoğuşma suyu filmi direncini dikkate alarak dalgalı kanatlı soğutma serpantinlerinde birleşik ısı ve kütle transferinin basitleştirilmiş bir analizini sunmaktadır. Soğuk akışkan sıcaklığı (-5˚C – 5˚C), hava tarafı sıcaklığı (25˚C – 35˚C) ve bağıl nem (%50 – %70) değişiminin boyutsuz sıcaklık dağılımı ve artırma faktörü araştırılmış ve kuru koşullar altında olanlarla karşılaştırılmıştır. Ayrıca dalgalı kanatçık ile düz radyal veya dikdörtgen kanatçıkların aynı koşullar altında karşılaştırılması incelenmiş ve sonuçlar dalgalı kanatçıkların daha geniş alan nedeniyle daha iyi ısı yayılımına sahip olduğunu göstermiştir. Sonuçlar, genel kanat veriminin, çevreleyen havanın bağıl nemine ve kanadın toplam yüzey alanına bağlı olduğunu göstermiştir.

Huzayyin (2011) tezinde, plaka kanatlı kanalların çoğunun dikdörtgen, yamuk veya üçgen kesit şekillerine sahip olduğunu ifade etmiştir. Hava akışları için konvektif davranışları araştırılmış ve Nusselt sayısını tahmin etmek için çözümler ve polinom denklemleri sağlanmıştır. Kanat malzemelerine, kanal en boy oranına ve kanat yoğunluğuna dayalı ısı transfer katsayısını belirlemek için yeni çözümler ve çizelgeler sunulmaktadır. Ayrıca, büyük kanat yoğunluğu ısı transfer yüzey alanını arttırırken, kanatların geometrik modifikasyonu ile taşınım katsayısı arttırılabilir. Bu amaçla, bu tezde iki farklı yeni plaka-kanat konfigürasyonu önerilmiş ve bunların konvektif davranışları incelenmiştir. Bunlar, (1) trapezoidal yakınsak-uzaklaşan oluklara sahip oluklu plaka kanatçıkları ve (2) aynı fazda sinüzoidal oluklara sahip ofset-şerit kanatçıkları içerir. Simetrik, yamuk profilli, yakınsak-uzaklaşan oluklardan oluşan delikli kanat duvarlarına sahip plaka kanatlı kompakt çekirdeğin geliştirilmiş ısı transfer performansı, hesaplamalı olarak modellenmiştir. Fin-duvar akışı transpirasyonunun, çapraz akış karışımını ve periyodik bozulmayı ve sınır tabakalarının yeniden başlatılmasını indükleyerek gelişmiş ısı transferini desteklediği görülmektedir. Kanat

duvarlarında üniform ısı akısı ile, aynı boyutlarda oluklu olmayan bir geometriye göre daha yüksek Nusselt sayısının karşılık gelen sürtünme faktöründe azalma ile birlikte olduğu yerlerde olağandışı bir performans elde edilir. Sinüzoidal dalgalı ofset-şerit kanalları durumunda, $10 \leq Re \leq 1000$ aralığındaki hava akışları için performans artışı değerlendirilir, kanatçıklar sabit duvar sıcaklığında, dalgalı kanat genliğinin etkisi, inter-fin aralığı ve termal-hidrolik performans üzerindeki fin ofset konumu rapor edilmiştir. Genellikle S şekilli ofset kanalların C şekilli olanlardan daha iyi performans gösterdiği görülmüştür. Düz paralel kanatlara kıyasla S-şekilli ofset kanatçıklarla plakalı kanatlı ısı eşanjörünün hacminde ortalama %400 azalma elde edilmiştir.

Bhave (2011) çalışmasında şaşırtmalı şerit kanatlar (OSF) gibi geliştirilmiş genişletilmiş yüzeyler, kompakt ısı eşanjörlerinde daha yüksek ısı transfer katsayısı sağlamak için konvektif akış davranışını değiştirmenin yanı sıra alan yoğunluğunu arttırmada etkili olduğunu belirtmiştir. Bu, her bir ofset-şerit fin modülünün kanat plakası üzerindeki yeni ince sınır tabakasının periyodik olarak bozulması ve yeniden bağlanmasıyla elde edilir. OSF çekirdeklerinin içindeki ısı transfer özellikleri ve akış fiziği, laminer hava akışları ($Pr = 0,7$) için bu hesaplamalı analizde yeniden gözden geçirilir ve performansları düz kanatçıklarla karşılaştırılır. Basitleştirilmiş bir ince kanatçık modeli, kanat geometrik parametrelerinin, yani ofset-kanat uzunluğu l, kanatçık ayrımı s ve kanat kalınlığı t'nin etkisini incelemek için kullanılır. Sonuçlar, kısa ofset kanat uzunluğunun düz dikdörtgen kanatlara kıyasla daha yüksek ısı transferi artışı sağladığını gösterirken, kanat kalınlığı ve kanatçık ayrımı, sabit bir ofset kanat uzunluğu oranı (l/s) için ısı transfer oranında ihmal edilebilir bir gelişme gösterir. OSF performansı asimptotik olarak düz dikdörtgen bir kanatçığa yaklaştıkça, Reynolds sayısı azaldıkça veya ofset kanat uzunluğu çok büyüdükçe ofset kanat etkisi azalır. OSF çekirdeklerinin, düz bir dikdörtgen kanat için olduğu gibi sabit bir basınç düşüşünü korurken, ısı transfer yüzey alanını %30 - %50 oranında azalttığı gösterilmiştir.

Ahmed vd. (2012) girdap üretecinin varlığı ile üçgen bir kanal içinde farklı nanoakışkan akışının iki boyutlu laminer akışı sayısal olarak incelenmişlerdir. Kütle, momentum ve enerjinin ana denklemleri, sonlu hacim yöntemi kullanılarak çözülmüştür. Nanopartiküllerin tipi, partikül konsantrasyonları ve Reynolds sayısının

nanoakışkanların ısı transfer katsayısı ve basınç düşüşü üzerindeki etkileri incelenmiştir. Reynolds sayısı 100 ile 800 arasındadır. Isıtmalı üst ve alt duvarlar için sabit bir yüzey sıcaklığının termal koşul olduğu varsayılır. Bu çalışmada, etilen glikolün baz sıvısında asılı halde bulunan Al_2O_3, CuO ve SiO_2 olmak üzere nanopartikül konsantrasyonları %1 ile %6 arasında değişen üç nanoakışkan incelenmiştir. Sonuçlar, Ø = %6 ve Re = 800'de SiO_2–EG durumunda, ortalama Nusselt sayısının Re = 100 durumundan yaklaşık %50 daha yüksek olduğu bulunmuştur.

Junjanna vd. (2012), radyatörlerin temel görevinin soğutma amacıyla ısıl enerjiyi bir ortamdan diğerine aktarmak olduğunu belirtmiştir. Otomotiv endüstrisinde yüksek yüzey kompaktlığına ve yüksek ısı transfer kapasitesine sahip kompakt ısı eşanjörlerinin performansını artırmaya yönelik çalışmaların uzun süredir sürdürüldüğü vurgulanmaktadır. Kanat, panjur ve borulardan oluşan bu eşanjörlerde geometrik detaylar akış ve ısı transferini belirgin biçimde etkilemektedir. Çalışmada, literatürde tanımlanan geometri ve koşullar esas alınarak sayısal model oluşturulmuş ve öncelikle model doğrulanmıştır. Ardından panjur aralığı, hava ve su akış hızları ile kanat/panjur kalınlıkları gibi parametreler tek tek değiştirilerek sonuçlar karşılaştırılmıştır. Bulgular, performans artışı için özellikle panjur aralığı ve kalınlıkların uygun seçilmesi gerektiğini; bununla birlikte basınç kaybı ve pompalama gücü etkilerinin de dikkate alınarak hava ve su tarafı koşullarının optimum noktada birlikte belirlenmesi gerektiğini göstermiştir.

Hajabdollahi vd. (2012) çalışmasında, bir pim kanatçıktaki tek boyutlu ısı transferi modellenmiş ve optimize edilmiştir. Kanatın en iyi geometrisini belirlemek için Bezier eğrilerini kullanılmıştır. Model denklemleri, ısı transferini analiz etmek için çözülmüştür. Toplam ısı transfer hızı ve kanat verim faktörü, iki amaç fonksiyonu olarak düşünülmüş ve ısı transfer hızı ile kanat verimini aynı anda maksimize etmek için çok amaçlı optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Hızlı ve baskın olmayan sıralama genetik algoritması, 'Pareto optimal çözümler' adı verilen bir dizi optimum çözümü belirlemek için kullanılmıştır.

Qu vd. (2013) Gama-Teta geçiş modeli ile birleştirilmiş SST türbülans modelini, geçiş Reynolds sayısı arasında çukur dizileri olan dikdörtgen bir kanalın akış ve ısı transfer özelliklerinin araştırılmasında benimsenmiştir. Sonuçlar, akışın laminer akıştan türbülanslı akışa geçtiğini gösteren akış yönü boyunca hızın dolgunlaştığını göstermektedir ve bu aynı zamanda türbülans aralıklı dağılım tarafından da doğrulanmaktadır. Çukur içindeki ikili girdap, Reynolds sayısı arttığında asimetrik hale gelir. Ortalama Nusselt sayısı, akış laminer durumdayken akış yönünde monoton bir şekilde azalırken, akış türbülanslı durumdayken monoton bir şekilde artar. Bununla birlikte, akış laminer olduğunda ısı transferi çukur tarafından kötüleşir. Çukur derinliği arttıkça sürtünme faktörü artar. Reynolds sayısı ile genel termal performans artar. 0,2'ye eşit derinlik oranına sahip çukur dizileri, en iyi genel termal performansı göstermiştir.

Bhowmik vd. (2013), belirli bir sıcaklık gereksinimini karşılayacak şekilde dikdörtgen ve hiperbolik profilli dairesel kanatçıkların boyutlarını eşzamanlı olarak belirlemek amacıyla, Adomian ayrışma yöntemi ile diferansiyel evrim tabanlı optimizasyonu birleştiren bir yaklaşım önermiştir. Çalışmada, ısıl iletkenlik ile yüzey ısı taşınım katsayısının sıcaklığa bağlı olduğu kabul edilmiştir. Uçta yalıtılmış ve konvektif sınır koşullarını içeren durumlarda sıcaklık alanı, Adomian ayrışma yöntemi kullanılarak elde edilmiş; ardından diferansiyel evrime dayalı bir ters problem şeması ile hedeflenen sıcaklık dağılımını sağlayan kanatçık boyutları tahmin edilmiştir. Parametrelerin birbirine bağlı yapısı nedeniyle, aynı sıcaklık alanını sağlayan birden fazla uygun çözümün belirli bir aralıkta bulunabildiği gösterilmiş ve bunun tasarımcıya boyut seçiminde esneklik sunduğu vurgulanmıştır. Sonuç olarak çalışma, hedef sıcaklık dağılımını sağlayacak kanatçık boyutlarının belirlenmesinde kullanılabilecek etkin bir ters tasarım yöntemi ortaya koyarak, dikdörtgen ve hiperbolik profilli dairesel kanatçıkların boyutlandırılmasına yönelik yöntemsel bir katkı sunmuştur.

Wang vd. (2014), düz, panjurlu ve yarı çukurlu girdap üretecine (VG) sahip kanatlı borulu ısı eşanjörlerinin hava tarafı performansını karşılaştırmalı olarak incelemiştir. Kanat aralığı (F_p) 1,6 mm ve 2,0 mm, boru sıra sayısı (N) ise 1, 2 ve 4 olacak şekilde toplam 18 numune üretilmiş ve test edilmiştir. Deney sonuçlarına göre F_p = 1,6 mm gibi daha küçük kanat aralığında, N = 1 koşulunda panjurlu kanat geometrisinin ısı transfer

katsayısı, yarı çukurlu VG ve düz kanat geometrisine kıyasla daha yüksektir. F_p = 2,0 mm ve N = 1 için ise ön hız 2 m s^{-1}'nin altında yarı çukurlu VG'nin performansı panjurlu kanada göre marjinal düzeyde daha yüksek bulunmuş; hız arttıkça eğilimin tersine döndüğü ve panjurlu kanadın daha yüksek ısı transfer katsayısı sağladığı görülmüştür. N = 2 veya N = 4 için panjurlu kanat geometrisinin ısı transfer katsayıları, yarı çukurlu VG'ye göre yaklaşık %2–15 daha yüksek olup hız arttıkça bu farkın büyüdüğü belirtilmiştir; bu eğilim her iki kanat aralığı için de geçerlidir. Bununla birlikte, yarı çukurlu VG'nin oluşturduğu girdaplı hareket nedeniyle daha büyük kanat aralığında (F_p = 2,0 mm) iki geometri arasındaki farkın azaldığı ifade edilmiştir. Boru sıra sayısının ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi panjurlu kanat geometrisi için ihmal edilebilir, yarı çukurlu VG için ise sınırlı düzeyde bulunmuştur; düz kanat geometrisinde de N>1 olduğunda boru sıra sayısının etkisinin küçük olduğu rapor edilmiştir. N = 1 durumunda ise hat içi yerleşim nedeniyle akışın kanatlar ve borular boyunca farklı bir şekilde yönlenmesi, sınır tabaka gelişimi ve karışım mekanizmalarının N = 2 ve N = 4'e kıyasla farklılaşmasına yol açmıştır. Bu nedenle N = 1 için elde edilen ısı transfer katsayısı eğilimleri (ve buna eşlik eden akış karakteri), çok sıralı düzenlere (N = 2 ve N = 4) göre farklı bir davranış sergilemiştir.

Guo vd. (2014), aralarından seçim yapılabilen çeşitli kanatçık türleri için standartlaştırılmış kanat geometrilerinin kombinasyonlarının, hâlihazırda karmaşık olan ısı eşanjörü tasarım problemine ek belirsizlikler ve çok sayıda tasarım alternatifi kazandırdığını belirtmiştir. Bu kapsamda çalışmada, söz konusu tasarım problemini ele almak amacıyla yeni bir tasarım algoritması önerilmiştir. Plaka aralığı, kanat aralığı, kanat uzunluğu ve kanat kalınlığı gibi temel kanat geometrileri, tüm kanat tipleri için sürekli tasarım değişkenleri olarak tanımlanmış; farklı araştırmacılar tarafından yayımlanan çalışmalar esas alınarak çeşitli kanatçık tipleri karakterize edilmiştir**.** Ardından, farklı kanatçık tiplerinin termal-hidrolik performansı birlikte dikkate alınarak, ısı eşanjörünün toplam hacmini en aza indirecek şekilde optimum kanatçık tipi ve buna karşılık gelen tasarım parametreleri eş zamanlı olarak elde edilmiştir. Pratik uygulanabilirliği artırmak amacıyla, belirlenen tasarım parametrelerinin en yakın standartlaştırılmış kanatçık parçalarına yuvarlanabildiği ifade edilmiştir. Önerilen

yöntemin etkinliğini göstermek üzere, literatürde yayımlanmış sonuçlarla karşılaştırmanın yapıldığı bir durum çalışması gerçekleştirilmiştir**.**

Yang vd. (2014) makalelerinde, yağ soğutucusunun uygulanması için yeni bir borulu ısı eşanjörü önerilmiştir. Ticari yazılımlar kullanılarak çubuk bölmeli gövde borulu ısı eşanjörüne kıyasla sayısal olarak incelenmiştir. Isı transferi, akış özellikleri ve kapsamlı performansın sonuçları, korelasyonların ve deneysel cihazların doğrulanmasıyla hem boru tarafı hem de kabuk tarafı için analiz edilmiştir. Boru tarafı için, yeni ısı eşanjörü açıkça mükemmel bir genel performans sergilemektedir; kabuk tarafı için, yeni ısı eşanjörü, çubuk bölmelerden biraz daha düşük kapsamlı performans göstermiştir.

Carija vd. (2014) makalelerinde, çok sıralı kanatlı ve borulu bir ısı eşanjörünün hava tarafındaki sıvı akışını ve ısı değişimini analiz etmektedir. Düz ve panjurlu kanatlı kanatçıklı ve borulu ısı eşanjörü özellikleri arasında, Reynolds sayısı ile tanımlanan daha geniş bir çalışma koşullarında (kanat aralığı ve hava ön hızlarına dayalı olarak) bir karşılaştırma verilmiştir. Panjurlu ısı eşanjörü için hesaplanan verilerin ayrıntılı gösterimi, önemli ölçüde daha iyi ısı transfer özellikleri ve biraz daha yüksek basınç düşüşü gösterir. HAD prosedürü, sayısal simülasyon sonuçları ile minimum ortalama Nusselt sayısı sapmasını ve neredeyse mükemmel bir şekilde karşılık gelen basınç düşüşünü gösteren deneysel sonuçlar karşılaştırılarak doğrulanmıştır.

Canbolat (2014) enerji verimliliği konusu son yıllarda hakkında en çok çalışma yapılan konuların başında geldiğini ifade etmiştir. Bu bağlamda, otomobil soğutma sisteminin en önemli elemanlarından biri olan otomobil radyatörlerin ısıl performansının arttırılması, 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 ısıl performansına ve etkenliğine etkisi ANSYS – Fluent programı kullanılarak nümerik olarak incelenmiştir. Çalışma sonucunda; hava hızı arttıkça, boru sayısı arttıkça, boruların çapı büyüdükçe, kanatçık sayısı arttıkça radyatörün etkenliğinin dolayısıyla ısıl performansının arttığı gözlemlenmiştir. Ayrıca kanatçık malzemesi olarak

alüminyum yerine bakır kullanılmasının ısıl performans açısından daha iyi bir seçenek olduğu gözlemlenmiştir.

Checketts (2014) sunduğu araştırmada, aerodinamik sürtünmeyi azaltmak ve yakıt ekonomisini iyileştirmek için ağır hizmet araçlarında radyatör ısı eşanjörlerinin tasarımının iyileştirilmesi ihtiyacını ortaya koymaktadır. Alternatif tasarımların etkin karşılaştırmaları için gerekli parametreleri içeren mevcut bir radyatörün analizi için bir yöntem ortaya konmuştur. Mikrokanallar üzerine bir araştırma sunulmuş ve mikro kanalların bir radyatörün toplam ısı transferini iyileştirebileceği, ancak bunun tek başına radyatörün boyutlarını küçültemeyeceği belirlenmiştir. Hava tarafı ısı transferini iyileştirmeye yönelik araştırmalar değerlendirilmiş ve ısı transferini korurken ön alanda bir azalmaya izin veren iyileştirilmiş bir kanat tasarımı bulunmuştur. Tasarımın genel ısı transferi, orijinal tasarımdan %7 iyileştirilmiş, ayrıca ön alanda %52 azalma, ancak bunun maliyetinde yardımcı güçte %300 artış olmuştur. Ön alandaki bir azalma ile tasarruf edilen enerji, yardımcı gücün artışını haklı çıkarmaya yetecek kadar önemli değildir. Bulgular, mikro kanal tüplerinin ısı transferini ve basınç düşüşünü göstermek için bir hesaplamalı akışkan dinamiği modeli aracılığıyla doğrulanmıştır. Sonuçlar, mikro kanalların ısı transferinin radyatörün termal performansını iyileştirdiğini, ancak basınç düşüşünün net faydanın işletme maliyetinden daha ağır basmayacağı şekilde olduğunu doğrulamıştır.

Sangtarash & Shokuhmand'ın (2015) araştırmalarındaki sayısal ve deneysel modeller, çok kanatlı kanatçıklara sıralı ve kademeli çukur ve delikli çukur düzenlemesi eklemenin, çok kanatlı bir kanat kümesi içinden hava akışının ısı transferinin artması ve basınç düşüşü üzerindeki etkisini araştırmak için geliştirilmiştir. Verilen geometriler için tek sıralı panjurların üç boyutlu simülasyonları yapılmıştır. Farklı Reynolds sayıları için simülasyonlar yapılmıştır. Simülasyonlar, çukur tarafından oluşturulan bir sirkülasyon bölgesinin varlığı nedeniyle ısı transferi ve sıcaklık artışlarının meydana geldiğini ortaya koymuştur. Ek olarak, en yüksek sıcaklık panjur tabanında ve en düşük sıcaklık panjur ortasında olmak üzere panjur yüzeyi üzerinde sürekli sıcaklık gradyanları gözlemlenmiştir. Isı değiştiricinin hava tarafı performansı, Colburn j faktörü ve Fanning sürtünme f faktörü hesaplanarak değerlendirilir. Sonuçlar, panjur yüzeyine

çukur eklemenin j faktörünü ve f faktörünü arttırdığını göstermiştir. Aynı şekilde, çukura perforasyon eklemek de aynı artışa neden olmuştur. Mevcut sonuçlar, sıralı düzenleme ile karşılaştırıldığında, kademeli düzenlemenin ısı transfer performansını etkili bir şekilde artırabileceğini göstermiştir.

Guo (2015) doktora tez çalışmasında, artan küresel enerji tüketimi, katı çevre koruma mevzuatı ve sanayileşmiş ülkelerdeki güvenlik düzenlemeleri ile enerji tasarrufu yüksek öncelikle incelenmiştir. Kompakt ısı eşanjörü uygulamak, ısı transferini iyileştirmenin ana stratejilerinden biridir. Bununla birlikte, tasarım metodolojisinin eksikliği nedeniyle kompakt ısı eşanjörlerinin uygulanması yasaklanmıştır. Bu nedenle, bu araştırmanın amacı, plakalı/plakalı kanatçıklı ısı değiştirici tasarımının optimizasyon metodolojilerini geliştirme problemini çözmektir. Ayrıntılı geometri ve aynı anda uygulanan kısıtlamalar ile kanat tipi seçimini dikkate almak için plakalı kanatlı ısı eşanjörü tasarımının matematiksel bir modeli önerilmiştir. Karıştır ve eşleştir kanat tipi kombinasyon konsepti, bir ısı eşanjöründe tüm olası kanat tipi kombinasyonları içerecek şekilde ortaya konmuştur. Karışık tam sayılı doğrusal olmayan programlama (MINLP) modeli, sürekli ısı transferi ve basınç düşüşü korelasyonları kullanılarak ve temel kanat geometrik parametreleri sürekli değişkenler olarak dikkate alınarak doğrusal olmayan bir programlama modeline dönüştürülebilir. Tüm optimizasyon, hacimsel minimizasyon veya sermaye maliyeti minimizasyonuna dayanır. Önerilen yeni metodolojinin etkinliğini ve faydalarını göstermek için vaka çalışmaları yürütülmektedir. Plakalı ısı eşanjörleri için tasarım metodolojisi, plakalı kanatlı ısı eşanjörü metodolojisi temelinde geliştirilmiştir ve faz değişimi, plaka modeli seçimi, akış düzenlemesi ve basınç düşüşü kısıtlamalarını aynı anda alır. Faz değişimi problemi, tüm süreci birkaç alt bölüme ayırarak ve her alt bölümde sabit fiziksel özellikler göz önünde bulundurularak çözülmüştür.

Micheli vd. (2015) mikro teknolojilere olan ilginin, uygulamalarının sağladığı düşük hacimler ve yüksek performans nedeniyle son yıllarda arttığını ifade etmişlerdir. Bu çalışmada, kanat geometrileri ile ısı transfer katsayıları arasındaki ilişkiler ve yönelimin etkileri, farklı geometrilere sahip silikon mikro kanatlı ısı alıcılar kullanılarak deneysel olarak araştırılmıştır. Isı alıcılar 5 cm x 5 cm kare silikon yonga levhadan yapılmıştır ve

kanat yüksekliği 0,6 mm ile 0,8 mm arasında, aralık 0,2 mm ile 0,8 mm arasında ve kalınlık 0,2 ile 0,8 mm arasında değişmektedir. Daha önceki çalışmalarda ele alınanlardan daha yüksek güç yükleri incelenmiştir. Deney düzeneği, bir yazılım simülasyonu ve literatürde mevcut olan Nusselt sayı korelasyonu kullanılarak doğrulanmıştır. Kanat kalınlığının bu parametre üzerindeki etkisi analiz edilmiş ve değiştirilmiş bir korelasyon önerilmiştir. Ayrıca, ışınımsal ısı değişiminin toplam ısı transferi üzerindeki etkisi düşünülmüş ve yorumlanmıştır. Belirsizlik analizi de yapılmış ve raporlanmıştır.

Kim vd. (2016) çalışmalarında, plaka ve çıkıntılı-kanat şekilli geometrilere sahip bir aero gaz türbin motoru için bir yüzey hava-yağ ısı eşanjörünün performansını sayısal olarak incelemişlerdir. Basitleştirilmiş bir kanal modeli kullanılarak temel ısı transferi ve basınç düşüşü özellikleri incelenmiştir. Çıkıntı şeklindeki kanatçıkların performansı, temel olarak plaka kanatçık performansı ile karşılaştırılır. Parametrik bir çalışma kullanılarak, akarsu ve açıklık yönlerinde çıkıntı-kanat geometrilerinin optimal kanatçıkları belirlenmiştir. Son olarak, yüzey hava-yağ ısı eşanjörünün yüksek hızlı baypas etkisi, gerçek bir motorun geometrisi kullanılarak hesaplanmıştır. Isı transfer oranı, motorun baypas akımı boyunca basınç düşüşü ve çarpık hız sınır tabakası profilleri gibi aero-termal performans nicel olarak değerlendirilmiştir. Yüzey hava-yağ ısı eşanjöründen kaynaklanan entropi üretim hızı, baypas akımı ve daha soğuk bölge içindeki tersinmezlik kaybını değerlendirmek için özetlenmiştir.

Patel vd. (2016) çalışmalarında, gerekli ısı görevi için kanat konfigürasyonunun seçimini amaçlamaktadır. Bu bağlamda, farklı kanat türleri ve boyutları karşılaştırılarak uygun bir kanatçık seçmek için yeni bir metodoloji geliştirilmiştir. Bu karşılaştırma farklı kısıtlamalara dayanmaktadır. Bu kısıtlamalar sabit ön alan, sabit ısı eşanjörü hacmi ve sabit pompalama gücüdür. Kısıtlara göre düz kanat, ofset şerit kanat ve panjur kanat için farklı grafikler oluşturulmuştur.

Gotovsky vd. (2017) termal hidrolik çukurlu yüzeyler hakkında yüksek verimliliklerini gösteren büyük miktarda deneysel ve teorik veri birikmiştir. Bu çalışma, yüksek kanat katsayılı ısı eşanjörlerinin (örneğin hava soğutucuları) verimliliğini artırmak için bu

yüzeyleri kullanma fikrini tartışmaktadır. Bu, minimum basınç kaybı artışı ile iyi sonuçlar elde etmeyi mümkün kılar ve bu tür yapay pürüzlülüğün pratik kullanımını genişletmeyi kabul eder. Daha da önemlisi, bu çökertmeler hem çukurlu hem de çıkıntılı tarafta ısı transferinde iyileştirme sağlar. Endüstriyel uygulama için pratik olarak en uygun olanı, sürekli kanatlı borulu ve plakalı ısı eşanjörleridir. Bunlar yeni tip kanatlı borular ve kısmi kanatlı düz oval borular ihtiva etmektedir. Çukurlu düzlem kanatçıkları kullanırken, kabuk tarafındaki ısı transfer yoğunluğu yüksek değilse verimliliği önemli ölçüde artırılabilir. Böylece, gövde borulu ısı eşanjörlerinin kompaktlık seviyesini, plakalı eşanjörler için karakteristik değerlere getirilebilir. Hesaplamaların sonuçları, çukurlar nedeniyle %60-70'e varan verim artışı olasılığını göstermiştir.

Okbaz vd. (2017) yaptıkları çalışmanın amacı, ticari panjurlu kanatlı ve yuvarlak borulu ısı eşanjörlerinin üretimi için farklı panjurlu kanat geometrilerinde ısı transferi ve basınç düşüşü özelliklerini belirlemektir. Çeşitli panjur açıları, panjur uzunlukları (eğimleri), kanat eğimleri ve ön hava hızları için sayısal simülasyonlar yapılmıştır. Isı transferi geliştirmesinin arkasındaki mekanizmaları ortaya çıkarmak için sıcaklık ve yerel Nusselt sayı konturları ve akım çizgisi desenleri sağlanmıştır. Isı transferi ve basınç düşüşü özellikleri elde edilen farklı ısı eşanjörlerinden biri gerçek boyutlu bir eşanjör üretmek için seçilmiştir. Sonuç olarak, üretilen gerçek boyutlu ısı eşanjörünün performansı, şartlandırılmış bir odada bir rüzgar tünelinde farklı hava hızlarında test edilmiştir. Deneysel sonuçlar sayısal analizlerle karşılaştırılmış ve birbiriyle uyumlu olduğu görülmüştür. Son olarak, panjur kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricinin termal ve hidrolik performansı, aynı boyut ve özelliklere sahip dalgalı kanatlı ve yuvarlak borulu bir ısı değiştirici ile karşılaştırılmıştır. Panjurlu kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiricinin termal ve hidrolik performansının dalgalı kanatlı ve yuvarlak borulu ısı değiştiriciden daha yüksek olduğu bulunmuştur.

Brandon vd. (2017) seçici lazer eritme ile bir alüminyum alaşımından bir hidrolik yağ soğutucusu imal etmiştir. Plaka kanatlı tüp bankası, baskı işleminde esneklik sağlamak için dairesel olmayan, içten kanatlı tüpler ve dış açılı kanatlar dahil olmak üzere özel özelliklere sahiptir. Çalışma, karmaşık özelliklere sahip ticari ölçekli ısı eşanjörlerini eklemeli olarak üretme kabiliyetini göstermektedir. Isı transferi ve basınç düşüşü

performansı, ticari bir hidrolik ekskavatör için yüksek limitleri temsil eden giriş sıcaklıkları için bir dizi petrol ve hava tarafı akış hızı üzerinde bir rüzgar tünelinde karakterize edilir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği modelinin verileri ve sonuçları, üretim süreci tarafından belirlenen özelliklerin termal ve hidrolik performans üzerindeki etkisi hakkında fikir vermiştir.

Erbey vd. (2017) panjur kanatçıklarının temel fiziksel özelliklerini ve termal-hidrolik performansının analizini açıklamayı amaçlamışlardır. Bu çalışmada, panjur kanatlı kompakt ısı eşanjörü alanında yaygın olarak kullanılan terminoloji anlatılmaktadır. Çalışma koşullarından etkilenen akış olgusu ve panjurlu kanatçıkların geometrik parametreleri literatürde bulunan akış görselleştirme teknikleri kullanılarak incelenmiştir. Isı transferini ve sürtünme faktörünü hesaplamak için bir metodoloji verilmiştir. Stanton sayısı, Colburn j-faktörü ve sürtünme faktörü, bir performans kriteri olarak tanımlanmış ve bu kriterlerin Reynolds sayısı ve panjurlu kanatçık geometrik parametrelerine göre varyasyonları hesaplanmıştır. Alan iyilik faktörü (j/f), hacim iyilik faktörü ($j/f^{1/3}$) ve hacim iyilik faktörü ile ilgili sayısı gibi bu boyutsuz sayıların kombinasyonları, genel performans kriterleri açısından tartışılmaktadır. Son olarak, panjurlu kanatlı ısı eşanjörünün korelasyonları ve bunların tablolaştırılmış verileri özetlenmiştir.

Zhang vd. (2017) makalelerinde, bir motorun soğuk hava ısıtma sistemi için plaka kanatlı radyatörün ısı transfer özelliklerini analiz etmek ve güç tüketimini azaltmak için en uygun parametre kombinasyonunu bulmayı amaçlamışlardır. Soğutma sıvısı kütle akışı ve sıcaklığının radyatörün ısı değişim performansı üzerindeki etkisi 3B gözenekli ortam modeline dayalı olarak araştırılmıştır. Farklı soğutucu akış hızlarında hava akış hızının artmasıyla aktarılan ısı miktarı, sıcaklık değişimi ve ısı değiştirici etkinliğini içeren sonuçlar HAD yöntemi kullanılarak elde edilmiştir. Simülasyon değerlerinin test verileriyle karşılaştırılmasıyla iyi bir uyum bulunur ve bu çalışmada kullanılan simülasyon modeli doğrulamasını ve araştırma yönteminin uygulanabilirliğini gösteren sapma %7'den azdır. Simülasyon sonuçları, daha büyük soğutucu akış hızı ve sıcaklığının, daha yüksek çıkış havası sıcaklığı ve aktarılan ısı miktarı ile sonuçlandığını göstermektedir. Farklı çalışma koşulları için ısı değiştirici etkinliğinin değişimi tahmin

edilmektedir. Taguchi yöntemine dayalı olarak, oluklu kanatların yapısal parametrelerinin radyatörün ısı transferi ve basınç düşüşü üzerindeki etkisi analiz edilir. Radyatörün kapsamlı ısı transfer performansı üzerinde en büyük etkiye kanat uzunluğunun sahip olduğu gösterilmiştir. Bu araştırma, hava ön ısıtma sistemini optimize etmek ve aktarılan ısı miktarını iyileştirmek için bir kılavuz sağlamıştır.

Limbasiya vd. (2017) mikroelektronik bileşenlerin ısı alıcılarındaki ısı transferini, tandem ve kademeli düzenlemelerde farklı ısı alıcı geometrileri için sayısal olarak analiz etmişlerdir. Minimum akış direncine sahip maksimum ısı transfer akısı, farklı soğutucular için seçim kriterleri olarak kabul edilmiştir. Isı transfer performansını analiz etmek için tüm ısı alıcılar için standart ve üniform kalınlıkta kanatçıklar dikkate alınır. Farklı geometrilere karşılık gelen kalite faktörleri hesaplanmıştır ve açık literatürde mevcut olan deneysel ve sayısal sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Mevcut sayısal sonuçlar, kademeli ısı alıcıların standart olanlara göre daha iyi performans göstermesini sağlamaktadır. Konik kesitli kademeli kanatçıkların akış Reynolds sayısı 450-900 aralığında gelişmiş kalite faktörleri sağladığı, oysa yuvarlatılmış hücum kenarlarına sahip kademeli kanatçıkların 900'ün üzerindeki Reynolds sayısı için daha iyi termal performans sağladığı fark edilmiştir.

Nasuta (2017) tez çalışmasında 3-5 mm dış çaplı borulara sahip yarık ve panjur kanatlı ısı eşanjörlerinin hava tarafı basınç düşüşü ve ısı transfer katsayısı için yeni korelasyonlar tasarım kullanılarak küçük, simetrik kanat bölümlerinin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) simülasyonlarına dayalı olarak geliştirmiştir. Bu CFD tabanlı korelasyonların tahmin doğruluğu, bir dizi hava hızı altında 16 benzersiz 5 mm yarık ve panjur kanatlı ısı eşanjörünün deneysel testiyle doğrulanmıştır. Deneysel sonuçlar, hava tarafı basınç düşüşü için düzeltme faktörleriyle önerilen HAD tabanlı korelasyonun, deneysel gözlemlerin %100'ünü %20 veya daha az hatayla tahmin edebileceğini göstermiştir.

Pandey vd. (2018) otomotiv radyatörlerinde ısı yayılım hızının arttırılması, nispeten küçük alanda daha güçlü motorların kullanılması nedeniyle büyük talep gördüğünü ortaya koymuşlardır. Yetersiz ısı dağılımı hızı motorun aşırı ısınmasına neden olabilir

ve bu da motor parçalarında korozyona ve metalin zayıflamasına neden olur. Bu projenin amacı, ısı transfer hızını artırarak ve hesaplama maliyetini önemli ölçüde azaltarak motorun termal stabilitesi için radyatör tasarlamak ve HAD kullanarak kanatlı ve sarmal boru tipi bir radyatörün hidrodinamik ve termal performansının elde edilmesine yol açmaktır. Bu metodolojiyi benimseyerek, eksiksiz bir radyatör tasarımının termal performansı makul bir hesaplama süresi içinde elde edilebilir ve daha optimize radyatör tasarımlarına yol açacak radyatör tasarımı için bir tasarım aracı olarak önerilen metodolojiye sahip bir HAD modeli uygulanabilmiştir. Her tasarım için toplam ısı transferi hesaplanmıştır. Analiz yapılırken farklı tipte nanoakışkanlar Etanol, Metanol, Al_2O_3/su %2, Al_2O_3/su %3 ve CuO/su ve diğer soğutucu akışkanlar dikkate alınmıştır. Bu çalışma, ısı üretimi nedeniyle motor üzerindeki gerilmeyi en aza indirmeyi, otomotiv bileşenini hafifletmeyi ve önemli düzeyde ısı performansını korurken otomotiv radyatörlerini daha kompakt hale getirmeyi hedeflemiştir.

Pankaj vd. (2018) çalışmasının amacı, panjurlu kanatlı dikdörtgen borulu bir radyatörün performans parametresini hesaplamak için analitik bir model önermektir. Hem havanın hem de soğutucunun teorik etkinliği, ısı transfer hızı, çıkış sıcaklıkları, etkinlik-NTU yöntemi kullanılarak belirlenir. Soğutma sıvısı ve hava tarafı basınç düşüşü de hesaplanır. Önerilen prosedür, literatürde ve GT modelinde mevcut olan deneysel sonuçlarla doğrulanmıştır. Önerilen modelden hesaplanan ısı transfer oranındaki maksimum sapmanın %10,97, soğutucu ve hava çıkış sıcaklıklarının %2,75 ve basınç düşüşündeki değişimin ise yaklaşık %3,29 olduğu bulunmuştur.

Hathaway vd. (2018) seçici lazer eritme ile bir alüminyum alaşımından bir hidrolik yağ soğutucusu imal etmişlerdir. Plaka kanatlı tüp bankası, baskı işleminde esneklik sağlamak için dairesel olmayan, içten kanatlı tüpler ve dış açılı kanatlar dahil olmak üzere özel özelliklere sahiptir. Çalışma, karmaşık özelliklere sahip ticari ölçekli ısı eşanjörlerini eklemeli olarak üretme yeteneğini göstermektedir. Isı transferi ve basınç düşüşü performansı, ticari bir hidrolik ekskavatör için yüksek limitleri temsil eden giriş sıcaklıkları için bir dizi petrol ve hava tarafı akış hızı üzerinde bir rüzgar tünelinde karakterize edilmiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği modelinin verileri ve sonuçları,

üretim süreci tarafından belirlenen özelliklerin termal ve hidrolik performans üzerindeki etkisi hakkında fikir vermiştir.

İpçi (2018) çalışmasında, sıcaklık ve akış alan denklemleri yeni bir nümerik çözüm yöntemi kullanılarak, ikizkenar üçgen, sinüzoit ve parabolik kesitli radyatör hava kanallarının akış ve ısı transferi karakteristikleri belirlemiştir. Hava kanallarındaki akış ve ısı transferi, hem tam gelişmiş akış hem de gelişmekte olan akış için modellenmiştir. Her iki durumda, akışın sıkışmaz ve laminer olduğu kabul edilmiştir. Giriş bölgesinde hız ve sıcaklık sınır tabaklarının eş zamanlı olarak geliştiği kabul edilmektedir. Kanalların giriş bölgesindeki akış alanları üç boyutlu momentum denklemleri ile süreklilik ve momentum denklemlerinin bileşiminden elde edilen Poisson tipi bir basınç alan denklemi ile modellenmiştir. Sonuçlar literatür verileri ile kıyaslanmış ve uyumlu olduğu görülmüştür. Maksimum sapmanın % 3'ten az olduğu görülmüştür. Giriş bölgesindeki ısı transferinin analizinde sabit duvar sıcaklığı şartı uygulanmıştır. Reynolds sayısının 250, 500, 750, 1000 ve 12000 değerlerine karşılık gelen eksenel Nusselt sayısı dağılımları belirlenmiştir. Sabit duvar sıcaklığına haiz ve boy/en oranı 1,0 olan bir ikizkenar üçgenin giriş bölgesindeki eksenel Nusselt sayısı dağılımı ANSYS Fluent yazılımı ile de hesaplanmış ve bu tezde geliştirilen metottan elde edilen Nusselt sayısı dağılımı ile karşılaştırılmıştır. Sonuçların birbiri ile çok uyumlu olduğu görülmüştür.

Rashidi vd. (2019) araştırmalarında çukurlu yüzeyler; enerji yönetimi ve ısı transferini iyileştirme, düşük ağırlık, küçük basınç düşüşü değerleri, basit imalat ve küçük bakım maliyetlerindeki yetenekleri nedeniyle büyük ilgi görmüştür. Bu çalışma, ısı eşanjörleri, mini/mikro enerji sistemleri, iki fazlı akış enerji sistemleri, jet çarpmalı soğutma sistemleri ve güneş termal enerji sistemleri dahil olmak üzere farklı termal enerji sistemlerinde kullanılan bu teknolojinin gelişmeleri ve mevcut durumu hakkında kapsamlı bir inceleme sunmaktadır. Ayrıca, çukurlu yüzeylerdeki akış yapıları ve ısı transfer davranışları ve çukurların farklı geometrileri ve düzenlemeleri ile ilgili kapsamlı tartışmalar sağlanmaktadır. Sonuçlar, çukurlar tarafından elde edilen konvektif ısı transferi iyileştirmesinin ana nedenlerinin, çukurların akış aşağı bölgesinde akışın yeniden bağlanması, akış çarpması ve yukarı yıkama akışı olduğunu, öte yandan akış

yukarısındaki akış ayrılması ve devridaim nedeniyle ısı transferinin azaltılabileceğini göstermiştir.

Shan vd. (2019) bir yağ radyatörlü hava soğutmalı geçişte süpersonik ejektör bazlı soğutma sistemidir üzerinde değerlendirmelerde bulunmuşlardır. Karıştırma odasının geometrik özelliğini (büyük bir en-boy oranı ile değişken kesit konfigürasyonu) eşleştirmek için yeni bir pikolo-tüp çok nozullu süpersonik ejektör tasarlanmış ve sayısal olarak değerlendirilmiştir. Gözenekli matrisin mevcudiyetinde, gözenekli matris boyunca akış direnci nedeniyle, yağ radyatörsüz duruma göre ejektör pompalama oranında yaklaşık %20-40 oranında azalma meydana gelir. Nozul sayıları, nozul boğaz çapı ve pikolo-tüp uzunluğu dikkate alınarak birleşik bir parametre önerilmiştir. Ya HAD tabanlı analizden ya da ölçekli model testinden, en iyi ejektör performansının elde edilmesi için optimal bir birleşik parametrenin olduğu doğrulanmıştır.

Nada & Said (2019) çalışmalarında kapalı mahfazada doğal taşınımla ısı transferi, çok çeşitli mühendislik uygulamalarında mevcut olduğunu açıklamışlardır. Dairesel olmayan mahfazalarda doğal taşınım için çok büyük araştırmalar yapılmasına rağmen, halka şeklindeki mahfazalar, özellikle kanatlı mahfazalar için yapılan araştırmalar çok sınırlıdır. Mevcut sonuçlarda, iki eş merkezli yatay silindir arasına yerleştirilmiş kanatsız ve kanatlı halkadaki doğal taşınım hava akışı ve ısı transfer özellikleri sayısal olarak incelenmiştir. Rayleigh sayıları, halka genişliği, kanat geometrik boyutları, kanat sayıları, kanat şekilleri ve kanat düzenlemelerinin halkanın ısı transferi, sıvı akışı ve etkin ısıl iletkenliği üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Sonuçlar, halka kalınlığı, Rayleigh sayısı, kanat sayısı ve kanat genişliği arttıkça halkanın ısı transferinin ve etkin ısıl iletkenliğinin arttığını göstermektedir. Aynı kanat alanları için, uzunlamasına kanatçıklar, dairesel kanatçıklara kıyasla daha fazla ısı transfer hızı ve etkili termal iletkenlik geliştirmeleri göstermiştir.

Hao vd. (2019) kompakt ısı eşanjörü, yüksek enerji kullanım verimliliğine sahip hibrit ve elektrikli/yakıt hücreli araçlar için önemli olduğunu ifade etmişlerdir. Bu çalışma, ısı transferi ve akış direncinin deneysel bağıntılarını birleştirerek ısı değiştirici yapısının tasarımı ve optimizasyonu için yeni bir çözüm önermek için ısı akımı yöntemini

tanıtmıştır. Bir plakalı kanatlı ısı eşanjörünün hava akış uzunluğunun azaltılması öncülüğünde, bir plaka-kanatlı çapraz akışlı ısı eşanjörünün hem sıcak hem de soğuk akışkan taraflarında ofset şerit kanatçıkları optimize etmek için ağaç geçişi yöntemi kullanılmıştır. Sonuçlar, deneysel ve teorik sonuçlar arasındaki farkın, ısı değiştirici analizi ve optimizasyonu için uygun olan ısı akımı yöntemini temsil eden %3,23'ten az olduğunu göstermiştir. Bu arada, yüksek güçlü bir araçta sınırlı alan için daha uygun ve yüksek verimli olan iyileştirilmiş ısı eşanjörü için toplam ısı transfer katsayısı %7,43 artmış ve hava tarafındaki basınç kaybı %29,7 azalmıştır.

Sönmez (2019) sunduğu deneysel çalışmada, ağırlıkça %50 etilen glikol ve %50 su karışımı olan soğutucu akışkan kullanılmıştır. Fiziksel özellikleri birbirinden farklı olan dört kompakt radyatörün performansları bu çalışmada incelenmiştir. Isı değiştiricilerindeki borular ve panjurlu kanatlar alüminyum olarak üretilmiştir. Kullanılan borular, geleneksel tarzda değillerdir. Isı transferini iyileştirebilmek için özel olarak üretilmişlerdir. Bir ve iki numaralı radyatörlerde 80 adet boru, üç ve dört numaralı radyatörlerde 86 tane boru mevcuttur. Deneyler sırasında, akışkanın radyatörlere giriş sıcaklığı 107 °C ve fandan gelen havanın giriş sıcaklığı 40 °C'de sabit tutulmuştur. Borulardan geçen akışkanın debisi 2,5 kg/s ile 4,5 kg/s arasında değiştirilmiştir. Geçen havanın hızı ise 1,5 m/s ile 12 m/s arasında değiştirilmiştir. Deneylerden elde edilen veriler ile akışkanın debisinin, havanın hızının ve radyatörün geometrisinin ısı transfer hızına, basınç düşüşüne ve toplam ısı taşınım katsayısına olan etkileri mevcut çalışmada sunulmaktadır. Ardından, radyatörün tasarımının deney şartlarındaki performansını ve radyatörün toplam ısı transfer katsayısını bulmak için Etkinlik-NTU yöntemi kullanılarak radyatörlerin performans analizleri yapılmıştır. Analitik sonuçlar ile radyatör üzerinde yapılan deneysel veriler karşılaştırılmış ve onaylanmıştır. Ağır ticari araçların radyatörlerindeki basınç düşümünün analitik hesabında kullanılan f sürtünme katsayıları da incelenmiştir.

Wu vd. (2020) çalışmalarında, büyük girdap simülasyonu kullanarak üç boyutlu çok çukurlu kanat dizisinin geçici türbülanslı modellemesini analiz etmektedir. Navier-Stokes denklemleri ve enerji denklemi, sonlu hacim yöntemiyle oluşturulmuş ve daha sonra, basınca bağlı denklem için yarı kapalı yöntemle çözülen cebirsel denklemleri

oluşturmak üzere ayrıklaştırılmıştır. Sıcaklık ve hız çözümleri, her adımda yakınsayana kadar hesaplama yinelenerek elde edilmiştir. Bu simülasyon, bir kanalın alt yüzeyine dokuz kanat yerleştirmiş ve çukurun yüksekliğini (0,4, 0,8 ve 1,2 mm) üç farklı Reynolds sayısı (Re) (3500, 5000 ve 6500) seviyesiyle değiştirmiştir. Sonuçlar, çukurlu kanat dizisinin, dışbükey/içbükey çukurlar ile kanat tabanı arasında girdaplar oluşturabildiğini ve kanat dizisinin etrafındaki akış alanı üzerindeki çukur yüksekliğinin etkilerini arttırabildiğini göstermiştir. 0,8 mm çukur yüksekliği için Nusselt sayısının (Nu) zaman ortalaması, çukursuz durumdakinden %14,4'e kadar daha yüksektir, 1,2 mm çukur yüksekliği için Nu sayısı zaman ortalaması çukursuz durumdan % 11,6'ya kadar daha düşük olarak bulunmuştur.

Tran & Wang (2020) çalışmasında, düz borulu bir radyatörün hava tarafındaki termal performansını optimize etmek için kanat tipleri, kanat aralığı, kanat kalınlığı ve kanat açısı gibi dört parametre sayısal olarak incelenmiştir. Mevcut deneysel sonuçlar, maksimum sapmaların sırasıyla ısı transfer hızı ve çıkış sıcaklığı için sırasıyla %1,65'ten ve %0,27'den az olduğu mevcut sayısal yöntemi doğrulamak için kullanılmıştır. Ön hız 1 m/s ile 6 m/s arasında değişmiştir. Boru ve kanat malzemesi olarak sırasıyla bakır ve alüminyum kullanılmıştır. Bu çalışmadaki tüm durumlar için, ısıl performansın kanat kalınlığı, kanat aralığı ve kanat tiplerinden önemli ölçüde etkilendiği bulunmuştur. Panjur açısının 0°'den 27°'ye artmasıyla termal performans önemli ölçüde artmış; bununla birlikte, panjur açısının 27°'den 40,5°'ye daha da artmasıyla sadece biraz artmıştır. Yeni bir kompozit düz ve panjurlu kanat yapısı önerilmiş ve optimal bir kanat yapısı bulunmuştur.

Gu vd. (2020) çalışmalarında düz plaka kanatlı ve borulu yağ soğutucusundaki çok sayıda setin ve büyük boyut farklılıklarının özelliklerine göre, karakteristik yapı olarak bir bölme içeren bir dizi ısı değişim ünitesi seçmiş ve ısı transferi ve basınç düşüşü özelliklerini belirlemişlerdir. Belirlenen özellikler sayısal olarak simüle edilmiş ve deneysel olarak incelenmiştir. Simülasyon sonuçları, kabuk tarafı akış hızındaki ve plaka-kanat aralığındaki değişikliklerin yağ soğutucusundaki ısı transferi ve basınç düşüşü özellikleri üzerindeki etkilerini incelemek için deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, gövde tarafı akış hızı arttıkça hem ısı transfer katsayısının

hem de basınç düşüşünün arttığını göstermektedir. Gövde tarafı akış hızı 1,6 m3/h olduğunda, ısı transfer etkisi en iyisidir; plaka-kanat aralığı 4 mm olduğunda, kanal akış dağılımı en düzgündür, bu nedenle ısı transferi etkisi en iyisi olarak tespit edilmiştir.

Liu vd. (2020) yağlama yağı soğutucusunun birçok endüstride yaygın olarak kullanılmakta olduğunu belirtmişlerdir. Yağlama yağı, yüksek viskozite özelliğinden dolayı genellikle Reynolds sayısı 1000'den az olan laminer halde çalıştırılmıştır. Yüksek viskoziteli akışkanların ısı transfer performansını belirgin bir basınç düşüşü olmadan artırmak zordur. Bükümlü oval borulu ısı eşanjörlerinin kabuk tarafı ısı transferi ve akışkan akış özellikleri üzerine birçok araştırma yapılmıştır. Bununla birlikte, önceki çalışma esas olarak yüksek Reynolds sayısı rejimine odaklanmıştır ve elde edilen korelasyonlar düşük Reynolds akışı için uygun değildir. Bu makalede, bükülmüş oval boru demetleri (OCTT) ile yeni bir kendinden destekli kabuk-boru yağ soğutucusu tasarlanmıştır. Deneyler, düşük Reynolds sayılı akışta yuvarlak boru demetleri (OCRT) ile geleneksel gövde borulu yağ soğutucusuna kıyasla OCTT'nin kabuk tarafı ısı transferini ve basınç düşüşünü araştırmak için yapılmıştır. Deneysel sonuçlar, aynı yağ hacmi akış hızında, OCTT'nin kabuk tarafı basınç düşüşünün OCRT'ninkinden daha düşük olduğunu göstermektedir.

Keklik (2020) tez çalışmasında; öncelikle çeşitli sıvıları farklı tip radyatörlerde, içten yanmalı motorlarda karşılaşılan koşullara yakın koşullarda motor soğutma sıvısı olarak test edebilecek bir deney düzeneği geliştirilmiştir. Bu test makinesinde deneyler önce su ile daha sonra sırasıyla etilen glikol (EG), 50/50 EG/su, 50/50 takım soğutma sıvısı/su ile yapılmış, ayrıca dört farklı ısı transfer yağı (ITY) da test edilmiştir. Deneyler düz tüplü ve dairesel tüplü olmak üzere iki farklı radyatörde gerçekleştirilmiştir. Deneylerde hava hızı 2 - 4 ms-1, hava giriş sıcaklığı 25 - 35 °C, soğutma sıvısı debisi 0,1 - 0,3 Ls-1 aralığında değiştirilmiş ve soğutma sıvısı giriş sıcaklığı 90 °C'de tutulmuştur. Elde edilen veriler ile soğutma sıvıları karşılaştırılmış ve radyatörlerin birbirleriyle kıyaslaması yapılmıştır. Düz tüplü ve dairesel tüplü iki ayrı radyatör için ısı transferi modelleri geliştirilerek iki ayrı program hazırlanmıştır. Bu programlarda radyatör 240 kontrol hacmine ayrılarak etkinlik-NTU metoduyla her kontrol hacmindeki ısı transferi hesaplanmakta ve sonuçta bunlar toplanarak radyatörden atılan ısı bulunmaktadır.

Yapılan deneyler sonucu radyatörden en fazla ısıyı sırasıyla su, 50/50 EG/Su, 50/50 Takım soğutma sıvısı/su, EG, ITY-2, ITY-1, ITY-4 ve ITY-3 uzaklaştırmıştır. Tüm soğutma sıvıları için yapılan deneylerin tamamının ortalaması olarak düz tüplü radyatör dairesel tüplü radyatöre göre %24,1 daha fazla ısıyı radyatörden uzaklaştırmıştır. Radyatörlerde gerçekleştirilen deneyler ile model sonuçları kıyaslandığında ise ısı transferi modelinin deney sonuçlarına göre dairesel tüplü radyatörde ortalama %1,7 daha düşük, düz tüplü radyatörde ise ortalama %1,0 daha düşük ısı atımı sonuçları verdiği belirlenmiştir. Geliştirilen modellerin düz ve dairesel tüplü radyatörler için belirlediği radyatör ısı atımlarının deneysel sonuçlara göre ortalama göreceli hataları %1,5 ve %1,6, kök ortalama kare hataları ise 0,2 kW ve 0,4 kW olarak elde edilmiştir. Bu sonuçlara göre geliştirilen modellerin dairesel ve düz tüplü radyatörlerin ısı atımlarını belirlemek amacıyla büyük bir doğrulukla kullanılabileceği anlaşılmıştır.

Canbolat (2020) taşıt radyatörlerinin ısı değiştiriciler arasında önemli bir uygulama alanına sahip olduğunu belirtmektedir. Taşıtların motor bloğunda oluşan ısının nedeniyle sıcaklığı artan soğutucu akışkan, radyatör vasıtasıyla soğutulmaktadır. Radyatörlerin ısıl performansının belirlenmesi ve iyileştirilmesi için sayısal ve deneysel birçok parametrik çalışma yapılmaktadır. Bu çalışmada ilk olarak tasarım parametreleri değiştirilerek özel olarak üretilmiş radyatörler ile bir dizi deney yapılarak radyatörün ısı transferi ve basınç kaybı karakteristikleri belirlenmiştir. Daha sonra ısı değiştiricilerinin ısıl analiz ve basınç kaybı çözümlenmesine yönelik tasarım ve işletme parametrelerinin değiştirilebildiği bir program, bilgisayar ortamında oluşturulmuştur. Bu programdan elde edilen çıktılar ile deneysel çalışmanın sonuçları karşılaştırılmıştır. Ardından radyatör ve kanatçık performansına etki eden birçok faktör hesaba katılarak kapsamlı parametrik bir çalışma yapılmıştır. Son olarak radyatörün ısıl performansına ve basınç kayıplarına etki eden temel parametreler belirlenmiş ve bu parametrelerin radyatör performansı üzerindeki etki oranları farklı istatistiksel yöntemler kullanılarak analiz edilmiştir. Taguchi, ANOVA ve Gri ilişkiler analiz metodu kullanarak radyatörün termal ve hidrolik performansı üzerindeki etkili parametreler, bu parametrelerin etki ağırlıkları, optimum dizayn ve çalışma koşulları tespit edilmiştir.

Kedam vd. (2021) plaka alanı (H_p), kanat aralığı (P_f), hidrolik çap (D_h), dalga genliği (A_a), kanat uzunluğu (λ) ve Reynolds sayısı (Re) gibi geometrik değişkenler dikkate alınarak dikdörtgen ofset şerit kanatlı, dikdörtgen dalgalı kanatlı kompakt ısı eşanjörleri olan farklı kanat türleri için benzersiz bir ısı transfer faktörü "j" ve sürtünme faktörü "f" modelini geliştirilmiştir. Önerilen j ve f modelleri, şaşırtmalı şerit kanatçıkları için ±%20 içinde deneysel veri noktalarının %98'ini ve ±%10 doğruluk içinde deneysel veri noktalarının %82,3'ünü sağlamıştır. Bu önerilen modeller, laminer ve türbülanslı akışlar dahil olmak üzere geniş bir Reynolds sayısı akışı aralığı (120–10000) içindir**.** j modeli**,** şaşırtmalı şerit kanatçıklar ve dalgalı kanatçık geometrileri için sırasıyla maksimum %15 ve %2 doğruluk sağlarken; f modeli için bu değerler sırasıyla %17 ve %3 olarak belirlenmiştir.

Hoang vd. (2021) jet çarpmalı iki fazlı soğutmanın, genellikle yüksek performanslı elektroniklerin yüksek ısı akışlarını idare etmek için kullanıldığını savunmuşlardır. Bu çalışma, bu faktörleri daha yakından incelemek için yapılmıştır. İki fazlı bir soğutma çarpmalı ısı alıcının termal-hidrolik performansı, üç farklı kanat konfigürasyon (mikro kanal, pim kanat dizisi ve çıplak bakır yüzey) için incelenmiştir.. Bilgisayar çipini taklit etmek için 1"×1" üst yüzey alanına sahip bir bakır blok kullanılmıştır. Akışta kaynayan ısı transferini incelemek için bir dielektrik soğutucu kullanılmıştır. Orijinal mikro kanal ısı alıcısı, çıkıntılı fin dizi ısı alıcısına kesildiğinde, termal performansın %51 arttığı ve basınç düşüşünün %18 oranında azaldığı gözlemlenmiştir. Çıkıntılı fin dizisi ısı emicisi, mikro kanallı ısı emicisinden ve çıplak bakır yüzeyli ısı emicisinden daha iyi performans göstermektedir. Artırılmış yüzey pürüzlülüğünün etkileri, çıplak bir bakır yüzeyin termal performansında %9'luk bir iyileşme ile de incelenmiştir.

Padmanabhan vd. (2021) son yıllarda, uygulamalarını geliştirmek için kanat malzemesi ve geometrisi üzerine birçok araştırma yapılmaktadır. Birçok uygulamada, sistemden ısı transferini arttırmak için kanatçıklar kullanılmış ve dikdörtgen, üçgen ve yamuk kanat konfigürasyonu tercih edilmiştir. Kanatlar, ısının çekileceği bir konumda kasıtlı olarak sağlanan genişletilmiş yüzeylerdir. Bu araştırma makalesinde, alüminyum malzeme ile farklı profil için sayısal bir analiz incelenmiştir. Sabit durum için sıkıştırma motorunun her stroku sırasında kanatçıkların farklı uzunluklarındaki sıcaklık dağılımı ve bu

kanatçık malzemelerinin ısı transfer hızı analitik yöntemle değerlendirilmiş ve sonuçlar HAD analizi ile doğrulanmıştır. Dikdörtgen ve üçgen geometrideki kanatçık malzemeleri arasında inceleme yapılmakta ve ortam koşullarında en iyi ve optimal malzeme belirlenmektedir.

Chavez-Modena vd. (2022) verimli uçak motoru tasarımlarının, motorun baypas akış ayrımına yerleştirilmiş bir yüzey hava/yağ ısı eşanjörünün varlığına işaret ettiğini belirtmişlerdir. Isı eşanjörü, daha yüksek bir ısı yayılım oranı elde etmek için temas alanını artıran birkaç paralel uzunlamasına kanattan oluşur. Sonuç olarak, ısı eşanjörünün küresel performansını optimize eden kanatların verimli bir tasarımı oldukça talep edilmektedir. Bu optimizasyon işleminin sonucu, ısı transferini düşürmeden eşanjörün neden olduğu basınç düşüşünü en aza indirmelidir. Bu çalışmada önerilen optimizasyon metodolojisi iki bağımsız bölüme ayrılmıştır: ilkinde, kanat şekli, birleşik yöntem ve kanat şekli tasarımının konumunu kontrol eden türetilmiş hassasiyet fonksiyonu kullanılarak optimize edilmiştir. Paralel olarak; belirli bir genişlik için, optimize edilmiş bir kanatçık dağılımına sahip olmak için kanatçık kalınlığı aralığı ve kanatçıklar arasındaki mesafe araştırmıştır. Geometri optimize edildikten sonra, birleştirilmiş eşlenik ısı problemi, sunulan iki doğrulamada iyi doğruluk gösteren gerçekçi koşullar kullanılarak sayısal olarak çözülmüştür.

Khudhur vd. (2022) çalışmalarında toplama ve çıkarma kanatlı düz paralel kanatlı ısı alıcıların kullanılmasının faydalarını, deneysel ve hesaplamalı simülasyon yöntemleri kullanılarak incelenmişlerdir. Farklı parametrelerle üç boyutlu sayısal simülasyonlar çalışılmıştır. Sayısal simülasyonlar, iki tip düz plaka kanatçık üzerinde çalışmıştır: ilk model düz plaka-ek kanatlı ısı alıcılardır ve ikinci model düz plaka-çıkarmalı kanatçık ısı alıcılarıdır. Sonuçlardan, ısı transfer katsayısının sayısal simülasyon ve deneysel testler arasında iyi bir uyum gösterdiği ve diğer şekillerdeki kanatlara kıyasla düz yarım daire kanatlı eklenmiş düz ve çıkarılmış yarım daire kanatlı düz için yaklaşık (%38, %43) arttığı görülmektedir. Ek olarak, Nusselt sayısı, diğer şekilli kanatçıklara kıyasla, yarım daire eklenmiş düz ve eksi yarım daire biçimli kanatçıklarla düz için yaklaşık (%21 ve %32) artmıştır.

2.2. Radyal Fanlar Üzerine Yapılmış Olan Çalışmalar

Doğan (2007) müşteri beklentileri ve gürültü denetim politikaları göz önüne alındığında kurutucu fanlarına ait gürültü kestirimi önem kazanmakta olduğunu belirtmiştir. Deneysel çalışmalar, büyük maliyetler getirmekte ve önemli cihaz ve insan kaynağına gerek duymaktadır. Bilgisayar teknolojisinin gelişmesiyle birlikte, Hesaplamalı Aero Akustik (HAA) gürültü oluşum ve yayınımına yönelik kullanılabilir bir yöntem ortaya koymaktadır. Radyal fanlara yönelik HAA özümleme iki aşamadan oluşmaktadır: i) akış alanının çözümlenmesi ve ii) uzak alan ses yayınımının hesaplanması. Akış alanı Büyük Girdap Simülasyonu (LES) türbülans modellemesi kullanılarak çözümlenmiştir. LES akışa ait büyük girdapları çözen, küçük girdapları ise modelleyen bir yöntem olduğundan, HAA için mevcut bilgisayar teknolojisi göz önüne alındığında en uygun çözümdür. Oluşturulan metodoloji ile elde edilen sonuçlar deneysel sonuçlar ile oldukça iyi bir uyum göstermekte olup, ses basıncı yanında sesin yönelimi de hesaplanmıştır.

Datong vd. (2009) daha önceki birçok araştırma, geriye eğik (BC) kanatların ve öne eğik (FC) çok kanatlı radyal fanların gürültüsüne odaklandığını belirtmişlerdir. Bu yazıda, endüstriyel FC kanatlı radyal fanın gürültü azaltmasını incelemek için deneysel bir çalışma yapılmıştır. Her şeyden önce, FC radyal fanın performans ve gürültü özellikleri, BC kanatlı ve FC çok kanatlı radyal fanların benzerlik ve farklılıklarını karşılaştırmak için test edilmiştir. Daha sonra, eğik salyangoz dilinin, çark kanat-dil boşluğunun, göbek-sarmal boşluğunun ve bunların FC kanatlı radyal fanın performansına ve gürültüsüne kuplaj etkisinin etkilerini incelemek için bazı farklı sarmal geometrik konfigürasyonlar gerçekleştirilmiştir. Deneysel sonuçlar, iyi bir akuple modifikasyonun sadece fan gürültüsünü azaltmakla kalmayıp aynı zamanda fan performansını geliştirebileceğini ve çalışma aralığını genişletebileceğini göstermiştir.

Yenigül (2010) tezinde, turbomakinaların bir türü olan radyal fanların endüstriyel uygulamalarda yüksek debi kapasiteleri ve kompakt yapıları nedeniyle gaz taşınmasında yaygın olarak kullanıldığını belirtmiştir. Üreticilerin, gerekli aerodinamik performansı sağlarken aynı zamanda gürültü seviyesini en düşük düzeyde tutmaya odaklandığı ifade edilmiştir. Ayrıca, halihazırda kullanılmakta olan bazı radyal fanların düşük verimlilik

ve yetersiz aeroakustik performans gibi dezavantajlar taşıdığı; güncel teknolojik olanaklar kullanılarak bu fanların geliştirilebileceği vurgulanmıştır. Bu nedenle fan kaynaklı gürültü konusu son yıllarda artan ölçüde araştırma ilgisi görmektedir. Literatürdeki gürültü analiz çalışmalarının çoğunun teorik formülasyonlar ve/veya deneysel gürültü ölçümlerine dayandığı, sayısal analiz içeren çalışmaların da bulunmasına karşın aerodinamik ve aeroakustik performansı birlikte ele alan radyal fan optimizasyonu üzerine çalışmaların sınırlı olduğu belirtilmiştir. Bu çerçevede Yenigül (2010), akış simülasyonlarını kullanarak radyal fanlar için çok amaçlı bir optimizasyon yaklaşımının geliştirilmesini amaçlamıştır.

Aureliano & Guedes (2019) endüstriyel fan boyutlandırma standartlarının olmaması sebebiyle, şirketleri çoğunlukla deneysel verilere dayanan değerli deneyimlerin güçlü etkisi altında ürünlerini boyutlandırmaya zorladığını belirtmiştir. Bu, fanların aşırı boyutlandırılmasına ve dolayısıyla nihai ürünün maliyetlerini gereksiz yere yükseltmesine neden olabilmiştir. Çalışma, kalitatif ve kantitatif sonuçları kullanarak radyal fanların hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi hedeflemiştir.

Karaokur (2019) salyangoz gövdeli radyal fanlar; mermer, ahşap, çimento, tekstil vb. endüstrilerdeki muhtelif tozların taşınması amacıyla kullanılmakta olduğunu belirtmektedir. Bu uygulamalarda kullanılacak fanların verimli bir şekilde çalışması için fan performansının iyi bilinmesi gerekmektedir. İplik işletmelerine yönelik elyaf tozlarının taşınması için geliştirilen, yüksek basınçlı salyangoz gövdeli radyal fanın farklı uygulamalardaki çalışma basınçlarının fan performansı üzerindeki etkisi bilinmemektedir. Bu çalışmada, firma tarafından geliştirilen fanın tüm çalışma aralıkları boyunca performans eğrileri deneysel ve nümerik olarak incelenmiştir. Bu amaçla, ilk olarak, fanın farklı çalışma basınçlarında; hava debisi, fan verimi ve güç tüketimi değerleri çıkartılarak, deneysel fan performans eğrileri elde edilmiştir. ANSYS 2019 R2 Fluent yazılımı ile fanın deneysel çalışma aralığı boyunca hava debisi, güç tüketimi ve basınç değerleri nümerik olarak hesaplanarak, nümerik sonuçların deneysel olarak doğrulanması yapılmıştır. Ayrıca fan sistemi üzerindeki belirlenen kritik bölgelerde akış dağılımları nümerik olarak incelenmiştir. Deneysel ve nümerik çalışma sonuçları karşılaştırıldığında, maksimum %3 hata oranında yakınsama başarısı elde edilmiştir.

Çalışma sonucunda elde edilen performans eğrilerine göre fanın optimum çalışma aralığı tespit edilmiştir.

Özerk (2020) çalışmasında ileri eğimli santrifüj fanın en – boy – yükseklik parametreleri değiştirilmeden debisinin artmasını sağlayacak yöntemleri denemiştir. Analiz sonuçlarını doğrulamak için fanın belirli bir debide oluşturduğu basınç farkı ile analiz sonuçları kıyaslanmıştır ve fan çıkışındaki hız profilleri karşılaştırılmıştır. HAD analizlerin deneysel sonuçlar ile doğrulanmasından sonra geliştirmeler belirlenen ağ özellikleri ve türbülans denklemi ile yapılmıştır. Santrifüj fanda debiye etki eden parametreler belirlendikten sonra literatürde önerilen değerler ile HAD analizler yapılmıştır. Çalışmada fan boyutları artırılmadan basınç farkını üç katına çıkarabilecek tasarımlar yapılabilmiştir.

Hosseinian vd. (2021) çark tarafından yayılan gürültünün, esas olarak çark ve kesme yüzeyinin basınç dalgalanmaları yoluyla üretildiğini ifade etmişlerdir. Bu çalışmada, geriye eğik bir radyal fanın çark-yüzey etkileşimi tarafından üretilen yüksek tonlu ses en aza indirilmeye çalışılmıştır. İlk olarak, düz ve kavisli örtü plakalarına sahip iki çarkın aero-akustik performansı, orijinal kesme ile fanın içinde karşılaştırılır. İkinci olarak, açık hücreli metal köpük kullanmanın bahsedilen her iki çark için kesme üzerindeki etkileri incelenmiştir. Genel olarak, modifikasyonlar fan gürültüsünü maksimum rpm'de 13,7 dB'ye kadar azalttığını belirtmişlerdir.

2.3. Tez Çalışmasının Literatürden Farklılıkları ve Sağladığı Yenilikler

Bu tez çalışması, literatürde farklı kanatçık tipleri üzerine çok sayıda deneysel ve sayısal araştırma bulunmasına rağmen, vidalı kompresörlerde kullanılan yağ–hava radyatörü uygulamasını merkeze alması bakımından mevcut çalışmalardan ayrışmıştır. Literatürde sıkça ele alınan otomotiv radyatörleri ve iklimlendirme bataryaları gibi sistemlerde; çalışma akışkanlarının özellikleri, sıcaklık aralıkları, yerleşim kısıtları ve fan karakteristiğine bağlı çalışma noktası, kompresör radyatörlerinden farklılık gösterebilmektedir. Bu nedenle, farklı çalışmaların sonuçlarını doğrudan karşılaştırmak

her zaman mümkün değildir ve uygulamaya özel değerlendirmelere ihtiyaç duyulmuştur.

Çalışmanın birinci yeniliği, farklı kanatçık geometrilerinin (dikdörtgen, çukurlu, hava yarıklı, şaşırtmalı ve hibrit şaşırtmalı–çukurlu kanatçık) aynı giriş şartları altında ve aynı çekirdek/yerleşim kısıtları içinde karşılaştırılmasına odaklanılmıştır. Literatürde birçok geometri ayrı ayrı incelense de, sınır koşullarının ve performans kriterlerinin değişmesi nedeniyle elde edilen bulgular çoğu zaman aynı zeminde kıyaslanamamıştır. Bu tezde, aynı referans koşulları altında yapılan karşılaştırma ile geometrilerin ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki göreli etkileri daha açık biçimde ortaya konulmuştur.

Çalışmanın ikinci yeniliği, kanatçık geometrisi ile fan tipinin (özellikle radyal fan) birlikte değerlendirilmiş olmasıdır. Isı transferini artırmaya yönelik geometrik iyileştirmeler çoğu durumda hava tarafı basınç kaybını artırarak fanın çalışma noktasını ve gerçek hava debisini değiştirebilmektedir. Tez kapsamında, çekirdek kaynaklı basınç kaybı ile fan performansı arasındaki etkileşim dikkate alınarak, yalnızca yüksek ısı transferi sağlayan değil, aynı zamanda sistem düzeyinde verimliliği artıran çözümler tartışılmıştır.

Çalışmanın üçüncü yeniliği, sayısal analizlerin deneysel bulgularla desteklenmesi ve ölçüm belirsizliklerinin sistematik olarak değerlendirilmesidir. Böylece, CFD sonuçları yalnızca nitel bir uyum üzerinden değil, ölçüm belirsizliklerinin tanımladığı güven aralıkları dikkate alınarak doğrulanmış ve geometriler arası karşılaştırmalar daha güvenilir hale getirilmiştir.

Bu çalışmada vidalı kompresör yağ–hava radyatörlerine özgü koşulları esas alan, aynı giriş şartlarında çoklu geometri karşılaştırması yapan, fan–çekirdek etkileşimini bütüncül biçimde ele alan ve belirsizlik analizi ile desteklenen bir yaklaşım sunularak literatüre özgün bir katkı sağlanmıştır. Elde edilen sonuçlar, kompresör radyatörü tasarımında daha verimli ve daha kompakt çözümler geliştirilmesine yönelik somut bir referans oluşturmuştur.

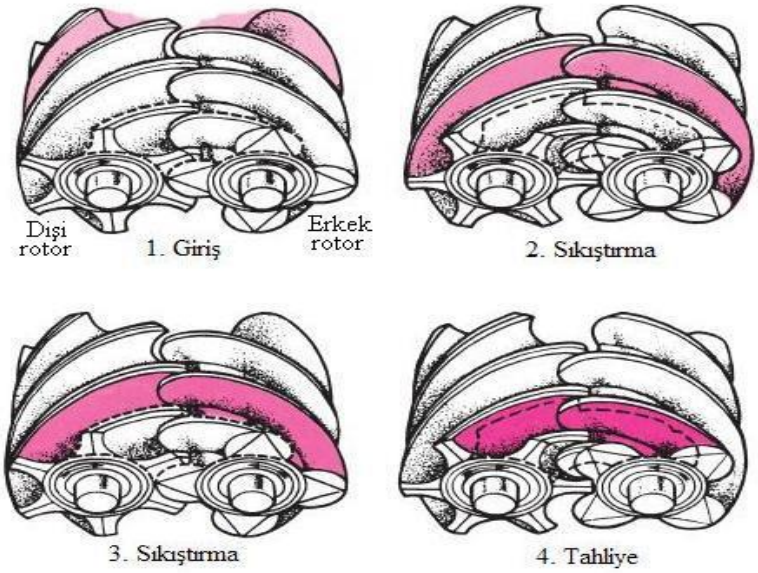
3. MATERYAL ve YÖNTEM

Vidalı kompresörler, kompresör tipleri arasında havanın basınçlandırılması için kullanılan pozitif deplasmanlı makineler içinde yüksek yaygınlığa sahip olup, geniş çalışma aralığı sayesinde sanayinin birçok farklı alanında tercih edilmektedir.

Vidalı kompresörlerin avantajları şöyle sıralanabilir:

- Verim yüksektir,
- Titreşim ve gürültü yoktur,
- Gaz akışı süreklidir,
- %15 ile %100 arasında güç ayarı yapılabilir,
- Supap ve öteleme hareketi yapan parçaları yoktur,
- Sıkıştırma verimi yüksektir,
- Parçalarda aşınma yoktur.

Vidalı kompresörler dişleri birbirini saran birisi erkek diğeri dişi bir helisel vida çiftinden (helisel rotorlar) oluşmaktadırlar. Şekil 3.1'de görüldüğü gibi, helisel kompresörün çalışması dişleri birbirini saran iki helisel vidadan birinin, diğerini hareket ettirerek sıkıştırması esasına dayanır. Emme deliği açıkken helisel rotorların dönmesi ile gaz emilir ve emilen gaz helisel rotorlar arasındaki gittikçe artan boşluğu, helisel rotorlar boyunca doldurduktan sonra emme yolu kapatılır. Helisel rotorlar dönmeye devam ederek aradaki gazı sıkıştırır. Bunu takiben basınç yolu açılır ve sıkıştırılmış gaz soğutma sistemine akar (Yamankaradeniz vd., 2009).



Şekil 3.1. Vidalı kompresörlerde sıkıştırma çevrimi (Pirro & Wessol 2001).

Vida kompresörlerinde rotor uzunluğu ve çapı tasarım parametreleri olarak değişkenlik gösterebilmektedir. Son yıllarda yapılan çalışmalarda, daha büyük çaplı ve daha uzun rotor geometrilerinin kullanılmasıyla, aynı debi için gerekli özgül güç tüketiminin azaltılabildiği ve daha düşük motor gücüyle daha yüksek volümetrik debilerin elde edilebildiği gösterilmiştir. Rotorların boyutlarının artırılması, kaçakların göreceli etkisini azaltmakta ve izentropik verimi iyileştirerek toplam enerji tüketiminin düşürülmesine katkı sağlamaktadır. Bu yaklaşım, modern vida kompresörü tasarımlarında enerji verimliliğini artırmaya yönelik temel eğilimlerden biri olarak öne çıkmaktadır (Nikola Stosic vd.,2005; Ian K. Smith vd., 1996).

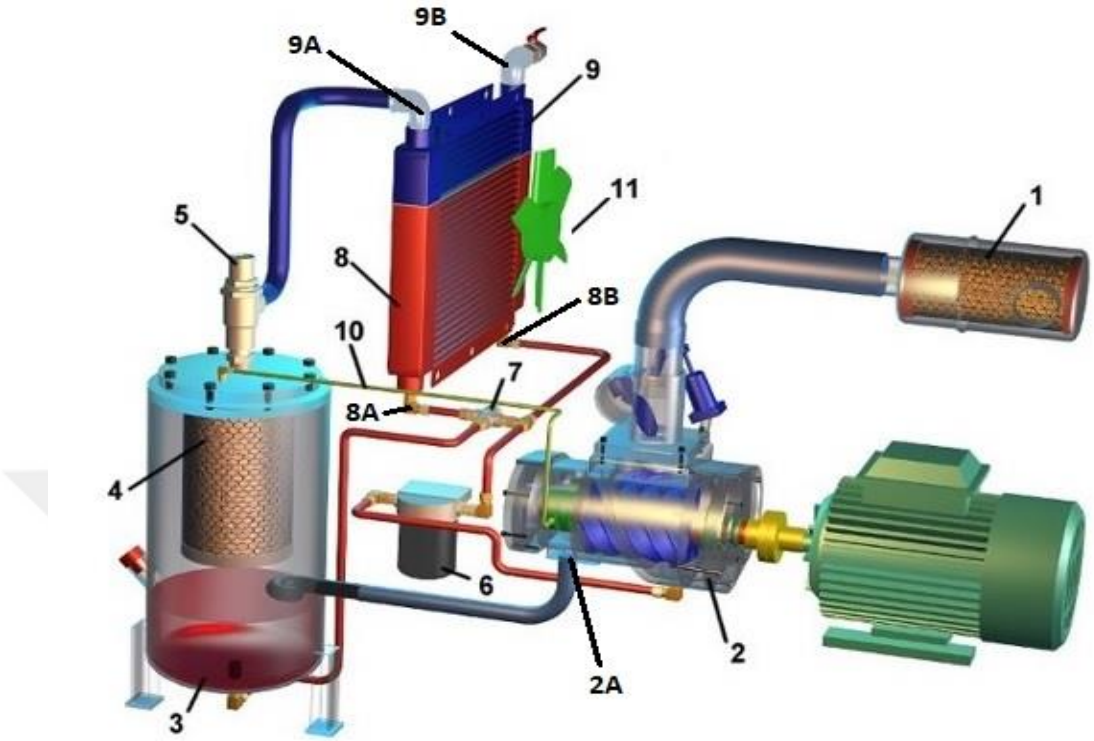
Vidalı kompresörler, soğutma yöntemine bağlı olarak yağ soğutmalı (yağ enjeksiyonlu) veya su soğutmalı olarak üretilmektedir. Uygulamalarda yaygın olarak yağ soğutmalı vidalı kompresörler tercih edilmektedir. Bu çalışmanın büyük bölümü, vidalı kompresörlerde kullanılan söz konusu soğutma sisteminin performansının değerlendirilmesine odaklanmaktadır.

Çizelge 3.1'de yağ soğutmalı vidalı kompresör bileşenleri gösterilmiştir.

Çizelge 3.1. Yağ soğutmalı vidalı kompresör bileşenleri.

No	Bileşen	Açıklama
1	Hava filtresi	Ortam havası, partiküllerden arındırılmak üzere bu filtreden geçer.
2	Vida grubu	Hava, burada sıkıştırılır. Yağ enjeksiyonu ile hem yağlama, hem soğutma, hem de sızdırmazlık sağlanır.
3	Yağ ayırıcı tank	Sıkıştırılmış hava ile yağ bu tanka girer. Büyük kısmı burada ayrıştırılır.
4	Ayırıcı filtre	Geriye kalan yağ partikülleri ince filtreyle tutulur.
5	Minimum basınç valfi	Sistemde belirli bir minimum basınç sağlanana kadar hava çıkışını engeller.
6	Yağ filtresi	Sistemdeki yağ, içindeki partiküllerden arındırılır.
7	Termostat valfi	Yağın sıcaklığına göre radyatöre gönderilip gönderilmeyeceğine karar verir.
8	Hava-yağ soğutucu	Yağ burada soğutulur.
9	Hava-hava soğutucu	Kompresörden çıkan hava burada soğutularak sistemden çıkar.
10	Yağ emiş hattı	Soğutulmuş yağ tekrar vida grubuna iletilir.
11	Soğutma fanı	Radyatöre giren ayrışmış yağ ve havanın soğutulmasını sağlar.

Şekil 3.2'de vidalı kompresör çalışma prensibi gösterilmektedir.

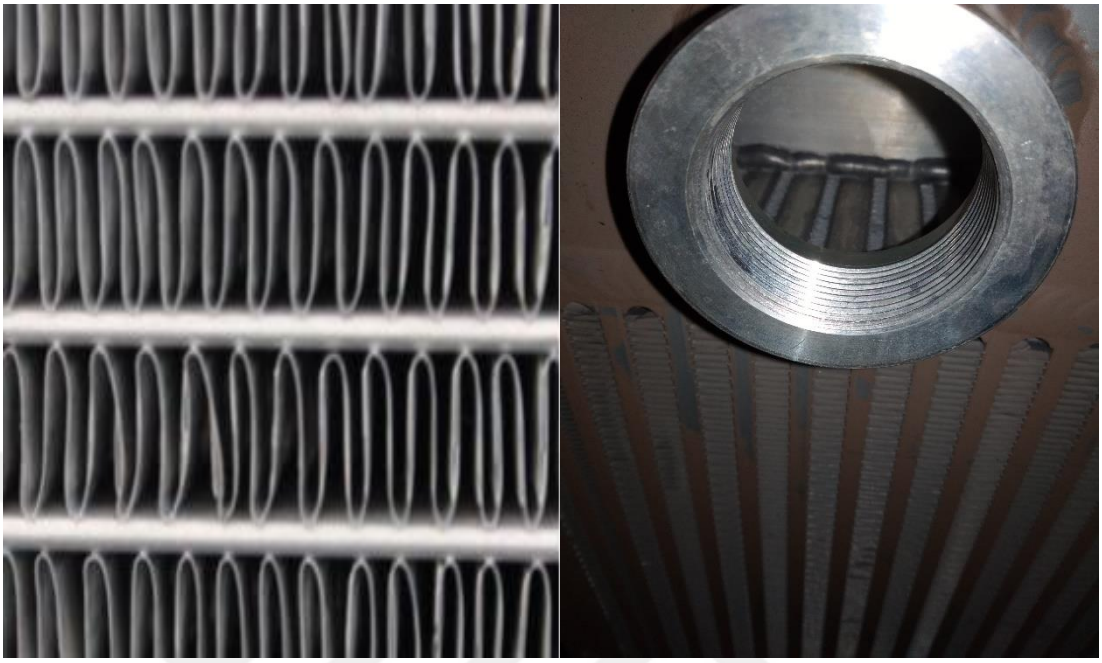


Şekil 3.2. Vidalı kompresör çalışma prensibi (PLATASA, 2025).

3.1. Kompresör Radyatörleri

Kompresör radyatörleri, vidalı kompresörlerde ısının ortam havasına aktarılmasında görev alan temel soğutma sistemi elemanıdır. Radyatör yapısı iki ana bölümden oluşur: yağ devresine hizmet eden hava–yağ soğutucu (Şekil 3.2'de 8 numaralı bileşen) ve hava devresine hizmet eden hava–hava soğutucu (Şekil 3.2'de 9 numaralı bileşen)**.** Hava–yağ tarafında, vida grubundan çıkan yüksek sıcaklıktaki kompresör yağı radyatöre girer (8A) ve kanallar içinde ilerler. Fan tarafından oluşturulan hava akımı ise radyatörün dış yüzeyinden geçerek ısıyı uzaklaştırır ve yağın soğutulmasını sağlar. Benzer şekilde hava–hava tarafında, sıkıştırma sonrası yüksek sıcaklıktaki basınçlı hava radyatörden geçerken (9A), fanla üflenen atmosferik hava ile ısı alışverişine girer; böylece sisteme iletilen basınçlı havanın sıcaklığı düşürülür. Bu iki kademeli soğutma yaklaşımı, kompresörün çalışma sıcaklığının kontrol altında tutulmasına ve sistemin verimli çalışmasına katkı sağlar.

Şekil 3.3’te vidalı kompresörlerde kullanılan radyatör yapısı gösterilmiştir.

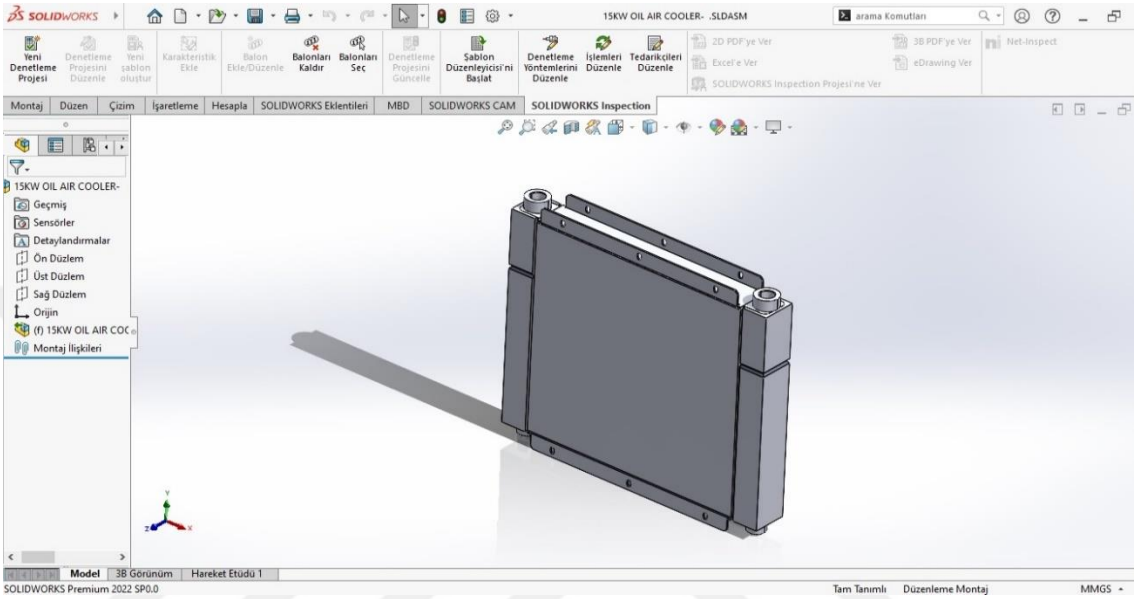


Şekil 3.3. Vidalı kompresör radyatörünün görünümü.

Bu çalışmada 15 kW, 22 kW ve 37 kW gücündeki kompresörler üzerinde analizler gerçekleştirilmiştir. İlgili kompresörlere ait nümerik analizlerin yapılabilmesi için, mevcut 2 boyutlu teknik çizimler esas alınarak radyatör geometrileri üç boyutlu (3B) modele dönüştürülmüş ve analizlerde kullanılacak 3B modeller oluşturulmuştur.

Bu çalışmada, radyatör geometrilerinin üç boyutlu modellenmesi amacıyla Solidworks 2022 SP0 yazılımı kullanılmıştır. Mevcut iki boyutlu teknik resimler esas alınarak parçalar ve montajlar parametrik olarak oluşturulmuş; kritik ölçüler (ör. çekirdek boyutları, kanal yerleşimi, akış giriş–çıkış dağıtım bölgeleri ve bağlantı noktaları) teknik resimlerle karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Montaj ortamında bileşenlerin konumsal uyumu ve olası çakışmalar kontrol edilmiş, ardından elde edilen 3B modeller nümerik analizlerde kullanılmak üzere uygun formatta dışa aktarılmıştır. Böylece analiz sürecinde geometrik tutarlılık sağlanarak sayısal sonuçların güvenilirliğinin artırılması hedeflenmiştir.

Bu tez çalışmasının odaklandığı soğutma sisteminin en kritik bileşenlerinden biri radyatörlerdir. Bu bölümde, vidalı kompresörlerde kullanılan radyatörlerin mevcut teknik veriler esas alınarak oluşturulan üç boyutlu (3B) temel tasarım modelleri sunulmaktadır.

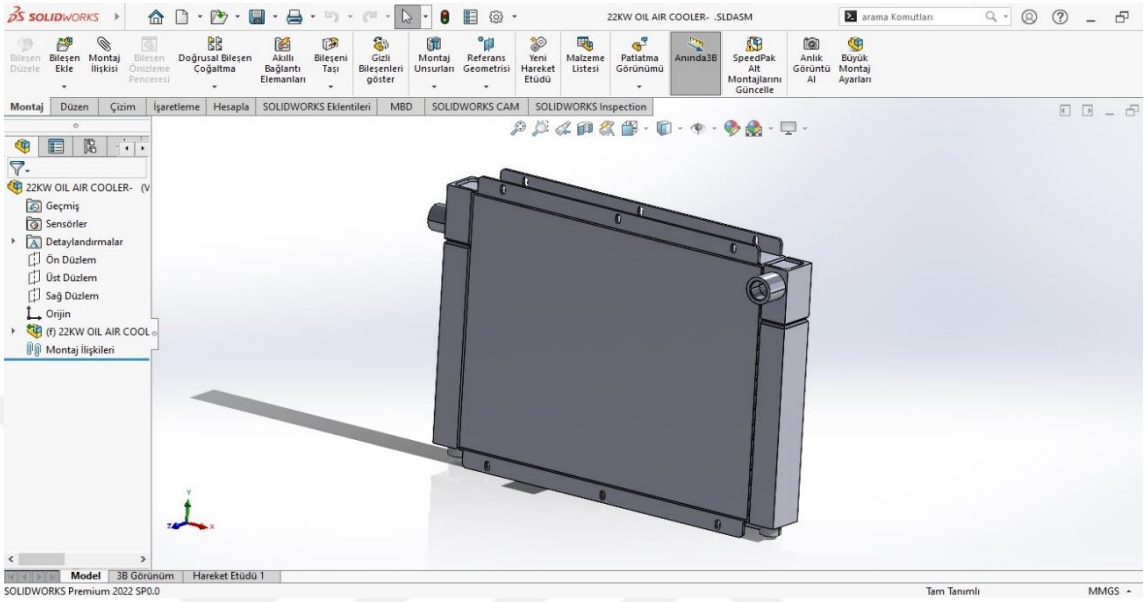


Şekil 3.4. 15 kW kompresör radyatörünün üç boyutlu (3B) modeli.

Şekil 3.4'te, 15 kW sınıfı vidalı kompresörde kullanılan radyatörün üç boyutlu (3B) modeli gösterilmektedir. Bu 3B geometri, soğutma performansının değerlendirilmesi amacıyla yürütülen nümerik analizlerde akış ve ısı transferi çözümlemeleri için temel model olarak kullanılmış; giriş–çıkış tanımları ile fan kaynaklı hava akımının etkisinin temsil edilmesine olanak sağlayarak sistemin termal davranışının incelenmesine zemin hazırlamıştır.

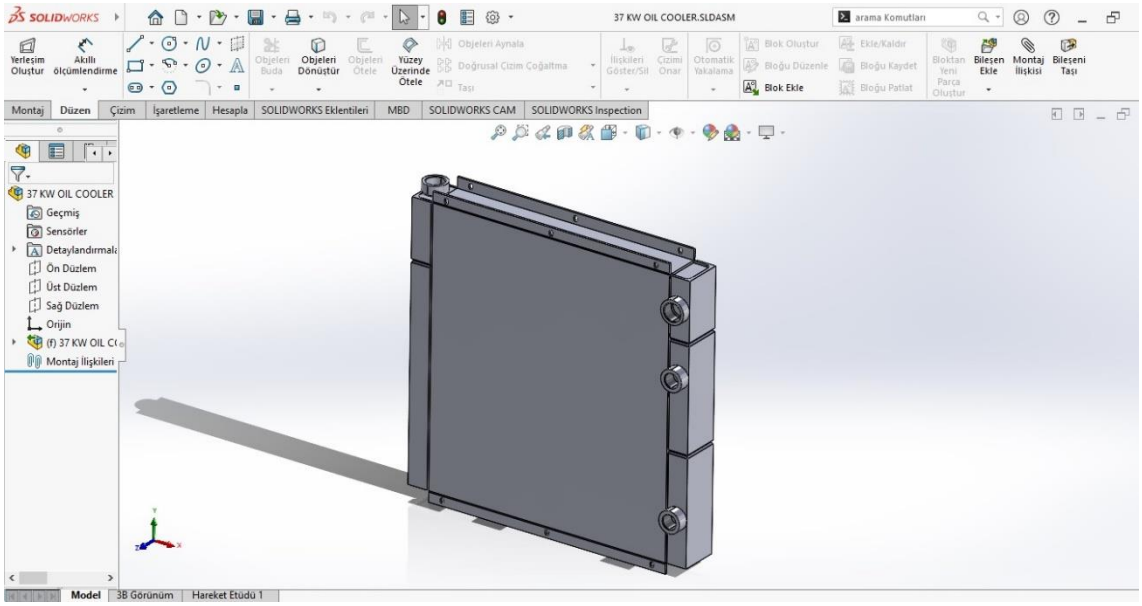
Bu çalışma kapsamında incelenen üç kompresör sınıfından biri 22 kW gücündeki vidalı kompresördür. Bu güç sınıfına ait kompresörün radyatör geometrisi, nümerik analizlerde kullanılmak üzere üç boyutlu (3B) olarak modellenmiş ve ilgili tasarım Şekil 3.5'te sunulmuştur. Oluşturulan model, radyatörün hava–yağ ve hava–hava soğutma bölümlerini ve akışın geçiş karakterini temsil edecek şekilde hazırlanmış; böylece analizlerde giriş–çıkış sınır koşullarının tanımlanmasına ve fanla oluşturulan hava akımının radyatör üzerindeki etkisinin sayısal olarak incelenmesine olanak sağlamıştır.

Bu sayede 22 kW sınıfına ait soğutma sistem performansı, diğer güç sınıflarıyla karşılaştırılabilir bir şekilde değerlendirilmiştir.



Şekil 3.5. 22 kW kompresör radyatörünün üç boyutlu (3B) modeli.

37 kW gücündeki vidalı kompresöre ait radyatörün 3B modeli**,** nümerik analizlerde kullanılmak üzere oluşturulmuş olup ilgili tasarım Şekil 3.6'da sunulmuştur.



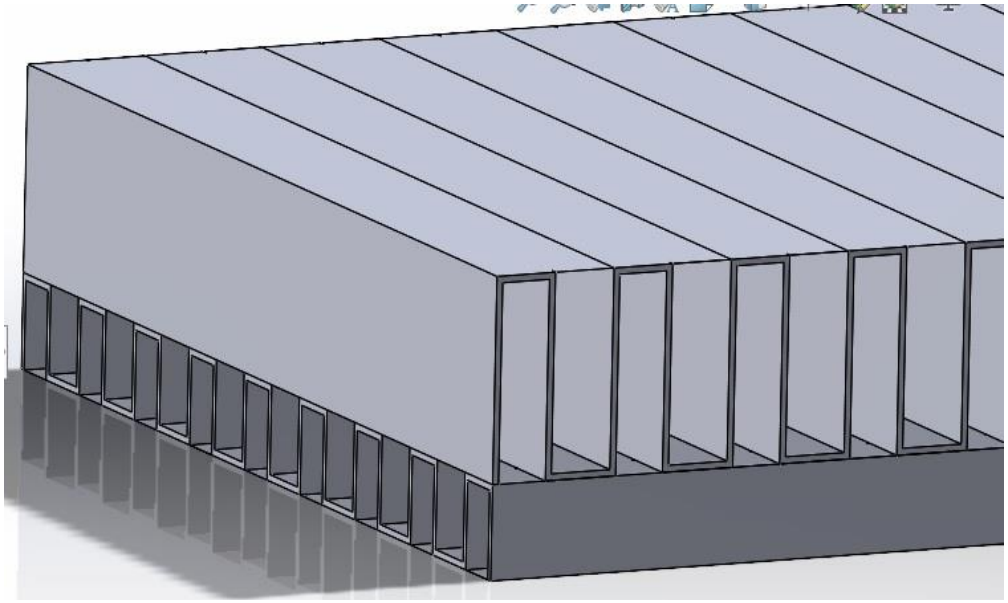
Şekil 3.6. 37 kW kompresör radyatörünün üç boyutlu (3B) modeli.

3.2. Kompresör Radyatörlerinde Farklı Kanatçık Geometrileri

Bu bölümde, vidalı kompresör radyatörlerinde mevcutta kullanılan dikdörtgen kanatçık geometrisi referans alınmış; buna ek olarak dört (4) farklı yeni kanatçık geometrisi tasarlanarak toplamda beş (5) kanatçık yapısı değerlendirme kapsamına alınmıştır. Tüm kanatçık geometrilerinin 15 kW sınıfı kompresör radyatörü için üç boyutlu (3B) modelleri oluşturulmuştur. Nümerik değerlendirmede modelleme kapsamını standartlaştırmak ve çözüm süresi ile bellek gereksinimini sınırlamak amacıyla, radyatörün hava–yağ ve hava–hava tarafları için birer adet temsili model tercih edilmiştir. Böylece dikdörtgen (mevcut) kanatçık ile önerilen yeni kanatçık tipleri, aynı temel sistem ve sınır koşulları altında karşılaştırılabilir şekilde analiz edilmiştir.

3.2.1. Dikdörtgen kanatçık

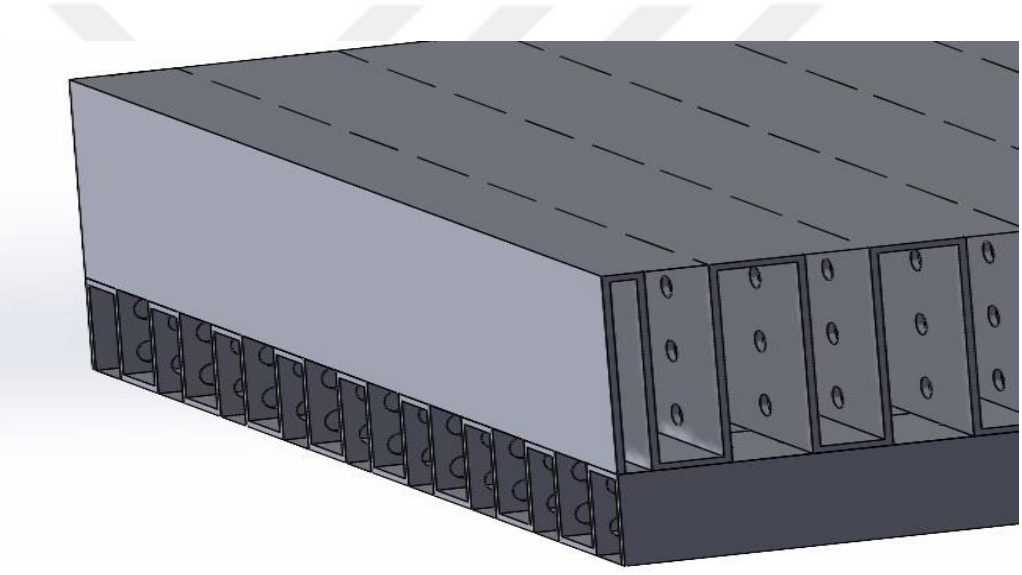
Mevcut tasarımda kullanılan kanatçık geometrisi dikdörtgen kesitlidir**.** Şekil 3.7'de, mevcut sistemde kullanılan ölçüler esas alınarak oluşturulan 15 kW radyatörün üç boyutlu (3B) modeli sunulmaktadır.



Şekil 3.7. Dikdörtgen kanatçık yapılı radyatör geometrisi.

3.2.2. Dikdörtgen delikli kanatçık

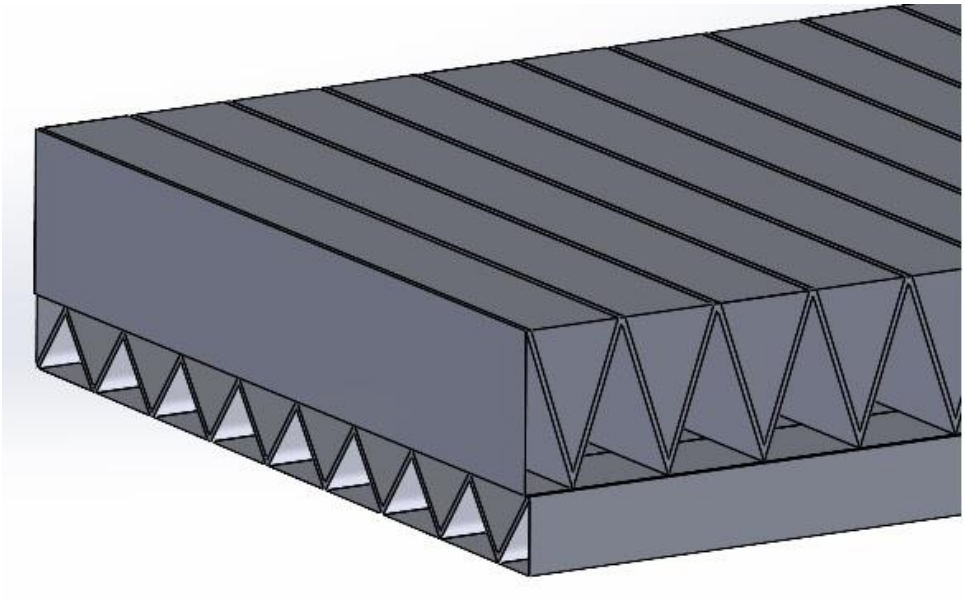
Standart olarak kullanılan dikdörtgen kesitli kanatçık geometrisi referans alınarak, kanatçık yüzeyine delikler eklenmiş bir tasarım oluşturulmuştur (Şekil 3.8). Bu yaklaşım ile, kanatçık yüzeyinde akışın yeniden yönlendirilmesi, sınır tabakanın bozulması ve etkin ısı transfer alanının değiştirilmesi yoluyla, delikli kanatçık yapısının ısı transferi ve akış karakteristikleri üzerindeki etkisinin sayısal olarak incelenmesi amaçlanmıştır.



Şekil 3.8. Dikdörtgen delikli kanatçık yapılı radyatör tasarımı

3.2.3. Üçgen kanatçık

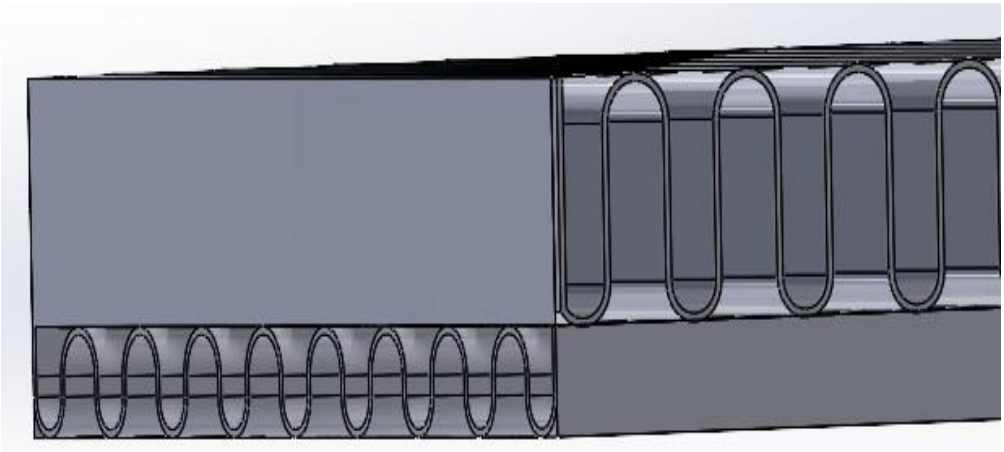
Standart dikdörtgen kesitli kanatçık yapısına alternatif geometrilerin ısı transfer performansını incelemek amacıyla farklı kanatçık tipleri tasarlanmaya devam edilmiştir. Bu kapsamda oluşturulan üçgen kesitli kanatçık geometrisi Şekil 3.9'da gösterilmektedir.



Şekil 3.9. Üçgen kanatçık yapılı radyatör geometrisi.

3.2.4. Kıvrımlı kanatçık

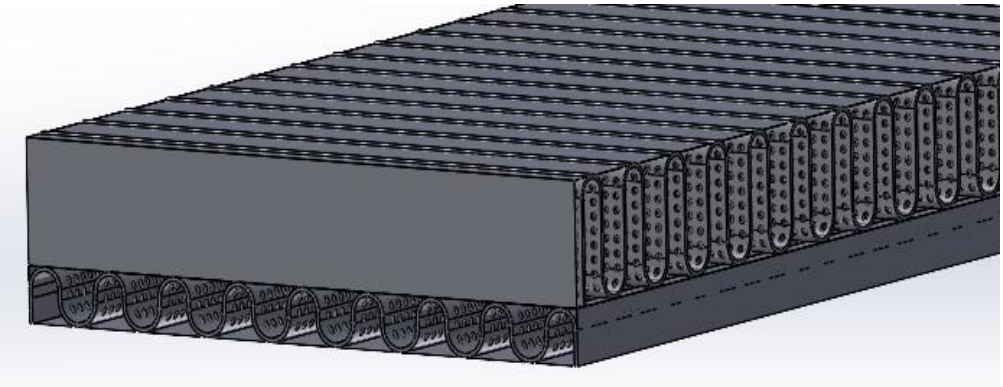
Kıvrımlı kanatçık geometrisinin ısı transferi ve akış karakteristikleri üzerindeki etkisini değerlendirmek amacıyla oluşturulan tasarım Şekil 3.10'da gösterilmektedir.



Şekil 3.10. Kıvrımlı kanatçık yapılı radyatör geometrisi.

3.2.5. Kıvrımlı delikli kanatçık

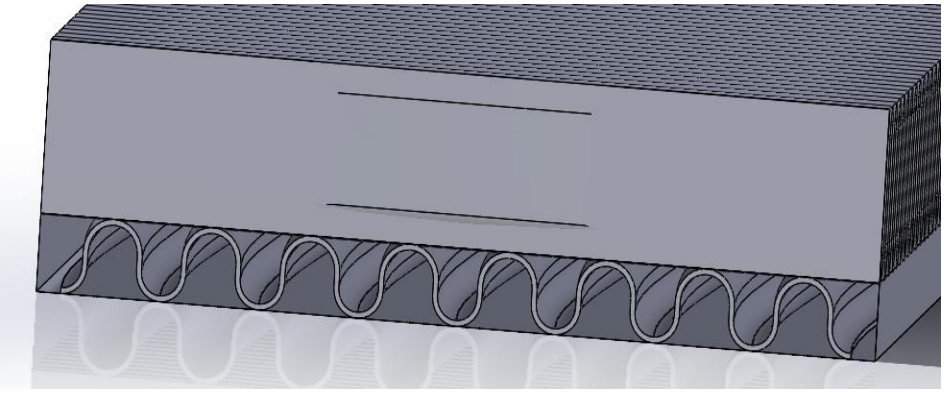
Kıvrımlı kanatçık geometrisine, dikdörtgen kesitli kanatçıkta olduğu gibi delikler eklenmiştir**.** Bu tasarım ile delikli yapının, kıvrımlı kanatçık geometrisi üzerinde akış ve ısı transferi karakteristiklerini nasıl değiştirdiğinin ve buna bağlı olarak soğutma sistemi performansına etkisinin incelenmesi amaçlanmıştır. Kıvrımlı delikli kanatçık geometrisi Şekil 3.11'de gösterilmektedir.



Şekil 3.11. Kıvrımlı delikli kanatçık yapılı radyatör geometrisi.

3.2.6. Dalgalı kanatçık

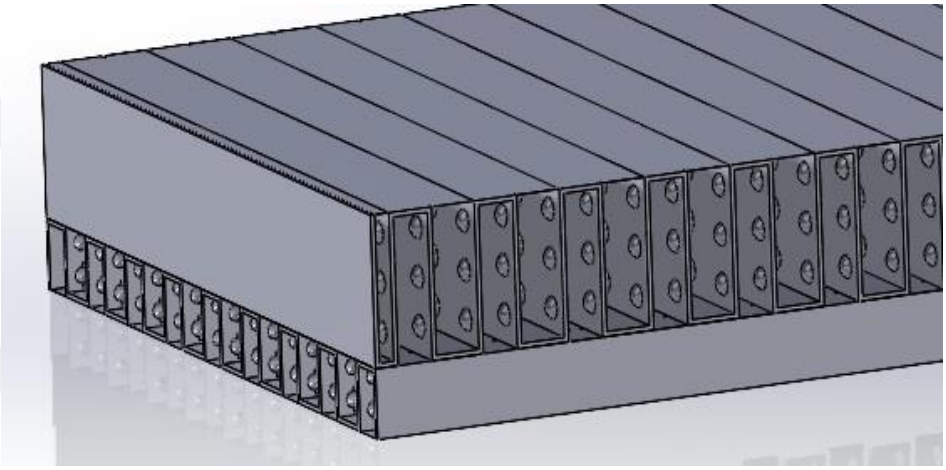
Analiz kapsamında değerlendirilecek bir diğer kanatçık geometrisi Şekil 3.12'de gösterilmektedir.



Şekil 3.12. Dalgalı kanatçık yapılı radyatör geometrisi.

3.2.7. Çukurlu kanatçık

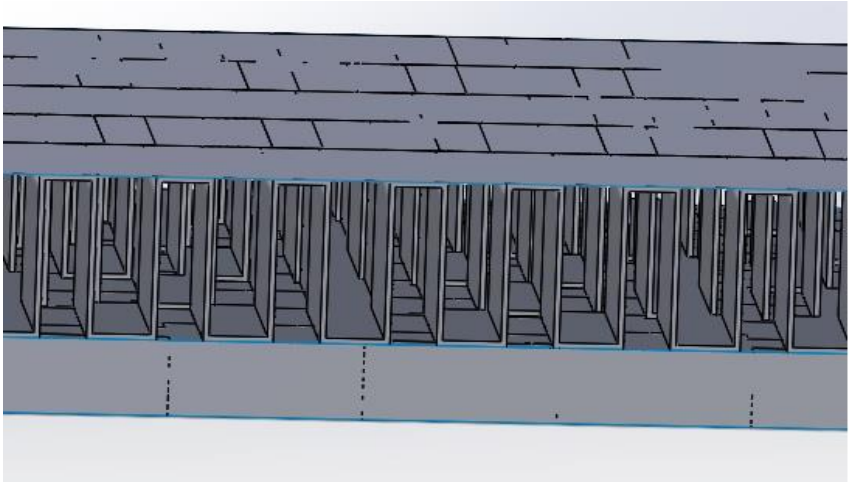
Isı transferi performansını artırmaya yönelik yüzey modifikasyonlarından biri olan çukurlu (dimpled) kanatçık geometrileri**,** akışın yerel olarak yeniden yönlenmesini sağlayarak sınır tabakanın bozulmasına ve buna bağlı olarak taşınım ısı transferinin artmasına katkı sağlayabilmektedir. Bununla birlikte bu tür geometriler, akış direncini artırarak basınç kaybında da artışa neden olabildiğinden, ısı transferi kazanımı ile basınç kaybı arasındaki dengenin değerlendirilmesi önem taşımaktadır. Bu kapsamda oluşturulan çukurlu kanatçık yapılı radyatör tasarımı Şekil 3.13'te sunulmuştur.



Şekil 3.13. Çukurlu kanatçık yapılı radyatör geometrisi.

3.2.8. Şaşırtmalı kanatçık

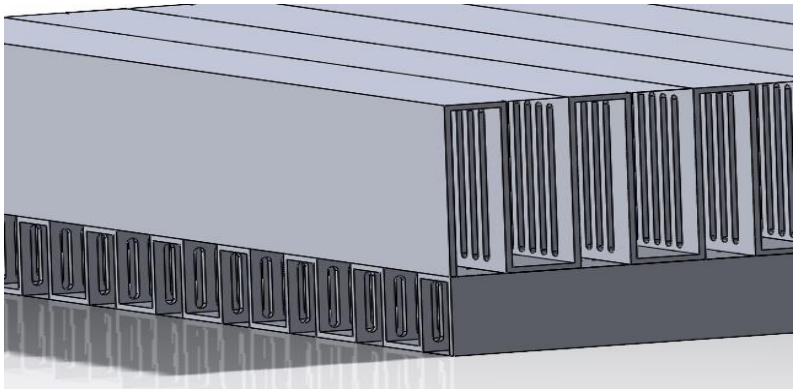
Literatürde ısı transfer performansını artırmaya yönelik olarak sıklıkla incelenen geometrilerden biri şaşırtmalı (offset strip fin) kanatçık yapısıdır. Bu tip kanatçıklar, akışı belirli aralıklarla kesintiye uğratarak sınır tabakanın yeniden oluşmasını teşvik eder ve böylece taşınım ısı transferini artırma potansiyeli taşır; ancak aynı zamanda akış direncini yükselterek basınç kaybını da artırabilmektedir. Bu çalışmada, şaşırtmalı kanatçık geometrisinin soğutma performansı üzerindeki etkisini sayısal olarak değerlendirmek amacıyla şaşırtmalı kanatçık yapılı radyatör tasarımı oluşturulmuş ve Şekil 3.14'te sunulmuştur.



Şekil 3.14. Şaşırtmalı kanatçık yapılı radyatör geometrisi.

3.2.9. Hava yarıklı kanatçık

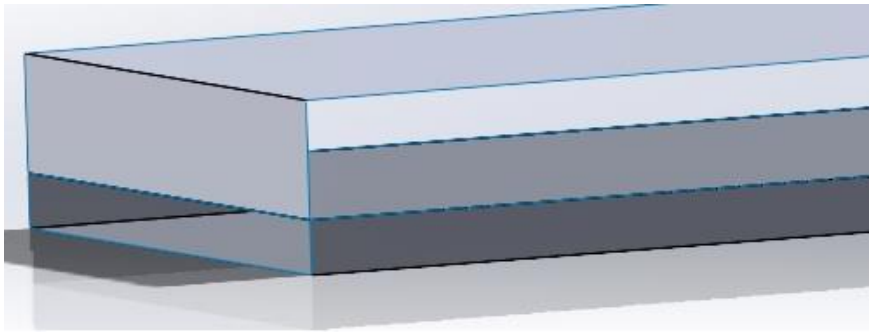
Kanatçıklar üzerinde hava yarıkları oluşturularak akışın kanatçık yüzeyi boyunca yeniden yönlendirilmesi ve sınır tabakanın yerel olarak bozulması hedeflenmektedir. Bu sayede taşınım ısı transferinin artırılması amaçlanırken, oluşabilecek basınç kaybı değişimi de değerlendirme kapsamında dikkate alınacaktır. Hava yarıklı kanatçık yapılı radyatör tasarımı Şekil 3.15'te sunulmuştur.



Şekil 3.15. Hava yarıklı kanatçık yapılı radyatör geometrisi.

3.2.10. Kanatsız radyatör

Isı transfer performansının kanatçık etkisi olmaksızın değerlendirilmesi amacıyla oluşturulan kanatçıksız radyatör tasarımı Şekil 3.16'da gösterilmektedir.



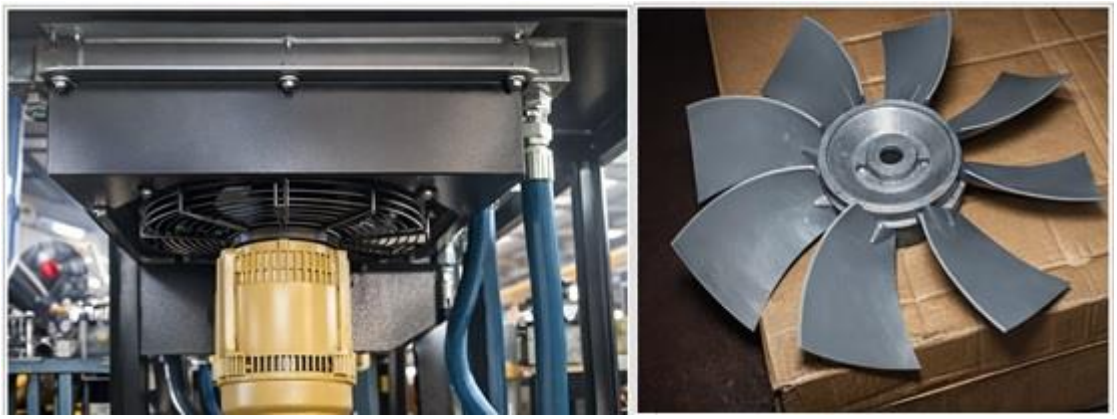
Şekil 3.16 Kanatçıksız radyatörün üç boyutlu (3B) modeli.

3.3. Vidalı Kompresör Radyatörlerinin Fan Kullanımı ile Soğutulması

Vidalı kompresörlerde sıkıştırma sürecinde ortaya çıkan ısının sistemden uzaklaştırılması amacıyla yağ soğutucu ve hava soğutucu (aftercooler) radyatörler kullanılmaktadır. Bu radyatörlerin zorlanmış taşınım koşullarındaki ısıl davranışı, radyatör üzerinden geçen hava akışının debisine ve akışın oluşturduğu statik basınca bağlıdır. Bu nedenle fan seçimi; fan karakteristik eğrisi ile sistem direncini temsil eden sistem eğrisi arasındaki etkileşim üzerinden değerlendirilmekte ve fanın çalışma noktası bu kesişime göre belirlenmektedir (Bleier, 1998; AMCA, 2016).

3.3.1. Vidalı Kompresörlerde Aksiyel Fanlı Radyatör Soğutma Yapısı

Aksiyel fanlar, hava akışını fan miline paralel doğrultuda oluşturan ve genellikle yüksek hacimsel debi gereksinimi bulunan uygulamalarda tercih edilen fan tipleridir. Vidalı kompresör uygulamalarında aksiyel fan, çoğunlukla radyatörün önünde veya arkasında konumlandırılarak hava akışının doğrudan radyatör yüzeyinden geçirilmesi hedeflenir. Aksiyel fanlı düzenin teorik değerlendirilmesinde, fan eğrisi ile radyatör, kabin içi yönlendirme elemanları, menfez ve filtre gibi bileşenlerden kaynaklanan toplam basınç kaybını temsil eden sistem eğrisi birlikte ele alınır (Bleier, 1998; ASHRAE, 2020).



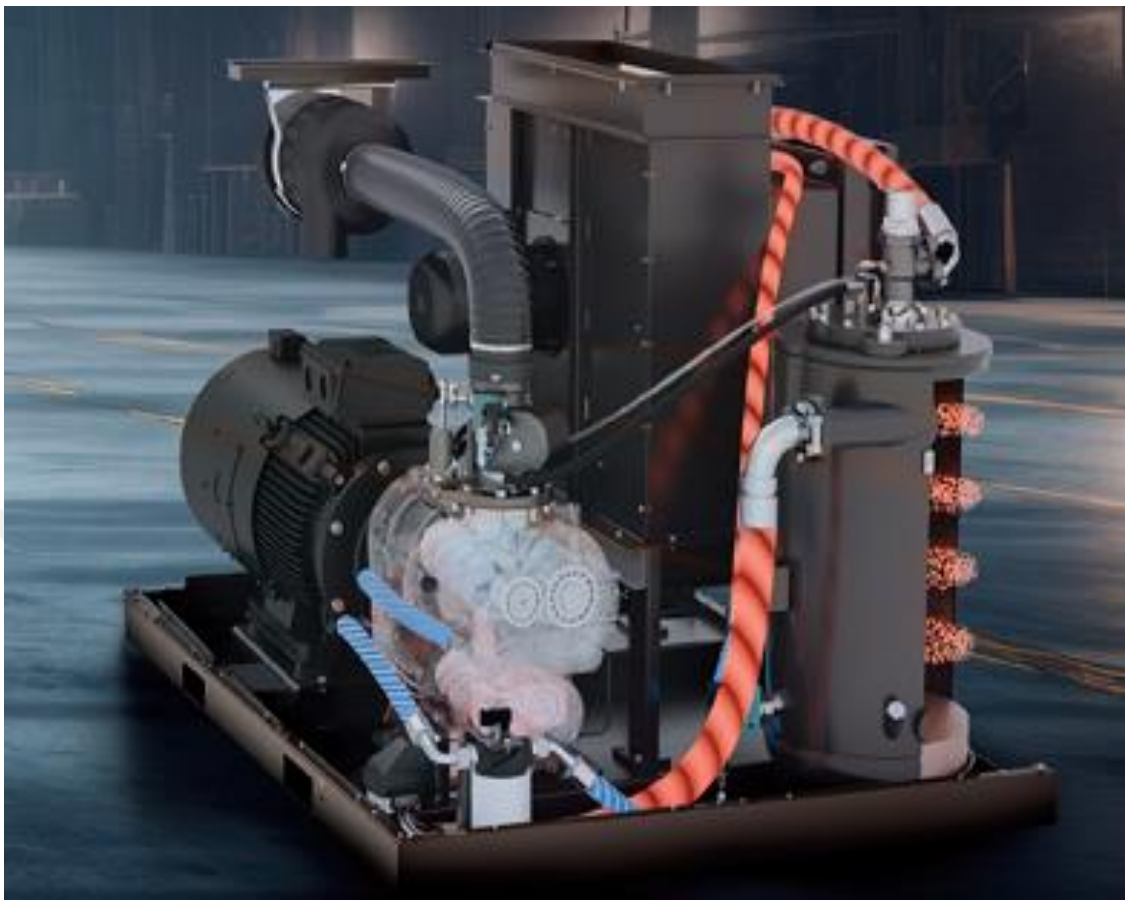
Şekil 3.17. Aksiyel fanlı vidalı kompresör radyatör soğutma sistemi

Şekil 3.17'de aksiyel fanın radyatör ile seri çalıştığı bir düzen örneklenmektedir. Bu tip düzenlerde akış direncinin artması durumunda fanın çalışma noktasının debi ekseninde daha düşük değerlere kayabileceği, dolayısıyla tasarım aşamasında fan-sistem eşleştirmesinin fan test standartlarına dayalı karakteristik verilerle yapılmasının uygun olduğu belirtilmektedir (ANSI/AMCA 210-16, 2016; ANSI/ASHRAE 51-2016, 2016).

3.3.2. Vidalı Kompresörlerde Radyal Fanlı Radyatör Soğutma Yapısı

Radyal (santrifüj) fanlar, havayı fan merkezinden alıp çevreye doğru hızlandırarak mil eksenine dik doğrultuda çıkışa yönlendiren fan tipleridir. Bu fanlar, uygulamaya bağlı olarak gövde (volüt) ve çıkış ağzı geometrisi ile hava akışının belirli bir hatta yönlendirilmesine imkan tanır. Vidalı kompresör kabini içinde kanallı hava taşınması gerektiğinde, radyal fanlı düzenin teorik analizi yine fan eğrisi-sistem eğrisi kesişimi üzerinden yapılır; burada sistem eğrisi, radyatör ve kanal/menfez elemanlarının toplam basınç kayıplarını temsil eder (Bleier, 1998; AMCA, 2016).

Şekil 3.18'de radyal fanın kompresör kabini içinde kanal ile yönlendirilmiş hava akışı sağlayabildiği bir düzen gösterilmektedir (Lupamat, 2026). Bu yaklaşımda fan seçimi, hedeflenen çalışma noktasında gerekli debi ve statik basıncın sağlanmasına göre yapılır ve fan performansının standart test yöntemleriyle elde edilen karakteristik veriler üzerinden değerlendirilmesi önerilmektedir (ANSI/AMCA 210-16, 2016; ASHRAE, 2020).



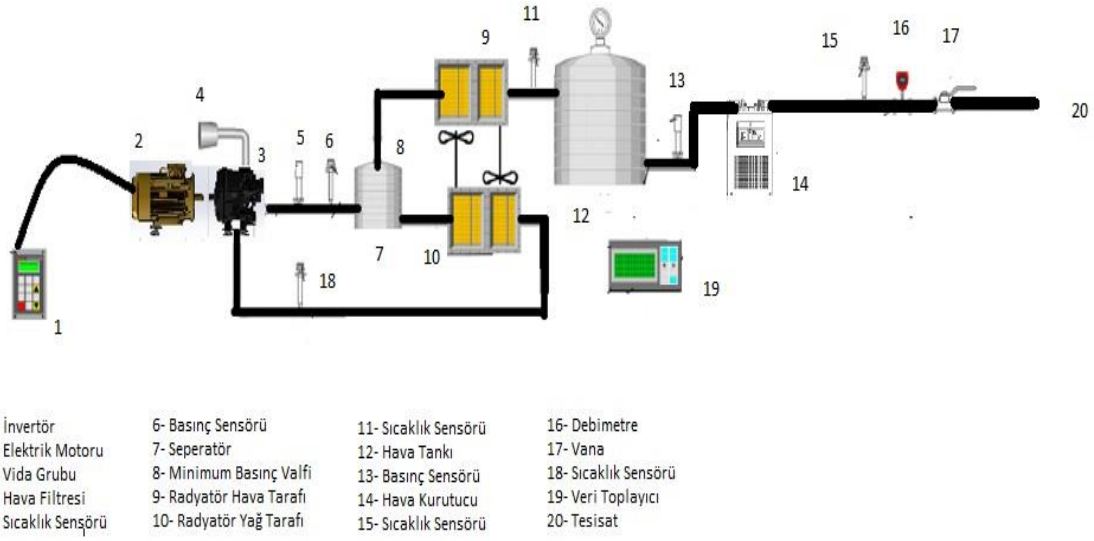
Şekil 3.18. Radyal fanlı vidalı kompresör radyatör soğutma sistemi (Lupamat,2026).

Bu çalışma kapsamında, 75 kW gücündeki bir vidalı kompresör için radyatör soğutmasında aksiyel fanlı ve radyal fanlı iki farklı fan konfigürasyonu ayrı ayrı ele alınarak incelenecektir.

3.4. Deneysel Analizler

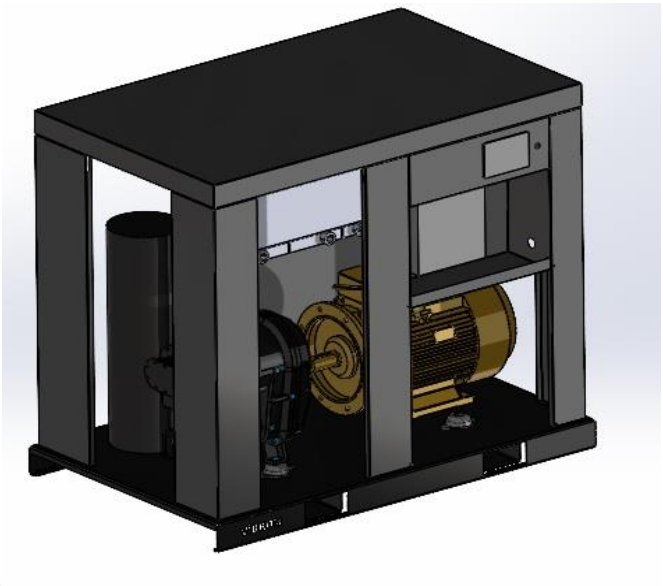
Şekil 3.19'da deneysel çalışmalarda kullanılan vidalı kompresör deney düzeneğinin şematik gösterimi sunulmuştur. Şemada, hava ve yağ devreleri, ısı değiştiriciler, kurutucu, tank ve ölçüm elemanları numaralandırılarak gösterilmiştir. Sıcaklık, basınç ve debi ölçümleri, sistemin karakteristik noktalarına yerleştirilen sensörler aracılığıyla gerçekleştirilmiştir. Bu düzenek, kompresör soğutma sisteminin termal davranışının deneysel olarak incelenmesine olanak sağlamaktadır.

Deney düzeneğinde vidalı kompresör, bir sürücü aracılığıyla çalıştırılmakta; elektrik motorundan elde edilen tahrik gücü kaplin bağlantısı üzerinden vida grubuna iletilmektedir. Vida grubunun dönmesiyle birlikte sistemde yağ dolaşımı başlamakta ve yağ, rotorlar arasındaki sıkıştırma sürecinde hem sızdırmazlık hem de soğutma amacıyla devreye girmektedir. Emiş valfinin açılmasıyla hava filtresinden geçen temiz hava, vida grubuna alınmakta; hava ve yağ, rotorlar arasında sıkıştırılarak basınçlandırılmaktadır. Basınçlandırılan hava, ısı değiştirici görevini üstlenen radyatörün hava tarafı üzerinden geçirilmekte ve kompresör fanı yardımıyla belirli bir oranda soğutulmaktadır. Soğutulan basınçlı hava daha sonra hava tankında depolanmaktadır. Buna paralel olarak yağ devresi radyatörün yağ tarafında soğutulmakta ve yağ tankına geri döndürülerek çevrim tamamlanmaktadır. Bu çalışma kapsamında, özellikle soğutma sisteminin etkisinin doğrudan izlenebileceği karakteristik sıcaklık noktaları üzerinden ölçümler gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.19. Deney düzeneğinin şematik gösterimi.

Yapılan ölçümlerde soğutma sisteminin performansını temsil eden başlıca parametreler; kompresör vida grubu içi yağ sıcaklığı**,** radyatör yağ dönüş sıcaklığı**,** radyatör basınçlı hava çıkış sıcaklığı ve kurutucu sonrası basınçlı hava çıkış sıcaklığı olarak belirlenmiştir. Bu noktalar, sistemin hem yağ hem de hava tarafındaki ısıl davranışını izlemeye olanak sağlamaktadır.



Şekil 3.20. 37 kW gücündeki vidalı kompresörün tasarım görünümü.

Ölçümlerde kullanılan kompresörlerden 37 kW gücündeki vidalı kompresöre ait tasarım resmi Şekil 3.20'de, montajlı görünümü ise Şekil 3.21'da verilmiştir.



Şekil 3.21. 37 kW gücündeki vidalı kompresörün montajlı görünümü.

22 kW ve 37 kW kompresörlerde kullanılan ölçüm sistemi aynı prensipte kurulmuştur. Sıcaklık sensörleri sırasıyla; vida grubuna**,** radyatör yağ dönüş hattına**,** radyatör hava çıkış hattına ve kurutucu sonrası basınçlı hava çıkış hattına yerleştirilerek ölçümler

alınmıştır. Böylece farklı güçteki kompresörler için kıyaslanabilir bir ölçüm altyapısı sağlanmıştır.



Şekil 3.22. 15 kW gücündeki vidalı kompresörün montajlı görünümü.

Diğer taraftan 15 kW gücündeki kompresör, kurutucu ve tank sisteminin tank üzerine monteli şekilde imal edildiği kompakt bir tasarıma sahiptir. Bu yapıda, diğer sistemlere kıyasla daha az yer kaplayan bir yerleşim söz konusudur. Ek hortum bağlantılarına ihtiyaç duyulmadan tesisat bağlantısı ölçüm esnasında kurutucu çıkışına doğrudan yapılmıştır **(**Şekil 3.22**).**

Bu bölümün devamında, deneylerde kullanılan ölçüm elemanları (sıcaklık sensörleri, basınç ölçerler vb.), ölçüm hassasiyetleri ve ölçüm belirsizlikleri tanıtılarak deneysel veri toplama süreci ayrıntılandırılacaktır.

3.4.1. Basınç Sensörü

Basınç sensörü, izin verilen çalışma parametresi dahilinde basınçlı hava ve gazların basıncını ölçmek için tasarlanmıştır. Basınç sensörü, MPa, kPa veya bar cinsinden basınç değerlerini ölçebilir. Basınç sensörü ağırlıklı olarak endüstriyel ortamdaki basınçlı hava sistemlerinde kullanılır (Şekil 3.23).



Şekil 3.23. Basınç Sensörü (Suto, 2023)

Çizelge 3.2'de basınç sensörlerinin teknik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 3.2. Basınç sensörü teknik özellikleri (Suto, 2023)

Parametreler	Standart Basınç Birimi: MPa
Sensör	İnce film ölçüm hücresi
Ölçüm ortamı	Hava, gaz (aşındırıcı olmayan gaz)
Ölçüm aralığı	0 ... 1.6 MPa (g)
Ölçüm ortamı sıcaklığı	-40 ... +85°C
Depolama sıcaklığı	-40 ... +85°C
Operasyon sıcaklığı	-40 ... +85°C
Gövde malzemesi	Paslanmaz çelik
Koruma sınıfı	IP 65
Vida dişi	G 1/4" A (ISO 228/1)
Hassasiyet	± 0.1%
Titreşim direnci	20 … 2000 Hz, 25g
Ağırlık	70 g

3.4.2. Debimetre

S401, izin verilen çalışma parametreleri dahilinde basınçlı hava ve gaz tüketimini ölçmek için tasarlanmış ekleme tipi akış ölçerdir (Şekil 3.24). S401, basınçlı hava veya gaz için aşağıdaki değerleri ölçebilir:

• Hacimsel akış (varsayılan birim: m^3/h).

• Toplam tüketim (varsayılan birim: m^3).

Diğer birimler, S4C-FS hizmet uygulaması veya isteğe bağlı ekran. S401 Termal Kütle Akış Ölçer, endüstriyel ortamlarda ağırlıklı olarak basınçlı hava veya gaz sistemlerinde kullanılır. Tüm basınçlı hava sistemlerinde debimetre gereklidir. Basınçlı hava sisteminizi izlemenize yardımcı olur ve sonunda sisteminizi güçlendirmenize ve maliyetlerden tasarruf etmenize yardımcı olur.



Şekil 3.24. Debimetre (Suto, 2023)

Çizelge 3.3'de debimetrenin teknik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 3.3. Debimetre teknik özellikleri (Suto, 2023)

Parametreler	Birimler (akış): m^3/h, m^3/dak, l/dak, l/s, cfm, kg/h, kg/dak, kg/s
Sensör	Cam kaplı dirençli sensör
Ölçüm prensibi	Termal kütle akışı
Ölçüm ortamı	Hava, gaz (aşındırıcı olmayan gaz)
Ölçüm aralığı	Standart aralık: 92,7 m/s
Çalışma sıc.°C	-30, +140 °C akışkan sıcaklığı
Ortam nemi	0 ... 100% RH
Operasyon basıncı	5,0 MPa'ya kadar (> 1,6 MPa kurulum gerektirir)
Gövde malzemesi	Paslanmaz çelik
Koruma sınıfı	IP 65
Çap-Ağırlık	G1/2" (ISO 228/1) – 1 kg

3.4.3. Hava Akış Hızı ve Ortam Nemi Ölçer

Hava akış hızı cihazı, sıcaklık ve nem ölçümleri için tasarlanmıştır. Patentli nem sensörü güvenilir ölçüm sonuçları verir. 30 mm pervanesi, menfez çıkışlarındaki hızlı noktasal kontroller için idealdir. Zamana bağlı ortalama değer hesaplaması yapılabilir. Çok pratik, küçük ve kullanımı kolay bir ölçüm cihazıdır (Şekil 3.25).



Şekil 3.25. Hava Akış Hızı ve Ortam Nemi Ölçer (Testo, 2023)

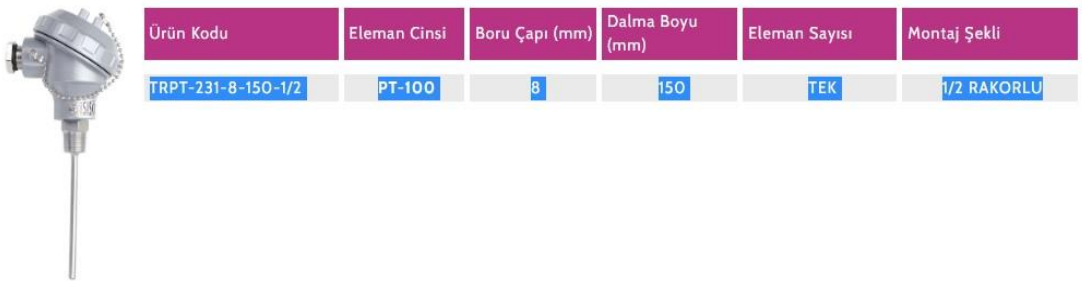
Çizelge 3.4'te hava akış hızı ve ortam nemi ölçer teknik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 3.4. Hava akış hızı ve ortam nemi ölçer teknik özellikleri (Testo, 2023)

Parametreler	Standart Basınç Birimi: MPa
Ölçüm ortamı	Hava
Ölçüm aralığı	0 ... 1,6 MPa (g)
Ölçüm ortamı sıcaklığı	-10 ... +50°C
Saklama sıcaklığı	-20 ... +70°C
Gövde malzemesi	Paslanmaz çelik
Koruma sınıfı	IP 10
Hassasiyet	± 1 dijit
Ağırlık	110 g

3.4.4.Sıcaklık Sensörü

Hassas son kontrol noktalarından ölçüm alabilmek analizlerde çok önemlidir. Sıcaklık bu çalışmaların en hassaslarındandır. Yüksek Verimlilik ve hassas ölçüm yapan sensörün ölçüm sıcaklık aralığı -200,+600 °C'dir. Standart dış ölçüsü ½" rekorludur (Şekil 3.26).



Şekil 3.26. Sıcaklık sensörü (Isıso, 2023; Suto, 2023)

3.4.5. Veri Toplama Sistemi

SUTO marka S330/S331, basınçlı hava sistemlerinde ölçüm ve izleme amaçlı kullanılan, yüksek performanslı bir ekranlı veri kaydedicidir. S330/S331 ekranlı veri kaydedici; akış, çiğlenme noktası, basınç, sıcaklık, güç tüketimi ve kompresör çalışma

durumu gibi birçok ölçüm parametresini görüntüleyebilmekte ve kaydedebilmektedir. Bu özellikleri sayesinde, basınçlı hava sistemlerinin izlenmesi ve performans değerlendirilmesi için evrensel bir çözüm sunmaktadır.S330/S331, ağırlıklı olarak endüstriyel ortamdaki basınçlı hava sistemlerinde kullanılır. Yüksek çözünürlüklü 5” grafik ekranı, daha küçük düşük çözünürlüklü ekranların çoğuna kıyasla ayrıntıların daha keskin gösterildiği kolay bir çalışma sağlar. USB portu, bir PC ile birlikte bir köle olarak çalışır, ancak kaydedilen verilerin bir USB belleğe aktarılması gerektiğinde bir ana olarak da çalışır. Sensör girişleri açısından çok yönlülüğü sayesinde çoğu ölçüm görevi için mükemmel bir çözüm olur (Şekil 3.27).



Şekil 3.27. Veri Toplama Sistemi (Suto, 2023

Çizelge 3.5’te veri toplama sistemi teknik özellikleri verilmiştir.

Çizelge 3.5. Veri toplama sistemi teknik özellikleri (Suto, 2023)

Veri kaydedici	Dahili, 100 milyon değer
Operasyon sıcaklığı	0 ... +50°C
Koruma sınıfı	IP 65
Ekran	5" yüksek çözünürlüklü grafik ekran, 800 x 480 piksel dokunmatik ekran
Ağırlık	0,52 kg

3.4.6. Belirsizlik Analizi

Bu bölümde deneylerde kullanılan her bir ölçüm cihazı için belirsizlikler ayrı ayrı hesaplanmış, ardından ısı transferi hesabındaki ($\dot{Q}$) toplam belirsizlik örnek bir deney verisi üzerinden adım adım gösterilmiştir. Cihaz doğrulukları, tekrarlı ölçümlerden elde edilen istatistiksel değerlendirmeye dayanan A tipi belirsizlikten farklı olarak; üretici katalogları, kalibrasyon sertifikaları ve önceki deneyim gibi bilgi kaynaklarından türetilen B tipi belirsizlik bileşeni kapsamında ele alınmıştır (Joint Committee for Guides in Metrology [JCGM], 2008; Akdağ, 2018). B tipi belirsizliklerde, verilen doğruluk sınırının (±a) hangi olasılık dağılımını temsil ettiği açıkça belirtilmiyorsa en yaygın yaklaşım dikdörtgen (uniform) dağılım varsayımıyla standart belirsizliği $u(x)=\frac{a}{\sqrt{3}}$ olarak hesaplanmaktır. Alternatif olarak, olasılığın orta değer çevresinde yoğunlaştığı durumlarda üçgen dağılım, belirli bir güven düzeyiyle verilmiş spesifikasyonlarda ise normal dağılım varsayımı tercih edilebilir (JCGM, 2008; Akdağ, 2018).

Temel Kavramlar ve Kullanılan Denklemler

Bir ölçüm sonucu genel olarak aşağıdaki ölçüm modeline bağlıdır:

$$R = f(X_1, X_2, \dots, X_n) \tag{3.1}$$

Üretici kataloğunda doğruluk/hata sınırı ±a olarak verildiğinde ve dağılım uniform kabul edildiğinde standart belirsizlik:

$$u(x) = \frac{a}{\sqrt{3}} \tag{3.2}$$

Birleşik standart belirsizlik (korelasyonlar ihmal edilerek):

$$u_c(R) = \sqrt{\sum_{i=1}^{n}\left(\left(\frac{\partial R}{\partial X_i}\right)^2 . u(X_i)^2\right)} \tag{3.3}$$

Yaklaşık %95 güven düzeyi için genişletilmiş belirsizlik (k≈2):

$$U(R) = k\, u_c(R) \tag{3.4}$$

Ölçüm belirsizliği, ölçüm sonucuna makul şekilde karşılık gelebilecek değerlerin dağılımını tanımlayan bir parametre olup, ölçüm sonucu ile birlikte raporlanması beklenen temel bir kalite göstergesidir. Bu çerçevede birleşik belirsizlik (combined uncertainty) belirsizlik bileşenlerinin varyanslarının toplamının kareköküyle elde edilir; genişletilmiş belirsizlik ise birleşik belirsizliğin bir kapsam katsayısı (k) ile çarpılmasıyla bulunur ve pratikte çoğunlukla %95 güven düzeyi için k=2 seçilerek raporlanır (Akdağ, 2018).

Isı transferi gibi türetilmiş büyüklüklerin belirsizlik hesabında en yaygın yaklaşım, ölçüm modelinin duyarlılık katsayıları ($\partial R/\partial X_i$) üzerinden belirsizlik yayılımı yapılması ve bağımsız belirsizlik katkılarının kök-toplam-kare (RSS) yöntemiyle birleştirilmesidir (Moffat, 1988). Moffat (1988) ayrıca, çarpım formundaki modellerde bağıl belirsizliğin doğrudan bağıl bileşenlerden hesaplanmasının pratikliğini vurgulamaktadır.

Deneysel çalışmalarda belirsizlik kaynaklarının (sıcaklık, debi, basınç, hız vb.) ayrı ayrı belirlenip bir belirsizlik/hata tablosu halinde sunulması; hangi ölçümün sonuca daha baskın katkı verdiğinin görülmesi açısından yararlıdır (Akpınar, 2005).

Aşağıdaki alt bölümlerde önce her bir cihaz için u ve U ifadeleri verilmiş, ardından örnek veri seti üzerinden ısı transferi (Q̇) için belirsizlik çalışması oluşturulmuştur.

Ekipman Bazlı Belirsizlik Hesapları

Sıcaklık Ölçümü (SUTO S212 – Pt100)

SUTO S212 teknik verilerine göre sıcaklık doğruluğu ±0,3 °C kabul edilmiştir. Bu sınır hata a_T=0,3 °C alınırsa standart belirsizlik Denklem (3.5) ile hesaplanır.

$$u(T) = \frac{a_T}{\sqrt{3}} = 0{,}173\,°C \tag{3.5}$$

Genişletilmiş belirsizlik (k=2) ise U(T)=2u(T) olur.

$$U(T) = 2u(T) = 0{,}346\,°C \tag{3.6}$$

Sıcaklık Farkı (ΔT) Belirsizliği

Isı transferi hesabında sıcaklık farkı $\Delta T = T_{çıkış} - T_{giriş}$ kullanılır. $T_{çıkış}$ ve $T_{giriş}$ ölçümleri aynı cihazla ve bağımsız kabul edilirse ΔT'nin standart belirsizliği karekök toplamı ile bulunur.

$$u(\Delta T) = \sqrt{u(T_{çıkış})^2 + u(T_{giriş})^2} \tag{3.7}$$

$$u(\Delta T) = \sqrt{+0{,}173^2} = 0{,}245\,°C \tag{3.8}$$

Örnek veri seti için ΔT = 41,4 °C olduğundan bağıl standart belirsizlik $u_r(\Delta T)=u(\Delta T)/\Delta T$ hesaplanır.

$$u_r(\Delta T) = \frac{u(\Delta T)}{\Delta T} = 0{,}592\% \tag{3.9}$$

Debi / Kütlesel Debi Ölçümü (SUTO S401)

S401 için yüksek doğruluk kalibrasyonunda doğruluk ±(1% okuma + 0,3% F.S.) olarak verilmektedir. Okunan değer x ve seçilen tam skala (full scale) FS_x ise sınır hata a_x şu şekilde yazılır:

$$a_x = 0{,}01x + 0{,}003\, FS_x \tag{3.10}$$

Uniform dağılım varsayımıyla standart belirsizlik:

$$u(x) = \frac{a_x}{\sqrt{3}} \tag{3.11}$$

Örnek hesap için çalışmada verilen dış hava kütlesel debisi ṁ=0,323 kg/s alınmıştır. S401 cihazında seçilen aralık ($FS_{\dot{m}}$) işletme noktasına yakın seçildiğinde belirsizlik azalır. Bu örnekte temsilî olarak $FS_{\dot{m}}$=1,5 kg/s seçilmiştir (cihaz aralık seçimi değişirse bu değer yeniden hesaplanmalıdır).

$$u(\dot{m}) = \frac{(0.01\,\dot{m} + 0{,}003\, FS_{\dot{m}})}{\sqrt{3}} = 0{,}00446\ kg/s \tag{3.12}$$

Bağıl standart belirsizlik:

$$u_r(\dot{m}) = \frac{u(\dot{m})}{\dot{m}} = 1{,}382\% \tag{3.13}$$

Basınç Ölçümü (Basınç Sensörü)

Basınç sensörü doğruluğu tezinizde ±0,1% F.S. olarak verilmiştir. Tam skala FS_P için sınır hata a_p=0,001.FS_P olur. Standart belirsizlik:

$$u(P) = \frac{a_P}{\sqrt{3}} \tag{3.14}$$

FS_P=1.6 MPa ise u(P)=0.001·1.6/√3=9.24×10⁻⁴ MPa ve U(P)=2u(P)=1.85×10⁻³ MPa bulunur.

Ortam Hızı / Nem Ölçümü (Testo 410-2)

Ortamdaki hava hızı için Testo 410-2 doğruluğu ±(0,2 m/s + 2% mv) olarak verilmektedir. mv: ölçülen hız değeridir. Sınır hata a_v aşağıdaki gibidir:

$$a_v = 0.2 + 0{,}02v \tag{3.15}$$

Standart belirsizlik:

$$u(v) = \frac{a_v}{\sqrt{3}} \tag{3.16}$$

Isı Transferi (Q̇) için Toplam Belirsizlik

Hava tarafı ısı transferi hesabı aşağıdaki modelle yapılır (c_p sabit kabul edilmiştir):

$$\dot{Q} = \dot{m}\, c_p\, \Delta T \tag{3.17}$$

Çalışmada verilen örnek veri seti: ṁ = 0,323 kg/s, c_p = 1007 J/(kg·K), $T_{giriş}$ = 33,0 °C, $T_{çıkış}$ = 74,4 °C. Buna göre ΔT = 41,4 °C ve ısı transferi:

$$\dot{Q} = 0{,}323.1007.41{,}4 = 13{,}47\ kW \tag{3.18}$$

Birleşik belirsizlik için duyarlılık katsayıları ($\partial\dot{Q}/\partial x$) kullanılır. $\dot{Q}= \dot{m}.c_p.\Delta T$ olduğundan; $\partial\dot{Q}/\partial\dot{m} = c_p\ \Delta T$ ve $\partial\dot{Q}/\partial\Delta T = \dot{m}.c_p$ olur. Bu durumda birleşik standart belirsizlik:

$$u_c(\dot{Q}) = \sqrt{(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial \dot{m}})^2 \cdot u(\dot{m})^2 + (\frac{\partial \dot{Q}}{\partial \Delta T})^2 \cdot u(\Delta T)^2} \tag{3.19}$$

Bu ifade bağıl (göreli) formda daha okunaklıdır. c_p sabit kabul edilirse:

$$u_r(\dot{Q}) = \sqrt{u_r(\dot{m})^2 + u_r(\Delta T)^2} \tag{3.20}$$

Önceki alt bölümlerde bulunan $u_r(\dot{m}) = 1{,}382\%$ ve $u_r(\Delta T) = 0{,}592\%$ değerleri kullanılarak:

$$u_r(\dot{Q}) = \sqrt{1{,}382\%^2 + 0{,}592\%^2} = 1{,}503\% \tag{3.21}$$

Genişletilmiş bağıl belirsizlik (k=2):

$$U_r(\dot{Q}) = 2 \cdot u_r(\dot{Q}) = 3{,}01\% \tag{3.22}$$

Sayısal olarak birleşik ve genişletilmiş belirsizlik (W cinsinden) şu şekilde raporlanır:

$$u_c(\dot{Q}) = u_r(\dot{Q}) \cdot \dot{Q} = 202\ W \tag{3.23}$$

$$U(\dot{Q}) = 2 \cdot u_c(\dot{Q}) = 405\ W \tag{3.24}$$

Bu örnek veri seti için hava tarafı ısı transferi, ($\dot{Q} = \dot{m}.c_p.\Delta T$) ölçüm modeline göre hesaplanmış ve yaklaşık olarak $\dot{Q}$ = 13,47 kW bulunmuştur. Belirsizlik yayılımı

hesabında giriş büyüklükleri olarak kütlesel debi ṁ (SUTO S401) ve sıcaklık farkı ΔT (SUTO S212 ile ölçülen $T_{giriş}$ ve $T_{çıkış}$ değerlerinden) kullanılmıştır. Bu varsayımlar altında birleşik standart belirsizlik $U_c(\dot{Q})$=202 W olarak elde edilmiştir. Yaklaşık %95 güven düzeyi için k=2 alınarak genişletilmiş belirsizlik $U(\dot{Q})$=405 W bulunmuş ve buna karşılık gelen bağıl genişletilmiş belirsizlik $U_r(\dot{Q})\approx$3,01% olarak hesaplanmıştır.

Belirlenen $U_r(\dot{Q})$ değeri, özellikle ṁ ölçümünde kullanılan S401 cihazının seçilen ölçüm aralığına (FS) doğrudan bağlıdır. FS veya çalışma noktası değiştirildiğinde, öncelikle u(ṁ) değeri Denklem (3.10)–(3.13) kullanılarak yeniden hesaplanmalı; ardından belirsizlik bütçesi Çizelge 3.6 üzerinden güncellenmelidir. Basınç ve ortam hızı gibi diğer parametreler deney koşullarının izlenmesi amacıyla ölçülmekte olup, ṁ doğrudan ölçüldüğü için bu örnek Q̇ belirsizlik bütçesine dahil edilmemiştir; ancak söz konusu parametrelerin ekipman bazlı belirsizlikleri Çizelge 3.6'da ayrıca sunulmuştur.

Çizelge 3.6. Ölçüm cihazlarına ait belirsizlik değerleri.

EKİPMAN	**BÜYÜKLÜK**	**DEĞER**	**HASSASİYET (±)**	**u (standart)**	u_r (%)	**TOPLAM (k=2)**
SUTO S212	$T_{giriş}$	33,0 °C	±0,3 °C	0,173 °C	0,525	U(T)= 0,346 °C; U_r=1,05%
SUTO S212	$T_{çıkış}$	74,4 °C	±0,3 °C	0,173 °C	0,233	U(T)= 0,346 °C; U_r=0,47%
Hesap (türetilmiş)	ΔT	41,4 °C	$T_{giriş}$, $T_{çıkış}$: ±0,3 °C	0,245 °C	0,592	U(ΔT)= 0,490 °C; U_r=1,18%
SUTO S401	ṁ	0,323 kg/s	±(1% okuma + 0,3%FS)	0,004463 kg/s	1,382	U(ṁ)= 0,008926 kg/s; U_r=2,76%
Basınç sensörü	P	P (ölçülen)	±0,1% FS	0,000924 MPa (0,0092 bar)	u_r=u(P) /P	U(P)=0,00 1848 MPa (0,0185 bar); U_r=U(P)/P
Testo 410-2	v	4,0 m/s	±(0,2 + 0,02v) m/s	0,162 m/s	4,041	U(v)= 0,323 m/s; U_r=8,08%
Sonuç	Q̇	13,47 kW	-	u_c=202 W	1,503	U_r=3,01%; U=405 W

3.4.7. Vidalı Kompresörlerde Volumetrik Verim Hesabı

Debimetre Yardımıyla Volumetrik Debi Ölçümleri ve Volumetrik Verim Hesabı

Debimetre yardımıyla yapılan deneylerde ölçülen değerler serbest hava debisi (SHD) olarak ifade edilir. Elde edilen serbest hava debisinin, kompresörün yer değiştirmesine (deplasmanına, ötelenmesine, süpürme hacmine) oranı volumetrik verim ifadesini ortaya çıkarır (Bureau of Energy Efficiency (BEE), 2018).

$$\eta_v\ (Volumetrik\ verim) = \frac{Serbest\ hava\ debisi\ (m^3/dak.)}{Kompresör\ yer\ değiştirmesi\ (m^3/dak.)} \times 100 \qquad (3.25)$$

Serbest hava debisi, debimetre yardımıyla ölçülerek elde edilen değerlerdir.
Kompresörün yer değiştirmesi ise vidalı kompresörlerde vida grubunun süpürme hacmi veya öteleme miktarı olarak ifade edilir (Bureau of Energy Efficiency (BEE), 2018). Vidalı kompresörlerde yer değiştirme miktarı, vida grubu emiş diyagramlarından (veya üretici tarafından sunulan karakteristik verilerden) elde edilir. Bu amaçla öncelikle kompresörde kullanılan motor gücüne karşılık gelen maksimum çalışma basıncındaki vida grubu dönüş devri belirlenir. Belirlenen vida grubu dönüş devrine bağlı olarak kompresörün maksimum çalışma basıncındaki yer değiştirme miktarı (teorik hacimsel debi) elde edilmektedir. Bu kapsamda, ölçüm yapılan her bir çalışma noktasında (basınç-devir çifti) yer değiştirme değeri, aynı çalışma noktasına karşılık gelecek şekilde seçilmiştir.

Tank Doldurma Süresi Yöntemiyle Volumetrik Debi Ölçümleri

Debimetre ile ölçümlerin değerlendirilmesinin ve uygulanmasının zor olduğu durumlarda tank doldurma süresiyle volumetrik debi tespit edilebilir (Bureau of Energy Efficiency (BEE), 2018). Bu ölçüm yönteminde kronometre yardımıyla kompresörün minimum basınçtan, maksimum basınca ulaşması esnasında geçen sürenin belirlenmesi en önemli kısımdır. Süre ölçüm hassasiyeti, ölçümü gerçekleştiren bireye direkt olarak

bağlıdır. Tank doldurma süresiyle volumetrik debi ölçümünde; serbest hava debisi şu şekilde tespit edilir:

$$\dot{V} = \frac{(P_2 - P_1)}{P_0} \times \frac{V}{t} \ (m^3/dak.) \tag{3.26}$$

$\dot{V}$: Serbest hava debisi (m^3/dak.)
P_2 : Kompresörün ulaştığı maksimum basınç (bar)
P_1 : Kompresörün çalışmaya başladığı ilk andaki basınç (bar)
P_0 : Atmosfer basıncı (bar)
V : Tank hacmi (m^3)
t : Maksimum basınca ulaşılana kadar geçen süre (dakika)

Denklem (3.26)'ten elde edilen değer serbest hava debisi olarak belirlenir. Kompresörün yer değiştirmesi, ilgili çalışma basıncı ve vida grubu dönüş devri için vida grubu emiş diyagramları/üretici verileri üzerinden tespit edilir. Kompresörün volumetrik verim değeri ise Denklem (3.25)'den yararlanılarak bulunur (Bureau of Energy Efficiency (BEE), 2018).

Bu çalışmada debimetre yardımıyla volumetrik debi ölçümleri ve volumetrik verim hesabı yönteminden yararlanılmıştır.

3.5. Isıl Analizler

Çapraz akışlı akışkanları birbiriyle karışmayan ısı değiştirici tipi olan kompresör radyatörleri için performans analizler yapabilmek için literatürde yer alan bazı ifadelerden faydalanılması gerekmektedir.

Isı değiştiricide gerçekleşen ısı transferi, sıcak akışkan tarafından bırakılan ısı miktarı ile soğuk akışkan tarafından alınan ısı miktarına eşittir (Çengel, 2011). Yağ-hava tarafı için enerji eşitlik denklemi matematiksel olarak şu şekilde yazılır:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{hava}.c_{p-hava}.(T_{hava-çıkış} - T_{hava-giriş}) = \dot{m}_{yağ}.c_{p-yağ}.(T_{yağ-giriş} - T_{yağ-çıkış}) \quad (3.27)$$

Benzer şekilde hava-hava tarafı içinde aynı denklem düzenini kullanmak doğru olacaktır.

Hesaplamaların 3.27 Denkleminde yerine konulabilmesi için bazı hesaplanması gereken değişkenler daha bulunmaktadır.

Fan debisini bulabilmek için Denklem 3.28'den yararlanılır:

$$\dot{m} = v_{fan}.A_{fan} \quad (3.28)$$

Burada v fan hızı (m/s), A_{fan} akış alanı (m^2) olarak ifade edilir. A_{fan} ise fanın süpürdüğü çap doğrultusunda hesaplanır (Denklem 3.29):

$$A_{fan} = \pi.r^2 \quad (3.29)$$

Burada r^2 fan yarıçapının karesidir.

Yağ debisini bulabilmek için ise Denklem 3.30'dan yararlanılmaktadır:

$$\dot{m}_{yağ} = \rho_{yağ}.\dot{v}_{yağ} \quad (3.30)$$

Genel olarak hızı bulabilmek için ise Denklem 3.31 kullanılır:

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho.A_{kesit}.N_{kanat}} \quad (3.31)$$

Akışın laminer ya da türbülanslı oluşu ise Reynolds (Re) sayısına bağlıdır.

$$Re = \frac{\rho.v.D_h}{\mu} \tag{3.32}$$

Reynolds sayısı Denklem 3.32 yardımıyla hesaplanmaktadır. Reynolds sayısı, akış rejimini belirlemek için kullanılan boyutsuz bir sayıdır. Akışkanın atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranını ifade eder (Incropera vd.,2007). Bu formül, hem hava hem de yağ tarafında kullanılabilir.

Re < 2300 → laminer akış
2300 < Re < 4000 → geçiş rejimi
Re > 4000 → türbülanslı akış olarak değerlendirilir.

D_h, hidrolik çap olarak ifade edilir ve kesit geometrisine bağlı olarak değişkenlik göstermektedir. Ancak genel olarak hidrolik çap (D_h) denklem 3.33 aracılığıyla bulunmaktadır.

$$D_h = \frac{4\ A_{kesit}}{Çevre\ Uzunluğu} \tag{3.33}$$

Elde edilen hidrolik çap tayininden sonra Nusselt (Nu) sayısının hesaplanması mümkün olur (Denklem 3.34).

$$Nu = \frac{h.D_h}{k} \tag{3.34}$$

h, ısı taşınım katsayısı iken; k, ısı iletim katsayısıdır. Burada dikkat edilmesi gereken en önemli husus; Nu korelasyonları akışın tipine ve akış geometrisine bağlı farklılıklar göstermektedir. Bölümün ilerleyen kısmında bu konuda detaylı veriler paylaşılmıştır.

Yağ-hava tarafı ve hava-hava taşınım dirençleri toplam direnç formülüyle birleştirilmiş ve toplam ısı transfer katsayısı Denklem 3.35 ve Denklem 3.36 ile bulunmaktadır.
Örnek olarak hava-yağ direnç formülü:

$$R_{toplam} = \frac{1}{(h_{yağ-hyi} * A_{yağ\ yüzey-hyi})} + \frac{1}{(h_{hava-hyd} * A_{hava\ yüzey-hyd})} + \frac{t}{\left(k_{alüminyum} * \frac{(A_{yağ\ yüzey-hyi} + A_{hava\ yüzey-hyd}}{2}\right)} \quad (3.35)$$

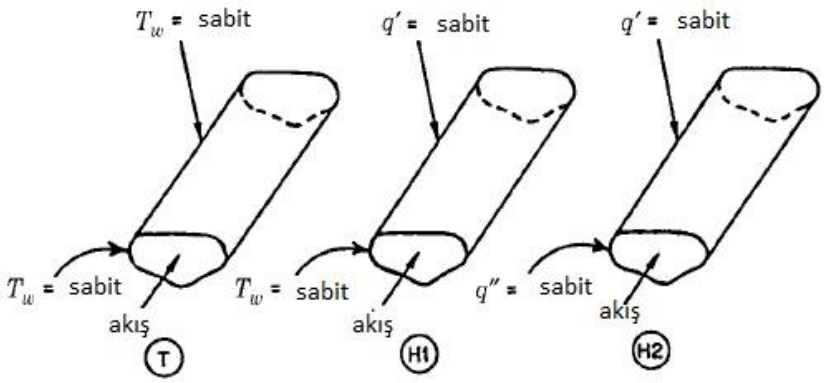
hyi indisi hava-yağ iç akış; hyd indisi hava-yağ dış akış olarak ifade edilmektedir. hhi indisi hava-hava iç akışı temsil ederken hhd indisi ise hava-hava dış akışı temsil etmektedir. Bu veriler doğrultusunda toplam ısı transfer katsayısı:

$$U = 1/R_{toplam} \quad (3.36)$$

olarak hesaplanmaktadır.

Farklı Kanatçık Geometrileri İçin Nusselt Sayısı Korelasyonlarının Seçimi ve Hesaplanması

Isı değiştiriciler için üç önemli termal sınır koşulu, Şekil 3.28'de gösterildiği gibi T, H1 ve H2'dir. T sınır koşulu, geçiş uzunluğu boyunca hem eksenel hem de çevresel olarak sabit duvar sıcaklığını ifade eder. Bu sınır koşulu, yüksek sıvı akış hızlarına sahip kondenserlerde, buharlaştırıcılarda ve sıvıdan gaza ısı değiştiricilerde yaklaşık olarak hesaplanır. H1 sınır koşulu, eksenel yönde sabit duvar ısı transfer oranını ve çevresel yönde herhangi bir kesitte sabit duvar sıcaklığını ifade eder. H2 sınır koşulu, eksenel yönde ve çevresel yönde sabit duvar ısı transfer oranını ifade eder (Shah & Sekulic, 2003). Kanal akışı için termal sınır koşulları: T sabit duvar sıcaklığı; H1 sabit çevresel duvar sıcaklığına sahip sabit eksenel duvar ısı akısı; H2 sabit eksenel ve çevresel duvar ısı akısıdır.



Şekil 3.28. Kanal akışı için termal sınır koşulları (Shah & Sekulic, 2003)

Dikdörtgen Tabanlı Kanatçık Geometrilerinde Akış

Bu kısımda, dikdörtgen, dikdörtgen delikli, hava yarıklı, çukurlu ve kanatsız tip kanat yapıları incelenmiştir.

Laminer akışta:

Kenar oranları kısa kenar/uzun kenar oranı ($a* = {}^{b}/_{a}$) ise $0 \leq (a*) \leq 1$ olması durumunda:

$$Nu = 8{,}235 \times \left((1 - 10{,}6044a^* + 61{,}1755(a^*)^2 - 155{,}1803(a^*)^3 + 176{,}9203(a^*)^4 - 72.9236(a^*)^5\right) \quad (3.37)$$

şeklinde hesaplanır (Shah & Sekulic, 2003). Hidrolik çap ise 3.38 denklemiyle elde edilir.

$$D_h = \frac{4\,ab}{2(a+b)} \quad (3.38)$$

Türbülanslı akışta:

Düz bir yüzey veya eşit pompalama gücü koşulları altında elde edilen Nusselt sayısını tanımlar. Yüksek Reynolds sayılarında genellikle karşılaştırmalı analizlerde referans olarak tercih edilir (Akyol & Bilen, 2006).

$$Nu = 0{,}419 \times Re^{0{,}565} \tag{3.39}$$

Üçgen Tabanlı Kanatçık Geometrilerinde Akış

Üçgen kesitli kanallarda tam gelişmiş laminer akış için Nusselt sayısı korelasyonları Shah & Sekulic (2003) tarafından sunulmuştur.

$(a* = {}^{b}/_{a})$ olan denklemi paylaşmışlardır. b üçgen yüksekliği, a ise taban uzunluğudur.

Laminer akışta:

$0 \leq (a*) \leq 1$ iken Denklem 3.13 elde edilmiştir;

$$Nu = -0{,}2113 \times \left((1 - 10{,}9962a^{*} - 15{,}1301(a^{*})^{2} + 16{,}5921(a^{*})^{3})\right) \tag{3.40}$$

$1 \leq (a*) \leq 8$ iken Denklem 3.14 elde edilmiştir;

$$Nu = 0{,}912 \times \frac{((a^{*})^{3} - 13{,}3739(a^{*})^{2} + 78{,}9211a^{*} - 46{,}6239)}{(a^{*})^{3}} \tag{3.41}$$

Türbülanslı akışta:

Literatürdeki çalışmalarında Zhang (2005) üçgen kesitli yüksek Reynolds sayılı kesit için korelasyon geliştirmiştir. Üniform ısı akısı sınır koşulları için korelasyon önermiştir (Denklem 3.42):

$$Nu = 0{,}192 \times Re^{0{,}599} \times Pr^{0{,}333} \tag{3.42}$$

Kıvrımlı ve Dalgalı Kanatçık Geometrilerinde Akış

Bu kısımda, kavrımlı, kıvrımlı delikli ve dalgalı kanat yapıları incelenmiştir.

Laminer akışta:

Shah & London (1978) tarafından sunulan ve eliptik kesitli kanallar için kullanılan yaklaşık tamamlanmış eliptik integral fonksiyonudur. Bu ifade, hidrolik çap ve taşınım analizi gibi hesaplamalarda kullanılır:

$$E(m) = 1 + 0{,}463015(1 - m) + 0.107781(1 - m)^2 - [0{,}245273(1 - m) + 0{,}041250(1 - m)^2] \times ln(1 - m) \quad (3.43)$$

Burada:

- $m = 1 - (x/y)^2$ olup, elipsin şekil oranına bağlı olarak değer alır.
- x : Eliptik kesitin yarı genişliği
- y : Eliptik kesitin yarı yüksekliği

$(a* = {}^{b}/_{a})$ yükseklik ve genlik oranı olarak ifade edilir (Shah & Sekulic, 2003). Hidrolik çap Denklem 3.44 ile bulunur:

$$D_h = \frac{\pi \times (\frac{b}{2})}{E(m)} \quad (3.44)$$

Nusselt sayı korelasyonları da aşağıdaki gibi denklem 3.45 ve 3.46 da verilmiştir.

$$Nu = 0{,}76a^* \quad , \ 0 \leq a^* \leq 0.125 \quad (3.45)$$

$$Nu = -0{,}0202(1 - 32{,}0594a^* - 216{,}1635(a^*)^2 + 244{,}3812(a^*)^3 - 82{,}4951(a^*)^4 + 7{,}6733(a^*)^5) \quad 0{,}125 < a^* \leq 2 \quad (3.46)$$

Türbülanslı akışta:

Türbülanslı akış rejiminde Nusselt sayısının belirlenmesinde Petukhov–Popov ve Gnielinski korelasyonları yaygın olarak kullanılmakta olup, bu çalışmada ilgili geçerlilik aralıkları kapsamında tercih edilmiştir (Petukhov & Popov, 1963; Gnielinski, 1976).

Petukhov sabiti C olarak ifade edilmiştir:

$$C = 1{,}07 + \frac{900}{Re} - \frac{0{,}63}{1+10.\mathrm{Pr}} \tag{3.47}$$

Petukhov–Popov Nusselt Sayısı ise aşağıdaki gibi verilmiştir (Petukhov & Popov,1963).

$$Nu = \frac{\frac{f}{2}.Re.Pr}{C + 12{,}7(f/2)^{1/2}.(\mathrm{Pr}^{2/3} - 1)} \tag{3.48}$$

Gnielinski Nusselt Sayısı aşağıdadır (Gnielinski, 1976).

$$Nu = \frac{(f/2)(Re - 1000)Pr}{1 + 12{,}7(f/2)^{1/2}.(\mathrm{Pr}^{2/3} - 1)} \tag{3.49}$$

Sürtünme katsayısı da verilen Reynolds aralığında yoğun olarak tercih edilmektedir.

$$f = 0{,}00128 + 0{,}1143Re^{-0{,}311} \quad ; 4000 \leq Re \leq 10^7 \tag{3.50}$$

Şaşırtmalı Kanatçık İçinden Akış

Şaşırtmalı kanatçık yapıları, kompakt ısı değiştiricilerde kullanılan ve akışın şaşırtılmasıyla ısı transferini artıran yapılardır. Bu geometrilerde klasik analitik çözümler zor olduğundan ampirik korelasyonlar tercih edilir.

Nusselt Sayısı Denklem 3.51'ten hesaplanır:

$$Nu = jRePr^{1/3} \tag{3.51}$$

Colburn Faktörü- j (deneysel olarak belirlenir)

$a = s/h$: kanat aralığı / kanat yüksekliği

$\delta = t/l$: kanat kalınlığı / kanat uzunluğu

$\gamma = t/s$: kanat kalınlığı / kanat aralığı olarak ifade edilir.

Laminer akışta:

$$j = 0.6522 \times Re^{\{-0.5403\}} \times a^{\{-0.1541\}} \times \delta^{\{0.1499\}} \times \gamma^{\{-0.0678\}} \tag{3.52}$$

şeklinde Denklem 3.52 yardımıyla hesaplanır.

$120 < Re < 10^5$

$0{,}6 < Pr < 250$

Geometri parametreleri deneysel çalışma sınırlarında olmalıdır (Manglik & Bergles 1995).

Türbülanslı akışta:

Aşağıdaki Denklem 3.26, dikdörtgen kesitli alt kanallara sahip şaşırtmalı kanat dizileri için geçerli olan ampirik ortalama Nusselt sayısı korelasyonudur:

$$Nu = 7{,}45 - 16{,}9a + 22{,}1a^2 - 9{,}75a^3 \tag{3.53}$$

Burada:

Nu : Hidrolik çap bazında ortalama Nusselt sayısı (boyutsuz)

$a = s/h$: Kanatçık açıklık oranı (boyutsuz); burada s, kanatlar arası boşluk ve h kanat yüksekliğidir.

Geçerlilik aralığı: $0 < a < 1$

Geometri: Rektangüler alt-kanallı şaşırtmalı kanat düzeni için geçerlidir (Muzychka & Yovanovich 2001).

Çukurlu Kanatçık İçinden Akış

Yuvarlatılmış kanallar için hidrolik çap;

$$D_h = 2 \times \frac{\left[\left(\left(R_c+\frac{1}{\sqrt{3}}\right)\times\left(1-\sqrt{3}\times R_c\right)\right)+\frac{\pi\times R_c^2}{3}\right]}{\left[\left(1-\sqrt{3}\times R_c\right)+\pi\times\frac{R_c}{3}\right]} \quad (3.54)$$

denkleminden hesaplanır. Burada R_c, kanal köşe yuvarlatma yarıçapının karakteristik uzunluğa oranı olarak tanımlanan boyutsuz eğrilik parametresidir. (Bharath Raju vd., 2023).

Laminer akışta:

Yuvarlatma etkisi ihmal edilerek kesit dikdörtgen kabulü altında Nusselt sayısı Denklem (3.54) ile hesaplanmıştır.
Türbülanslı akışta:

Denklem 3.55, Sara (2003) çalışmasında düz bir yüzey için elde edilen ortalama Nusselt sayısını (Nu) hesaplamak amacıyla geliştirilmiştir:

$$Nu = 0{,}0919 \times Re^{0{,}706} \times Pr^{\frac{1}{3}} \quad (3.55)$$

Yüksek Reynolds sayıları için kullanılabilir.

Türbülans şiddeti (I) Denklem 3.56 aracılığıyla hesaplanabilir:

$$I = \frac{0,16}{Re^{0,125}} \tag{3.56}$$

3.6. Nümerik Analizler

Bu tez kapsamında, çalışma geometrisinin katı modeli SolidWorks yazılımında oluşturulmuş; nümerik analizler ANSYS Workbench ortamında gerçekleştirilmiş ve HAD/CFD çözümleri için ANSYS Fluent (ANSYS 2025 R1) çözücüsü kullanılmıştır (ANSYS, 2025).

ANSYS Fluent, sonlu hacimler yöntemi temelli bir HAD platformu olup süreklilik, momentum ve enerji denklemlerini sayısal olarak çözerek akış ve ısı transferi problemlerinin modellenmesine olanak sağlar (ANSYS, 2025). Türbülanslı akışların çözümünde bu tezde Reynolds Ortalamalı Navier–Stokes (RANS; Reynolds-Averaged Navier–Stokes) yaklaşımı kullanılmıştır. RANS yönteminde anlık akış değişkenleri ortalama ve dalgalanan bileşenlere ayrılır (ör. $u = \bar{u} + u'$) ve yönetici denklemler ortalama alınmış büyüklükler üzerinden çözülür. Bu işlem Reynolds gerilmeleri nedeniyle bir kapanış problemi doğurduğundan, türbülansın etkisi seçilen türbülans modeli aracılığıyla (örn. μ_t türbülans viskozitesi yaklaşımı) modellenir (ANSYS, 2025; Wilcox, 2006). RANS yaklaşımı; mühendislik uygulamalarında ihtiyaç duyulan ortalama akış/sıcaklık alanlarını makul hesaplama maliyetiyle sağlayabilmesi ve parametrik tasarım çalışmalarında sağlam/kararlı sonuçlar üretmesi nedeniyle tercih edilmiştir (ANSYS, 2025.; Wilcox, 2006).

3.6.1. Modelleme ve Çözüm Ağı

HAD analizlerinde geometri üzerinden oluşturulan akış hacmi kontrol hacimlerine bölünerek ayrıklaştırılır ve yönetici denklemler her bir hücre için sayısal olarak çözülür (ANSYS, 2025). Bu nedenle ağ yapısı (mesh), özellikle duvar yakınındaki hız ve

sıcaklık gradyenlerinin doğru yakalanması açısından kritik öneme sahiptir (ANSYS, 2025). Bu çalışmada duvar yakınında sınır tabakasını temsil edebilmek amacıyla inflation katmanları kullanılmış; ağ kalitesi kriterleri (ör. düşük skewness ve yeterli orthogonal quality) gözetilmiştir (ANSYS, 2025).

Bu tezde kullanılan temel yönetici denklemler aşağıda verilmiş; her bir denklemin fiziksel anlamı ayrıca açıklanmıştır (ANSYS, 2025).

Süreklilik (kütlenin korunumu) denklemi:

$$\nabla \cdot u = 0 \tag{3.57}$$

Denklem 3.57, sıkıştırılamaz akış varsayımı altında kütlenin korunumunu ifade eder. Yoğunluğun sabit kabul edildiği durumda hız vektörünün (u) diverjansının sıfır olması, kontrol hacminde net kütle birikimi olmadığını gösterir (ANSYS, 2025).

Momentumun korunumu (RANS formu):

$$\rho\,(u \cdot \nabla)u = -\nabla p + \nabla \cdot [(\mu + \mu_t)(\nabla u + (\nabla u)^T)] \tag{3.58}$$

Denklem 3.58, atalet terimleri, basınç gradyeni ve viskoz gerilmeleri içerir. Burada ρ yoğunluk (kg/m³), p basınç (Pa), μ dinamik viskozite (Pa·s) ve μ_t türbülans (eddy) viskozitesidir. RANS yaklaşımında türbülansın momentum taşınımına etkisi, μ_t aracılığıyla etkin bir difüzyon terimi olarak temsil edilir; μ_t değeri seçilen türbülans modeli ile hesaplanır (ANSYS, 2025.; Wilcox, 2006).

Enerji denklemi:

$$\rho\, c_p\, (u \cdot \nabla T) = \nabla \cdot (k_{eff}\, \nabla T) + S_T \tag{3.59}$$

Denklem 3.59, akışla taşınan ısının (konveksiyon) ve iletimle taşınan ısının (difüzyon) dengesini temsil eder. Burada T sıcaklık (K veya °C), c_p sabit basınçtaki özgül ısı

(J/(kg·K)), k_{eff} etkin ısı iletkenliğidir. k_{eff} genellikle moleküler ısı iletkenliği ile türbülans kaynaklı ısı taşınımını temsil eden türbülans iletkenliğinin toplamı olarak ele alınır; S_T ise varsa hacimsel ısı kaynağı terimini temsil eder (ANSYS, 2025).

3.6.2. Ağdan Bağımsızlık

HAD sonuçlarının güvenilirliği yalnızca fiziksel modele değil, sayısal ayrıklaştırma (mesh) hatasına da bağlıdır. Bu nedenle basınç kaybı, çıkış sıcaklığı, toplam ısı transferi ve/veya ortalama ısı taşınım katsayısı gibi hedef büyüklükler için ağdan bağımsızlık çalışması yapılmıştır. Ağ inceltildikçe hedef büyüklüğün değişiminin azalması, çözümün sayısal olarak kararlı bir değere yaklaştığını gösterir (Roache, 1994).

Ağdan bağımsızlığın sistematik raporlanmasında Richardson ekstrapolasyonu ve Grid Convergence Index (GCI) yaklaşımı önerilmektedir (Roache, 1994). Bu tezde kaba–orta–ince olmak üzere en az üç farklı ağ kullanılmış; hedef büyüklükler arasındaki değişim izlenerek ağ inceltme yeterliliği değerlendirilmiştir (Roache, 1994).

Richardson ekstrapolasyonu:

$$\varphi_{ext} = \varphi_1 + \frac{(\varphi_1 - \varphi_2)}{(r^p - 1)} \tag{3.60}$$

Denklem 3.60'ta φ_{ext} en ince ağ için ekstrapole çözümü, φ_1 ve φ_2 sırasıyla ince ve bir önceki ağ çözümünü; $r = h_2/h_1$ ağ inceltme oranını ve p efektif yakınsama mertebesini ifade eder (Roache, 1994).

Grid Convergence Index (GCI):

$$GCI_{12} = \frac{(F_s * (\frac{(\varphi_1 - \varphi_2)}{\varphi_1}))}{(r^p - 1)} * 100\% \tag{3.61}$$

Denklem 3.61, ağ inceltmeye bağlı göreli belirsizliği yüzde olarak verir. F_s güvenlik faktörünü temsil eder (çoğu uygulamada 1,25 alınır). Bu tezde ardışık ağlar arasındaki

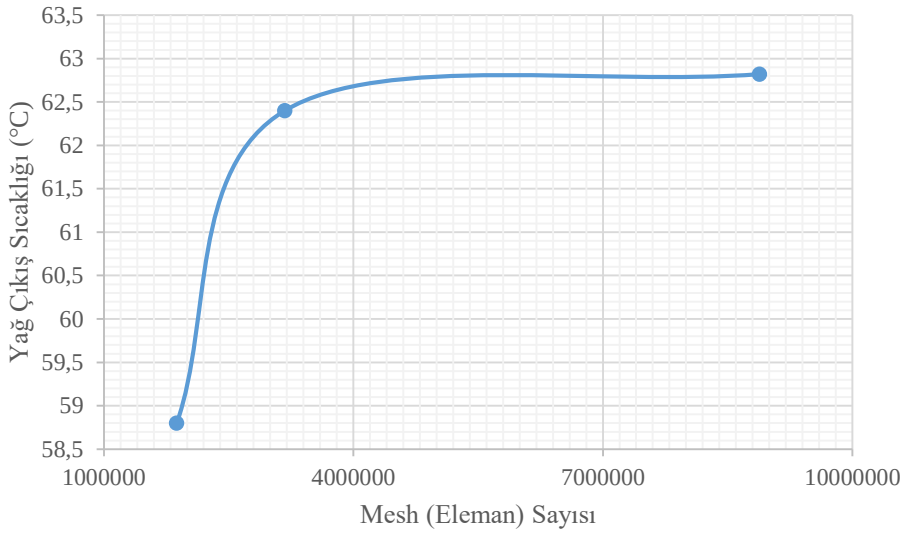
farkın azalması ve GCI değerlerinin küçülmesi, ağdan bağımsızlık kriteri olarak değerlendirilmiştir (Roache, 1994).

Baz geometri için çözüm alanı kaba, orta ve sık olmak üzere üç farklı ağ yoğunluğunda oluşturularak ağdan bağımsızlık çalışması gerçekleştirilmiştir. İlgili ağ yapıları için eleman sayıları Çizelge 3.7'de sunulmuş; ağdan bağımsızlık değerlendirmesi ise yağ çıkış sıcaklığı parametresi üzerinden yapılmıştır.

Çizelge 3.7. Ağdan bağımsızlık çalışmasında kullanılan ağ yapıları ve yağ çıkış sıcaklığı sonuçları

Ağ yapısı	**Eleman sayısı**	**Yağ çıkış sıcaklığı (°C)**
Kaba	1.874.983	58,80
Orta (Seçilen)	3.174.664	62,40
Sık	8.884.518	62,82

Yağ çıkış sıcaklıklarının ağ yoğunluğuna bağlı değişimi Şekil 3.29'da verilmiştir. Şekil 3.29'dan görüldüğü üzere, orta ve sık ağlarda elde edilen yağ çıkış sıcaklığı değerleri birbirine çok yakın olup (62,40 °C ve 62,82 °C), kaba ağda hesaplanan değer belirgin şekilde daha düşük kalmıştır (58,80 °C). Bu durum, kaba ağda çözümün yeterli yakınsamayı sağlayamadığını ve sayısal hatanın görece yüksek olduğunu göstermektedir. Orta ve sık ağların sonuçlarının neredeyse çakışması, çözümün ağdan bağımsızlık bölgesine ulaştığını işaret ettiğinden, hesap yükü–doğruluk dengesi dikkate alınarak 3.174.664 elemanlı orta ağ yapısı seçilmiştir.



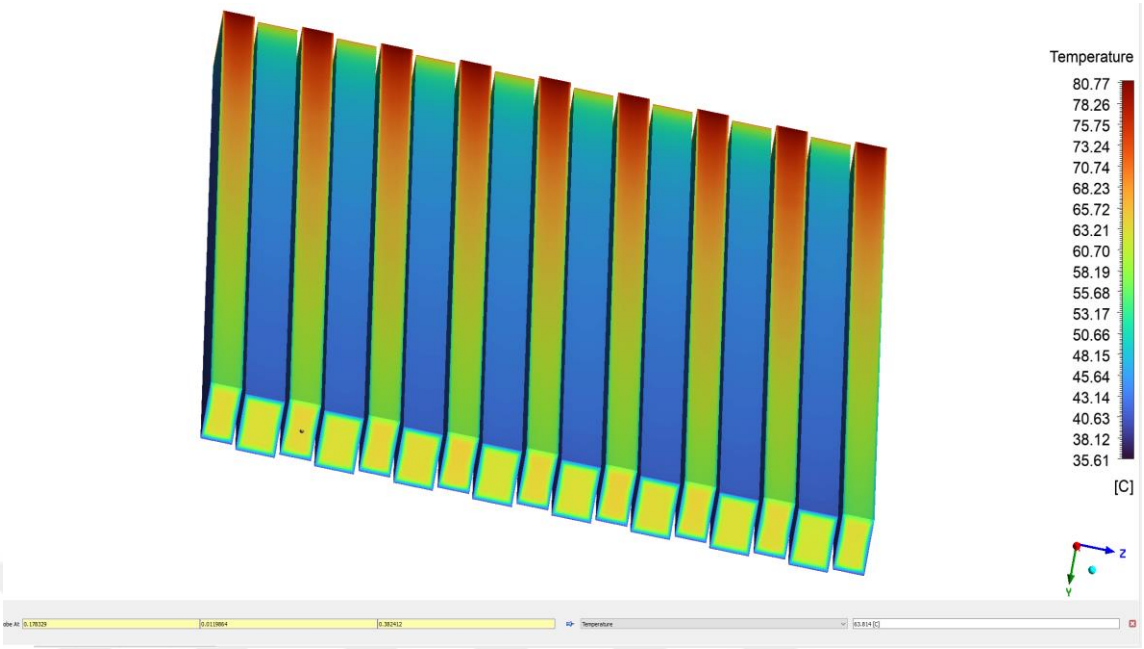
Şekil 3.29. Yağ çıkış sıcaklığının ağ eleman sayısına bağlı değişimi (ağdan bağımsızlık çalışması).

3.6.3. Simülasyonların Doğrulama Çalışması

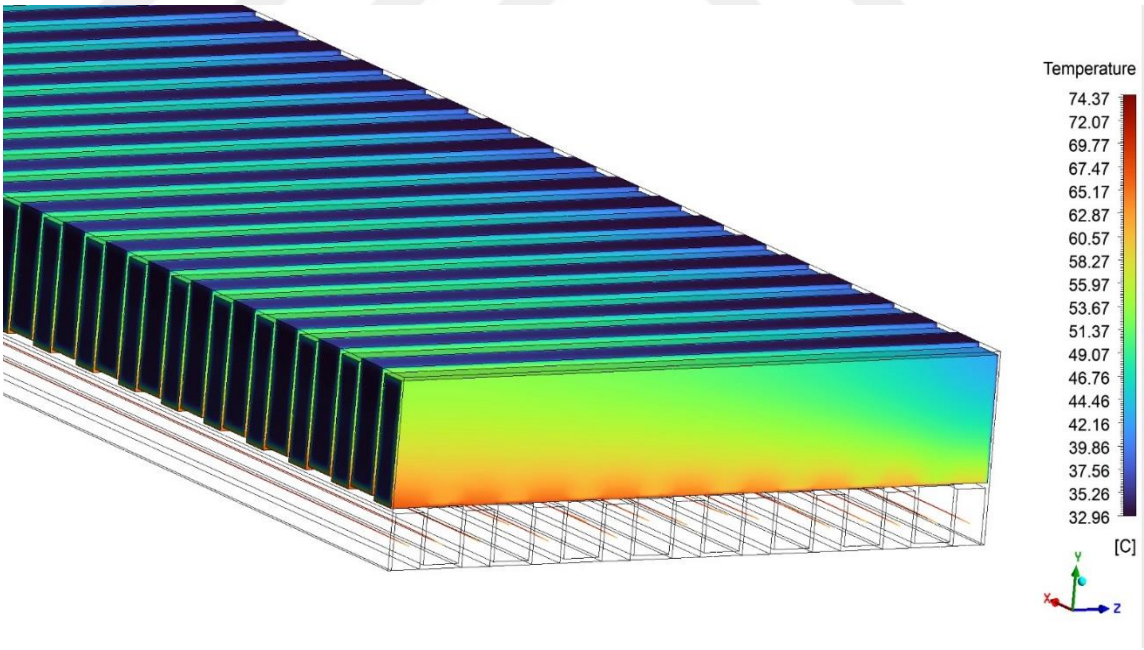
Hava–yağ radyatörüne ait sayısal modelin doğrulanması amacıyla, deneysel ölçümler ile nümerik analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. Bu kapsamda hava ve yağ tarafında giriş ve çıkış sıcaklıkları dikkate alınmış; deneysel ve nümerik sonuçlar Çizelge 3.8'te sunulmuş ve Şekil 3.30–Şekil 3.32 yardımıyla değerlendirilmiştir.

Çizelge 3.8. Hava–yağ radyatörü için deneysel ve nümerik çalışmalarda elde edilen giriş–çıkış sıcaklıklarının karşılaştırılması.

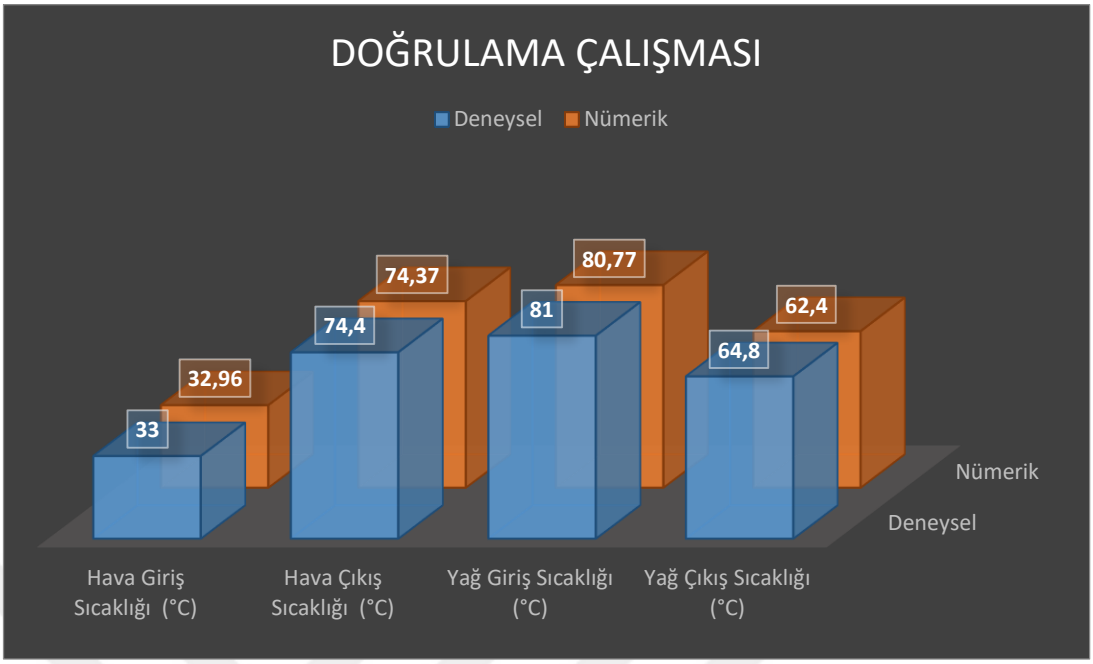
Çalışma Tipi	Deneysel	Nümerik
Hava Giriş Sıcaklığı (°C)	33	32,96
Hava Çıkış Sıcaklığı (°C)	74,4	74,37
Yağ Giriş Sıcaklığı (°C)	81	80,77
Yağ Çıkış Sıcaklığı (°C)	64,8	62,4



Şekil 3.30. Yağ tarafı sıcaklık dağılımının nümerik sonuçları (radyatör kesiti).



Şekil 3.31. Hava tarafı sıcaklık dağılımının nümerik sonuçları (radyatör kesiti).



Şekil 3.32. Deneysel ve nümerik giriş–çıkış sıcaklıklarının karşılaştırılması (doğrulama grafiği).

Çizelge 3.8 ve Şekil 3.32 birlikte değerlendirildiğinde, hava tarafında deneysel ve nümerik sonuçların yüksek uyum gösterdiği görülmektedir. Hava giriş sıcaklığı için yüzde hata %0,12 iken, hava çıkış sıcaklığı için yüzde hata %0,04 düzeyindedir. Yağ giriş sıcaklığında yüzde hata %0,28 olup, yağ çıkış sıcaklığında nümerik sonucun deneysel değere kıyasla daha düşük hesaplandığı ve yüzde hatanın %3,70 seviyesine çıktığı belirlenmiştir. Bu sapmanın; sınır şartları, malzeme özelliklerinin sıcaklığa bağlı değişimi, temas/ara yüz varsayımları ve ölçüm belirsizlikleri gibi etkenlerden kaynaklanabileceği değerlendirilmektedir.

Sonuç olarak, deneysel verilerle yapılan karşılaştırma, kurulan sayısal modelin hava–yağ radyatörünün giriş/çıkış sıcaklıklarını %0,04–%3,70 hata aralığında öngörebildiğini ve bu nedenle modelin doğrulanmış kabul edilerek tasarım değerlendirmelerinde güvenle kullanılabileceğini göstermektedir.

3.6.4. Türbülans Modeli ve Çözümleme

Mühendislik ölçekli problemlerde türbülansın doğrudan sayısal çözümü (DNS) yüksek hesaplama maliyeti nedeniyle çoğu zaman uygulanabilir değildir. Bu nedenle RANS tabanlı iki denklemli türbülans modelleri, çözüm maliyeti ve sağlamlığı açısından yaygın şekilde tercih edilmektedir (Wilcox, 2006).

Bu tezde türbülans modeli olarak SST k–ω (Shear Stress Transport) modeli kullanılmıştır. SST yaklaşımı, duvar yakınında k–ω modelinin avantajlarını korurken serbest akım bölgesinde k–ε davranışına geçiş yaparak klasik k–ω modelinin serbest akım hassasiyetini azaltmayı hedefler (Menter, 1994; NASA, 2026). Ayrıca SST, shear-stress limiter yaklaşımıyla türbülans viskozitesini sınırlayarak ters basınç gradyeni ve ayrılma içeren akışlarda daha güvenilir sonuçlar vermeyi amaçlar (Menter, 1994; ANSYS, 2025; NASA, 2026).

Bu çalışmada SST k–ω modelinin seçilme gerekçeleri: (i) duvar yakınında sınır tabakasının daha başarılı temsil edilmesi ve ısı transferine duyarlı bölgelerde daha sağlam performans, (ii) ters basınç gradyeni ve ayrılma görülebilen akışlarda iyileştirilmiş tahmin kabiliyeti, (iii) serbest akım türbülans girdilerine duyarlılığın azaltılması ve (iv) ANSYS Fluent içerisinde yerleşik ve yaygın doğrulama geçmişine sahip bir model olmasıdır (Menter, 1994; NASA, 2026.; ANSYS, 2025).

SST k–ω modeli için türbülans taşınım denklemleri:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho k\, u) = P_k - \beta * \rho k\omega + \nabla \cdot [(\mu + \sigma_k\, \mu_t)\nabla k] \quad (3.62)$$

Denklem 3.62, türbülans kinetik enerjisi k için taşınım denklemidir. P_k türbülans üretim terimini, β*ρkω ise dağılım terimini temsil eder. Difüzyon terimi, moleküler ve türbülanslı difüzyon etkilerini içerir (ANSYS, 2025; NASA, 2026).

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\omega\, u) = \alpha(\omega/k)\, P_k - \beta\rho\omega^2 + \nabla \cdot [(\mu + \sigma_\omega\, \mu_t)\nabla\omega] + D_\omega \quad (3.63)$$

Denklem 3.63, özgül dağılım oranı ω için taşınım denklemidir. D_ω, SST modeline özgü çapraz difüzyon düzeltme terimidir (Menter, 1994; ANSYS, 2025.; NASA, 2026).
Türbülans viskozitesi (shear-stress limiter ile):

$$\mu_t = \frac{\rho\, a_1\, k}{max(a_1\, \omega, S\, F_2)} \tag{3.64}$$

Denklem 3.64, SST modelinde türbülans viskozitesinin shear-stress limiter ile sınırlandırılmış formunu gösterir. Bu sınırlama, özellikle ayrılmalı akışlarda aşırı μ_t oluşumunu engelleyerek daha gerçekçi kesme gerilmesi tahminleri sağlar (Menter, 1994; NASA, 2026).

3.7. Vidalı Kompresörlerde Soğutma Sistemi Performansının Taguchi Yöntemi ile Analiz ve Optimizasyonu

Bu çalışmada, vidalı kompresörlerde kullanılan soğutma sisteminin ısıl performansı, Taguchi deney tasarımı ve çoklu doğrusal regresyon analizleri birlikte kullanılarak kapsamlı bir şekilde incelenmiştir. Çalışmanın temel amacı, sistem performansını belirleyen parametreleri ortaya koymak ve minimum ortalama yağ çıkış sıcaklığı ile maksimum ortalama hava çıkış sıcaklığını sağlayan optimum çalışma koşullarını belirlemektir. Bu doğrultuda hem parametrelerin göreli önemleri hem de fiziksel etkileri istatistiksel ve mühendislik bakış açısıyla değerlendirilmiştir.

Taguchi analiz denklemleri

Maksimum, minimum ve nominal performans değerleri için eşitlik 3.65, 3.66 ve 3.67 kullanılmaktadır (Taguchi, 1990).

$$S/N_{max} = -10\log\left(\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{y_i{}^2}\right) \tag{3.65}$$

$$S/N_{min} = -10\log\left(\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} {y_i}^2\right) \quad (3.66)$$

$$S/N_{nom} = 10\log\left(\frac{\bar{y}^2}{s^2}\right) \quad (3.67)$$

$$\bar{y} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} y_i \qquad s^2 = \frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}(y_i - \bar{y})^2 \quad (3.68)$$

Burada n bir denemedeki test sayısı, y_i performans karakteristikleri için simülasyondan elde edilen verinin i. değeri, $\bar{y}$ gözlem değerlerinin ortalaması ve s^2 gözlem değerlerinin varyansıdır. Simülasyon ile elde edilen veriler. Taguchi yöntemi ile yapılan analiz sonucunda aynı zamanda tahmin edilebilir.

$$S/N' = S/N_{avg} + \sum_{i=0}^{p}\left(S/N_i - S/N_{avg}\right) \quad (3.69)$$

Burada; S/N' tahmini S/N oranı, S/N_{avg} tüm S/N oranlarının ortalaması, p faktör sayısı, S/N_i her bir faktörün optimum seviyedeki S/N oranıdır.

Hesaplanan tahmini S/N' oranı, eşitlik 3.70'de kullanılarak optimum analiz kombinasyonu için tahmini ölçüm sonuç değeri elde edilir. Daha sonra bu değer ile simülasyon sonucu karşılaştırılarak, Taguchi analizi ile simülasyon sonuçlarının uyumlu olup olmadığı araştırılabilir.

$$\text{Tahmin edilen değer} = 10^{-\frac{S/N'}{20}} \quad (3.70)$$

4. BULGULAR

Bu bölümde, deneysel ölçümlerden elde edilen sonuçlar ile teorik/analitik yaklaşımla hesaplanan değerler, ilgili parametrelere bağlı olarak ayrıntılı biçimde incelenmiştir. Deneysel ve teorik kapsamda ele alınan parametrelerin, nümerik sonuçlarla karşılaştırmaları sunulmuştur. Ayrıca, aksiyel fan yerine radyal fan kullanılmasının sistem performansına etkisi, yapılan hesaplamalar ve karşılaştırmalı değerlendirmeler ile ortaya konmuştur.

4.1. Deneysel Analiz Sonuçları

15 kW, 22 kW ve 37 kW gücündeki vidalı kompresörler için gerçekleştirilen deneysel çalışmalar kapsamında elde edilen ölçüm sonuçları ve bu sonuçlara ilişkin değerlendirmeler ele alınmıştır.

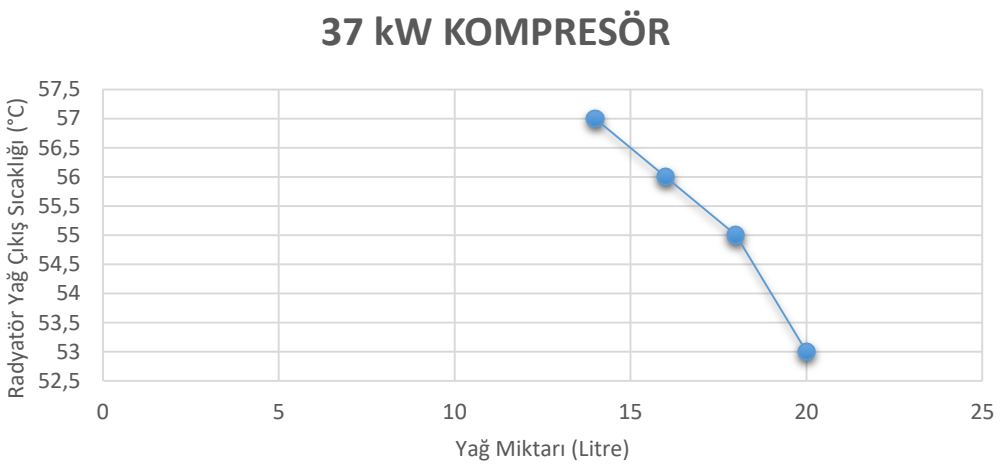
37 kW (50 HP) gücündeki vidalı kompresörler üzerinde gerçekleştirilen deneysel çalışmaların sonuçları, aşağıda grafiksel olarak sunulmuştur.

Standart olarak üretilen kompresör, ilk çalıştırma anında 20 litre kompresör yağı içermektedir. Deneysel çalışmalarda sırasıyla 18 litre, 16 litre ve 14 litre kompresör yağı kullanılarak radyatör yağ çıkış sıcaklıkları ölçülmüş ve elde edilen sonuçlar Şekil 4.1'de grafiksel olarak sunulmuştur.

Şekil 4.1 incelendiğinde, 20 litre kompresör yağı bulunan durumda radyatör yağ çıkış sıcaklığının 53 °C olduğu görülmektedir. Yağ miktarının 18 litreye düşürülmesiyle bu sıcaklık 55 °C'ye, 16 litreye düşürülmesiyle 56 °C'ye ve 14 litreye düşürülmesiyle 57 °C'ye yükselmiştir. Bu sonuçlar, yağ miktarının azalmasına bağlı olarak radyatör çıkış yağ sıcaklığında artış meydana geldiğini açıkça göstermektedir.

Kompresör yağları için tipik çalışma sıcaklık aralığı genel olarak 60–90 °C olarak verilmektedir (Setral, 2020). Bu açıdan bakıldığında 53–57 °C aralığındaki sıcaklıklar mutlak anlamda kritik seviyelerde değildir. Bununla birlikte yağ miktarındaki azalma

yağın sistem içindeki ısıl kapasitesini düşürdüğünden aynı ısı yükünün daha küçük bir yağ kütlesi tarafından taşınması sonucu sıcaklık artışı eğilimi ortaya çıkmaktadır. Yağ sıcaklığındaki artışın oksidasyon hızını artırarak yağın kimyasal yaşlanmasını hızlandırdığı ve yağ ömrünü olumsuz etkileyebileceği literatürde belirtilmektedir (Opet Fuchs, 2022; Noria Corporation, 2019). Bu nedenle, her ne kadar 14 litre yağ miktarı için ölçülen 57 °C sıcaklık değeri kısa süreli işletme açısından kabul edilebilir sınırlar içerisinde kalsa da, sistemin ısıl kararlılığı ve uzun dönemli güvenilirliği açısından nominal yağ miktarına yakın değerlerle çalışmanın daha güvenli olduğu sonucuna varılmıştır. Radyatör yağ çıkış sıcaklığı Şekil 3.2'de 8B noktasında gösterilmiştir.



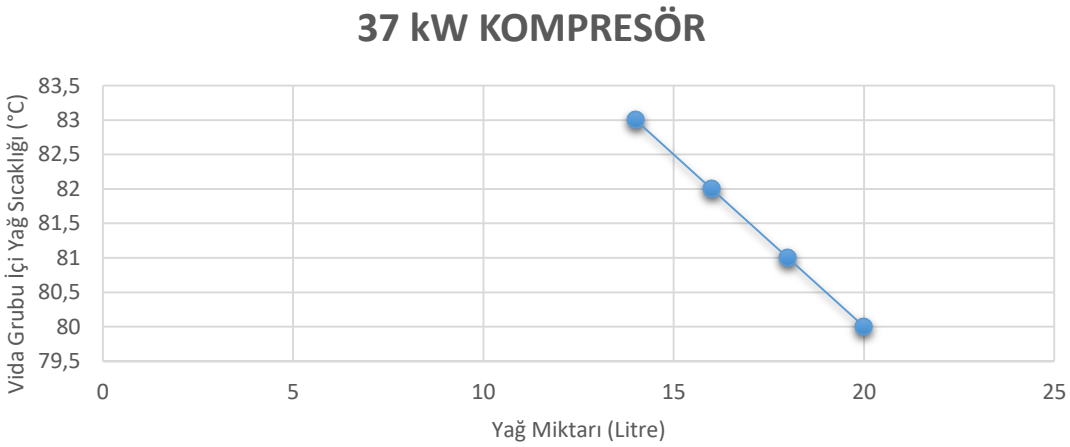
Şekil 4.1. 37 kW vidalı kompresörde yağ miktarına bağlı radyatör yağ çıkış sıcaklığı.

Yağ miktarına bağlı olarak incelenen bir diğer kritik parametre, vida grubu içi yağ sıcaklıklarıdır. Vida grubu, sıkıştırma sürecinde oluşan ısı üretimi, sürtünme ve türbülanslı karışım etkileri nedeniyle sistemin ısıl açıdan en kritik bölgelerinden biridir. Bu nedenle yağ miktarındaki değişimlerin, öncelikle vida grubu içi sıcaklıklara yansıması beklenmektedir.

Bu kapsamda sistemde sırasıyla 20 litre, 18 litre, 16 litre ve 14 litre kompresör yağı bulunması durumlarında vida grubu içi yağ sıcaklıkları ölçülmüş ve sonuçlar Şekil 4.2'de sunulmuştur. Elde edilen değerlere göre vida grubu içi yağ sıcaklığı sırasıyla 80 °C, 81 °C, 82 °C ve 83 °C olarak ölçülmüştür (Şekil 3.2-2A noktası). Bu sonuçlar,

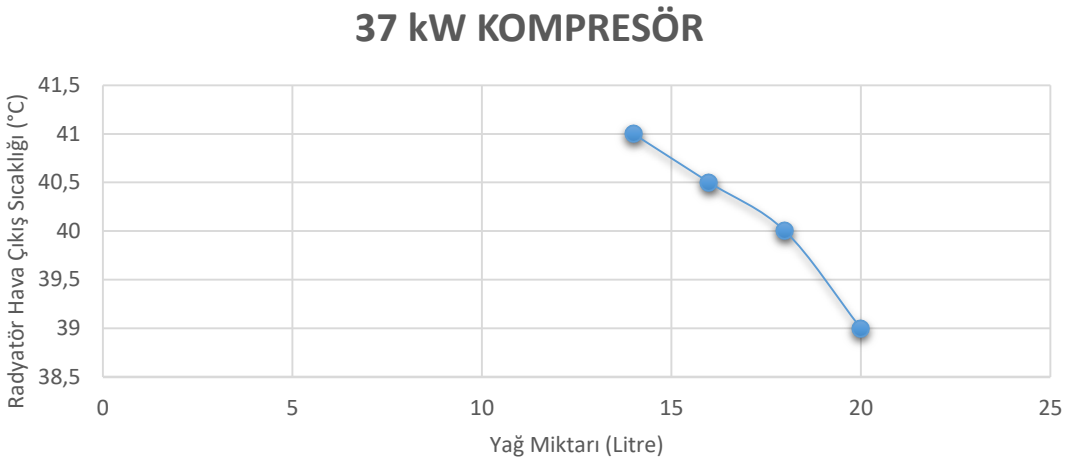
kompresör yağ miktarı arttıkça vida grubu içi yağ sıcaklığının azaldığını, yağ miktarı azaldıkça ise sıcaklığın arttığını açıkça göstermektedir.

Her ne kadar 20 litre ile 14 litre arasındaki değişimde sıcaklık farkı yaklaşık 3 °C gibi görece sınırlı görünse de, bu fark vida grubu gibi ısıl yüklerin yoğunlaştığı bir bölgede termal güvenlik ve yağın çalışma koşulları açısından önem taşımaktadır. Yağ miktarının azalmasıyla yağın toplam ısıl kapasitesi düştüğünden, aynı ısı yükü daha küçük bir yağ kütlesi tarafından taşınmakta ve sıcaklık seviyesi yükselmektedir. Ayrıca düşük yağ miktarı, vida grubu çevresinde yağın ısıyı yüzeylerden uzaklaştırma ve sıcaklık dalgalanmalarını sönümleme kabiliyetini sınırlandırabilmektedir.



Şekil 4.2. 37 kW vidalı kompresörde yağ miktarına bağlı vida grubu içi yağ sıcaklığı.

Çalışma koşullarında akışın türbülanslı karakteri nedeniyle taşınım mekanizması güçlüdür; ancak yağ miktarındaki azalma ile ortaya çıkan ısıl kapasite düşüşü ve yerel ısı üretimi, neticede vida grubu içi sıcaklıkların artmasıyla sonuçlanmıştır. Dolayısıyla, yağ miktarının yalnızca radyatör çıkış sıcaklığını değil, aynı zamanda kompresörün en kritik bölgesi olan vida grubunun ısıl çalışma seviyesini de etkilediği görülmüştür.



Şekil 4.3. 37 kW vidalı kompresörde yağ miktarına bağlı radyatör hava çıkış sıcaklığı.

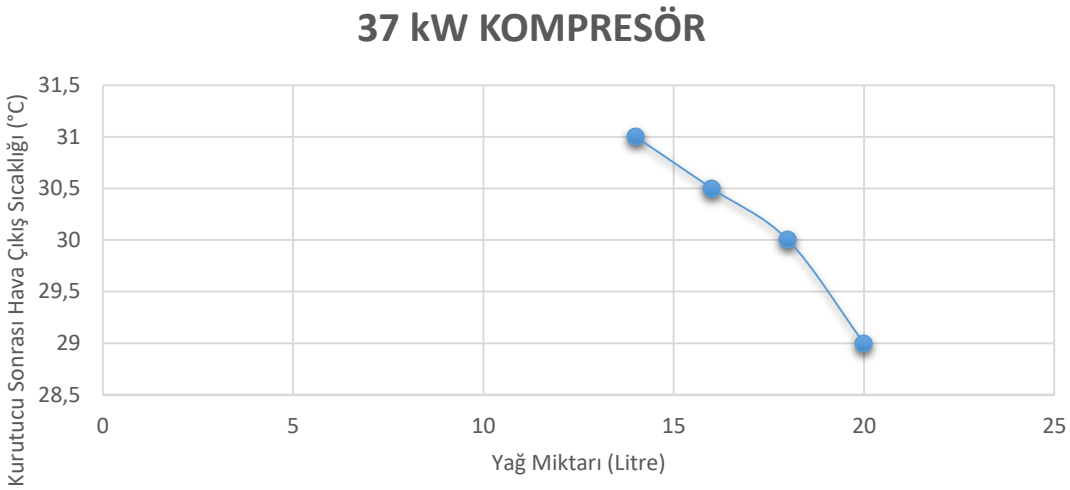
Bu artışın yaklaşık 2 °C ile sınırlı kalması, radyatörün hava tarafındaki çıkış sıcaklığının (Şekil 3.2-9B noktası) yalnızca yağ miktarına değil; aynı zamanda hava debisi, fan karakteristiği, ortam koşulları ve hava tarafı taşınım direnci gibi parametrelere de güçlü biçimde bağlı olmasından kaynaklanmaktadır. Hava tarafındaki akış türbülanslı rejimde gerçekleştiği için karışım ve taşınım etkisi görece yüksektir; bu durum, yağ tarafında meydana gelen değişimlerin hava çıkış sıcaklığına daha sönümlenmiş bir şekilde yansımasına neden olmaktadır. Başka bir ifadeyle, yağ miktarındaki azalma hava çıkış sıcaklığında artış oluşturmakta; ancak hava tarafındaki yüksek taşınım kapasitesi nedeniyle bu artış sınırlı seviyede kalmaktadır.

Hava çıkış sıcaklığındaki artışın küçük görünmesi, etkinin önemsiz olduğu anlamına gelmemektedir. Yağ miktarındaki azalma ile birlikte yağ tarafındaki sıcaklık seviyesi yükseldiğinden, radyatör üzerinden hava tarafına aktarılan ısıl yükte de artış eğilimi beklenir ve Şekil 4.3'te gözlenen artış bu eğilimle tutarlıdır. Ayrıca bu fark, tek bir işletme noktasında küçük görünse dahi; yüksek ortam sıcaklığı, fan debisindeki azalma, radyatör kirlenmesi veya daha yüksek yük koşulları gibi gerçek çalışma şartlarıyla birleştiğinde sistemin termal güvenlik marjını azaltabilecek bir eğilim olarak değerlendirilmelidir. Dolayısıyla Şekil 4.3, yağ miktarındaki azalmanın hava tarafında sınırlı fakat tutarlı bir sıcaklık artışına yol açtığını ve sistemin genel ısıl dengesini

etkilediğini göstermektedir. Sonuç olarak, hava çıkış sıcaklığındaki değişim küçük görünse de, eğilimin sürekliliği yağ miktarının radyatörün toplam ısı atım performansı üzerinde etkili olduğunu ortaya koymaktadır.

Yağ miktarına bağlı olarak değerlendirilen bir diğer kriter, kurutucu sonrası basınçlı hava çıkış sıcaklığıdır (Şekil 3.19-14 nolu bileşen çıkışı). Değişken kompresör yağ miktarlarına bağlı kurutucu sonrası basınçlı hava çıkış sıcaklıkları Şekil 4.4'te grafiksel olarak sunulmuştur. Bu kapsamda, sistemde sırasıyla 20 litre, 18 litre, 16 litre ve 14 litre kompresör yağı bulunması durumlarında yapılan ölçümler sonucunda kurutucu sonrası basınçlı hava çıkış sıcaklıkları sırasıyla 29 °C, 30 °C, 30,5 °C ve 31 °C olarak elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar, yağ miktarı azaldıkça kurutucu sonrası basınçlı hava çıkış sıcaklığının arttığını göstermektedir.

Çıkış sıcaklığındaki artışın yaklaşık 2 °C ile sınırlı kalması, soğutmalı kurutucunun çıkış sıcaklığının yalnızca kompresör/radyatör sonrası hava sıcaklığına değil; aynı zamanda kurutucunun soğutma kapasitesine, ısı değiştirici verimine, debi koşullarına ve ortam şartlarına bağlı olmasından kaynaklanmaktadır. Buna rağmen artış eğiliminin tüm yağ seviyelerinde aynı yönde devam etmesi, yağ miktarındaki azalmanın sistemin genel ısıl dengesini kurutucu çıkışına kadar taşıdığını göstermektedir. Özellikle yüksek ortam sıcaklığı veya uzun süreli çalışma koşullarında, küçük sıcaklık artışlarının soğutmalı kurutucunun performansı ve sistemin termal güvenlik marjı üzerinde daha belirgin etkiler oluşturabileceği değerlendirilmektedir.

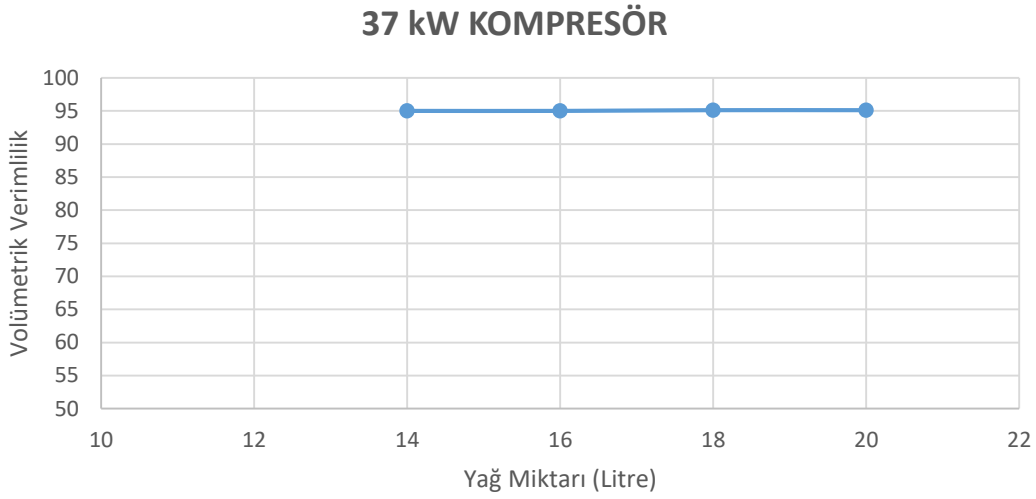


Şekil 4.4. 37 kW vidalı kompresörde yağ miktarına bağlı kurutucu sonrası hava çıkış sıcaklığı.

Şekil 4.5'te görüldüğü üzere, yağ miktarındaki değişime rağmen volumetrik verimlilik değerlerinin neredeyse sabit kalması, bu parametrenin öncelikle kompresör geometrisi, rotor–stator aralıkları, devir sayısı ve basınç oranı gibi faktörler tarafından belirlendiğini göstermektedir. Yağ miktarındaki değişim, sistemin ısıl dengesini etkileyerek sıcaklık seviyelerini değiştirse de, volumetrik verimlilik üzerinde doğrudan belirleyici bir değişim oluşturmamıştır. Bunun temel gerekçelerinden biri, volumetrik verimliliğin esas olarak iç kaçaklar ve sızdırmazlık davranışı ile ilişkili olmasıdır. Bu çalışmada 14–20 litre aralığındaki yağ miktarı değişimi, vida grubu içerisinde sızdırmazlığı belirgin ölçüde değiştirecek seviyede bir yağlama/film kaybına yol açmamış; dolayısıyla iç kaçak davranışı yaklaşık aynı kalmıştır. Ayrıca yağ miktarındaki azalma, yağ sıcaklığını bir miktar artırmış olsa da, gözlenen sıcaklık değişimi volumetrik verimliliği hissedilir düzeyde etkileyecek kadar büyük olmamıştır.

Tüm akışların türbülanslı rejimde gerçekleşmesi nedeniyle taşınım güçlü olup, sistemin termal koşulları yağ miktarı değişimine karşı kısmen dengeleyici bir karakter sergilemiştir. Bu nedenle, incelenen işletme aralığında yağ miktarı volumetrik verimlilik açısından birincil belirleyici parametre olarak öne çıkmamıştır. Ancak çok daha düşük yağ seviyelerinde, yağlama sürekliliğinin bozulması ve sıcaklıkların belirgin şekilde yükselmesi durumunda iç kaçakların artabileceği ve buna bağlı olarak volumetrik

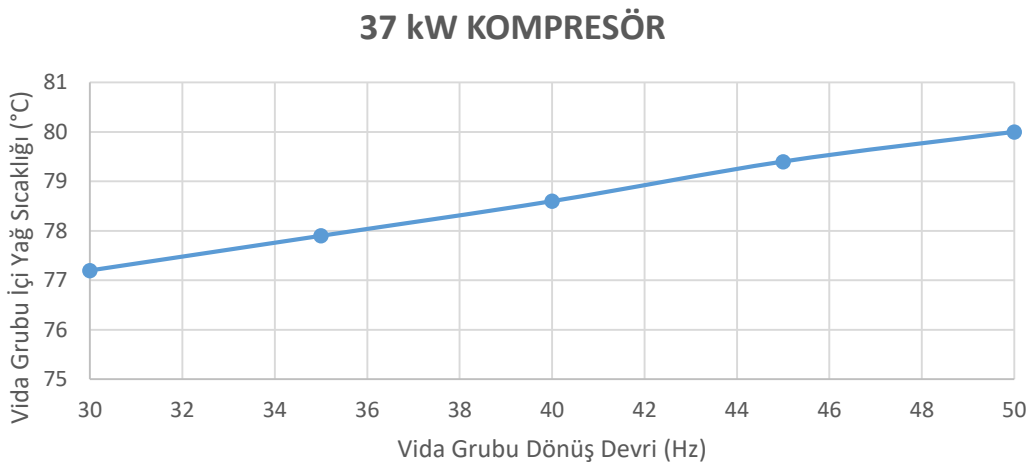
verimliliğin olumsuz etkilenebileceği göz önünde bulundurulmalıdır. Dolayısıyla Şekil 4.5, incelenen aralıkta yağ miktarının volumetrik verimlilik üzerindeki etkisinin sınırlı olduğunu, fakat bu sonucun yalnızca çalışılan yağ miktarı aralığı ve işletme koşulları için geçerli olduğunu göstermektedir.



Şekil 4.5. 37 kW vidalı kompresörde yağ miktarına bağlı volumetrik verimlilik.

Vida grubu dönüş devrine bağlı olarak vida grubu içi yağ sıcaklığı (Şekil 3.2-2A noktası) incelendiğinde, devir sayısının artmasıyla birlikte yağ sıcaklığının belirgin biçimde yükseldiği görülmektedir (Şekil 4.6). Şekil 4.6'dan elde edilen sonuçlara göre, yaklaşık 30 Hz dönüş hızında vida grubu içi yağ sıcaklığı **77 °**C civarında iken, dönüş hızının 35 Hz'e çıkarılmasıyla bu değer yaklaşık 78 °C'ye yükselmiştir. Devir sayısının 40 Hz ve 45 Hz seviyelerine artırılmasıyla yağ sıcaklığı sırasıyla 78,5 °C ve 79,5 °C olarak ölçülmüş; 50 Hz dönüş hızında ise vida grubu içi yağ sıcaklığı yaklaşık 80 °C seviyesine ulaşmıştır. Bu artış eğilimi, devir sayısının yükselmesiyle birlikte vida grubu içerisinde sürtünme kaynaklı ısı üretiminin, türbülans şiddetinin ve karışım etkisinin artmasına bağlanabilir. Türbülanslı akış rejiminde taşınım mekanizması güçlü olmakla birlikte, devir artışıyla birlikte ortaya çıkan ilave mekanik ve viskoz kayıplar, taşınımla uzaklaştırılabilen ısı miktarından daha baskın hale gelmiş ve net etki vida grubu içi yağ sıcaklığında artış olarak gözlenmiştir.

Her ne kadar 30–50 Hz aralığında gözlenen sıcaklık artışı yaklaşık 3 °C ile sınırlı kalsa da, vida grubu gibi ısıl açıdan kritik bir bölgede bu artış ihmal edilebilir değildir. Özellikle yüksek ortam sıcaklığı, düşük yağ miktarı veya uzun süreli yüksek devirli işletme koşullarında, bu eğilimin daha yüksek sıcaklık seviyelerine taşınabileceği öngörülmektedir. Bu nedenle, Şekil 4.6'da sunulan sonuçlar, vida grubu içi yağ sıcaklığının devir sayısına duyarlı olduğunu ve termal güvenlik açısından devir–sıcaklık ilişkisinin işletme stratejilerinde dikkate alınması gerektiğini ortaya koymaktadır.



Şekil 4.6. 37 kW vidalı kompresörde vida dönüş devrine bağlı vida grubu içi yağ sıcaklığı.

37 kW gücündeki kompresör için ölçülen tüm deneysel değerler Çizelge 4.1'de sunulmuştur.

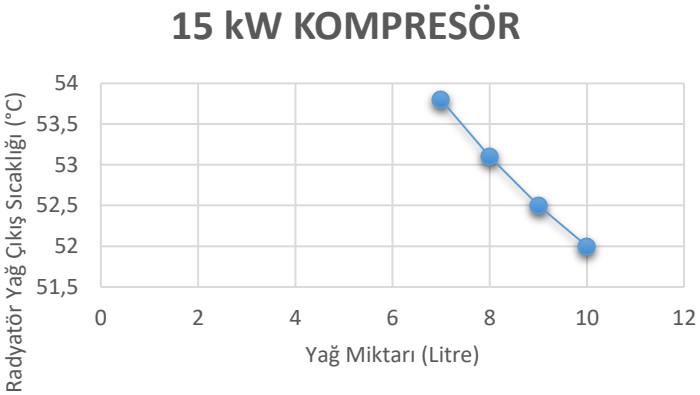
Çizelge 4.1. 37 kW vidalı kompresörün tüm ölçüm noktalarında elde edilen değerler.

Kompresör Motor Gücü (kW)	37
Ortam Sıcaklığı (°C)	30
Vida Grubu İçi Yağ Sıcaklığı (°C)	80
Radyatör Çıkışı Yağ Sıcaklığı (°C)	53
Radyatör Çıkışı Hava Sıcaklığı (°C)	39
Kurutucu Çıkışı Hava Sıcaklığı (°C)	29
Kompresör Max. Çalışma Basıncı (Bar)	7,5
Kompresör Hava Üretme Kapasitesi (m^3/dak.)	7,34
Kompresörde Kullanılan Yağ Miktarı (Litre)	20
Radyatör Kanatçık Tipi	Hava Yarıklı

15 kW (20 HP) kapasiteli vidalı kompresör için yürütülen deneysel çalışmalar kapsamında elde edilen sonuçlar, aşağıda grafikler aracılığıyla verilmiştir.

Şekil 4.7 yağ miktarının azalmasına bağlı olarak radyatör çıkışında ölçülen yağ sıcaklığının (Şekil 3.2-8B) arttığını göstermektedir. Yağ miktarındaki azalma, yağın sistem içerisindeki ısıl kapasitesini düşürdüğünden aynı işletme koşullarında yağın daha yüksek sıcaklık seviyelerinde dengeye gelmesine neden olmaktadır. Bu açıdan bakıldığında, radyatör yağ çıkış sıcaklığındaki artış istenen bir durum değildir; çünkü yağ sıcaklığının yükselmesi, uzun süreli işletmede yağın viskozite davranışı ve kimyasal yaşlanması üzerinde olumsuz etkilere yol açabilecek bir eğilim olarak değerlendirilir.

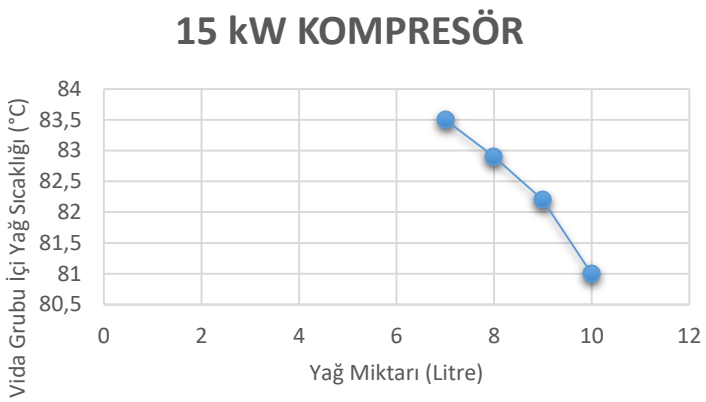
10 litre ile 7 litre arasında gözlenen artışın yaklaşık 1,8 °C ile sınırlı kalması, incelenen aralıkta sistemin ısıl dengesinin yağ miktarındaki değişime karşı görece duyarlılığının düşük olduğunu göstermektedir. Ancak sıcaklıktaki artış eğiliminin tutarlı biçimde devam etmesi, özellikle yüksek ortam sıcaklığı, uzun süreli yüksek yükte çalışma veya radyatör performansının azaldığı koşullarda düşük yağ miktarıyla çalışmanın daha riskli olabileceğine işaret etmektedir. Bu nedenle, Şekil 4.7'deki sonuçlar yağ miktarının ısıl açıdan güvenli işletme için önemli bir parametre olduğunu ortaya koymaktadır.



Şekil 4.7. 15 kW vidalı kompresörde yağ miktarına bağlı radyatör yağ çıkış sıcaklığı.

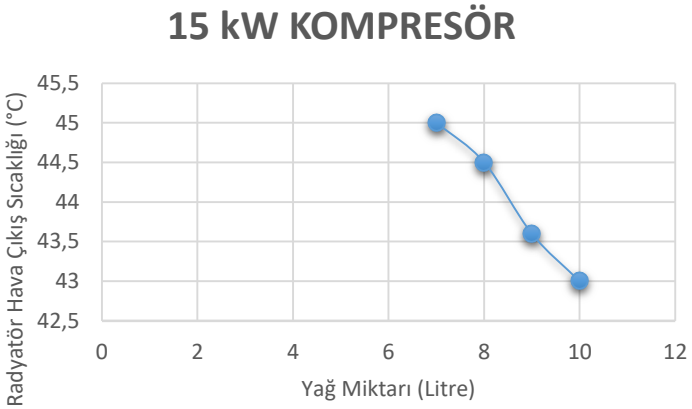
37 kW kompresör için elde edilen bulgularla tutarlı olarak, yağ miktarının azalması radyatör yağ çıkış sıcaklığında artışa neden olmuştur (Şekil 4.7).

Yağ miktarına bağlı olarak incelenen bir diğer parametre, vida grubu içi yağ sıcaklığıdır (Şekil 3.2-2A). Bu kapsamda, sistemde sırasıyla 10 litre, 9 litre, 8 litre ve 7 litre kompresör yağı bulunması durumlarında vida grubu içi yağ sıcaklıkları ölçülmüş ve sonuçlar Şekil 4.8'de sunulmuştur. Elde edilen değerlere göre vida grubu içi yağ sıcaklığı sırasıyla 81 °C, 82,2 °C, 82,9 °C ve 83,5 °C olarak ölçülmüştür. Bu sonuçlar, yağ miktarı arttıkça vida grubu içi yağ sıcaklığının azaldığını, yağ miktarı azaldıkça ise sıcaklığın arttığını göstermektedir.



Şekil 4.8. 15 kW vidalı kompresörde yağ miktarına bağlı vida grubu içi yağ sıcaklığı.

Gözlenen artışın (10 L → 7 L aralığında yaklaşık 2,5 °C) sınırlı olmasına karşın, vida grubu kompresörün ısıl açıdan en kritik bölgelerinden biri olduğundan bu eğilim önemlidir. Yağ miktarının azalması, yağın toplam ısıl kapasitesini düşürerek aynı ısıl yükün daha küçük bir yağ kütlesi tarafından taşınmasına neden olmakta ve vida grubu içi sıcaklığın yükselmesiyle sonuçlanmaktadır. Dolayısıyla, incelenen aralıkta dahi yağ miktarındaki azalma vida grubu içi sıcaklıklarda tutarlı bir artış eğilimi oluşturmaktadır.



Şekil 4.9. 15 kW vidalı kompresörde yağ miktarına bağlı radyatör hava çıkış sıcaklığı.

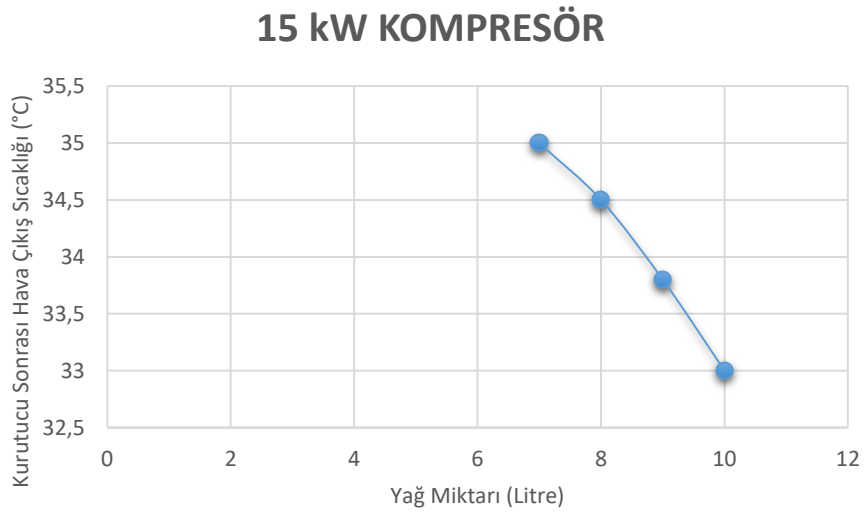
Şekil 4.9'da, kompresör yağ miktarına bağlı olarak radyatör basınçlı hava çıkış sıcaklıkları verilmiştir (Şekil 3.2-9B). 10 litre kompresör yağı bulunan durumda radyatör hava çıkış sıcaklığı 43 °C iken; 9 litre yağ seviyesinde 43,6 °C, 8 litre yağ seviyesinde 44,5 °C ve 7 litre yağ seviyesinde 45 °C olarak ölçülmüştür. Bu sonuçlar, yağ miktarı azaldıkça radyatör hava çıkış sıcaklığının arttığını göstermektedir.

Hava çıkış sıcaklığındaki artışın yaklaşık 2 °C ile sınırlı kalması, hava tarafındaki çıkış sıcaklığının yalnızca yağ miktarına değil; aynı zamanda hava debisi, fan performansı, ortam koşulları ve hava tarafı taşınım şartlarına da güçlü biçimde bağlı olmasından kaynaklanmaktadır. Hava tarafındaki akış türbülanslı rejimde gerçekleştiğinden karışım ve taşınım etkisi yüksektir; bu durum yağ tarafındaki değişimlerin hava çıkış sıcaklığına daha sönümlenmiş şekilde yansımasına neden olmaktadır. Buna rağmen artış eğiliminin tüm yağ seviyelerinde aynı yönde devam etmesi, yağ miktarındaki azalmanın sistemin genel ısıl dengesini etkilediğini ve hava tarafında da ölçülebilir bir sıcaklık artışı oluşturduğunu ortaya koymaktadır.

Yağ miktarına bağlı olarak değerlendirilen bir diğer kriter, kurutucu (soğutmalı) sonrası basınçlı hava çıkış sıcaklığıdır (Şekil 3.19-14 Nolu bileşen çıkışı). Değişken kompresör yağ miktarlarına bağlı kurutucu sonrası basınçlı hava çıkış sıcaklıkları Şekil 4.10'da grafiksel olarak sunulmuştur. Bu kapsamda sistemde sırasıyla 10 litre, 9 litre, 8 litre ve 7 litre kompresör yağı bulunması durumlarında yapılan ölçümler sonucunda kurutucu

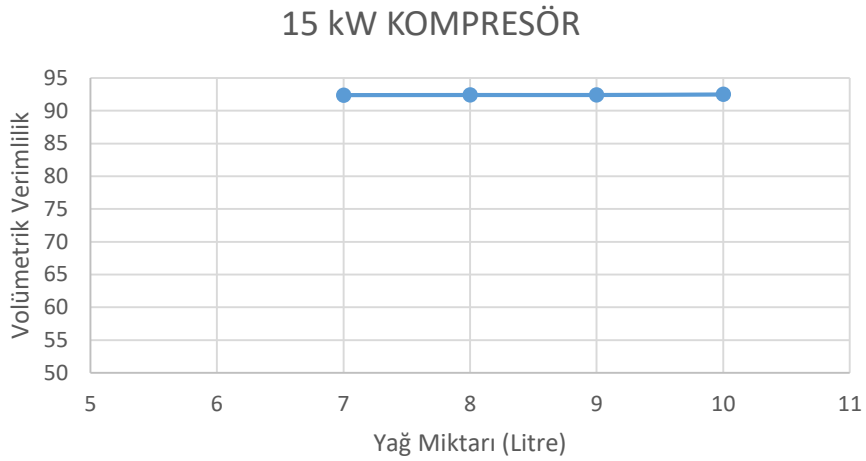
sonrası basınçlı hava çıkış sıcaklıkları sırasıyla 33 °C, 33,8 °C, 34,5 °C ve 35 °C olarak elde edilmiştir. Sonuçlar, yağ miktarı azaldıkça kurutucu sonrası basınçlı hava çıkış sıcaklığının arttığını göstermektedir.

Kurutucu çıkış sıcaklığındaki artışın yaklaşık 2 °C ile sınırlı kalması, bu büyüklüğün yalnızca kompresör/radyatör tarafındaki sıcaklık seviyesine değil; aynı zamanda kurutucunun soğutma kapasitesine, ısı değiştirici performansına, debi koşullarına ve ortam şartlarına da bağlı olmasından kaynaklanabilir. Bununla birlikte artış eğiliminin tüm yağ seviyelerinde aynı yönde devam etmesi, yağ miktarındaki azalmanın sistemin genel ısıl dengesini kurutucu çıkışına kadar etkilediğini ortaya koymaktadır. Özellikle yüksek ortam sıcaklıkları ve uzun süreli işletme koşullarında, bu eğilimin sistemin termal güvenlik marjı açısından dikkate alınması gerektiği değerlendirilmektedir.



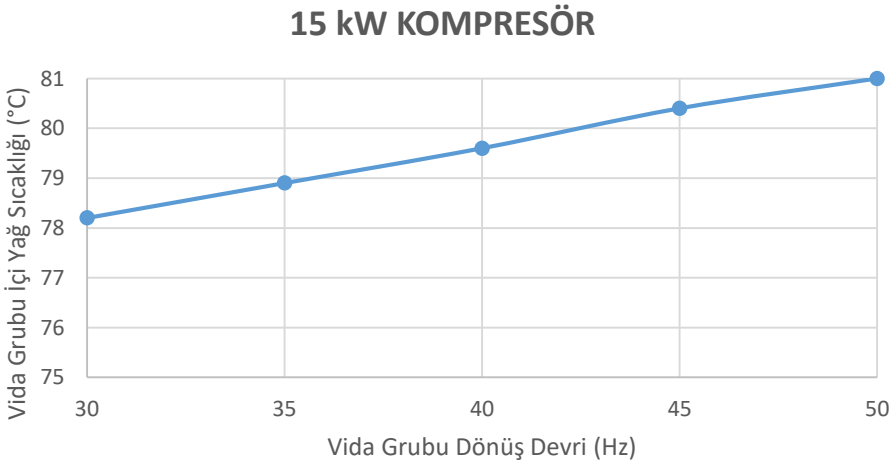
Şekil 4.10. 15 kW vidalı kompresörde yağ miktarına bağlı kurutucu sonrası hava çıkış sıcaklığı.

Yağ miktarına bağlı volumetrik verimlilik incelendiğinde, 7–10 litre aralığında volumetrik verimlilik değerlerinin neredeyse sabit kaldığı görülmektedir (Şekil 4.11). Bu durum, incelenen yağ miktarı aralığında volumetrik verimliliğin yağ miktarından ziyade kompresörün işletme koşulları ve geometrik karakteristikleri tarafından belirlendiğini göstermektedir. Dolayısıyla, bu çalışma koşullarında yağ miktarının volümetrik verimlilik üzerindeki etkisi ikincil düzeydedir.



Şekil 4.11. 15 kW vidalı kompresörde yağ miktarına bağlı volumetrik verimlilik.

Vida grubu dönüş devrine bağlı olarak vida grubu içi yağ sıcaklığı (Şekil 3.2-2A) incelendiğinde, devir sayısı arttıkça vida grubu içi yağ sıcaklığının arttığı görülmektedir (Şekil 4.12). Şekil 4.12'ye göre dönüş hızının 30 Hz'den 50 Hz'ye yükselmesiyle yağ sıcaklığı yaklaşık 78 °C'den 81 °C'ye çıkmıştır. Bu eğilim, devir artışıyla birlikte vida grubu içerisindeki sürtünme ve türbülanslı karışım etkilerinin güçlenmesi sonucu ısıl yükün artmasıyla ilişkilendirilebilir.



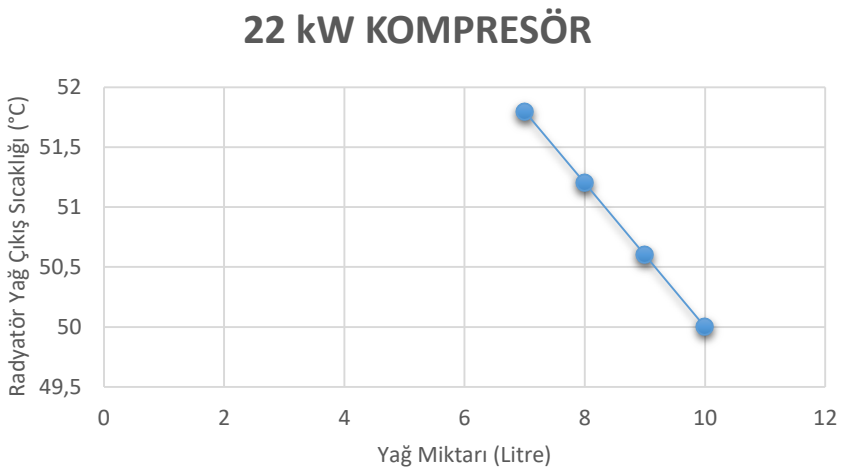
Şekil 4.12. 15 kW vidalı kompresörde vida grubu dönüş devrine göre vida grubu içi yağ sıcaklığı.

15 kW kompresöre ait ölçüm sonuçları Çizelge 4.2'de verilmiştir.

Çizelge 4.2. 15 kW vidalı kompresörün tüm ölçüm noktalarında elde edilen değerler.

Kompresör Motor Gücü (kW)	15
Ortam Sıcaklığı (°C)	33
Vida Grubu İçi Yağ Sıcaklığı (°C)	81
Radyatör Çıkışı Yağ Sıcaklığı (°C)	52
Radyatör Çıkışı Hava Sıcaklığı (°C)	43
Kurutucu Çıkışı Hava Sıcaklığı (°C)	33
Kompresör Max. Çalışma Basıncı (Bar)	8
Kompresör Hava Üretme Kapasitesi (m^3/dak.)	2,4
Kompresörde Kullanılan Yağ Miktarı (Litre)	10
Radyatör Kanatçık Tipi	Dikdörtgen Şekilli

22 kW (30 HP) gücündeki vidalı kompresör üzerinde gerçekleştirilen deneysel çalışmaların sonuçları aşağıda grafiksel olarak sunulmuştur.

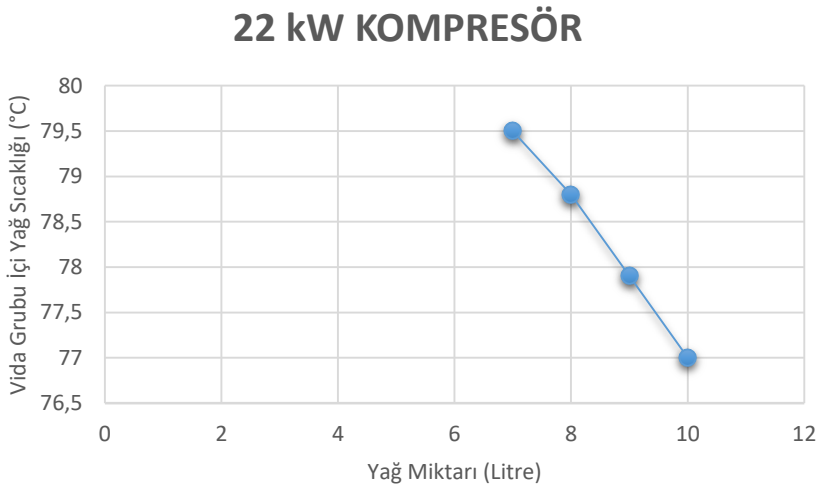


Şekil 4.13. 22 kW vidalı kompresörde yağ miktarına bağlı radyatör yağ çıkış sıcaklığı.

22 kW (30 HP) vidalı kompresörde standart yağ miktarı 10 litre olup, yağ miktarı sırasıyla 9 litre, 8 litre ve 7 litre olacak şekilde azaltılarak radyatör yağ çıkış sıcaklığı ölçülmüştür (Şekil 3.2-8B). Ölçüm sonuçlarına göre radyatör yağ çıkış sıcaklığı 10 litre için 50 °C**,** 9 litre için 50,6 °C**,** 8 litre için 51,2 °C ve 7 litre için 51,8 °C olarak elde edilmiştir (Şekil 4.13). Sonuçlar, yağ miktarı azaldıkça radyatör yağ çıkış sıcaklığının

arttığını göstermektedir. Bu eğilim, 15 kW ve 37 kW kompresörlerde elde edilen bulgularla tutarlıdır.

Yağ miktarına bağlı olarak incelenen bir diğer parametre, vida grubu içi yağ sıcaklığıdır (Şekil 3.2-2A). Bu kapsamda sistemde sırasıyla 10 litre, 9 litre, 8 litre ve 7 litre kompresör yağı bulunması durumlarında vida grubu içi yağ sıcaklıkları ölçülmüş ve sonuçlar Şekil 4.14'te sunulmuştur. Elde edilen değerlere göre vida grubu içi yağ sıcaklığı sırasıyla 77 °C, 77,9 °C, 78,8 °C ve 79,5 °C olarak ölçülmüştür. Sonuçlar, yağ miktarı azaldıkça vida grubu içi yağ sıcaklığının arttığını, yağ miktarı arttıkça ise azaldığını göstermektedir.

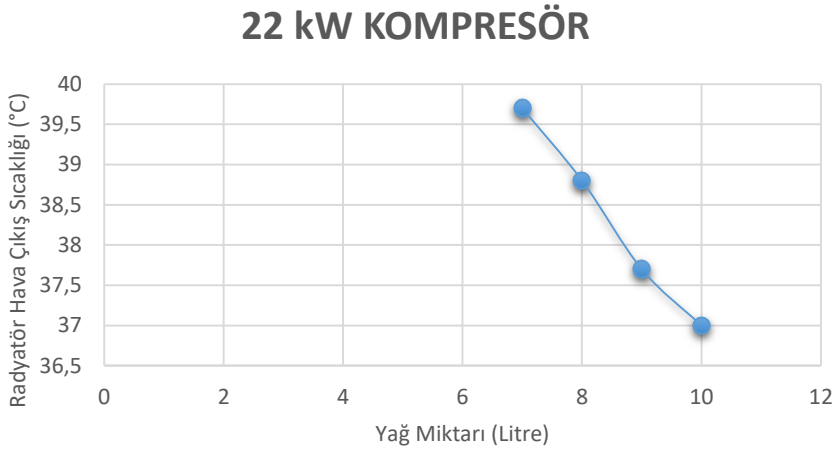


Şekil 4.14. 22 kW vidalı kompresörde yağ miktarına bağlı vida grubu içi yağ sıcaklığı.

Şekil 4.15'te, kompresör yağ miktarına bağlı olarak radyatör basınçlı hava çıkış sıcaklıkları (Şekil 3.2-9B) sunulmuştur. Ölçüm sonuçlarına göre radyatör hava çıkış sıcaklığı 10 litre yağ seviyesinde 37 °C iken, 9 litre için 37,7 °C, 8 litre için 38,8 °C ve 7 litre için 39,7 °C olarak elde edilmiştir. Sonuçlar, yağ miktarı azaldıkça radyatör hava çıkış sıcaklığının arttığını göstermektedir.

Hava çıkış sıcaklığındaki artışın yaklaşık 2,7 °C seviyesinde kalması, hava tarafı sıcaklığının fan debisi ve hava tarafı taşınım şartlarından güçlü biçimde etkilenmesiyle ilişkilidir. Bununla birlikte artış eğiliminin yağ miktarı azaldıkça düzenli biçimde

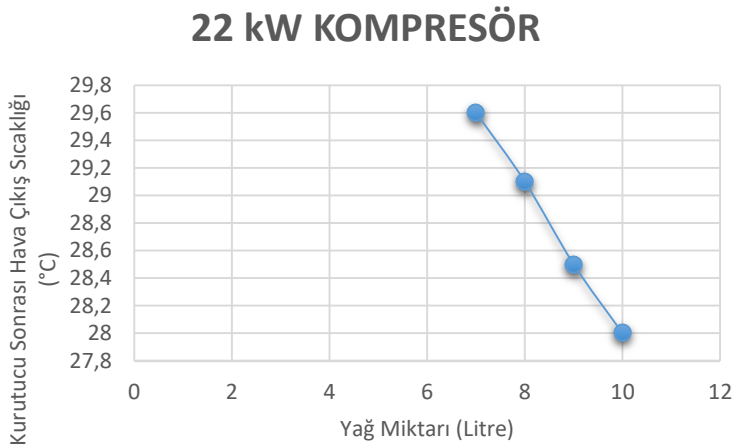
devam etmesi, yağ tarafındaki sıcaklık seviyesinin yükselmesinin radyatör üzerinden hava tarafına da yansıdığını ve sistemin genel ısıl dengesini etkilediğini ortaya koymaktadır.



Şekil 4.15. 22 kW vidalı kompresörde yağ miktarına bağlı radyatör hava çıkış sıcaklığı.

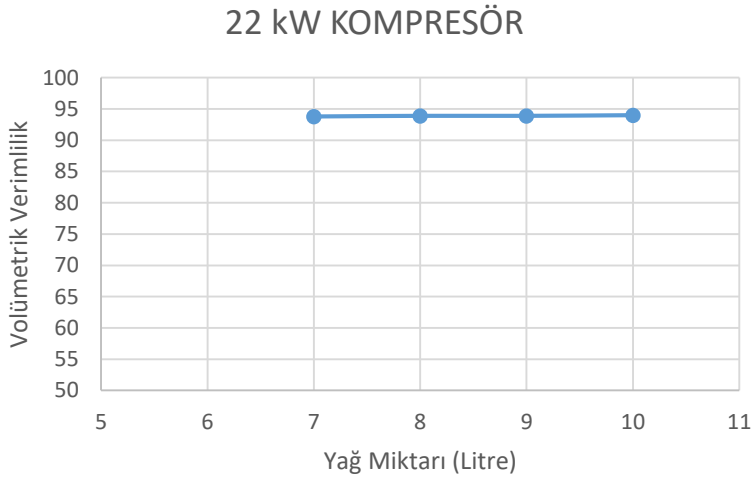
Yağ miktarına bağlı olarak değerlendirilen bir diğer kriter, soğutmalı kurutucu sonrası basınçlı hava çıkış sıcaklığıdır (Şekil 3.19-14 nolu bileşen çıkışı). Değişken kompresör yağ miktarlarına bağlı olarak kurutucu sonrası basınçlı hava çıkış sıcaklığı değerleri Şekil 4.16'da grafiksel olarak sunulmuştur. Bu kapsamda sistemde sırasıyla 10 litre, 9 litre, 8 litre ve 7 litre kompresör yağı bulunması durumlarında yapılan ölçümler sonucunda kurutucu sonrası basınçlı hava çıkış sıcaklıkları sırasıyla 28 °C, 28,5 °C, 29,1 °C ve 29,6 °C olarak elde edilmiştir. Sonuçlar, yağ miktarı azaldıkça kurutucu sonrası basınçlı hava çıkış sıcaklığının arttığını göstermektedir.

Kurutucu çıkış sıcaklığındaki artışın yaklaşık 1,6 °C ile sınırlı kalması, soğutmalı kurutucu çıkış sıcaklığının yalnızca kompresör/radyatör sonrası sıcaklık seviyesine değil; aynı zamanda kurutucunun soğutma kapasitesi, ısı değiştirici performansı, debi koşulları ve ortam şartlarına da bağlı olmasından kaynaklanabilir. Bununla birlikte artış eğiliminin tüm yağ seviyelerinde tutarlı biçimde devam etmesi, yağ miktarındaki azalmanın sistemin genel ısıl dengesini kurutucu çıkışına kadar etkilediğini ortaya koymaktadır.



Şekil 4.16. 22 kW vidalı kompresörde yağ miktarına bağlı kurutucu sonrası hava çıkış sıcaklığı.

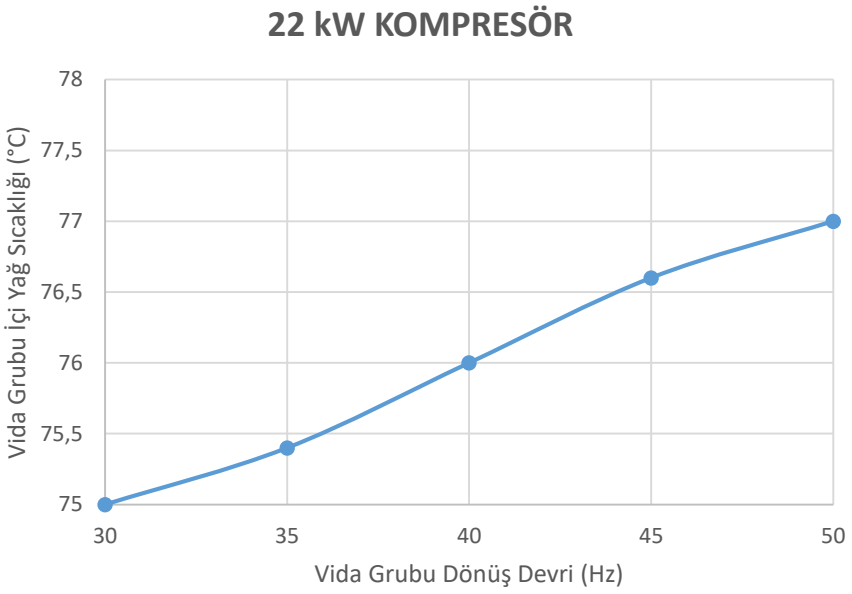
Yağ miktarına bağlı volumetrik verimlilik incelendiğinde, 7–10 litre aralığında volumetrik verimlilik değerlerinin neredeyse sabit kaldığı görülmektedir (Şekil 4.17). Bu durum, incelenen yağ miktarı aralığında yağ miktarının volumetrik verimlilik üzerindeki etkisinin ihmal edilebilir düzeyde olduğunu göstermektedir.



Şekil 4.17. 22 kW vidalı kompresörde yağ miktarına bağlı volumetrik verimlilik.

Vida grubu dönüş devrine bağlı olarak vida grubu içi yağ sıcaklığı (Şekik 3.2-2A) incelendiğinde, devir sayısı arttıkça vida grubu içi yağ sıcaklığının arttığı görülmektedir (Şekil 4.18). Şekil 4.18'e göre dönüş hızının 30 Hz'den 50 Hz'ye yükselmesiyle vida

grubu içi yağ sıcaklığı yaklaşık 75 °C'den 77 °C'ye çıkmıştır. Bu eğilim, devir artışıyla birlikte vida grubu içerisindeki sürtünme ve türbülanslı karışım etkilerinin güçlenmesine bağlı olarak ısıl yükün artmasıyla ilişkilendirilebilir.



Şekil 4.18. 22 kW vidalı kompresörde vida dönüş devrine bağlı vida grubu içi yağ sıcaklığı.

Benzer analizler, 22 kW vidalı kompresör için de gerçekleştirilmiş olup elde edilen sonuçlar Çizelge 4.3'te sunulmuştur.

Çizelge 4.3. 22 kW vidalı kompresör için tüm ölçüm noktalarında elde edilen değerler.

Kompresör Motor Gücü (kW)	22
Ortam Sıcaklığı (°C)	31
Vida Grubu İçi Yağ Sıcaklığı (°C)	77
Radyatör Çıkışı Yağ Sıcaklığı (°C)	50
Radyatör Çıkışı Hava Sıcaklığı (°C)	37
Kurutucu Çıkışı Hava Sıcaklığı (°C)	28
Kompresör Max. Çalışma Basıncı (Bar)	15
Kompresör Hava Üretme Kapasitesi (m^3/dak.)	2,4
Kompresörde Kullanılan Yağ Miktarı (Litre)	10
Radyatör Kanatçık Tipi	Hava Yarıklı (Panjurlu)

4.2. Isıl Analiz Sonuçları

Bu kısımda, deneysel ölçümlerden elde edilen veriler ile ısıl analiz sonuçları birlikte değerlendirilerek radyatörün ısı transfer performansı incelenmiştir.

Dikdörtgen kesitli kanatçık yapısına sahip 15 kW radyatörün hava–yağ tarafı için elde edilen ısıl analiz sonuçları Çizelge 4.4'te sunulmuştur.

Benzer şekilde, 15 kW radyatörün hava–hava tarafı için elde edilen ısıl analiz sonuçları ise Çizelge 4.5'te verilmiştir.

Çizelge 4.4. 15 kW hava–yağ tarafı akış ve ısı transferi parametreleri.

Değişken	Değer	Açıklama
$\dot{m}_{yağ-hyi}$	0,4009	Yağ kütlesel debisi (kg/s)
$\rho_{yağ-hyi}$	850	Yağ yoğunluğu (kg/m³)
$A_{yağ\ toplam-hyi}$	0,000228	Yağ akış alanı (m²)
$D_{h-yağ-hyi}$	0,00343	Yağ hidrolik çapı (m)
$\mu_{yağ-hyi}$	0,04	Yağ dinamik viskozitesi (kg/ms)
$C_{p-yağ-hyi}$	2075,0	Yağ özgül ısısı (J/kg·K)
$T_{yağ\ giriş-hyi}$	81,0	Yağ giriş sıcaklığı (°C)
$T_{yağ\ çıkış-hyi}$	64,8	Yağ çıkış sıcaklığı (°C)
$\dot{m}_{hava-hyd}$	0,323	Hava kütlesel debisi (kg/s)
$\rho_{hava-hyd}$	1,07	Hava yoğunluğu (kg/m³)
$A_{hava\ toplam-hyd}$	0,00054	Hava akış alanı (m²)
$D_{h-hava-hyd}$	0,0045	Hava hidrolik çapı (m)
$\mu_{hava-hyd}$	$2{,}18\text{x}10^{-5}$	Hava dinamik viskozitesi (kg/ms)
$C_{p-hava-hyd}$	1007,0	Hava özgül ısısı (J/kg·K)
$T_{hava\ giriş-hyd}$	33,0	Hava giriş sıcaklığı (°C)
$T_{hava\ çıkış-hyd}$	74,4	Hava çıkış sıcaklığı (°C)
$v_{hava-hyd}$	4,0	Hava hızı (m/s)
$A_{yağ\ yüzey-hyi}$	1,38	Yağ yüzey alanı (m²)
$A_{hava\ yüzey-hyd}$	2,78	Hava yüzey alanı (m²)
$k_{alüminyum}$	150,0	Alüminyum ısıl iletkenliği (W/mK)
$t_{alüminyum}$	0,0003	Duvar kalınlığı (m)

Çizelge 4.4. 15 kW radyatör hava–yağ tarafı akış ve ısı transferi parametreleri. (devam).

Kategori	**Değer**	**Açıklama**
Yağ Isı Transferi ($\dot{Q}_{yağ-hyi}$)	13476,25 W	Yağ tarafında taşınan ısı miktarı
Hava Isı Transferi ($\dot{Q}_{hava-hyd}$)	13465,81 W	Hava tarafında taşınan ısı miktarı
$v_{hava-hyd}$	4 m/s	Hava ortalama hız
$Nu_{yağ-hyi}$	5,47	Yağ Nusselt sayısı
$Nu_{hava-hyd}$	3,28	Hava Nusselt sayısı
$h_{yağ-hyi}$	207,31 W/m²·K	Yağ taşınım katsayısı
$h_{hava-hyd}$	22,64 W/m²·K	Hava taşınım katsayısı
Toplam Direnç ($R_{toplam-hy}$)	0,019382 m²·K/W	Toplam ısı transfer direnci
Toplam Isı Transfer Katsayısı (U_{hy})	51,59437 W/m²·K	Toplam ısı transfer katsayısı

Çizelge 4.4 ve Çizelge 4.5'te, dikdörtgen kesitli kanatçık yapısına sahip 15 kW radyatörün sırasıyla hava–yağ ve hava–hava tarafları için kullanılan giriş parametreleri, akış özellikleri ve ısıl hesaplama sonuçları sunulmuştur. Tablolarda her iki akışkan için kütlesel debiler, termofiziksel özellikler, karakteristik geometrik büyüklükler ile Nusselt sayıları gibi boyutsuz parametreler yer almaktadır. Ayrıca, hava ve yağ taraflarına ait taşınım katsayıları, toplam ısı transfer direnci ve toplam ısı transfer katsayısı verilmiştir. Bu parametreler, radyatörün teorik ısı transfer performansının değerlendirilmesinde ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmasında esas alınmıştır.

Çizelge 4.5. 15 kW radyatör hava–hava tarafı akış ve ısı transferi parametreleri.

Değişken	Değer	Açıklama
$\dot{m}_{hava-hhi}$	0,35	İç hava kütlesel debisi (kg/s)
$\rho_{hava-hhi}$	8,85	İç hava yoğunluğu (kg/m³)
$A_{hava\ toplam-hhi}$	0,000108	İç hava akış alanı (m²)
$D_{h-hava-hhi}$	0,004	İç hava hidrolik çapı (m)
$\mu_{hava-hhi}$	$2{,}42 \times 10^{-5}$	İç hava dinamik viskozitesi (kg/ms)
$C_{p-hava-hhi}$	1013	İç hava özgül ısısı (J/kg·K)
$T_{hava\ giriş-hhi}$	81,0	İç hava giriş sıcaklığı (°C)
$T_{hava\ çıkış-hhi}$	43,0	İç hava çıkış sıcaklığı (°C)
$\dot{m}_{hava-hhd}$	0,323	Dış Hava kütlesel debisi (kg/s)
$\rho_{hava-hhd}$	1,07	Dış Hava yoğunluğu (kg/m³)
$A_{hava\ toplam-hhd}$	0,000189	Dış Hava akış alanı (m²)
$D_{h-hava-hhd}$	0,0045	Dış Hava hidrolik çapı (m)
$\mu_{hava-hhd}$	$2{,}18 \times 10^{-5}$	Dış Hava dinamik viskozitesi (kg/ms)
$C_{p-hava-hyd}$	1007	Dış Hava özgül ısısı (J/kgK)
$T_{hava\ giriş-hhd}$	33,0	Dış Hava giriş sıcaklığı (°C)
$T_{hava\ çıkış-hhd}$	74,4	Dış Hava çıkış sıcaklığı (°C)
$v_{hava-hhd}$	4,0	Dış Hava hızı (m/s)
$A_{hava\ yüzey-hhi}$	0,59904	İç hava yüzey alanı (m²)
$A_{hava\ yüzey-hhd}$	0,9766	Dış Hava yüzey alanı (m²)
$k_{alüminyum}$	150,0	Alüminyum ısıl iletkenliği (W/mK)
$t_{alüminyum}$	0,0003	Duvar kalınlığı (m)

Çizelge 4.5. 15 kW radyatör hava–hava tarafı akış ve ısı transferi parametreleri. (devam)

Kategori	Değer	Açıklama
İç Hava Isı Transferi ($\dot{Q}_{hava-hhi}$)	13472,9 W	İç Hava tarafında taşınan ısı miktarı
Dış Hava Isı Transferi ($\dot{Q}_{hava-hhd}$)	13465,81 W	Dış Hava tarafında taşınan ısı miktarı
($v_{hava-hhd}$)	4 m/s	Dış hava Ortalama Hız
($Nu_{hava-hhi}$)	722,83	İç hava Nusselt sayısı
($h_{hava-hhi}$)	596,33 W/m²K	İç hava Isı Taşınım Katsayısı
($Nu_{hava-hhd}$)	3,98	Dış Hava Nusselt sayısı
($h_{hava-hhd}$)	27,42 W/m²K	Dış Hava Isı Taşınım Kats.
Toplam Direnç ($R_{toplam-hh}$)	0,040148 m²K/W	Toplam Isı Transfer Direnci
Toplam Isı Transfer Katsayısı (U_{hh})	24,90755 W/m²K	Toplam Isı Transfer Katsayısı

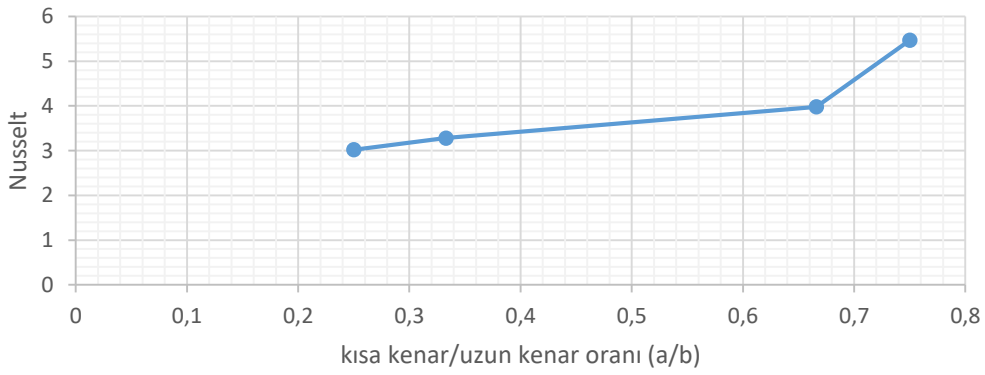
Çizelge 4.4 ve Çizelge 4.5'te sunulan sonuçlar, 15 kW kapasiteli radyatör için belirlenen geometrik ve akış koşulları altında elde edilen teorik ısı transfer performansını ortaya koymaktadır. Bu tablolar, sistemin bütüncül davranışını temsil eden Nusselt sayıları ile taşınım katsayılarının belirlenmesine yöneliktir.

Bu kısımda ele alınan değerlendirme, Çizelge 4.4 ve Çizelge 4.5'te sunulan hesap sonuçlarından bağımsız olup, yalnızca teorik eğilimi ortaya koymayı amaçlamaktadır. Bu doğrultuda, kanal kesit geometrisine bağlı Nusselt sayısı değişimi, akış ve sınır koşullarından bağımsız olarak ayrıca incelenmiştir.

Kenar uzunluklarına bağlı yapılan teorik değerlendirmede, dikdörtgen kesitli kanatçık yapısına sahip kanallar için kısa kenar/uzun kenar oranına (a/b) bağlı Nusselt sayısı değişimi, tam gelişmiş laminer akış koşulu için Şekil 4.19'da sunulmuştur.

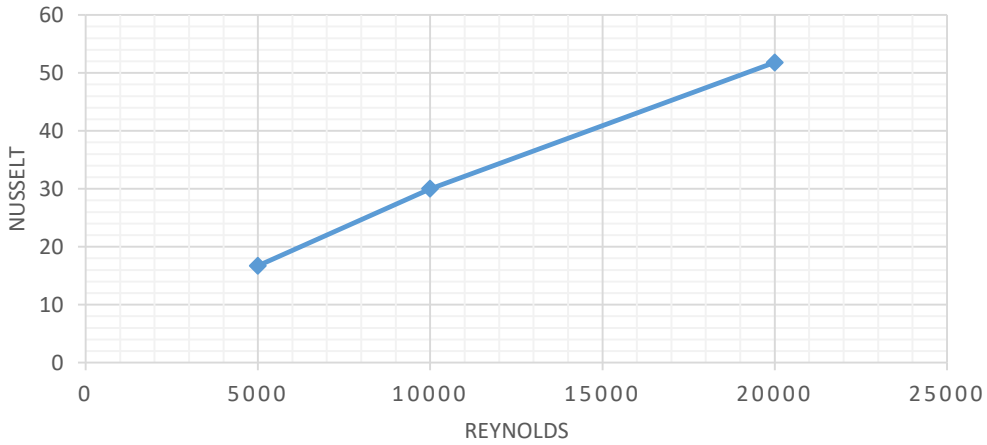
Kenar uzunluklarına bağlı yapılan teorik değerlendirmede, dikdörtgen kesitli kanatçık yapısına sahip kanallar için kısa kenar/uzun kenar oranına (a/b) bağlı Nusselt sayısı değişimi, tam gelişmiş laminer akış koşulu için Şekil 4.19'da sunulmuştur.

Görüldüğü üzere, kısa kenar/uzun kenar oranı a/b=0,25 olan durumda Nusselt sayısı 3,02 olarak hesaplanırken, bu oran 0,75 değerine doğru arttıkça Nusselt sayısı monoton bir artış göstererek 5,47 değerine ulaşmıştır. Bu sonuç, dikdörtgen kesitli kanallarda kesitin daha kareye yakın hale gelmesinin, ısı transferi açısından daha elverişli bir yapı oluşturduğunu göstermektedir.



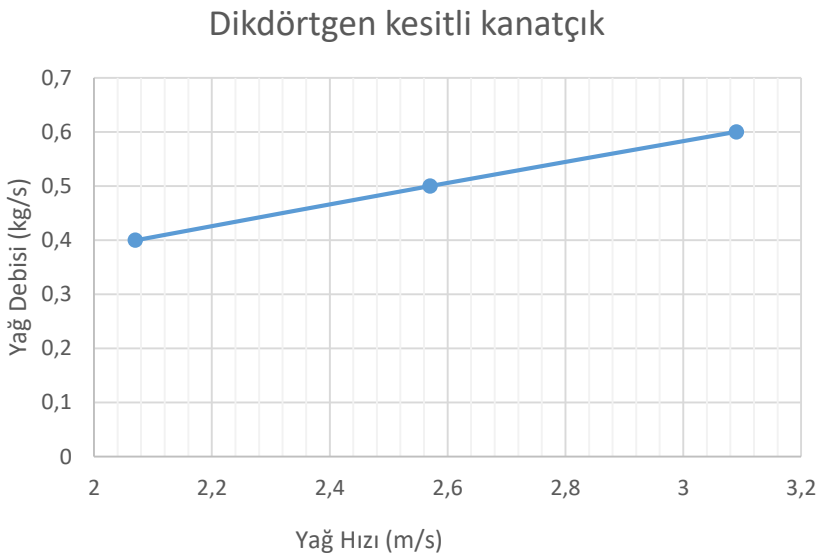
Şekil 4.19. Dikdörtgen kesitli kanalda laminer akış için kenar oranına (a/b) bağlı Nusselt sayısı değişimi.

Şekil 4.20'de dikdörtgen kanatçık yapısının türbülanslı akışta $Nu - Re$ değişimi gösterilmiştir.



Şekil 4.20. Dikdörtgen kesitli kanalda türbülanslı akış için Reynolds sayısı (Re)–Nusselt sayısı (Nu) değişimi

Reynolds sayısı arttıkça Nusselt sayısının da arttığı görülmektedir. Şekil 4.20'ye göre Re= 5 000 değerinde Nu=16,7 iken, Re=20 000 seviyesine yükseldiğinde Nusselt sayısı Nu=51,8 değerine ulaşmıştır. Bu sonuç, türbülanslı akış rejiminde artan akış şiddetinin taşınımla ısı transferini güçlendirdiğini göstermektedir.

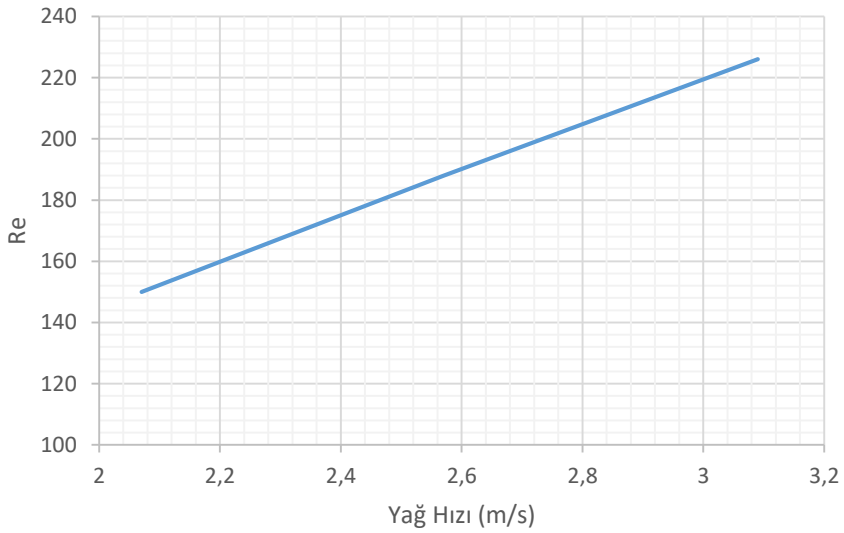


Şekil 4.21. Dikdörtgen kesitli kanalda laminer akış için yağ hızı–yağ kütlesel debisi değişimi.

Şekil 4.21'de, dikdörtgen kesitli kanatçık yapısına sahip kanalda laminer akış koşulları altında yağ hızı ile yağ kütlesel debisi arasındaki ilişki gösterilmektedir. Görüldüğü üzere, yağ hızı 2,07 m/s değerinden 3,09 m/s değerine artarken, buna karşılık yağ kütlesel debisi 0,4009 kg/s seviyesinden yaklaşık 0,6 kg/s değerine yükselmektedir. Bu artış, akışkanın yoğunluğunun ve kanal kesit alanının sabit kabul edildiği koşullarda, süreklilik denklemi ile uyumlu olarak hız ile kütlesel debi arasında doğrusal bir ilişki bulunduğunu göstermektedir. Laminer akış rejiminde hız profilinin daha düzenli olması, debideki artışın doğrudan hız artışına bağlı olarak gerçekleşmesine neden olmaktadır.

Yağ hızındaki artış Reynolds sayısının yükselmesine yol açmakta olup, bu durum akışın geçiş veya türbülanslı rejime yaklaşmasına ve dolayısıyla taşınım yoluyla ısı transferinin güçlenmesine zemin hazırlamaktadır. Ancak bu çalışmada ele alınan hız aralığında akışın laminer rejimde kaldığı kabul edildiğinden, debi artışının ısı transfer

performansı üzerindeki etkisi, esas olarak akışkanın taşınan ısı kapasitesinin artması yoluyla ortaya çıkmaktadır. Bu bağlamda, Şekil 4.21'de sunulan sonuçlar, yağ tarafı kütlesel debisinin kontrol edilmesinin, radyatörün soğutma kapasitesini doğrudan etkileyen temel parametrelerden biri olduğunu ve termodinamik analizlerde hız–debi ilişkisinin doğru tanımlanmasının önemini ortaya koymaktadır.



Şekil 4.22. Dikdörtgen kesitli kanalda laminer akış için yağ hızı–Reynolds sayısı (Re) değişimi.

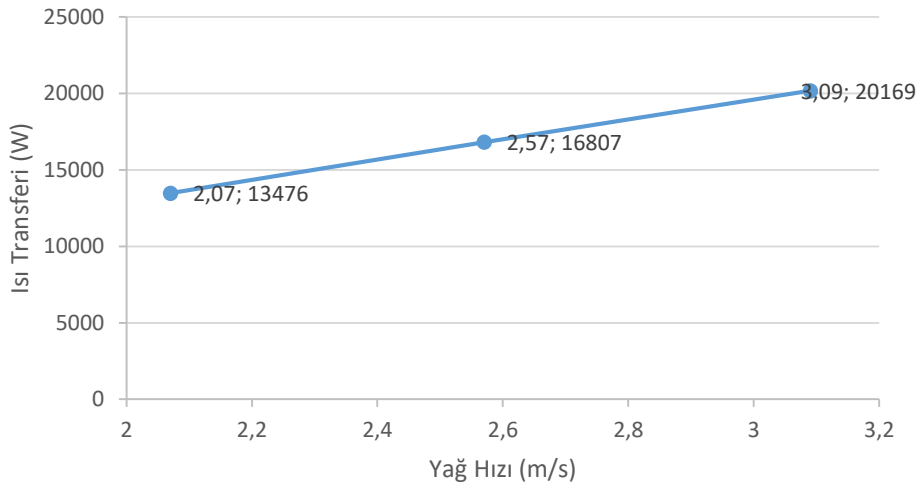
Şekil 4.22'de, dikdörtgen kesitli kanatçık yapısına sahip kanalda laminer akış koşulları altında yağ hızına bağlı olarak Reynolds sayısındaki değişim sunulmuştur. Görüldüğü üzere, yağ hızının 2,07 m/s değerinden 3,09 m/s değerine artmasıyla birlikte Reynolds sayısının da yaklaşık doğrusal bir artış eğilimi gösterdiği belirlenmiştir.

Reynolds sayısının hız ile doğrusal bir şekilde artması, akışkanın yoğunluğu, dinamik viskozitesi ve karakteristik hidrolik çapının sabit kabul edildiği koşullarda, Reynolds sayısının tanımından doğrudan beklenen bir sonuçtur. Bu durum, laminer akış rejiminde akışın kararlı ve düzenli bir yapıda ilerlediğini ve hız artışının akış rejimini bozacak ani bir davranışa yol açmadığını göstermektedir.

Bununla birlikte, Reynolds sayısındaki bu artış, akışın geçiş rejimine yaklaşması açısından önemli bir göstergedir. Her ne kadar incelenen hız aralığında akışın laminer

rejimde kaldığı kabul edilse de, Reynolds sayısının artması, taşınım yoluyla ısı transferinin güçlenmesine ve ilerleyen aşamalarda türbülanslı akış koşullarının oluşmasına zemin hazırlamaktadır.

Bu bağlamda, Şekil 4.22'de sunulan hız–Reynolds ilişkisi, yağ tarafı akış koşullarının doğru belirlenmesinin, radyatörün ısıl performansının değerlendirilmesinde temel bir rol oynadığını ortaya koymaktadır.

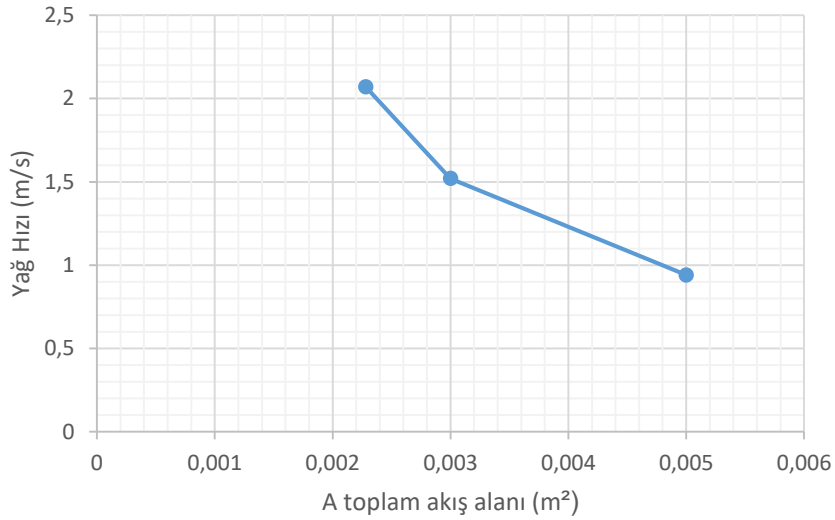


Şekil 4.23. Dikdörtgen kesitli kanalda laminer akış için yağ hızı–ısı transferi (Q̇) değişimi.

Şekil 4.23'te, dikdörtgen kesitli kanatçık yapısına sahip kanalda laminer akış koşulları altında yağ hızına bağlı ısı transfer miktarının değişimi sunulmuştur. Grafikten görüldüğü üzere, yağ hızının 2,07 m/s değerinden 3,09 m/s değerine artırılmasıyla ısı transfer miktarı yaklaşık 13 476 W seviyesinden 20 169 W seviyesine yükselmiştir. Bu eğilim, yağ hızındaki artışın ısı transferini belirgin biçimde güçlendirdiğini göstermektedir. Bu artışın temel nedeni, yağ hızının yükselmesiyle birlikte kütlesel debinin artması ve dolayısıyla akışkanın taşıyabildiği ısı miktarının büyümesidir. Başka bir ifadeyle, hız artışı $\dot{m}$ değerini artırarak $\dot{Q} = \dot{m} c_p \Delta T$ bağıntısı gereği taşınan ısıyı yükseltmektedir. Ayrıca hızın artması Reynolds sayısını büyütmekte; bu durum laminer rejimde dahi sınır tabakasının incelmesine, taşınımın nispeten güçlenmesine ve ısı geçişinin artmasına katkı sağlamaktadır.

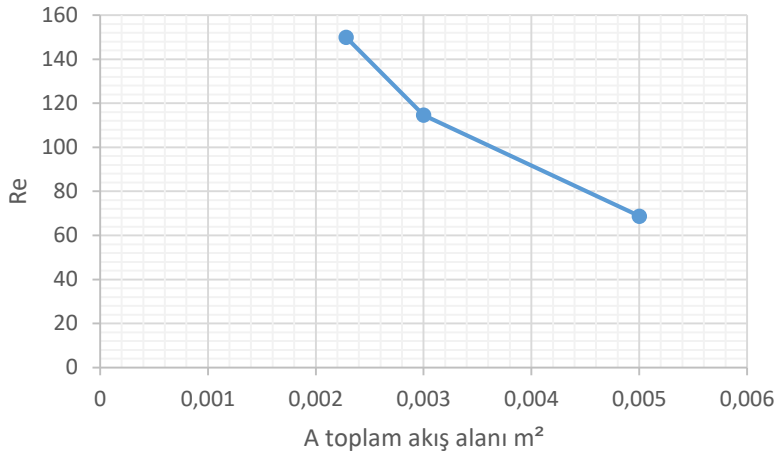
Laminer akış rejiminde taşınım katsayısının artışı türbülanslı akışa kıyasla daha sınırlı olduğundan, bu şekil üzerinden gözlenen ısı transfer artışının baskın kaynağının kütlesel debideki artış olduğu değerlendirilmektedir. Sonuç olarak, Şekil 4.23, yağ tarafı hızının/kütlesel debisinin radyatör performansını doğrudan etkileyen temel parametrelerden biri olduğunu ve uygun debi kontrolüyle soğutma kapasitesinin artırılabileceğini ortaya koymaktadır.

Şekil 4.24 incelendiğinde**,** toplam akış alanı A arttıkça, yağ hızının $v_{yağ}$ azaldığı belirlenmiştir. Bu eğilim, kütlesel debinin sabit kabul edildiği koşullarda süreklilik denklemi $\dot{m} = \rho . A . v$ ile uyumlu olup, akış alanındaki artışın ortalama hız üzerinde ters yönlü bir etki oluşturduğunu göstermektedir.



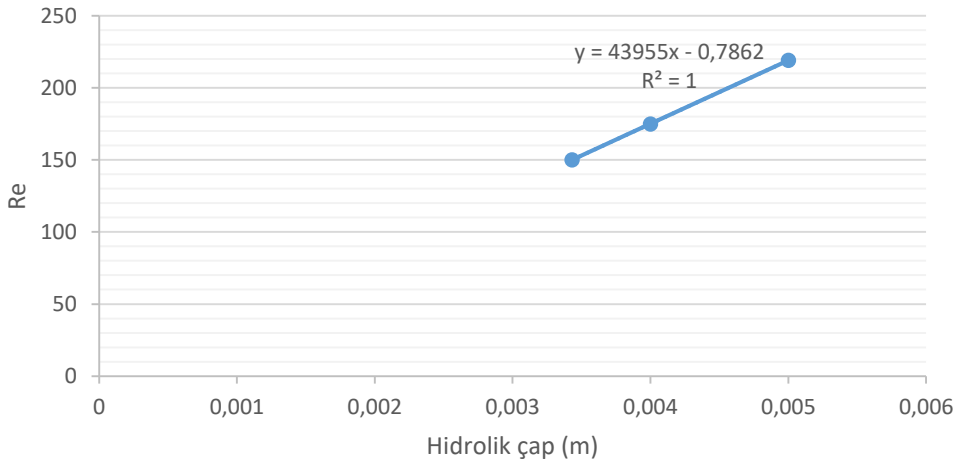
Şekil 4.24. Dikdörtgen kesitli kanalda laminer akış için yağ hızı–toplam akış alanı (A_{toplam}) değişimi.

Toplam akış alanı 0,00228 m² olan radyatör için Reynolds sayısı Re = 150 olarak belirlenmiştir. Akış alanının 0,005 m² seviyesine çıkarılması durumunda ise Reynolds sayısının 68,75 değerine kadar düştüğü görülmektedir (Şekil 4.25). Bu durum, sabit debi koşulları altında toplam akış alanının artmasıyla birlikte akışkanın karakteristik hızının azalmasından kaynaklanmaktadır. Bilindiği üzere Reynolds sayısı, akışkan hızı ile doğru orantılı olup, hidrolik çap ve akışkan özellikleri sabit kabul edildiğinde hızdaki azalma doğrudan Reynolds sayısında düşüşe neden olmaktadır.



Şekil 4.25. Laminer akış rejiminde dikdörtgen kanatçık için Reynolds sayısının toplam akış alanı ile değişimi.

Laminer akış rejiminde gerçekleştirilen bu çalışmada, toplam akış alanındaki artışın akış rejimini daha düşük Reynolds sayıları bölgesine taşıdığı ve akışın daha baskın biçimde laminer karakter kazandığı anlaşılmaktadır. Bu durum, sürtünme kayıplarının azalmasına katkı sağlarken, aynı zamanda ısı transfer mekanizmasının iletim ağırlıklı hale gelmesine neden olmaktadır. Dolayısıyla, akış alanı–Reynolds sayısı arasındaki bu ters orantılı ilişki, radyatör tasarımında hem hidrodinamik hem de termal performans açısından kritik bir parametre olarak öne çıkmaktadır.

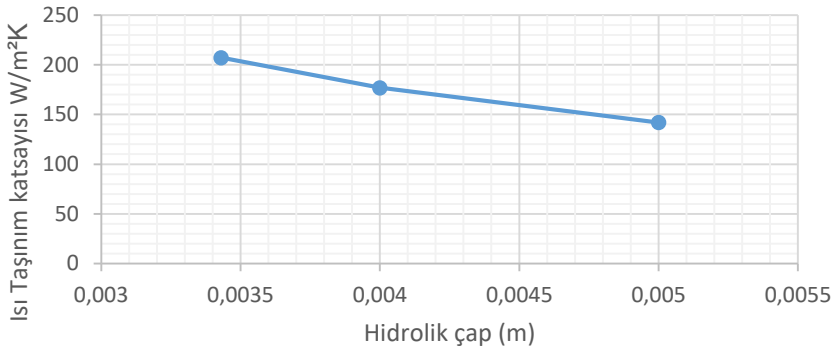


Şekil 4.26. Laminer akış rejiminde dikdörtgen kanatçık için Reynolds sayısının hidrolik çapa bağlı değişimi.

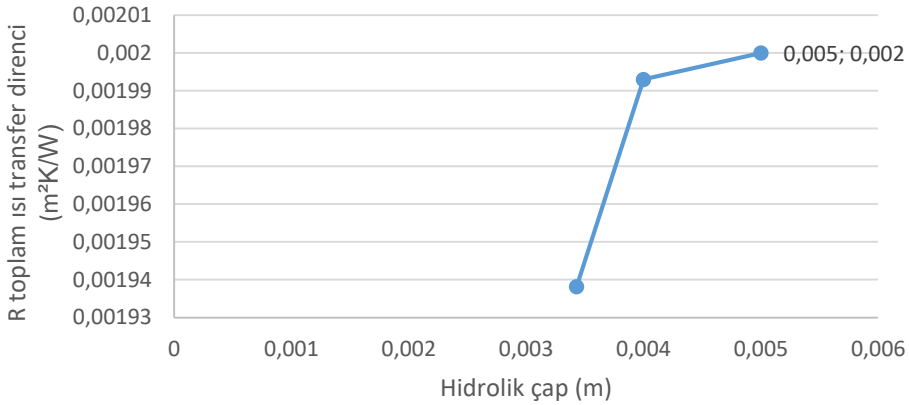
Şekil 4.26'da, dikdörtgen kanatçık yapısına sahip radyatörde laminer akış rejiminde hidrolik çap artışına bağlı olarak Reynolds sayısında doğrusal (lineer) bir artış meydana geldiği görülmektedir. Bu davranış, Reynolds sayısının tanımı gereği hidrolik çap ile doğru orantılı olmasından kaynaklanmaktadır. Akışkanın fiziksel özellikleri ve ortalama akış hızı sabit kabul edildiğinde, hidrolik çapta meydana gelen artış, akışın karakteristik boyutunu büyütmekte ve buna bağlı olarak Reynolds sayısının artmasına neden olmaktadır.

Elde edilen sonuçlar, hidrolik çap–Reynolds sayısı arasındaki bu doğrusal ilişkinin laminer akış koşullarında belirgin biçimde korunduğunu göstermektedir. Şekil üzerinde elde edilen regresyon denklemi ve yüksek uyum katsayısı ($R^2 \approx 1$), söz konusu ilişkinin sayısal olarak da güçlü bir tutarlılık sergilediğini ortaya koymaktadır. Bu durum, kullanılan geometrik modellemenin ve sınır şartlarının hidrodinamik açıdan tutarlı olduğunu göstermekte olup, hidrolik çapın radyatör tasarımında akış rejimini kontrol eden temel parametrelerden biri olduğunu doğrulamaktadır.

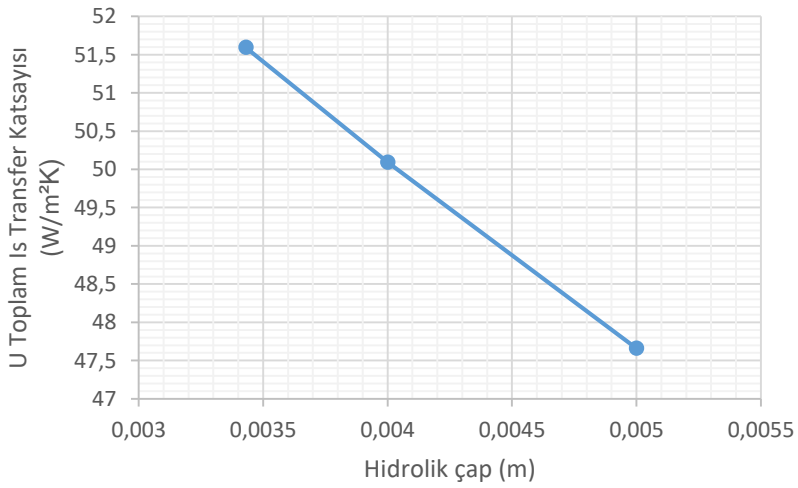
Şekil 4.27, Şekil 4.28 ve Şekil 4.29'da, hidrolik çapın artışına bağlı olarak sırasıyla ısı taşınım katsayısı (h)**,** toplam ısı transfer direnci (R_{toplam}) ve toplam ısı transfer katsayısı (U) değişimleri verilmektedir. İncelenen durumda hidrolik çap 0,00343 m**,** 0,004 m **ve** 0,005 m değerleri arasında değiştirilmiştir. Hidrolik çapın artmasıyla birlikte ısı taşınım katsayısının azaldığı görülmektedir. Buna göre h değeri, hidrolik çap 0,00343 m iken 207,31 W/m²K**,** 0,004 m iken 177 W/m²K ve 0,005 m iken 142 W/m²K olarak hesaplanmıştır (Şekil 4.27). Bu eğilim, kesit karakteristik boyutunun artmasıyla aynı debi koşullarında ortalama hızın ve buna bağlı konvektif taşınımın zayıflamasıyla ilişkilendirilebilir.



Şekil 4.27. Dikdörtgen kanatçıkta laminer akışta h–hidrolik çap değişimi.



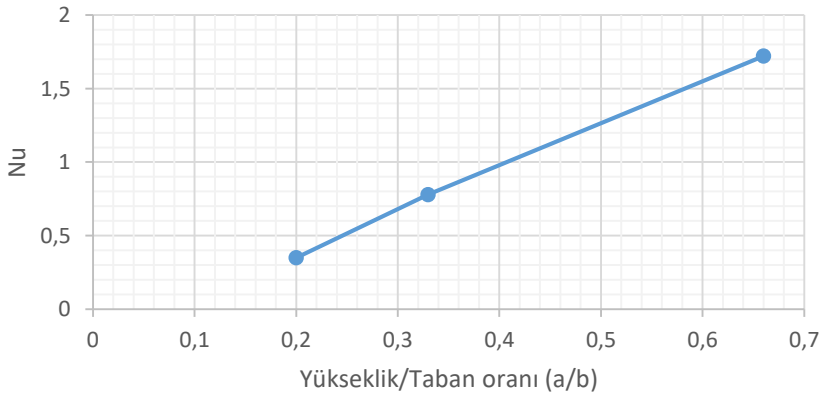
Şekil 4.28. Dikdörtgen kanatçıkta laminer akışta R_{toplam}– hidrolik çap değişimi.



Şekil 4.29. Dikdörtgen kanatçıkta laminer akışta U–hidrolik çap değişimi.

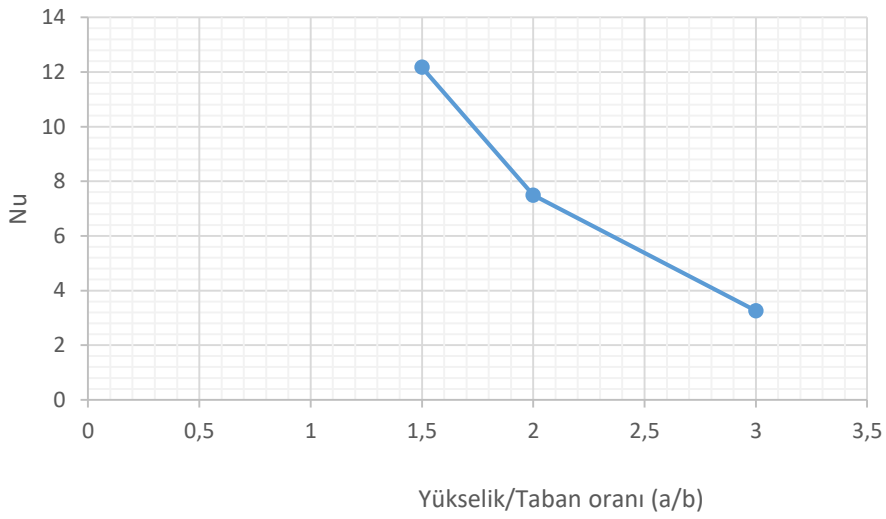
Aynı hidrolik çap değerleri için toplam ısı transfer direnci incelendiğinde, R_{toplam}'ın m^2K/W biriminde yaklaşık olarak 0,001938**,** 0,001996 ve 0,002 mertebelerinde değerler aldığı ve genel olarak artış eğilimi sergilediği görülmektedir (Şekil 4.28). Dirençteki bu artış, konvektif taraftaki zayıflama ile uyumlu olup, sistemin toplam ısı geçişine karşı gösterdiği direnç seviyesinin yükseldiğine işaret etmektedir. Nitekim toplam ısı transfer katsayısı (U) da hidrolik çap arttıkça azalma eğilimi göstermiştir (Şekil 4.29). Bu sonuçlar birlikte değerlendirildiğinde, hidrolik çapın büyümesinin laminer rejimde konvektif ısı transferini azaltarak U değerini düşürdüğü, buna karşılık R_{toplam} değerini artırdığı anlaşılmaktadır.

Üçgen kesitli kanatçık geometrisi için gerçekleştirilen analizlerde, kesit oranının ısı transfer karakteristikleri üzerindeki etkisini ortaya koymak amacıyla yükseklik/taban oranı (a/b) parametre olarak ele alınmıştır. Bu çalışmada geometrik oran $0 \leq a/b \leq 1$ aralığında değiştirilmiş olup, bu aralık üçgen kesitin tabanına göre yüksekliğinin taban değerini aşmadığı (görece basık/orta eğimli üçgen kesitler) durumları temsil etmektedir. Bu kapsamda Nusselt sayısının (Nu) a/b oranına bağlı değişimi Şekil 4.30'da gösterilmektedir. Şekil incelendiğinde, $0 \leq a/b \leq 1$ aralığında a/b oranının artmasıyla birlikte Nu değerinin belirgin ve yaklaşık doğrusal bir artış eğilimi sergilediği görülmektedir. Bu sonuç, üçgen kesitli kanal/akış geçişinde geometrinin bu boyutsuz oranla değiştirilmesinin akışın hidrodinamik ve termal gelişimini etkileyerek taşınımla ısı transferini güçlendirdiğine işaret etmektedir.



Şekil 4.30. Üçgen kanatçık için yükseklik/taban oranının (a/b) Nusselt sayısına (Nu) bağlı değişimi ($0 \leq a/b \leq 1$).

Şekil 4.31'de, kenar oranının (yükseklik/taban oranı, a/b) birden büyük olduğu durumlar için Nusselt sayısının (Nu) değişimi gösterilmektedir. Bu kapsamda $1 \leq a/b \leq 8$ aralığında yapılan incelemede, a/b oranı arttıkça Nu değerinin azalma eğilimi sergilediği görülmektedir. Başka bir ifadeyle, üçgen kesit geometrisi daha sivri ve daha yüksek hale geldikçe (yükseklik tabana göre büyüdükçe) taşınım ısı transfer performansının bu aralıkta zayıfladığı anlaşılmaktadır. Bu davranışın olası nedeni, a/b oranının büyümesiyle akış kesitinin karakterinin belirgin şekilde değişmesi ve akışın belirli bölgelerinde düşük hız/ölü bölge oluşumu ya da sınır tabaka kalınlığının artması gibi etkilerin daha baskın hale gelmesidir. Bu tür geometrilerde, duvar yakınındaki hız ve sıcaklık gradyenlerinin zayıflaması Nu değerini düşürücü yönde etki edebilir. Dolayısıyla Şekil 4.31'de gözlenen azalma, $a/b > 1$ bölgesinde üçgen kesitli kanatçık geometrisinin ısı transferi açısından her zaman avantaj sağlamadığını; belirli bir orandan sonra geometrik keskinleşmenin ısı taşınımını olumsuz etkileyebileceğini ortaya koymaktadır.

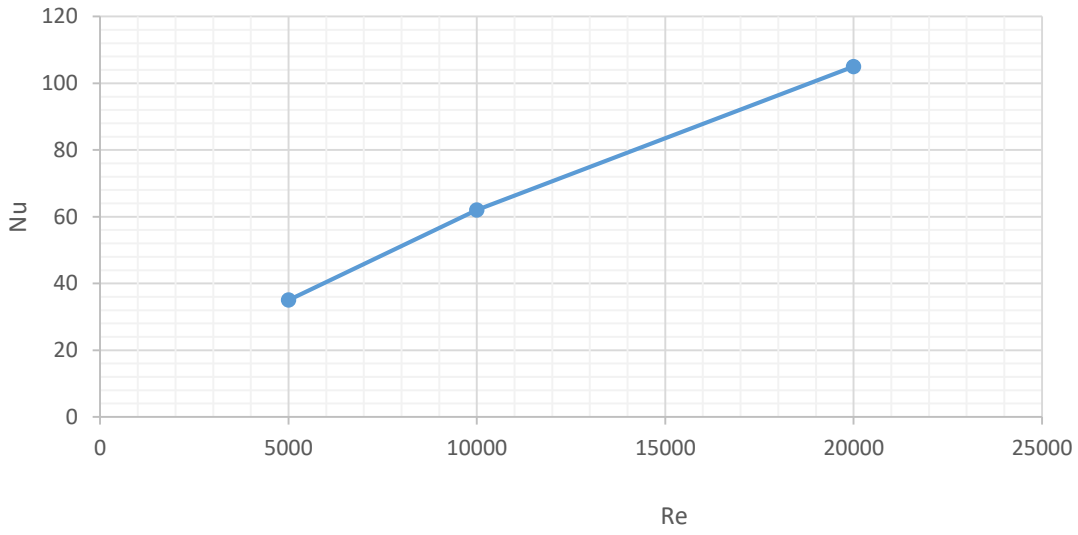


Şekil 4.31. Üçgen kanatçık için yükseklik/taban oranının (a/b) Nusselt sayısına (Nu) bağlı değişimi ($1 \leq a/b \leq 8$).

Şekil 4.32'de, üçgen kesitli kanatçık geometrisi için türbülanslı akış rejiminde Reynolds sayısına bağlı olarak Nusselt sayısının değişimi gösterilmektedir. İncelenen çalışma aralığında Reynolds sayısının 400 000 değerinden 535 660 seviyesine yükselmesiyle birlikte, Nusselt sayısının 388,51 değerinden 462,78 değerine çıktığı görülmektedir. Bu

sonuç, Reynolds sayısındaki artışın üçgen kesitli kanatçık yapısında taşınımla ısı transferini belirgin şekilde artırdığını ortaya koymaktadır.

Türbülanslı akış rejiminde Reynolds sayısının artması, akışkanın atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranının büyümesine ve buna bağlı olarak akış içerisindeki türbülans yoğunluğunun artmasına neden olmaktadır. Artan türbülans, sınır tabaka içerisinde daha etkin momentum ve enerji taşınımı sağlayarak duvar yakınındaki sıcaklık gradyenlerini yükseltmekte ve böylece ısı taşınım katsayısının artmasına katkıda bulunmaktadır. Bu etki, boyutsuz bir parametre olan Nusselt sayısındaki artış ile doğrudan yansıtılmaktadır.

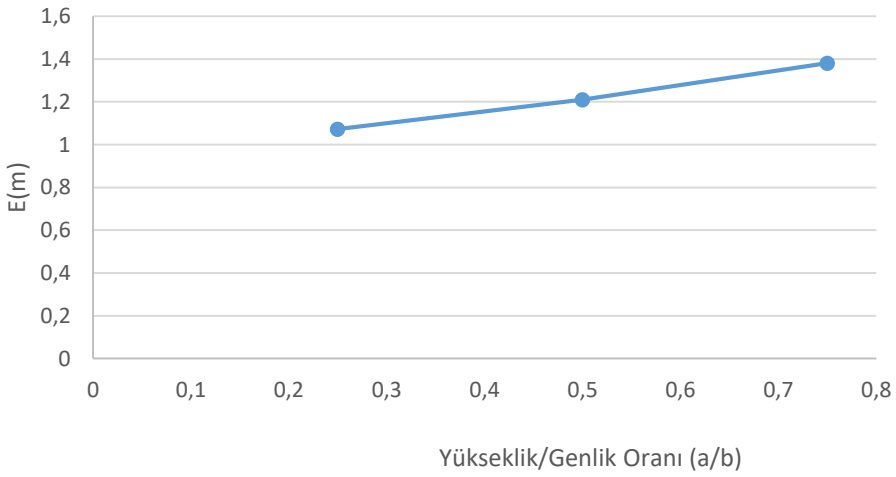


Şekil 4.32. Üçgen kanatçık için türbülanslı akış rejiminde Reynolds sayısına bağlı Nusselt sayısı değişimi.

Üçgen kesitli kanatçık geometrisinin keskin köşelere ve değişken kesit karakterine sahip olması, türbülanslı akış koşullarında akışın belirli bölgelerinde mikro ölçekli vorteks oluşumlarını teşvik edebilmektedir. Reynolds sayısının yükselmesiyle bu vorteks yapılarının daha etkin hale gelmesi, sınır tabakanın daha sık yenilenmesine ve ısı transferinin güçlenmesine yol açmaktadır. Bu nedenle Şekil 4.32'de gözlenen yaklaşık doğrusal artış eğilimi, hem akış rejiminin türbülanslı karakteriyle hem de üçgen kesitli kanatçık geometrisinin akışa sağladığı karıştırıcı etkiyle uyumlu bir davranış sergilemektedir.

Elde edilen bulgular, yüksek Reynolds sayılarında üçgen kesitli kanatçıkların ısı transfer performansı açısından avantajlı bir geometri sunduğunu göstermektedir. Ancak bu artışın, aynı zamanda basınç kaybı ve fan/pompa gücü gereksinimi üzerindeki etkileriyle birlikte değerlendirilmesi gerektiği açıktır. Bu bağlamda, türbülanslı akış rejiminde üçgen kesitli kanatçıklar için Reynolds sayısının artırılması, uygun bir hidrodinamik–termal optimizasyon çerçevesinde ele alınmalıdır.

Şekil 4.33'te, kıvrımlı (dalgalı) kanatçık geometrisine sahip yapılar için kenar oranının (yükseklik/genlik oranı, a/b) eliptik integral fonksiyonu E(m) üzerindeki etkisi gösterilmektedir. İncelenen geometri aralığında, a/b oranının artmasıyla birlikte E(m) değerinin artış eğilimi sergilediği görülmektedir. Bu durum, kıvrımlı kanatçık profilinin geometrik karakterinin değişmesiyle birlikte, eğrisel yüzey boyunca tanımlanan boyutsuz parametrelerin de sistematik biçimde etkilendiğini göstermektedir



.

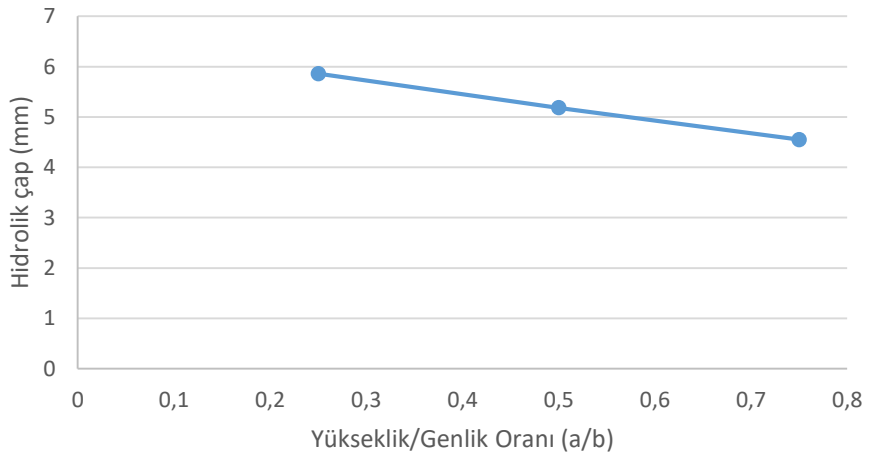
Şekil 4.33. Kıvrımlı kanatçık için kenar oranının (a/b) eliptik integral fonksiyonu E(m)'ye bağlı değişimi.

Eliptik integral fonksiyonu E(m), kıvrımlı veya periyodik eğrisel geometrilerde etkin yüzey uzunluğunun ve buna bağlı olarak gerçek ısı transfer alanının hesaplanmasında kullanılan temel matematiksel büyüklüklerden biridir. Kıvrımlı kanatçıklarda kenar oranının artması, dalga genliğinin veya eğriselliğin belirginleşmesine yol açarak yüzeyin düz bir profile kıyasla daha uzun bir ıslak çevreye sahip olmasına neden olmaktadır. Buna bağlı olarak E(m) değerinin büyümesi, kanatçık yüzeyinin akışla

temas eden etkin alanının arttığını ve geometrinin daha karmaşık bir eğrisel yapı kazandığını göstermektedir.

Bu sonuçlar, kıvrımlı kanatçık geometrilerinde yalnızca akış alanı ve hız dağılımının değil, aynı zamanda yüzey geometrisinin matematiksel temsilinin de ısı transfer analizlerinde kritik bir rol oynadığını ortaya koymaktadır. E(m) fonksiyonundaki artış, ilerleyen bölümlerde değerlendirilen ısı transfer katsayıları ve toplam ısı transfer performansı ile doğrudan ilişkilendirilebilir niteliktedir. Dolayısıyla, kenar oranı parametresinin kıvrımlı kanatçık tasarımında hem geometrik optimizasyon hem de termal performansın artırılması açısından dikkate alınması gereken temel bir tasarım değişkeni olduğu sonucuna varılmaktadır.

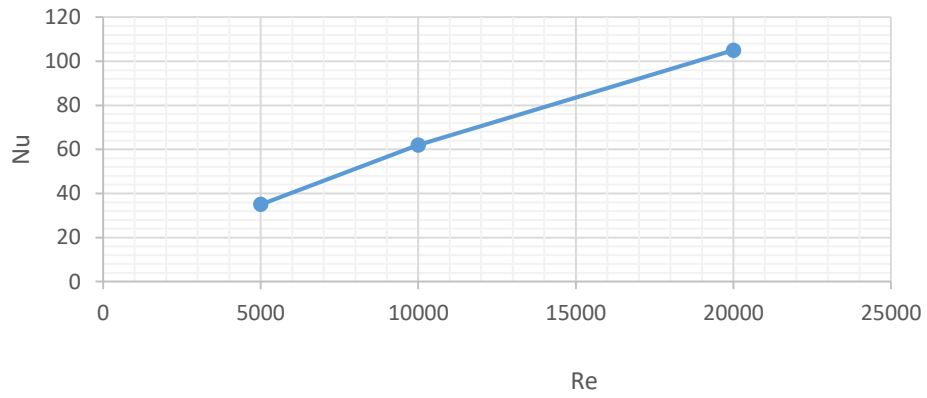
Şekil 4.34'te kıvrımlı kanatçık geometrisinde kenar oranı (a/b) arttıkça hidrolik çapın (D_h) azalma eğilimi gösterdiği görülmektedir. Kenar oranı a/b = 0,25 iken hidrolik çap D_h = 5,86 mm olarak hesaplanmış; kenar oranının a/b = 0,75 seviyesine yükselmesiyle D_h = 4,55 mm değerine düştüğü belirlenmiştir (Şekil 4.34). Bu eğilim, kenar oranındaki artışın akış kesiti geometrisini değiştirerek ıslak çevre/akış alanı oranını artırması ve buna bağlı olarak hidrolik çapın azalması ile ilişkilendirilebilir.



Şekil 4.34. Kıvrımlı kanatçık için kenar oranının (a/b) hidrolik çapa (D_h) bağlı değişimi.

Şekil 4.35'te, kıvrımlı (wavy) kanatçık geometrisine sahip yapı için türbülanslı akış koşullarında Reynolds sayısına bağlı Nusselt sayısı değişimi sunulmaktadır. Reynolds

sayısının Re = 5 000 değerinde olduğu durumda Nu = 35 olarak belirlenmiş; Reynolds sayısının Re = 20 000 seviyesine yükselmesiyle Nu = 105 değerine çıktığı görülmüştür. Bu sonuç, incelenen aralıkta Reynolds sayısındaki artışın kıvrımlı kanatçık geometrisinde taşınımla ısı transferini belirgin biçimde artırdığını göstermektedir.



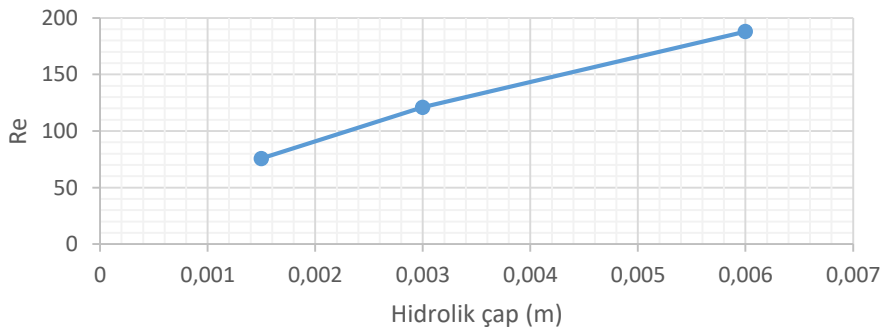
Şekil 4.35. Kıvrımlı kanatçıkta türbülanslı akış rejiminde Re–Nu ilişkisi.

Türbülanslı rejimde Reynolds sayısının artması, akış içerisindeki türbülans şiddetini ve karışım etkinliğini artırarak duvar yakınındaki sıcaklık gradyenlerini büyütmektedir. Bu durum, ısı taşınım katsayısının artmasına ve dolayısıyla boyutsuz ısı transfer göstergesi olan Nusselt sayısının yükselmesine yol açmaktadır. Kıvrımlı kanatçık geometrisinde ise yüzey eğriselliği ve periyodik profil değişimi, akışın belirli bölgelerde vorteks oluşumlarını teşvik edebilmektedir. Reynolds sayısı yükseldikçe bu vorteks yapılarının daha etkin hale gelmesi, sınır tabakanın daha sık bozulmasına ve termal sınır tabakanın incelmesine neden olarak ısı transferini güçlendirmektedir. Bu nedenle Şekil 4.35'te gözlenen artış eğilimi, kıvrımlı kanatçıkların türbülanslı akışta "karıştırma etkisi" ile ısı transferini artırma potansiyeliyle uyumludur. Bununla birlikte, kıvrımlı kanatçıkların ısı transferindeki bu olumlu etkisinin, basınç kaybı ve akış direnci üzerindeki karşılığıyla birlikte değerlendirilmesi gerekmektedir. Reynolds sayısının artması genellikle sürükleme ve basınç kaybını da artıracağından, tasarım açısından yalnızca Nu artışı değil, aynı zamanda ısı transfer artışı başına basınç kaybı (ör. j/f değerlendirmesi) gibi performans kriterleri de dikkate alınmalıdır. Bu çerçevede, kıvrımlı kanatçık geometrisinin türbülanslı rejimde yüksek Nu değerleri sunması, uygun işletme koşulları

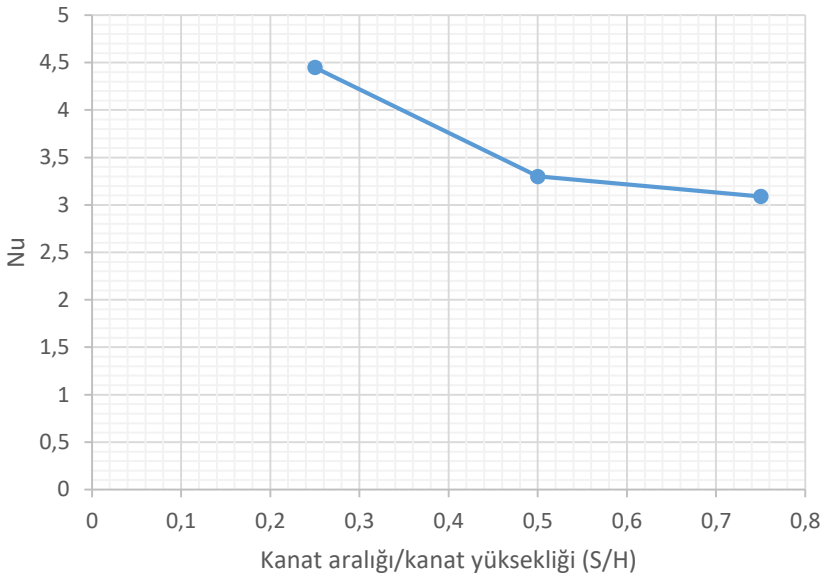
ve kabul edilebilir basınç kaybı sınırları altında etkin bir ısı transfer geliştirme yöntemi olarak değerlendirilebilir.

Şaşırtmalı kanatçık geometrisi için yapılan analizlerde, geometrik ve hidrodinamik parametrelerin Reynolds ve Nusselt sayıları üzerindeki etkileri Şekil 4.36–Şekil 4.40 arasında ayrıntılı olarak incelenmiştir. Şekil 4.36'da görüldüğü üzere, hidrolik çapın artmasıyla birlikte Reynolds sayısında belirgin bir artış meydana gelmiştir. Bu durum, hidrolik çapın Reynolds sayısının tanımında doğrudan yer alması ve kesit karakteristik boyutunun büyümesiyle birlikte, aynı akış şartlarında akışın daha baskın atalet etkileri göstermesiyle ilişkilidir. Şaşırtmalı kanatçık yapılarında hidrolik çap artışı, akışın kanallar içerisinde daha rahat gelişmesine olanak sağlayarak Reynolds sayısını artırıcı yönde etki göstermektedir.

Şekil 4.37'de, kanat aralığı/kanat yüksekliği oranının (s/h) Nusselt sayısı üzerindeki etkisi sunulmuştur. Buna göre **s**/h oranının azalmasıyla Nu sayısında artış gözlemlenmiştir. Bu sonuç, şaşırtmalı kanatçık geometrisinin temel karakteristiği olan akış bozucu etkinin, daha dar kanat aralıklarında güçlenmesiyle açıklanabilir. s/h oranının küçülmesi, akışın kanatçıklar arasında daha sık yön değiştirmesine, sınır tabakanın daha sık bozulmasına ve dolayısıyla taşınım ısı transferinin artmasına neden olmaktadır. Bu durum, şaşırtmalı kanatçıkların ısı transferini artırma potansiyelinin büyük ölçüde geometrik oranlara bağlı olduğunu göstermektedir.

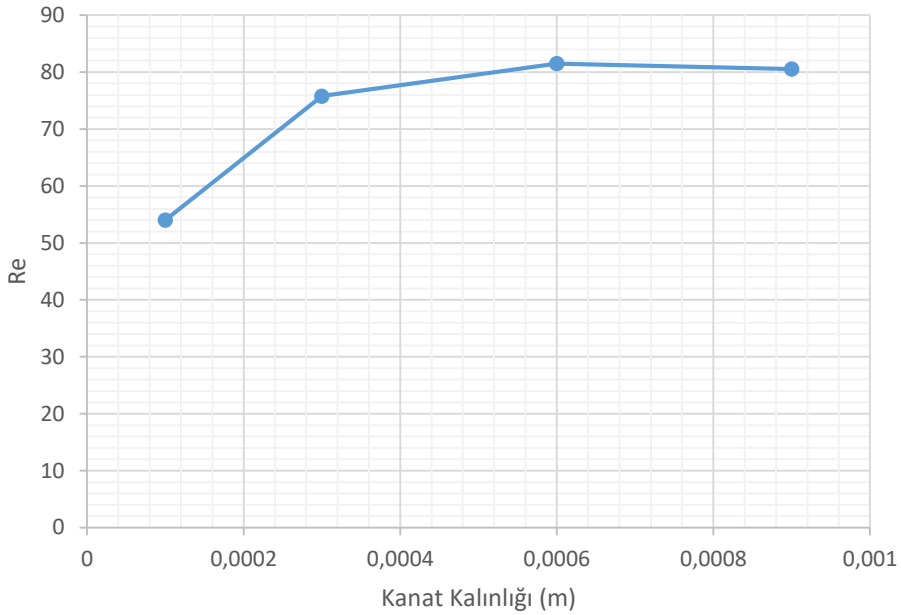


Şekil 4.36. Şaşırtmalı kanatçık için Reynolds sayısının hidrolik çapa (D_h) bağlı değişimi.

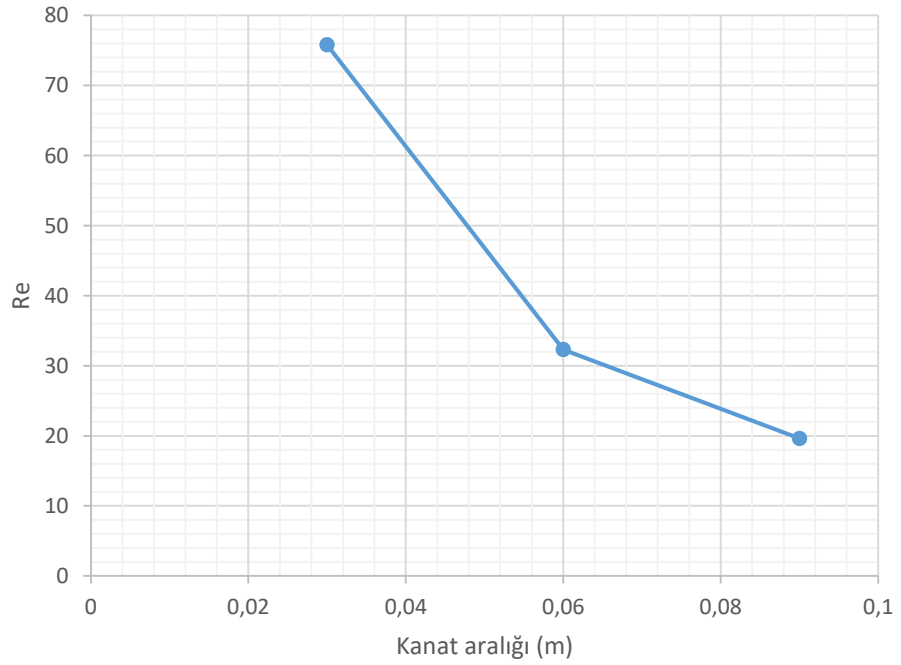


Şekil 4.37. Şaşırtmalı kanatçık için Nusselt sayısının kanat aralığı/kanat yüksekliği oranına (s/h) bağlı değişimi.

Kanatçık kalınlığının etkisi Şekil 4.38'de verilmiştir. Kanat kalınlığının 0,0003 m değerinden 0,0009 m seviyesine çıkarılmasıyla Reynolds sayısının 75,8'den 80,54'e yükseldiği görülmektedir. Kanat kalınlığındaki artış, akış kesitinde etkin akış alanını azaltırken aynı zamanda akışın karakteristik boyutunu ve hidrolik davranışını değiştirmektedir. Bu değişim, yerel hızların ve akış rejiminin yeniden düzenlenmesine yol açarak Reynolds sayısında artış şeklinde kendini göstermektedir. Ancak bu artışın sınırlı olması, kanat kalınlığının Re üzerindeki etkisinin hidrolik çap veya kanat uzunluğu gibi parametrelere kıyasla daha ikincil bir rol oynadığını düşündürmektedir.



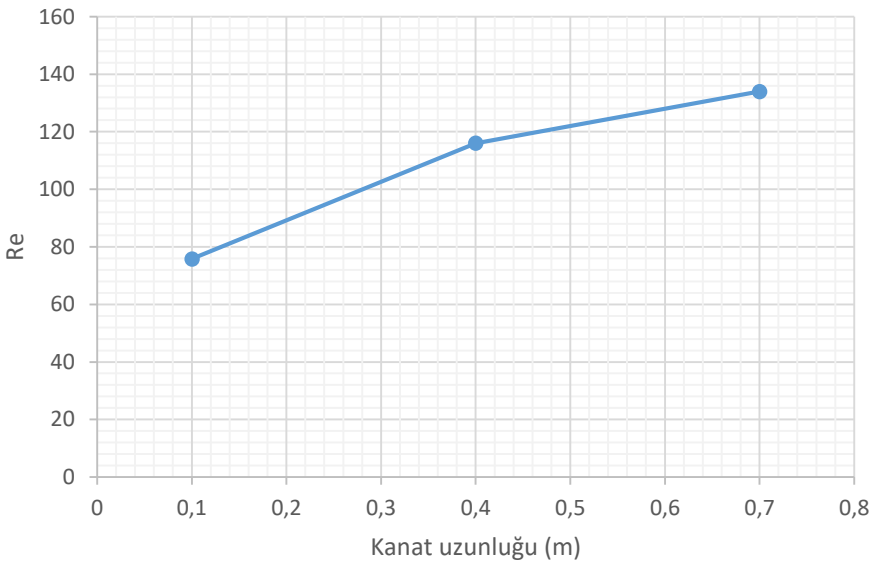
Şekil 4.38. Şaşırtmalı kanatçık için Reynolds sayısının kanat kalınlığına bağlı değişimi.



Şekil 4.39. Şaşırtmalı kanatçık için Reynolds sayısının kanat aralığına (s) bağlı değişimi.

Şekil 4.39'da kanat aralığının (s) Reynolds sayısı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, kanat aralığının artması Reynolds sayısının azalmasına neden olmuştur. Kanat aralığının büyümesi, şaşırtma etkisini zayıflatarak akışın daha düzenli ve daha az bozucu bir karakter kazanmasına yol açmaktadır. Bu durum, akışın türbülans üretme potansiyelini düşürmekte ve Reynolds sayısında azalma ile sonuçlanmaktadır. Dolayısıyla şaşırtmalı kanatçık tasarımında, çok geniş kanat aralıklarının ısı transferi açısından dezavantaj oluşturabileceği anlaşılmaktadır.

Son olarak Şekil 4.40'ta kanat uzunluğunun (l) Reynolds sayısı üzerindeki etkisi verilmiştir. Kanat uzunluğunun 0,1 m**,** 0,4 m ve 0,7 m olarak artırılmasıyla birlikte Reynolds sayısının 75,8 ile 134 arasında değiştiği ve genel olarak artış eğilimi sergilediği görülmektedir. Kanat uzunluğunun artması, akışın kanatçıklar boyunca daha uzun bir mesafe boyunca gelişmesine ve karakteristik uzunluğun büyümesine neden olmaktadır. Bu durum, Reynolds sayısının artmasını beraberinde getirerek akışın hidrodinamik olarak daha etkin bir rejime doğru ilerlemesini sağlamaktadır.



Şekil 4.40. Şaşırtmalı kanatçık için Reynolds sayısının kanat uzunluğuna (l) bağlı değişimi.

Genel olarak değerlendirildiğinde, şaşırtmalı kanatçık geometrisinde hidrolik çap, s/h oranı, kanat aralığı ve kanat uzunluğu gibi geometrik parametrelerin hem Reynolds hem

de Nusselt sayıları üzerinde belirgin etkilerinin olduğu görülmektedir. Özellikle dar kanat aralıkları ve düşük s/h oranları**,** ısı transferini artırıcı yönde etkili olurken; kanat uzunluğu ve hidrolik çap artışı akışın hidrodinamik karakterini güçlendirmektedir. Bu sonuçlar, şaşırtmalı kanatçıkların tasarımında geometrik parametrelerin birlikte ve dengeli bir şekilde ele alınmasının, optimum ısı transfer performansının elde edilmesi açısından kritik olduğunu ortaya koymaktadır.

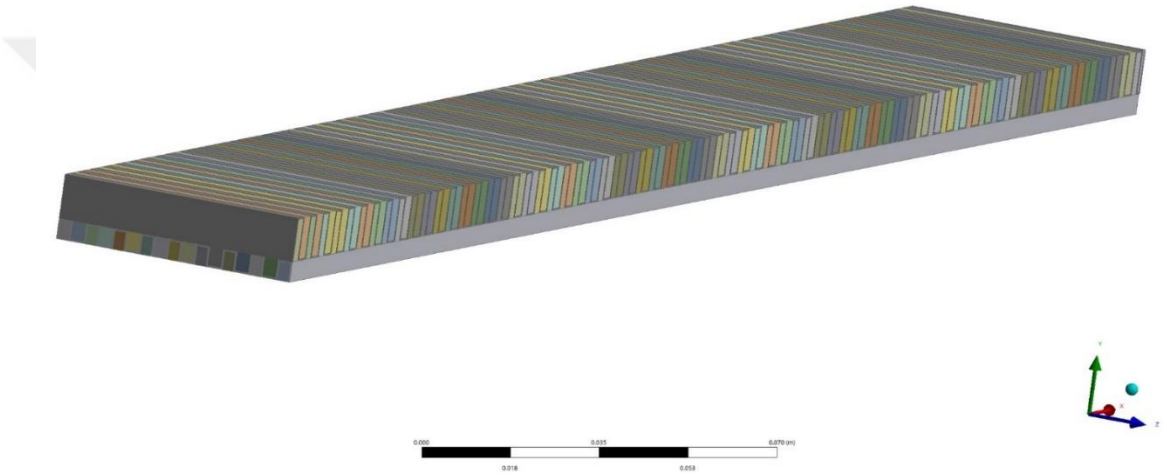
4.3. Nümerik Analiz Sonuçları

Bu bölümde, çalışmada ele alınan radyatör ve kanatçık geometrilerinin akış ve ısı transferi davranışlarını incelemek amacıyla gerçekleştirilen nümerik analizler sunulmaktadır. Günümüzde karmaşık akış ve ısı transferi problemlerinin çözümünde yaygın olarak kullanılan hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemleri, deneysel çalışmaların tamamlayıcısı ve bazı durumlarda alternatifi olarak önemli avantajlar sağlamaktadır. HAD yöntemleri sayesinde, akış alanı içerisindeki hız, sıcaklık ve basınç dağılımları ayrıntılı olarak incelenebilmekte ve sistem performansı sayısal olarak değerlendirilebilmektedir.

Farklı kanatçık geometrilerine sahip radyatörler için gerçekleştirilen nümerik analizlerden elde edilen sonuçlar bu bölümde sunulmakta ve karşılaştırmalı olarak değerlendirilmektedir. Çalışmada öncelikle, literatürde ve endüstriyel uygulamalarda yaygın olarak kullanılan dikdörtgen kanatçık yapısı referans (baz) model olarak ele alınmış; modelin doğrulanmasının ardından ısı transfer performansını artırmaya yönelik olarak sırasıyla hava yarıklı, şaşırtmalı ve çukurlu kanatçık geometrileri incelenmiştir. Bu karşılaştırmalı incelemenin sağlıklı biçimde yapılabilmesi için, tüm geometrilerde temel ısı eşanjörü gövdesi ve kanal ölçüleri sabit tutularak yalnızca kanatçık formu değiştirilmiştir. Bu kapsamda modelin geometrik yapısı, Şekil 4.41'de gösterildiği üzere mikrokanallardan oluşan bir ısı eşanjörü temel alınarak oluşturulmuş; çalışmada kullanılan kanal boyutları mevcut (baz) model ile birebir aynı tutulmuştur.

Tipik bir çapraz akışlı ısı eşanjöründe yağ–hava ve hava–hava radyatör bölümleri yaklaşık 19 adet hücre çifti halinde tekrar eden bir dizilim göstermektedir. Bu hücrelerin

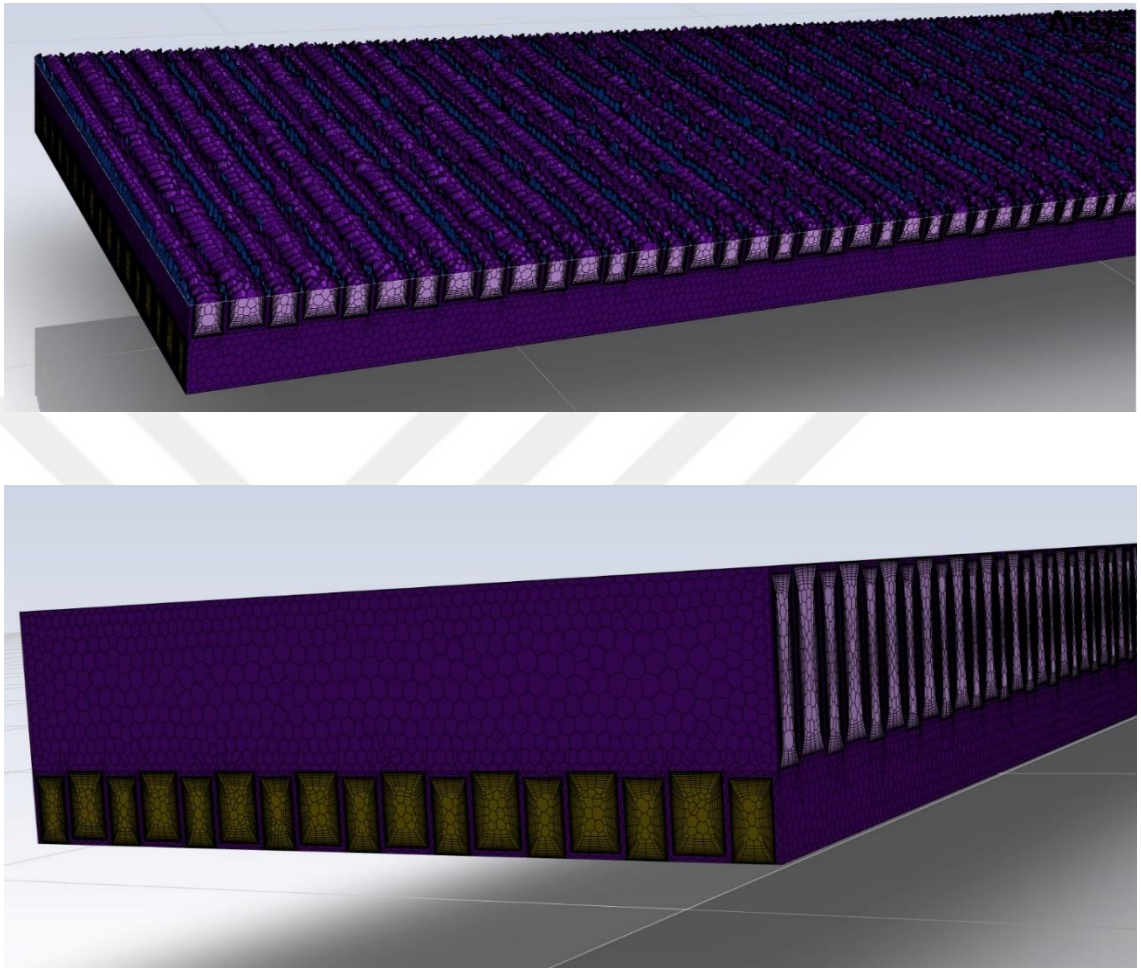
büyük çoğunluğu geometrik ve akış açısından birbirleriyle özdeş olup, yalnızca dış sınırda yer alan hücrelerde kenar etkilerine bağlı sınırlı farklılıklar oluşabilmektedir. Bu nedenle, sayısal analizlerde tüm sistemi modellemek yerine tek bir birim hücre dikkate alınmış; uygun simetri sınır koşulları tanımlanarak tüm eşanjörün davranışı temsil edilmiştir. Bu yaklaşım, çözüm alanını önemli ölçüde küçülterek sayısal analizlerin daha etkin ve yönetilebilir bir çerçevede yürütülmesini sağlamakta, benzer doğruluk düzeyiyle daha kısa sürede sonuç elde edilmesine imkân tanımaktadır.



Şekil 4.41. Sayısal analizlerde kullanılan radyatör modelinin ANSYS ortamındaki geometrik görünümü.

Şekil 4.42'de radyatör modeline ait ağ (mesh) yapısı gösterilmektedir. Çözüm ağında polihedral hücre tipi tercih edilmiş; ayrıca katı–akışkan ara yüzeylerinde hız ve sıcaklık gradyenlerinin doğru yakalanabilmesi amacıyla duvar bölgelerine sınır tabaka katmanları tanımlanmıştır. Bu yaklaşım ile toplam 3 174 644 hücreden oluşan bir hesaplama ağı elde edilmiş ve sayısal çözümler bu ağ yapısı üzerinde gerçekleştirilmiştir. Ağ kalitesi metrikleri incelendiğinde, skewness ve ortogonal kalite değerlerinin kabul edilebilir aralıkta olduğu ve çözüm kararlılığı açısından uygun bir ağ yapısı sağlandığı belirlenmiştir. Ayrıca sınır tabaka katmanlarının düzenli oluşturulması sayesinde ortalama y^+ değeri ≈ 1 mertebesinde elde edilmiştir. Bu seviye, özellikle duvar yakın bölgesinin çözümünde yüksek doğruluk sağlamakta ve ısı transferi ile akış

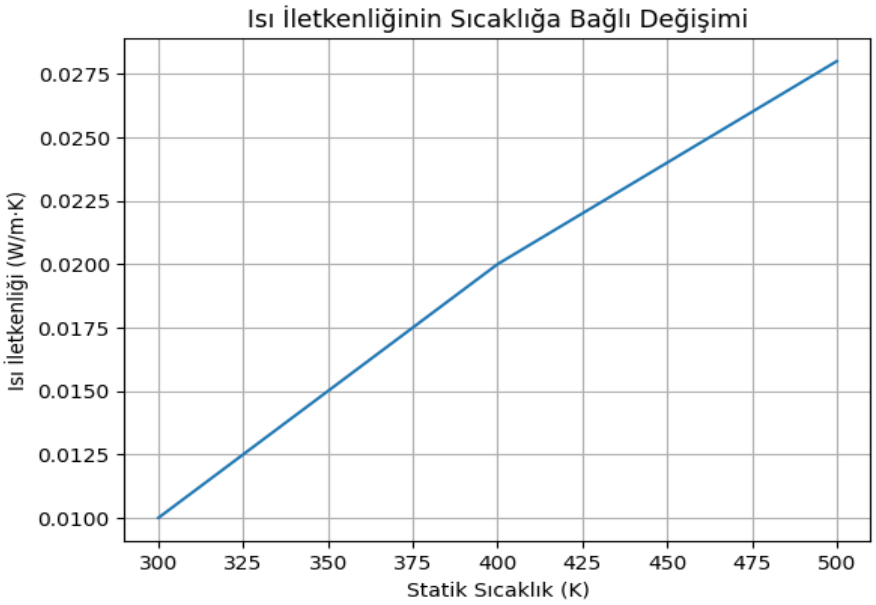
karakteristiklerinin türbülans modeli kapsamında güvenilir biçimde hesaplanmasına olanak tanımaktadır.



Şekil 4.42. Radyatör modelinin ağ (mesh) yapısı.

Sınır Şartları ve Malzeme Özellikleri

Bu çalışmada hava akışı düşük hız rejiminde değerlendirildiğinden, sıkıştırılabilirlik etkileri ihmal edilmiştir. Bununla birlikte havanın yoğunluğu, ideal gaz denklemi kullanılarak sıcaklığa bağlı şekilde hesaplanmış ve çözüme dâhil edilmiştir. Havanın diğer termofiziksel özellikleri (ör. özgül ısı, viskozite, ısı iletkenliği) ise Şekil 4.43–4.45'te gösterildiği üzere sıcaklığa bağlı olarak tanımlanarak hesaplamalarda kullanılmıştır.



Şekil 4.43. Havanın ısı iletkenlik katsayısının sıcaklığa bağlı değişimi.



Şekil 4.44. Havanın dinamik viskozitesinin sıcaklığa bağlı değişimi.



Şekil 4.45. Havanın özgül ısısının sıcaklığa bağlı değişimi.

Çizelge 4.6'da, HAD analizlerinde kullanılan akışkan ve katı malzemelere ait termofiziksel özellikler özetlenmiştir. Sayısal çözümlerde hava ve yağ akışkan olarak, alüminyum ise radyatör gövdesini temsil eden katı malzeme olarak tanımlanmıştır. Hava için düşük hız rejiminde çalışıldığı varsayımıyla sıkıştırılabilirlik etkileri ihmal edilmiş, ancak yoğunluk ideal gaz yaklaşımı kullanılarak sıcaklığa bağlı şekilde hesaplanmıştır. Havanın özgül ısısı (c_p), ısı iletkenliği (k) ve dinamik viskozitesi (μ) ise, sıcaklığa bağlı değişimleri dikkate alınarak polinom fonksiyonlar şeklinde tanımlanmış ve çözüme dahil edilmiştir.

Alüminyum ve yağ için ise analiz koşullarındaki sıcaklık aralığının sınırlı olması nedeniyle termofiziksel özelliklerin değişimi ihmal edilmiş; bu malzemelere ait yoğunluk, özgül ısı ve ısı iletkenliği değerleri sabit (constant) kabul edilmiştir. Bu yaklaşım, sayısal çözüm sürecinde kararlılığın sağlanmasına ve sonuçların tutarlılığının korunmasına katkı sağlamaktadır.

Çizelge 4.6. HAD analizlerinde kullanılan akışkan ve katı malzeme özellikleri (ANSYS Fluent)

Malzeme	**Malzeme türü**	**Yoğunluk, ρ**	**Özgül ısı, cp**	**Isı iletkenliği, k**	**Dinamik viskozite, μ**	**Molekül ağırlığı, M**
Hava (air)	Akışkan	Sıkıştırılamaz İdeal Gaz	Polinomial (J/kg·K)	Polinomial (W/m·K)	Polinomial (kg/m·s)	28,966 (kg/kmol)
Alüminyum (aluminum)	Katı	2719 (kg/m^3)	871 (J/kg·K)	150 (W/m·K)	—	—
Yağ (oil)	Akışkan	850 (kg/m^3)	2075 (J/kg·K)	0,13 (W/m·K)	0,04 (kg/m·s)	—

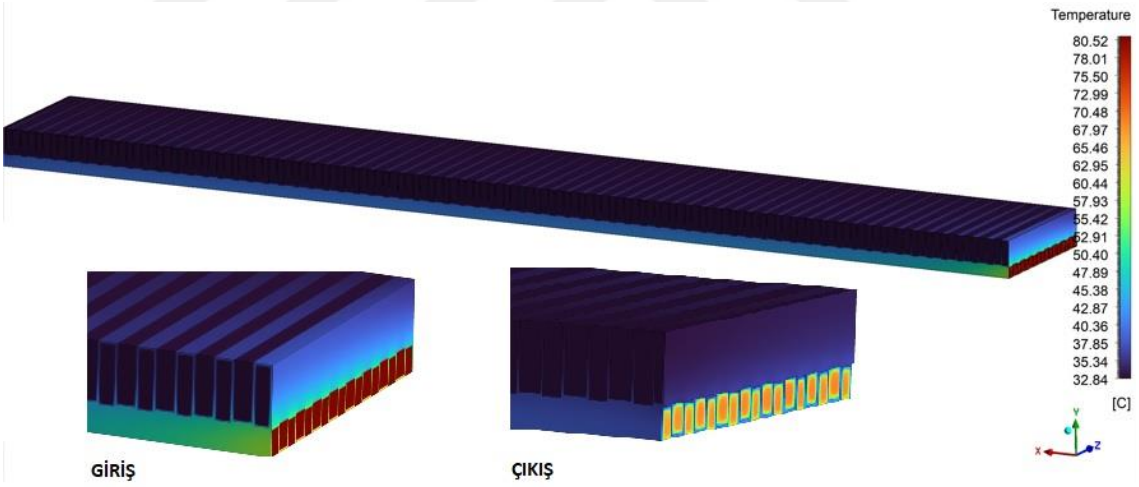
Hava için $c_p(T)$, $k(T)$ ve $\mu(T)$ değerleri sıcaklığa bağlı polinom olarak tanımlanmıştır. Alüminyum ve yağ için termofiziksel özellikler sabit (constant) kabul edilmiştir (Çizelge 4.6).

Çizelge 4.7'de, HAD analizlerinde kullanılan giriş ve çıkış sınır koşulları özetlenmiştir. Hava tarafı için giriş hızı ve giriş sıcaklığı deneysel ölçümlerden elde edilen değerler esas alınarak tanımlanmış; yağ tarafında ise giriş sıcaklığı ve kütlesel debi sınır koşulu olarak atanmıştır. Çıkış koşullarında, yağ çıkış basıncı 8 bar, hava çıkış basıncı ise 1 bar mutlak olarak belirlenmiştir. Bu sınır koşulları, sayısal modelde deneysel çalışma koşullarının gerçekçi bir şekilde temsil edilmesini sağlamakta ve elde edilen nümerik sonuçların deneysel verilerle karşılaştırılabilirliğini artırmaktadır.

Çizelge 4.7. HAD analizlerinde kullanılan giriş/çıkış koşulları (ölçülen değerler).

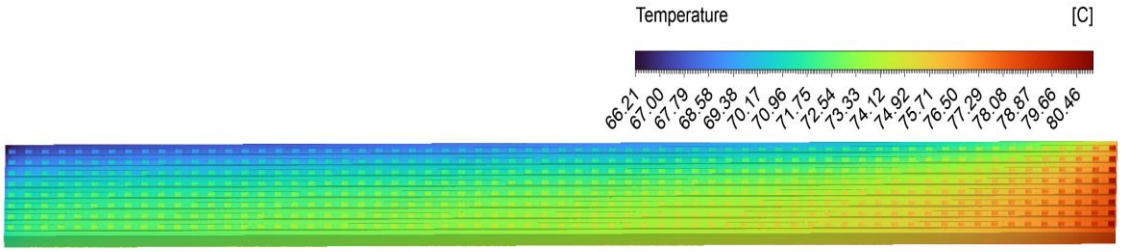
Parametre	Değer	Birim
Hava giriş hızı	4	m/s
Hava giriş sıcaklığı	33	°C
Yağ giriş sıcaklığı	81	°C
Yağ giriş kütlesel debisi	0,0211	kg/s
Yağ çıkış basıncı	8	Bar
Hava çıkış basıncı	1	Bar (mutlak)

Şekil 4.46–4.48'de, sayısal analizler sonucunda radyatör sisteminin farklı bölgeleri için elde edilen sıcaklık dağılımları sunulmaktadır. Şekil 4.46'da tüm sistem genelinde sıcaklık alanının dağılımı görülmekte olup, girişten çıkışa doğru sıcaklık gradyenlerinin düzenli bir şekilde oluştuğu gözlemlenmektedir. Bu durum, ısı transferinin radyatör boyunca kararlı ve sürekli bir şekilde gerçekleştiğini göstermektedir.



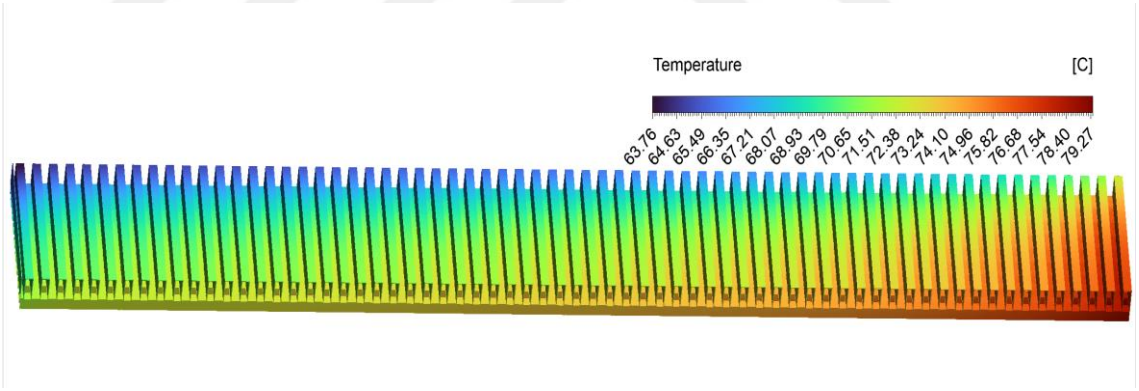
Şekil 4.46. Sayısal analizler sonucunda elde edilen tüm sistem için sıcaklık dağılımı.

Şekil 4.47'de yağ tarafına ait sıcaklık dağılımı incelendiğinde, yağ giriş bölgesinde daha yüksek sıcaklık değerlerinin oluştuğu, akış yönü boyunca ise sıcaklığın kademeli olarak azaldığı görülmektedir. Bu sıcaklık düşüşü, yağdan katı yüzeylere ve akışkan–katı ara yüzeyinden hava tarafına doğru gerçekleşen ısı transferinin etkinliğini ortaya koymaktadır.

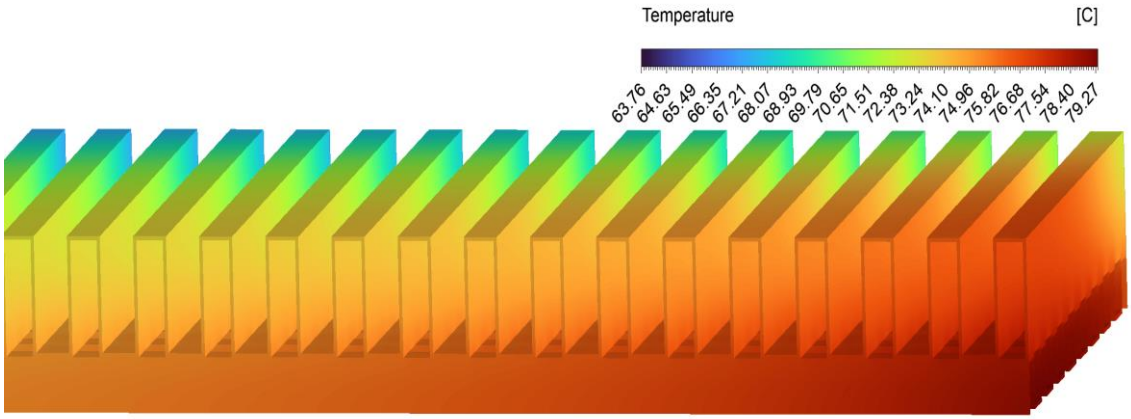


Şekil 4.47. Sayısal analizler sonucunda yağ tarafında oluşan sıcaklık dağılımı.

Şekil 4.48'de ise alüminyum kanatçık yapısına ait sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Kanatçık kök bölgelerinde daha yüksek sıcaklıkların oluştuğu, kanatçık uçlarına doğru sıcaklığın azaldığı gözlemlenmiştir. Bu dağılım, ısının katı yapı içerisinde iletim yoluyla taşındığını ve kanatçık yüzeylerinden akışkana taşınım yoluyla uzaklaştırıldığını açıkça göstermektedir.

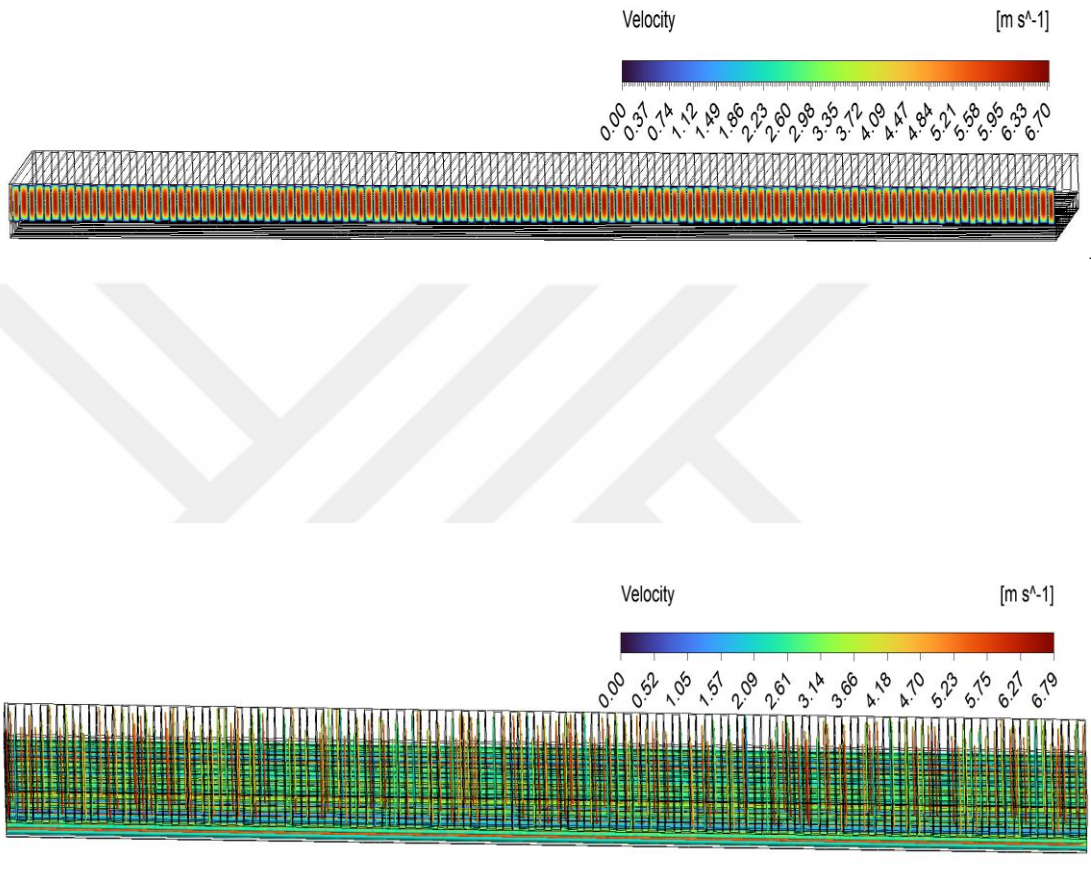


Şekil 4.48. Sayısal analizler sonucunda alüminyum kanatçık yapısında oluşan sıcaklık dağılımı.

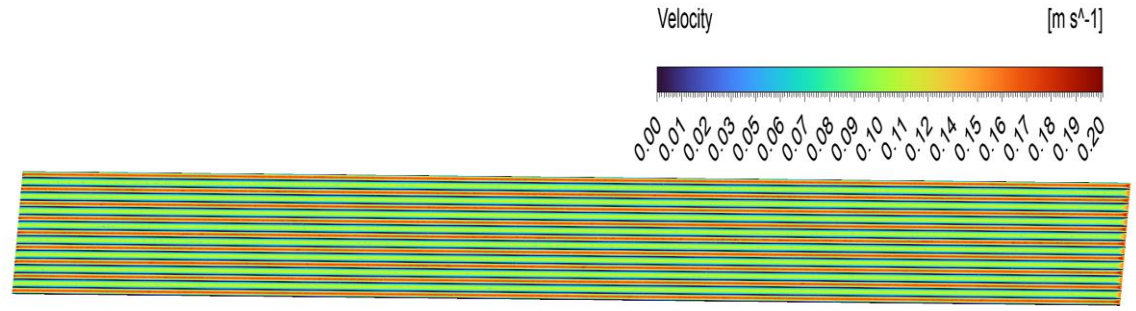


Şekil 4.48. Sayısal analizler sonucunda alüminyum kanatçık yapısında oluşan sıcaklık dağılımı (devam).

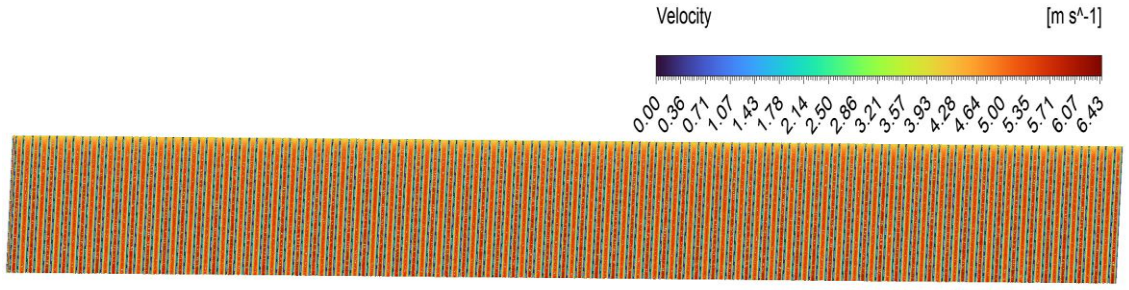
Şekil 4.49'da, radyatör sistemine ait hız dağılımı profilleri; (a) hava tarafı çıkış hız dağılımı, (b) hız akım çizgileri, (c) yağ tarafı hız dağılım kesidi ve (d) hava tarafı hız dağılım kesidi olmak üzere dört farklı görünüm üzerinden sunulmaktadır. Görseller incelendiğinde, akışkanların kanallar boyunca düzenli bir şekilde ilerlediği ve girişten çıkışa doğru hız alanlarının kararlı bir yapı sergilediği görülmektedir. (a) numaralı hava tarafı çıkış hız dağılımı incelendiğinde, çıkış kesiti boyunca hız alanının dengeli dağıldığı ve belirgin bir hız yığılması oluşmadığı anlaşılmaktadır. (b) numaralı hız akım çizgileri, akışın kanal geometrisi tarafından yönlendirildiğini ve akış ayrılması, geri akış veya girdap oluşumu gibi istenmeyen akış davranışlarının meydana gelmediğini göstermektedir. (c) yağ tarafı hız dağılım kesidinde, mikrokanallar içerisinde hız dağılımının büyük ölçüde homojen olduğu, duvar bölgelerinde ise sınır tabaka etkisi nedeniyle hızların azaldığı gözlemlenmiştir. (d) hava tarafı hız dağılım kesidinde de benzer şekilde duvar yakınlarında hız düşüşleri görülmekte olup, kanal merkezinde daha yüksek hız değerleri elde edilmiştir. Yağ ve hava taraflarına ait hız dağılımları birlikte değerlendirildiğinde, akış rejimi ve kanal geometrisine bağlı olarak hız büyüklüklerinin farklılık gösterdiği, ancak her iki akışkan için de düzenli ve kararlı bir akış yapısının korunduğu anlaşılmaktadır. Elde edilen hız profilleri, tanımlanan sınır koşulları ve oluşturulan ağ yapısının akış alanını doğru şekilde temsil ettiğini göstermektedir.



Şekil 4.49. Radyatör sistemine ait hız dağılımı profilleri: (a) hava tarafı çıkış hız dağılımı, (b) hız akım çizgileri, (c) yağ tarafı hız dağılım kesidi, (d) hava tarafı hız dağılım kesidi.



C



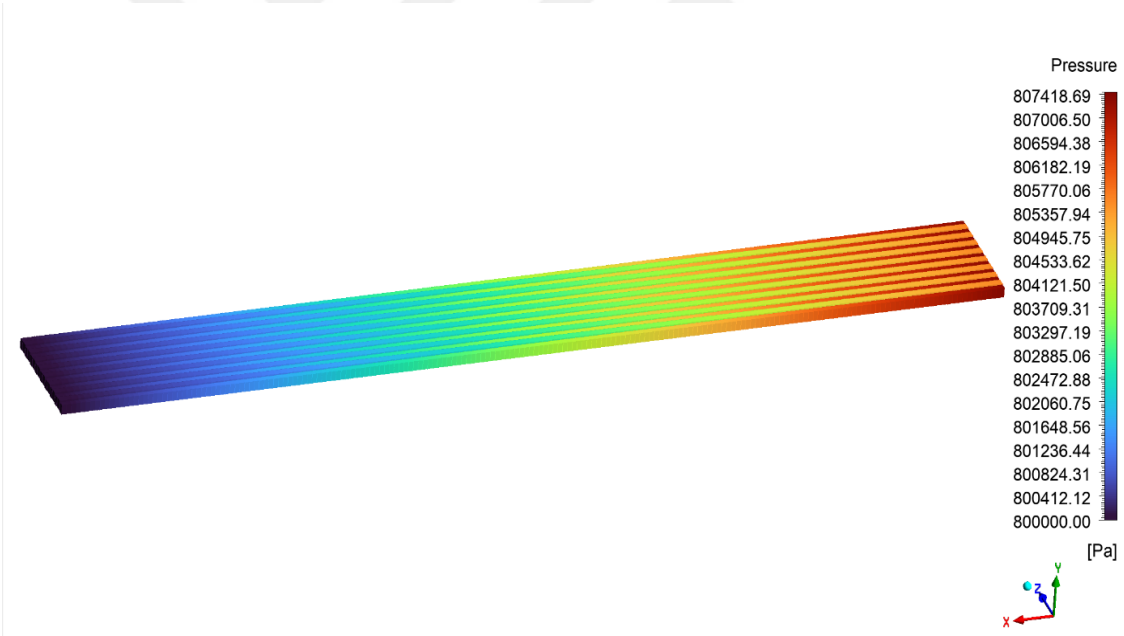
D

Şekil 4.49. Radyatör sistemine ait hız dağılımı profilleri: (a) hava tarafı çıkış hız dağılımı, (b) hız akım çizgileri, (c) yağ tarafı hız dağılım kesidi, (d) hava tarafı hız dağılım kesidi. (devam).

Şekil 4.50'de, sayısal analizler sonucunda radyatör sistemi boyunca oluşan basınç dağılımı gösterilmektedir. Görsel incelendiğinde, akış yönü boyunca basıncın girişten çıkışa doğru düzenli ve sürekli bir şekilde azaldığı görülmektedir. Bu durum, radyatör kanalları içerisinde akışın kararlı olduğunu ve sistem boyunca enerji kayıplarının öngörülebilir bir şekilde gerçekleştiğini göstermektedir.

Basınç düşüşünün radyatör boyunca homojen bir dağılım sergilemesi, kanal geometrisinin ve kanatçık yapısının akışı olumsuz yönde bozmadığını, ani daralma veya genişlemelere bağlı yerel basınç kayıplarının sınırlı düzeyde kaldığını ortaya koymaktadır. Ayrıca, basınç alanında ani sıçramalar veya düzensizliklerin gözlenmemesi, oluşturulan ağ yapısının ve tanımlanan sınır koşullarının akış alanını fiziksel olarak doğru şekilde temsil ettiğini göstermektedir.

Elde edilen basınç dağılımı, radyatör tasarımının akış direnci açısından dengeli olduğunu ve fan ya da pompa tarafından sağlanması gereken basınç farkının makul seviyelerde kaldığını ortaya koymaktadır. Bu durum, sistemin enerji verimliliği açısından olumlu bir gösterge olarak değerlendirilebilir.



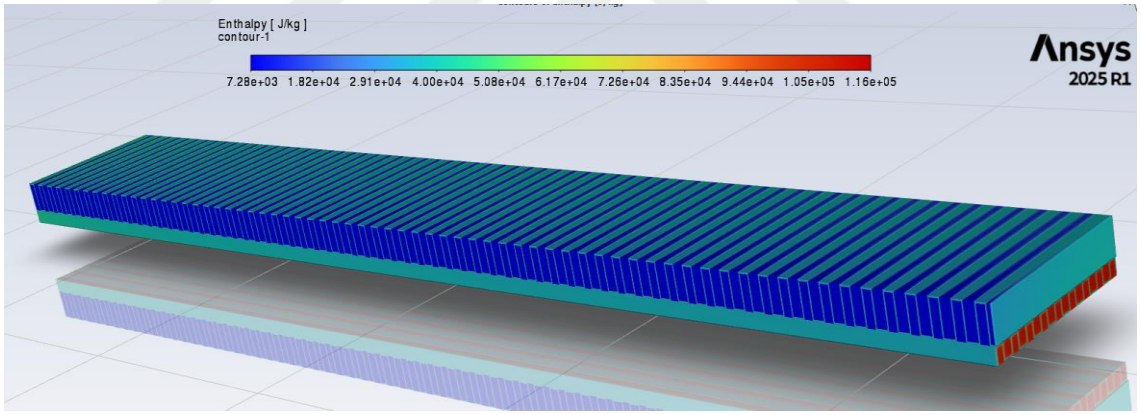
Şekil 4.50. Radyatör basınç dağılımı.

Şekil 4.51'de, radyatör boyunca akışkanın toplam entalpi dağılımı HAD analizi sonuçlarına göre gösterilmektedir. Görüldüğü üzere, radyatör giriş bölgesinde entalpi değerleri yüksek olup, akışkanın radyatör boyunca ilerlemesiyle birlikte kademeli ve düzenli bir entalpi azalması meydana gelmektedir. Bu durum, sıcak akışkanın

kanatçıklar ve boru yüzeyleri aracılığıyla çevre havasına ısı transfer ettiğini ve sistemden enerji kaybı yaşadığını açıkça ortaya koymaktadır.

Entalpi dağılımının radyatör boyunca homojen ve sürekli bir gradyan göstermesi, akışın kararlı olduğunu ve ısı transfer sürecinin radyatör yüzeyi boyunca etkin bir şekilde gerçekleştiğini göstermektedir. Ayrıca kanatçık yapılarının bulunduğu bölgelerde entalpi değişiminin daha belirgin olduğu gözlemlenmekte olup, bu durum kanatçıkların ısı transfer yüzey alanını artırarak enerji taşınımını güçlendirdiğini doğrulamaktadır.

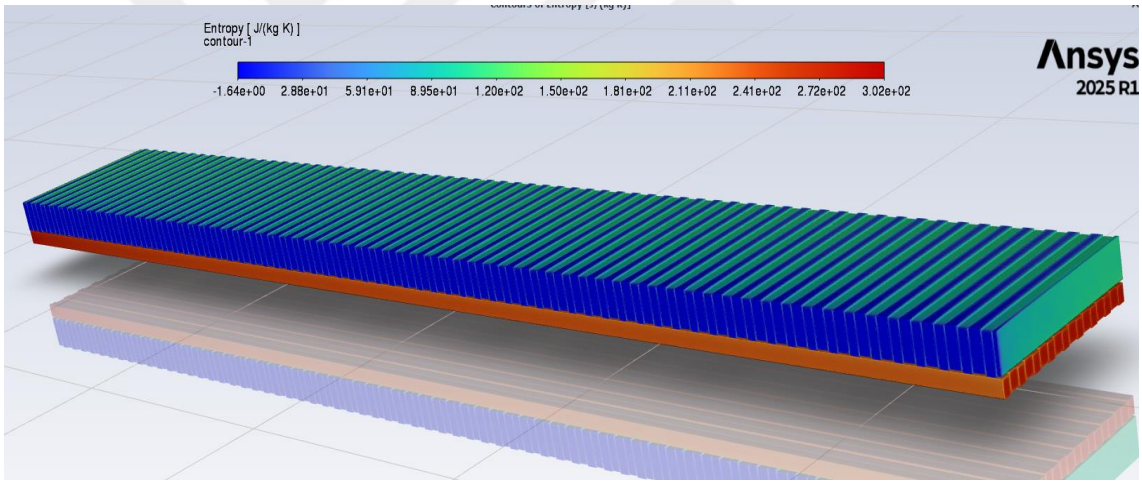
Elde edilen sonuçlar, radyatör tasarımının akışkanın enerjisini etkin biçimde düşürdüğünü ve sistemin soğutma performansının yüksek olduğunu göstermektedir. Bu bağlamda entalpi dağılımı, yalnızca sıcaklık değişimini değil, aynı zamanda akışkanın toplam enerji kaybını ortaya koyarak radyatörün termal performansının bütüncül olarak değerlendirilmesine olanak sağlamaktadır.



Şekil 4.51. Radyatör entalpi dağılımı.

Şekil 4.52'de, radyatör boyunca akışkanın toplam entropi dağılımı HAD analizi sonuçlarına göre sunulmaktadır. Entropi dağılımı, sistem içerisindeki tersinmezliklerin, sürtünme etkilerinin ve ısı transferine bağlı enerji kayıplarının bir göstergesi olarak değerlendirilmektedir. Şekilden görüldüğü üzere, radyatör giriş bölgesinde entropi değerleri daha düşük seviyelerde iken, akış yönünde ilerledikçe entalpi düşüşüne paralel olarak entropi artışı gözlemlenmektedir.

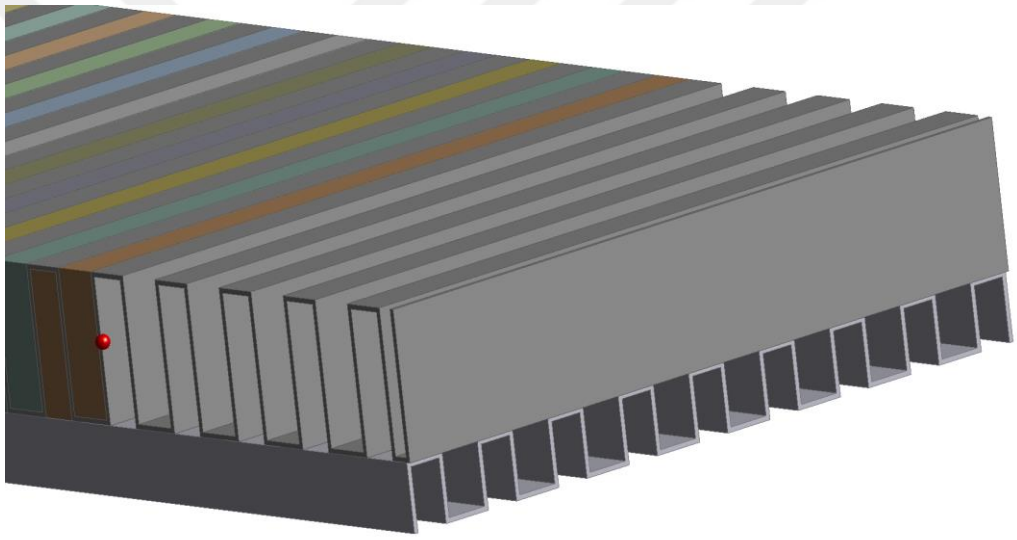
Entropi artışının özellikle kanatçıkların yoğun olarak bulunduğu bölgelerde belirgin hâle gelmesi, bu bölgelerde akış direncinin ve ısı transferine bağlı tersinmezliklerin arttığını göstermektedir. Akışkan ile katı yüzeyler arasındaki sıcaklık farkı ve hız gradyenleri, entropi üretimini artırarak sistemde geri kazanılamayan enerji kayıplarına neden olmaktadır. Bununla birlikte, entropi dağılımının radyatör boyunca düzenli ve süreklilik arz eden bir artış eğilimi göstermesi, akışın kararlı olduğunu ve sayısal çözümün fiziksel olarak tutarlı sonuçlar ürettiğini göstermektedir. Elde edilen entropi dağılımı sonuçları, radyatör tasarımının ısı transferi açısından etkin olmakla birlikte, kaçınılmaz olarak belirli bir termodinamik tersinmezlik oluşturduğunu ortaya koymaktadır. Bu bağlamda entropi analizi, sistem performansının yalnızca ısı transferi değil, aynı zamanda enerji verimliliği açısından da değerlendirilmesine olanak sağlamaktadır.



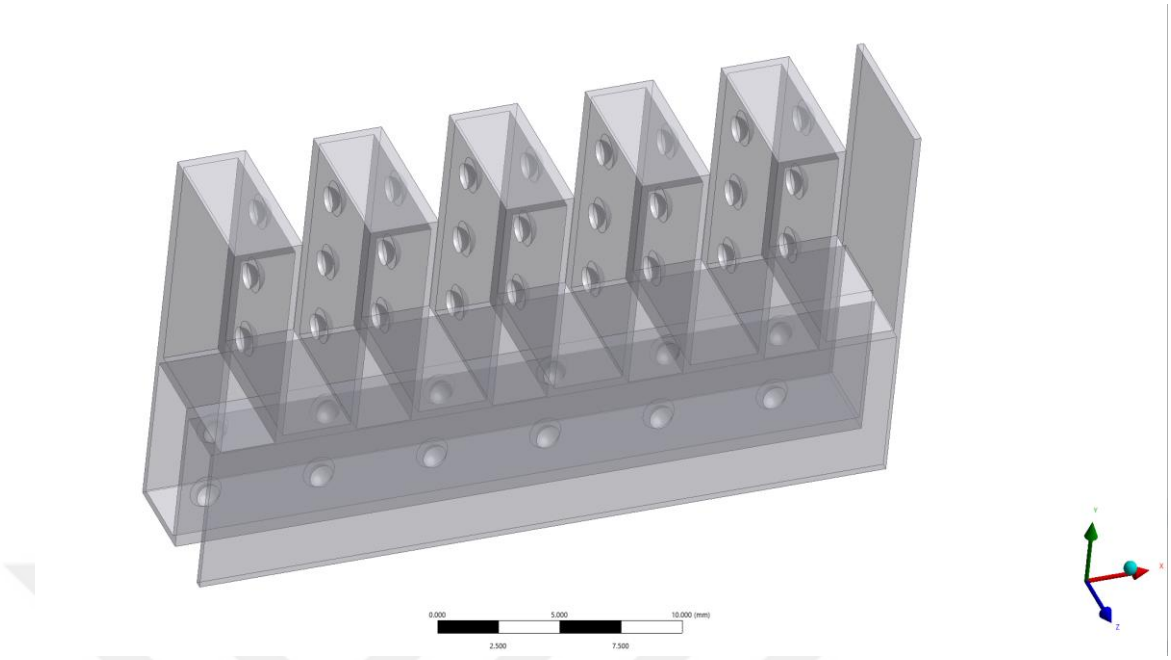
Şekil 4.52. Radyatör entropi dağılımı.

Bu çalışmada, dikdörtgen kesitli kanatçık geometrisi referans (baz) yapı olarak kabul edilmiştir. Literatürde yaygın olarak kullanılan ve deneysel/sayısal verileri iyi bilinen bu geometri, diğer kanatçık tiplerinin performanslarının karşılaştırılabilmesi amacıyla temel alınmıştır. Dikdörtgen kesitli kanatçık için elde edilen referans değerler esas alınarak, farklı akış yönlendirme ve yüzey alanı artırma stratejilerine sahip dört farklı kanatçık geometrisi için yaklaşık performans değerlendirmeleri gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda, mevcut referans geometriye ek olarak üç farklı kanatçık geometrisi

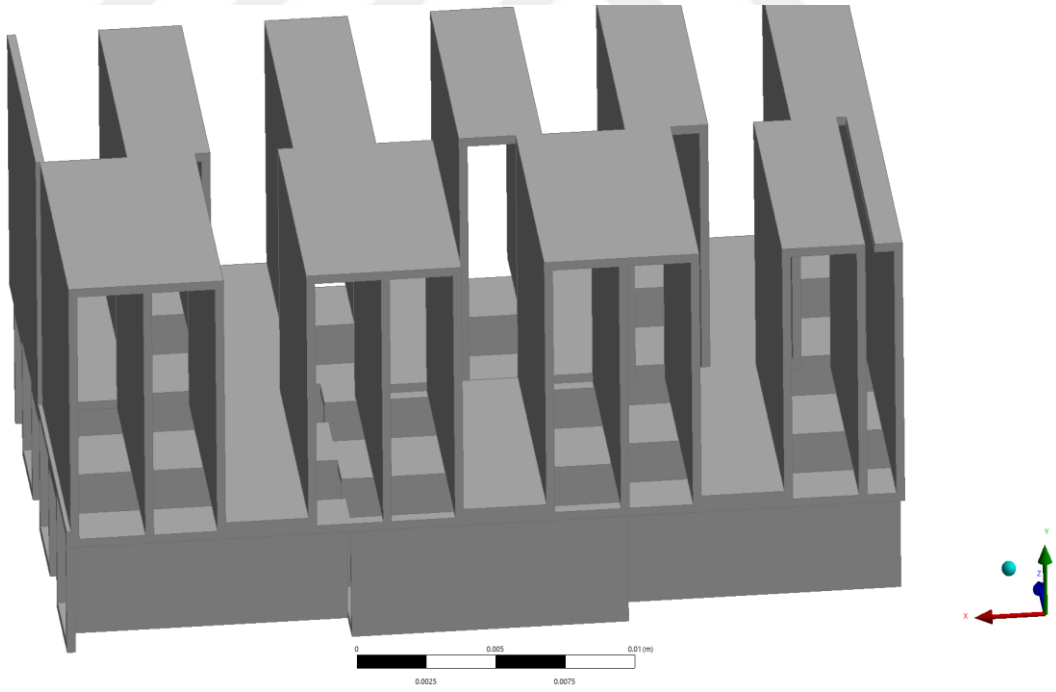
tasarlanmış ve her biri için üç boyutlu sayısal modeller oluşturulmuştur. Referans olarak kullanılan dikdörtgen kesitli kanatçık geometrisi Şekil 4.53'te (A) verilmiştir. Buna ilave olarak, çukurlu kanatçık geometrisi Şekil 4.54'te (B), şaşırtmalı kanatçık geometrisi Şekil 4.55'te (C) ve hava yarıklı kanatçık geometrisi Şekil 4.56'da (D) sunulmuştur. Söz konusu geometriler; akışın yeniden yönlendirilmesi, sınır tabaka gelişiminin kontrol edilmesi ve ısı transfer yüzey alanının artırılması gibi farklı mekanizmalar üzerinden ısıl performansın iyileştirilmesini hedefleyen yapısal farklılıklar içermektedir. Bu aşamada amaç, her bir geometrinin ısı transferi ve akış direnci üzerindeki etkilerini karşılaştırmalı olarak ortaya koymak ve tasarım eğilimlerini belirlemektir.



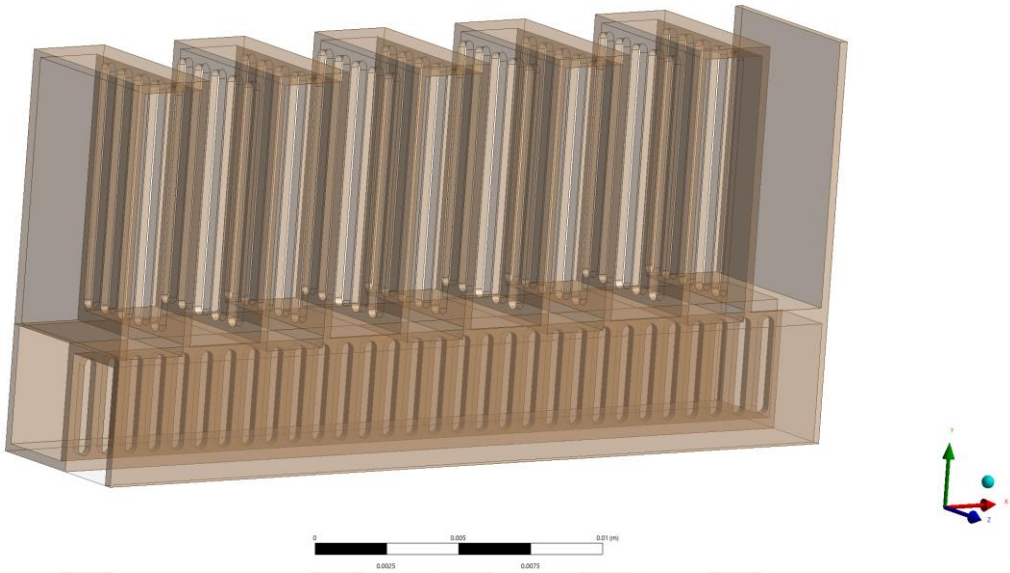
Şekil 4.53. ANSYS ortamında oluşturulan dikdörtgen kesitli kanatçık geometrisinin üç boyutlu modeli (A).



Şekil 4.54. ANSYS ortamında oluşturulan çukurlu (dimpled) kanatçık geometrisinin üç boyutlu modeli (B).



Şekil 4.55. ANSYS ortamında oluşturulan şaşırtmalı (offset) kanatçık geometrisinin üç boyutlu modeli (C).



Şekil 4.56. ANSYS ortamında oluşturulan hava yarıklı (slotted/perforated) kanatçık geometrisinin üç boyutlu modeli (D).

Belirtilen geometriler için aynı giriş/çıkış sınır koşulları altında gerçekleştirilen sayısal analizler sonucunda, hava–yağ tarafına ait temel çıktı parametreleri (örneğin ortalama çıkış sıcaklıkları, basınç kaybı ve ısı transferi/ısı akısı gibi) elde edilmiştir. Bu sonuçlar Çizelge 4.8'de özetlenerek, farklı kanatçık geometrilerinin nümerik analizlerden elde edilen performanslarının ortak bir değerlendirme çerçevesinde doğrudan karşılaştırılabilir hale getirilmesi sağlanmıştır.

Yapılan nümerik analizler sonucunda elde edilen ve Çizelge 4.8'de sunulan veriler incelendiğinde, farklı kanatçık geometrilerinin ısı transferi performansı ve akış direnci üzerindeki etkilerinin belirgin şekilde ayrıştığı görülmektedir. Referans olarak kullanılan dikdörtgen kesitli kanatçık geometrisi (A) için ortalama ısı taşınım katsayısı 606 W/m²K ve ortalama Nusselt sayısı 16 olarak hesaplanmıştır. Bu geometri için basınç kaybı ΔP 4067 Pa seviyesinde gerçekleşmiştir. Çukurlu kanatçık (B) geometrisinde ortalama ısı taşınım katsayısı 530 W/m²K ve ortalama Nusselt sayısı 14 olarak elde edilmiş olup, referans geometriye kıyasla ısı transferinde belirgin bir artış sağlanmamıştır. Bununla birlikte basınç kaybının 2265 Pa seviyesine düşmesi, akış direnci açısından daha avantajlı bir yapı ortaya koymuştur. Şaşırtmalı kanatçık (C) geometrisinde ortalama ısı taşınım katsayısı 1265 W/m²K ve ortalama Nusselt sayısı 33

olarak hesaplanmış olup, bu değerler referans geometriye göre yaklaşık iki katlık bir ısı transfer artışına karşılık gelmektedir. Ancak bu artışa paralel olarak basınç kaybı 5220 Pa seviyesine yükselmiştir. Bu durum, şaşırtmalı yapının akışı periyodik olarak bölerek ve yeniden geliştirerek taşınım katsayısını artırdığını, ancak akış direncini de yükselttiğini göstermektedir. Hava yarıklı kanatçık (D) geometrisinde ise ortalama ısı taşınım katsayısı 999 W/m²K ve ortalama Nusselt sayısı 26 olarak elde edilmiştir. Bu değerler, referans geometriye kıyasla belirgin bir ısı transfer artışı sağladığını göstermektedir. Basınç kaybı 3805 Pa seviyesinde gerçekleşmiş olup, şaşırtmalı geometriye göre daha düşük, çukurlu geometriye göre ise daha yüksek bir akış direnci oluşturmuştur. Bu sonuç, hava yarıklı yapının ısı transferi ile basınç kaybı arasında orta düzeyde bir termo-hidrolik denge sunduğunu göstermektedir.

Çizelge 4.8. Hava-yağ tarafı için nümerik analiz sonucu elde edilmiş veriler.

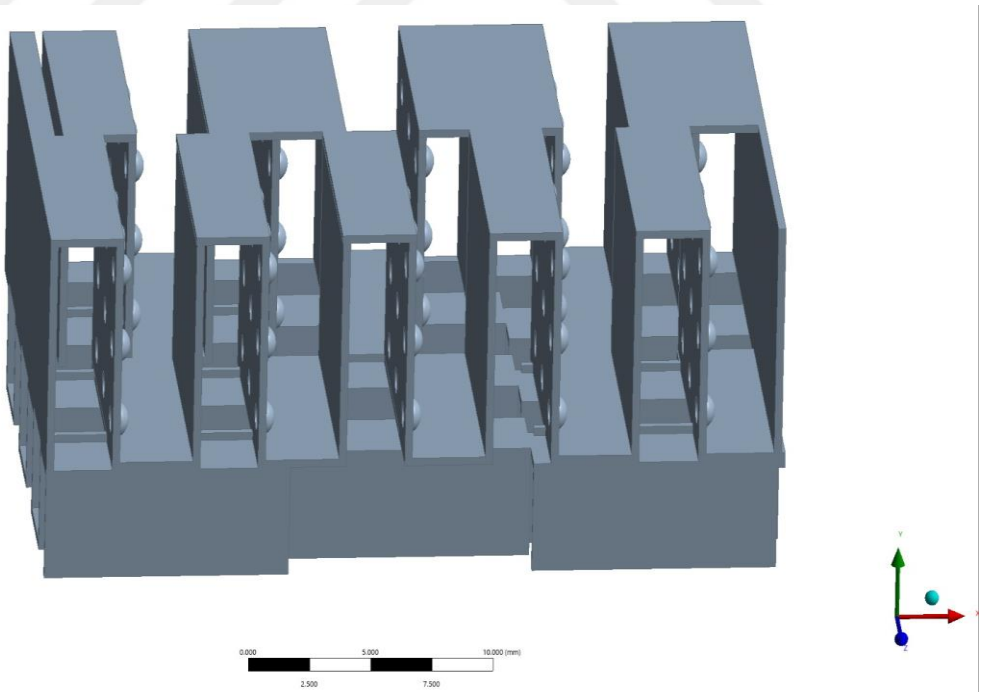
Kanatçık Geometrisi	$\bar{h}_{yağ}$ (W/m^2K)	$\overline{Nu}_{yağ}$	$\dot{Q}$ (W/m^2K)	A (m^2)	ΔP (Pa)	$\bar{T}_{hava}$ çıkış $(°C)$	$\bar{T}_{yağ}$ çıkış $(°C)$
Dikdörtgen (A) (Şekil 4.53)	606	16	3299	0,0068	4067	49,44	79,39
Çukurlu (B) (Şekil 4.54)	530	14	2543	0,0093	2265	51,51	79,50
Şaşırtmalı (C) (Şekil 4.55)	1265	33	4383	0,0069	5220	50,88	78,30
Hava Yarıklı (D) (Şekil 4.56)	999	26	4276	0,0013	3805	48,60	79,60
Hibrit Şaşırtmalı-Çukurlu (E) (Şekil 4.57)	1402	37	4858	0,0071	6772	52,30	78,01

Çizelge 4.8'deki basınç kaybı değerleri dikkate alındığında, dikdörtgen kanatçıkta ΔP değeri 4067 Pa olarak hesaplanmıştır. Çukurlu kanatçık geometrisinde basınç kaybının 2265 Pa seviyesine düştüğü görülmekte olup, bu durum akış direncinin referans geometriye kıyasla azaldığını göstermektedir. Buna karşılık şaşırtmalı kanatçık geometrisinde ΔP değerinin 5220 Pa seviyesine yükseldiği belirlenmiştir. Bu sonuç, şaşırtmalı yapının akışı periyodik olarak bölerek ve yeniden geliştirerek taşınım katsayısını artırırken aynı zamanda akış direncini de yükselttiğini göstermektedir. Çıkış sıcaklıkları değerlendirildiğinde, hava çıkış sıcaklığının dikdörtgen kanatçıkta 49,44 °C, çukurlu kanatçıkta 51,51 °C ve şaşırtmalı kanatçıkta 50,88 °C seviyelerinde gerçekleştiği görülmektedir. Yağ çıkış sıcaklığı ise sırasıyla 79,39 °C, 79,50 °C ve 78,30 °C olarak elde edilmiştir. Özellikle şaşırtmalı kanatçıkta yağ çıkış sıcaklığının daha düşük seviyede gerçekleşmesi, bu geometrinin yağdan havaya gerçekleşen ısı transferinin daha etkin olduğunu göstermektedir. Buna karşılık çukurlu geometride hava çıkış sıcaklığının artmasına rağmen yağ çıkış sıcaklığında belirgin bir düşüş sağlanmaması, ısı transfer mekanizmasının sınırlı kaldığını ortaya koymaktadır.

Bu bulgular doğrultusunda, şaşırtmalı ve çukurlu kanatçık geometrilerinin avantajlı yönlerini tek bir yapı içerisinde birleştirerek ısı transfer performansını artırmak amacıyla hibrit bir kanatçık tasarımı geliştirilmiştir. Şaşırtmalı kanatçık geometrisi üzerine çukurlar eklenerek oluşturulan bu yeni yapı için gerçekleştirilen nümerik analiz sonuçları Çizelge 4.8'de "Hibrit Şaşırtmalı–Çukurlu Kanatçık (E)" satırında sunulmuş olup, ilgili model Şekil 4.57'de (E) gösterilmektedir.

Geliştirilen bu yeni kanatçık geometrisi bundan sonra Hibrit Şaşırtmalı–Çukurlu Kanatçık (Hybrid Offset–Dimpled Fin, HODF) olarak adlandırılacaktır. Bu çalışmada "hibrit" terimi, farklı ısı transfer artırma mekanizmalarına sahip iki ayrı kanatçık geometrisinin (şaşırtmalı ve çukurlu) tek bir yapı içerisinde birleştirilmesini ifade etmektedir. Şaşırtmalı kanatçıkların akışı periyodik olarak bölerek ve yeniden geliştirerek oluşturduğu makro ölçekli karışım etkisi ile çukurlu yüzeylerin neden olduğu mikro ölçekli vorteks ve yerel karışım mekanizmalarının birlikte çalışması hedeflenmiştir. Böylece hem taşınım katsayısının artırılması hem de karışım mekanizmalarının güçlendirilmesi amaçlanmıştır.

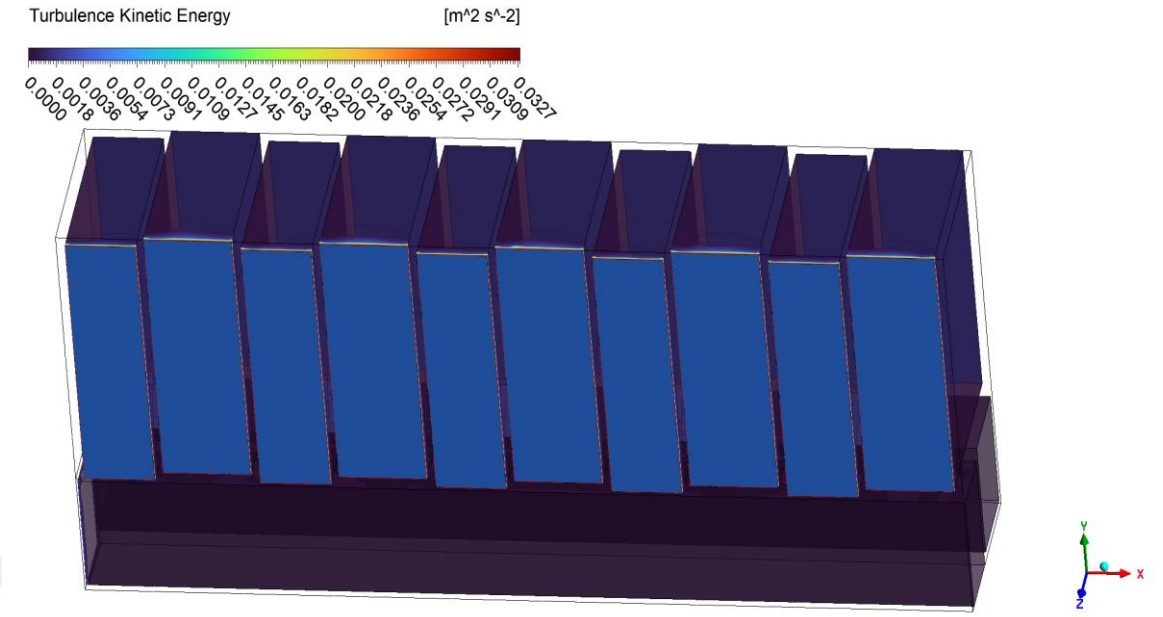
Hibrit geometri için ortalama ısı taşınım katsayısı 1402 W/m²K ve ortalama Nusselt sayısı 37 olarak elde edilmiştir. Bu değerler, referans dikdörtgen geometriye kıyasla ortalama ısı taşınım katsayısında ve ortalama Nusselt sayısında yaklaşık %131 oranında bir artışa karşılık gelmektedir. Bu sonuç, şaşırtmalı ve çukurlu yüzey mekanizmalarının birlikte çalışmasının ısı transfer performansını belirgin şekilde iyileştirdiğini göstermektedir. Bununla birlikte hibrit yapıda basınç kaybı ΔP 6772 Pa olarak hesaplanmış olup, incelenen geometriler arasında en yüksek akış direnci bu yapıda oluşmuştur. Bu durum, artan türbülans seviyesi ve güçlenen karışım mekanizmalarının ısı transferini artırırken akış direncini de yükselttiğini ortaya koymaktadır. Çıkış sıcaklıkları incelendiğinde hibrit geometride hava çıkış sıcaklığının 52,30 °C ile en yüksek seviyede, yağ çıkış sıcaklığının ise 78,01 °C ile en düşük seviyede gerçekleştiği görülmektedir. Bu sonuç, hibrit tasarımın ısı transferini en etkin şekilde gerçekleştirdiğini ve yağın daha düşük çıkış sıcaklığına ulaşmasına katkı sağladığını doğrulamaktadır. Ancak bu iyileşmenin daha yüksek basınç kaybı maliyeti ile birlikte gerçekleştiği dikkate alınmalıdır.



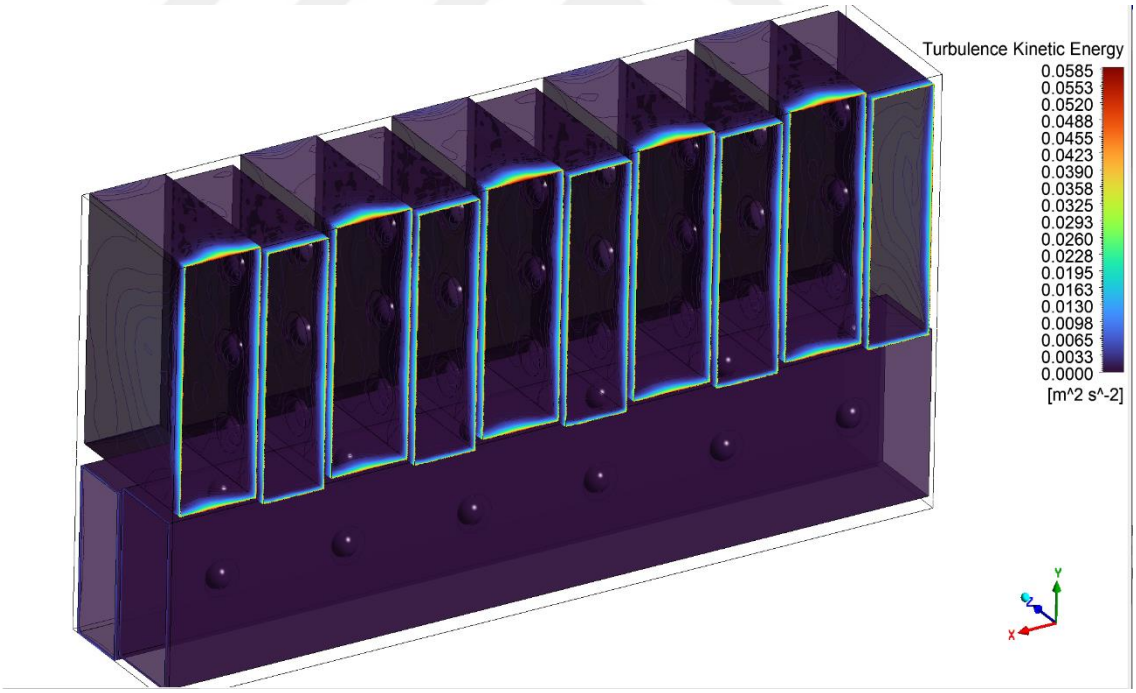
Şekil 4.57. ANSYS ortamında oluşturulan hibrit şaşırtmalı–çukurlu kanatçık geometrisinin üç boyutlu modeli (E).

Sonuç olarak, Şekil 4.53–4.57'de sunulan kanatçık geometrileri ile Çizelge 4.8'de özetlenen nümerik sonuçlar birlikte değerlendirildiğinde, hibrit şaşırtmalı–çukurlu kanatçık yapısının ısı transfer performansı açısından en yüksek değerleri sağladığı görülmektedir. Şaşırtmalı yapının akışı periyodik olarak bölerek yeniden geliştirmesiyle oluşan makro ölçekli karışım etkisi, çukurlu yüzeylerin tetiklediği mikro ölçekli vorteks ve yerel karışım mekanizmalarıyla eş zamanlı olarak devreye girmekte; böylece ısı transferi artırımı tek bir mekanizmaya bağlı kalmadan çoklu bir etkileşimle güçlenmektedir. Bu sinerjik etki, hibrit tasarımın ısıl performans açısından belirgin bir iyileşme sağladığını ortaya koymaktadır. Bununla birlikte, artan karışım ve türbülans seviyesinin basınç kaybını da yükselttiği dikkate alınmalı; dolayısıyla hibrit yapının performansı termo-hidrolik açıdan bütüncül bir değerlendirme ile ele alınmalıdır. Buna rağmen elde edilen sonuçlar, hibrit tasarım yaklaşımının çalışmanın en kritik çıktılarından biri olduğunu göstermektedir.

Şekil 4.58'de, farklı kanatçık geometrileri için türbülans kinetik enerjisinin dağılımı ve akış alanı içerisindeki değişimi gösterilmektedir. Şekilden görüldüğü üzere, dikdörtgen kanatçık geometrisi akışı sınırlı ölçüde bozduğundan türbülans seviyeleri düşük kalmakta; buna karşılık şaşırtmalı ve çukurlu kanatçık geometrilerinde akışın periyodik olarak ayrılması, yeniden bağlanması ve yerel vorteks oluşumları nedeniyle türbülans kinetik enerjisinde belirgin artışlar meydana gelmektedir. Hava yarıklı kanatçık geometrisinde ise yarıklar boyunca oluşan jet benzeri akış yapıları ve yüksek hız gradyenleri türbülans seviyesini daha da artırmakta ve en yüksek türbülans kinetik enerjisi değerlerinin oluşmasına neden olmaktadır. Hibrit şaşırtmalı–çukurlu kanatçık yapısı, hem şaşırtma etkisi hem de çukurlu yüzey kaynaklı yerel karışım mekanizmalarını birlikte devreye sokarak türbülans seviyesi bakımından ara bir karakter sergilemekte; bu durum hibrit tasarımın ısı transferi artışı ile basınç kaybı arasında potansiyel bir denge sağlayabileceğine işaret etmektedir.

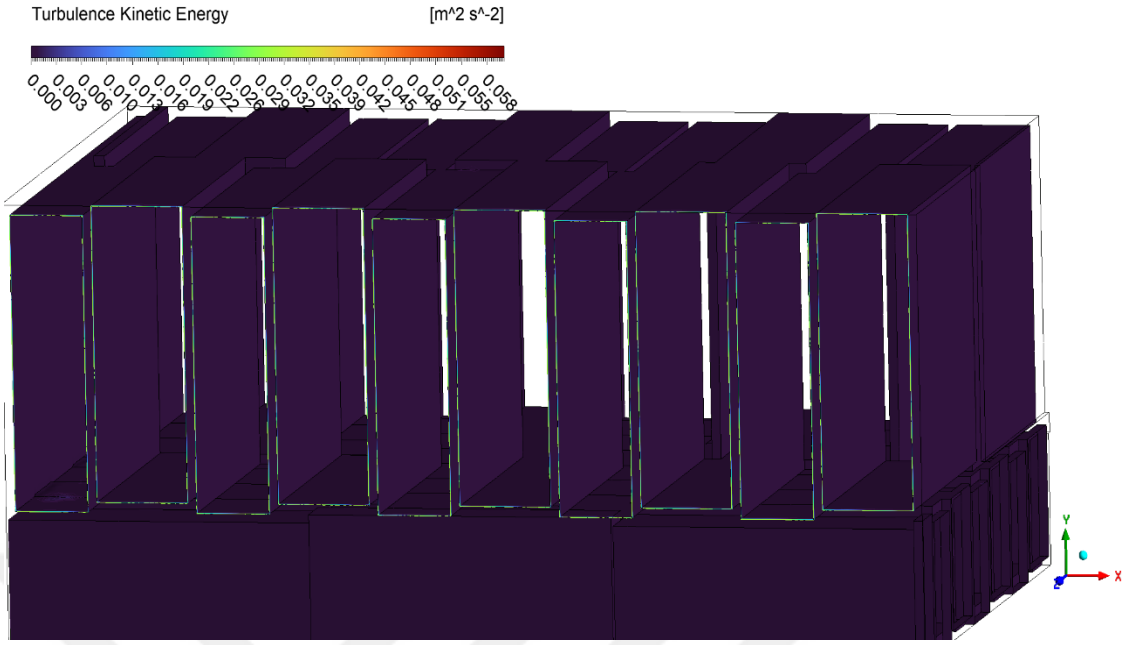


A

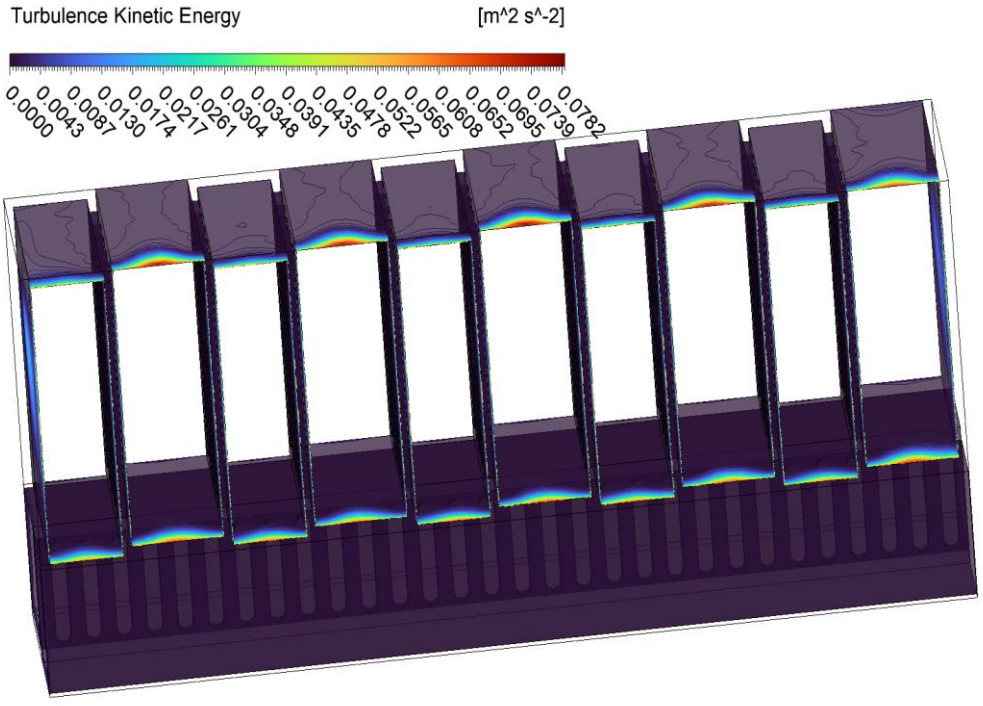


B

Şekil 4.58. Türbülans kinetik enerjisinin kanatçık geometrisine bağlı değişimi.

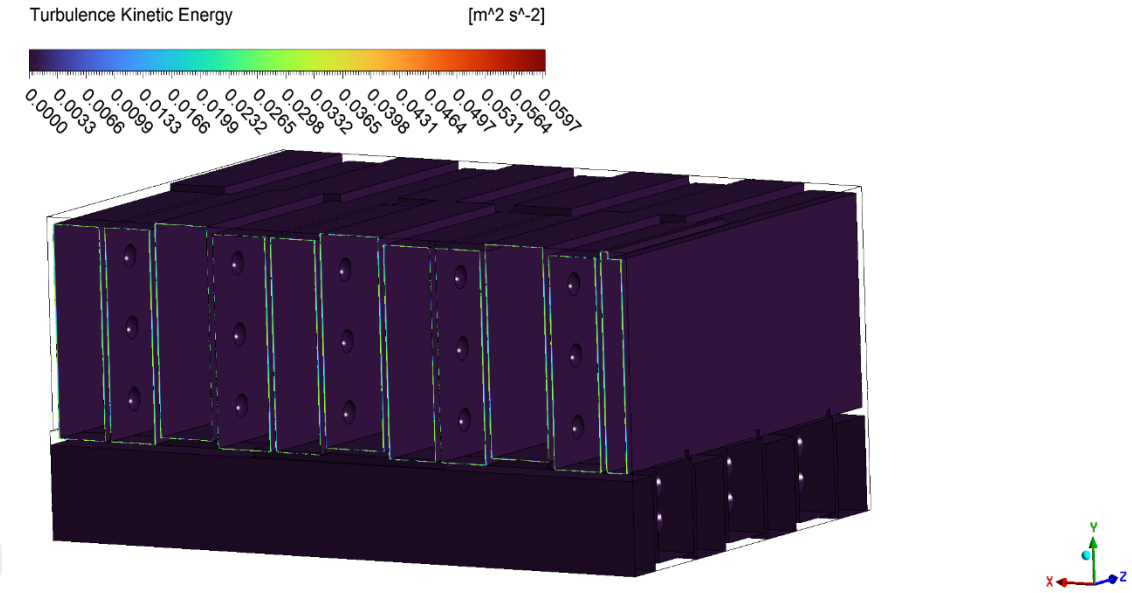


C



D

Şekil 4.58. Türbülans kinetik enerjisinin kanatçık geometrisine bağlı değişimi (devam).



E

Şekil 4.58. Türbülans kinetik enerjisinin kanatçık geometrisine bağlı değişimi (devam).

Çizelge 4.9'da, farklı kanatçık geometrileri için hesaplanan türbülans kinetik enerjisinin maksimum değerleri ve maksimumun gözlendiği bölgeler özetlenmiştir. Dikdörtgen kanatçık geometrisi, akışı sınırlı ölçüde bozduğundan düşük türbülans seviyeleri sergilemektedir. Şaşırtmalı ve çukurlu kanatçık geometrilerinde akışın ayrılması–yeniden bağlanması ile çukur kaynaklı yerel sirkülasyonlar nedeniyle türbülans kinetik enerjisinde belirgin artışlar gözlenmiştir. Hava yarıklı kanatçık geometrisi, yarıklar boyunca oluşan jet benzeri akış yapıları ve yüksek hız gradyenleri nedeniyle en yüksek maksimum türbülans kinetik enerjisi değerlerine ulaşmıştır. Hibrit şaşırtmalı–çukurlu yapı ise ara bir türbülans karakteri sergileyerek ısı transferi artışı ile basınç kaybı arasında potansiyel bir denge sağlayabileceğine işaret etmektedir. Sonuç olarak, türbülans kinetik enerjisindeki artış ısı transferini artırma potansiyeli taşımakla birlikte, tasarım değerlendirmesinde basınç kaybı ile birlikte ele alınmalıdır.

Çizelge 4.9. Türbülans kinetik enerjisinin kanatçık geometrisine bağlı maksimum değerleri

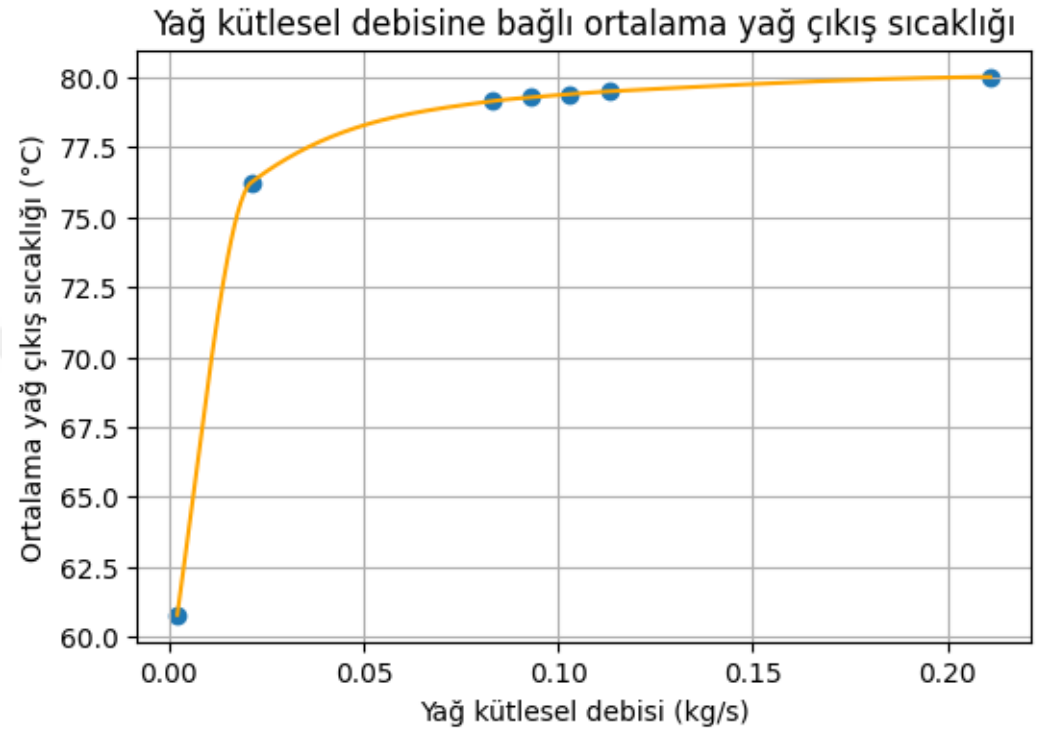
Kanatçık geometrisi	Maksimum türbülans kinetik enerjisi, k_{max} (m^2/s^2)	Maksimum türbülansın gözlendiği bölge
Dikdörtgen (A)	≈ 0,022	Kanatçık ön kenarı ve kanal giriş bölgesi
Çukurlu (B)	≈ 0,0585	Çukur içleri ve çukur çıkış bölgeleri
Şaşırtmalı (C)	≈ 0,058	Şaşırtma sonrası kopma ve yeniden bağlanma bölgeleri
Hava yarıklı (D)	≈ 0,078	Yarık kenarları ve jet oluşum bölgeleri
Hibrit şaşırtmalı–çukurlu (E)	≈ 0,052	Şaşırtma–çukur etkileşim bölgeleri

Çizelge 4.10'da farklı yağ kütlesel debileri için elde edilen hava ve yağ giriş–çıkış sıcaklıkları sunulmuştur. Bu ilk değerlendirme sonuçları, yağ tarafı kütlesel debisinin sistemin ısıl davranışı üzerindeki etkisini ortaya koymakta olup, söz konusu etkinin daha ayrıntılı olarak incelenebilmesi amacıyla bundan sonraki aşamada parametrik analiz çalışmaları gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 4.10. Farklı yağ kütlesel debileri için hava ve yağ sıcaklık değerlerinin elde edilmesi.

Yağ kütlesel debisi (kg/s)	Yağ giriş sıcaklığı (°C)	Ortalama Yağ çıkış sıcaklığı (°C)	Hava giriş sıcaklığı (°C)	Ortalama Hava çıkış sıcaklığı (°C)	Yağ giriş basıncı (bar)	Hava hızı (m/s)
0,00211	81	60,78895	33	43,82232	8	4
0,0211	81	76,23705	33	48,28454	8	4
0,083	81	79,1435	33	49,39567	8	4
0,093	81	79,27978	33	49,47298	8	4
0,103	81	79,39351	33	49,54171	8	4
0,113	81	79,49	33	49,6030	8	4
0,211	81	80,01043	33	49,9785	8	4

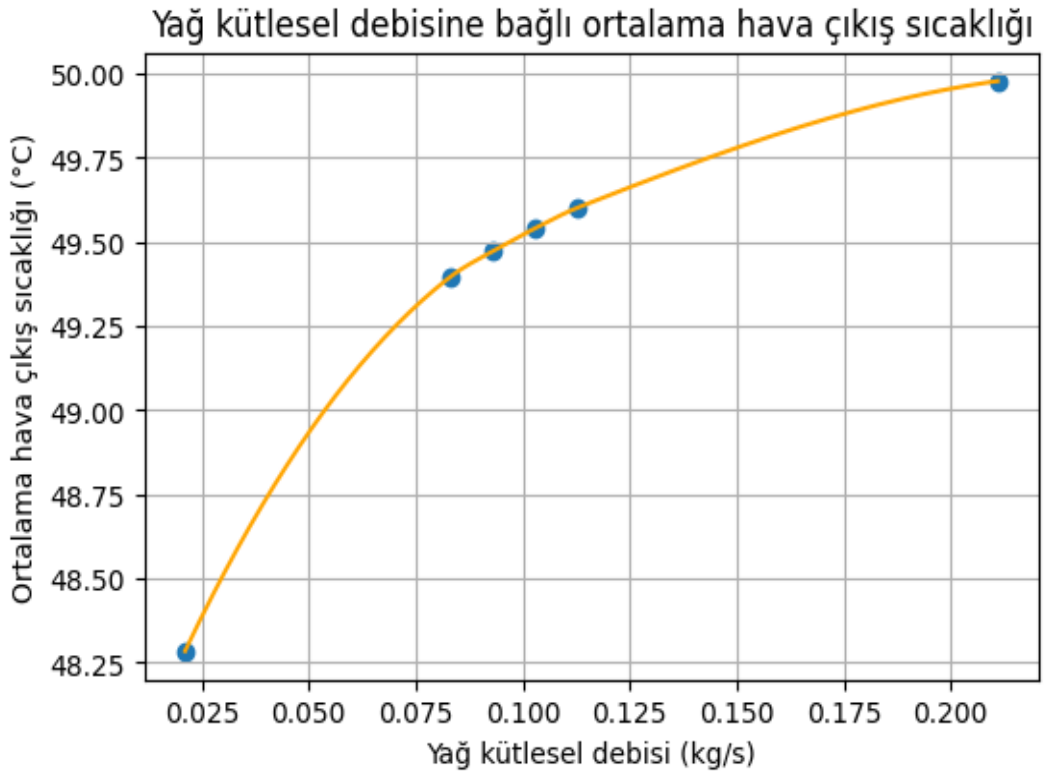
Hava kütlesel debisi tüm durumlar için sabit tutulmuş yağ tarafındaki kütlesel debi değiştirilerek yağ ve hava için giriş ve çıkış sıcaklıklarındaki değişim incelenmiştir (Çizelge 4.10).



Şekil 4.59. Yağ kütlesel debisine bağlı ortalama yağ çıkış sıcaklığı değişimi

Şekil 4.59'da, yağ kütlesel debisinin 0,0211 kg/s ile 0,211 kg/s aralığında artırılması durumunda ortalama yağ çıkış sıcaklığının değişimi gösterilmektedir. Yağ kütlesel debisinin 0,0211 kg/s olduğu durumda ortalama yağ çıkış sıcaklığı 76,24 °C olarak elde edilirken, debinin 0,083 kg/s'ye yükselmesiyle bu değer 79,14 °C'ye ulaşmıştır.

Yağ kütlesel debisinin 0,093–0,113 kg/s aralığında artırılmasıyla ortalama yağ çıkış sıcaklığının 79,28 °C ile 79,49 °C arasında değiştiği, daha yüksek debi değeri olan 0,211 kg/s'de ise sıcaklığın 80,01 °C'ye çıktığı görülmektedir. Bu sonuçlar, yağ tarafındaki kütlesel debi artışının taşınan toplam ısıl enerjiyi artırdığını, ancak artan debiyle birlikte sıcaklık artış hızının azaldığını ve sistemin termal davranışında doğrusal olmayan bir eğilimin oluştuğunu göstermektedir.



Şekil 4.60. Yağ kütlesel debisine bağlı ortalama hava çıkış sıcaklığı değişimi.

Şekil 4.60'ta, yağ kütlesel debisine bağlı olarak ortalama hava çıkış sıcaklığındaki değişim sunulmaktadır. Yağ kütlesel debisinin 0,0211 kg/s olduğu durumda ortalama hava çıkış sıcaklığı 48,28 °C olarak elde edilmiş olup, debinin 0,083 kg/s'ye çıkarılmasıyla bu değer 49,40 °C seviyesine yükselmiştir.

Yağ kütlesel debisinin 0,093–0,113 kg/s aralığında artırılmasıyla ortalama hava çıkış sıcaklığının 49,47–49,60 °C aralığında değiştiği, en yüksek debi değeri olan 0,211 kg/s'de ise sıcaklığın 49,98 °C'ye ulaştığı görülmektedir. Hava çıkış sıcaklığındaki artışın sınırlı kalması, hava kütlesel debisinin tüm çalışma koşulları boyunca sabit tutulmasıyla ilişkilidir. Bu durum, sistemdeki ısıl yük artışının esas olarak yağ tarafında gerçekleştiğini ve hava tarafının görece yüksek ısıl kapasitesi nedeniyle sıcaklık değişiminin sınırlı kaldığını göstermektedir.

Çizelge 4.11. Farklı hava giriş sıcaklığı için hava ve yağ sıcaklık değerlerinin elde edilmesi.

Hava giriş sıcaklığı (ºC)	Yağ giriş sıcaklığı (ºC)	Ortalama Yağ çıkış sıcaklığı (ºC)	Yağ kütlesel debisi (kg/s)	Ortalama Hava çıkış sıcaklığı (ºC)	Yağ giriş basıncı (bar)	Hava hızı (m/s)
36	81	76,50132	0,0211	50,38521	8	4
33	81	76,23705	0,0211	48,28454	8	4
30	81	75,97485	0,0211	46,1431	8	4

Hava kütlesel debisi tüm durumlar için sabit tutulmuş, hava giriş sıcaklığı değiştirilerek; yağ ve hava için giriş ve çıkış sıcaklıklarındaki değişim incelenmiştir (Çizelge 4.11).



Şekil 4.61. Hava giriş sıcaklığına bağlı ortalama yağ çıkış sıcaklığı değişimi.

Şekil 4.61'de, hava giriş sıcaklığının 30 °C ile 36 °C aralığında değiştirilmesi durumunda ortalama yağ çıkış sıcaklığındaki değişim gösterilmektedir. Hava giriş sıcaklığının 30 °C olduğu durumda ortalama yağ çıkış sıcaklığı 75,97 °C olarak elde edilirken, hava giriş sıcaklığının 33 °C'ye yükselmesiyle bu değer 76,24 °C'ye çıkmıştır.

Hava giriş sıcaklığının 36 °C'ye artırılmasıyla birlikte ortalama yağ çıkış sıcaklığının 76,50 °C'ye ulaştığı görülmektedir. Bu sonuçlar, hava giriş sıcaklığındaki artışın yağ–hava arasındaki ortalama sıcaklık farkını azalttığını ve buna bağlı olarak yağın soğutulma etkinliğinin düşmesiyle yağ çıkış sıcaklığının yükseldiğini göstermektedir.



Şekil 4.62. Hava giriş sıcaklığına bağlı ortalama hava çıkış sıcaklığı değişimi.

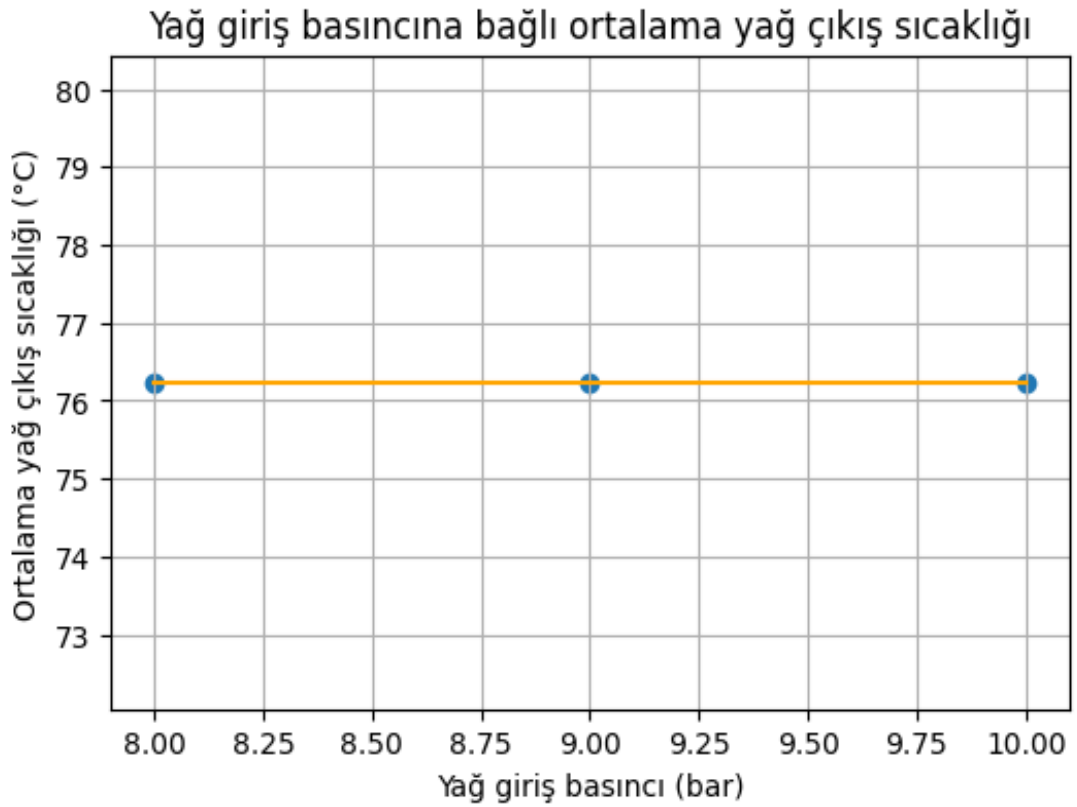
Şekil 4.62'de, hava giriş sıcaklığına bağlı olarak ortalama hava çıkış sıcaklığının değişimi sunulmaktadır. Hava giriş sıcaklığının 30 °C olduğu durumda ortalama hava çıkış sıcaklığı 46,14 °C olarak belirlenmiş olup, hava giriş sıcaklığının 33 °C'ye çıkarılmasıyla bu değer 48,28 °C'ye yükselmiştir.

Hava giriş sıcaklığının 36 °C olduğu durumda ise ortalama hava çıkış sıcaklığının 50,39 °C'ye ulaştığı görülmektedir. Hava giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın artması, hava giriş sıcaklığının yükselmesiyle sisteme taşınan ısıl enerjinin artmasından kaynaklanmaktadır. Bununla birlikte, hava kütlesel debisinin tüm çalışma koşullarında sabit tutulması ve hava tarafındaki görece yüksek ısıl kapasite, sıcaklık değişiminin kontrollü bir şekilde gerçekleşmesini sağlamaktadır.

Çizelge 4.12. Farklı yağ giriş basıncı için hava ve yağ sıcaklık değerlerinin elde edilmesi.

Yağ giriş basıncı (bar)	**Yağ giriş sıcaklığı (ºC)**	**Ortalama Yağ çıkış sıcaklığı (ºC)**	**Yağ kütlesel debisi (kg/s)**	**Ortalama Hava çıkış sıcaklığı (ºC)**	**Hava giriş sıcaklığı (ºC)**	**Hava hızı (m/s)**
8	81	76,23705	0,0211	48,28454	33	4
9	81	76,23705	0,0211	48,28454	33	4
10	81	76,23705	0,0211	48,28454	33	4

Hava kütlesel debisi tüm durumlar için sabit tutulmuş, yağ giriş basıncı değiştirilerek; yağ ve hava için giriş ve çıkış sıcaklıklarındaki değişim incelenmiştir (Çizelge 4.12).

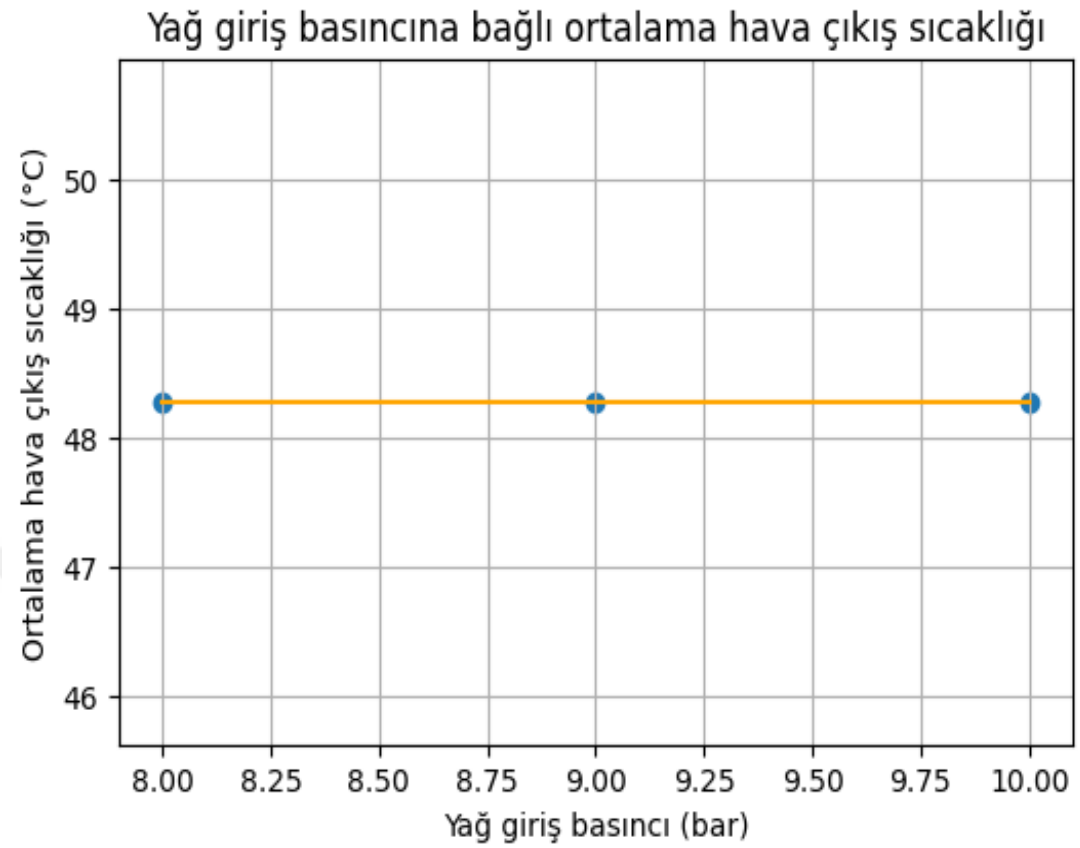


Şekil 4.63. Yağ giriş basıncına bağlı ortalama yağ çıkış sıcaklığı.

Şekil 4.63'te, yağ giriş basıncının (8–9–10 bar) ortalama yağ çıkış sıcaklığı üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Yağ giriş sıcaklığı 81 °C, yağ kütlesel debisi 0,0211 kg/s ve hava tarafı koşulları tüm durumlarda sabit tutulmuştur.

Elde edilen sonuçlara göre 8, 9 ve 10 bar için ortalama yağ çıkış sıcaklığı 76,24 °C olarak tamamen aynı bulunmuştur. Buna göre, incelenen basınç aralığında yağ giriş basıncının artırılması, ortalama yağ çıkış sıcaklığında ölçülebilir bir değişime yol açmamıştır ($\Delta T \approx 0$ °C).

Bu davranış, mevcut sınır şartlarında ısı transfer performansının yağ giriş basıncından ziyade kütlesel debi, geometrik yapı ve hava tarafı taşınım koşulları tarafından belirlendiğine işaret etmektedir. Ayrıca akış karakterinin korunması ve yağın sıkıştırılamaz akışkan davranışı nedeniyle, incelenen basınç aralığında basınç değişiminin sıcaklıklar üzerindeki etkisi ihmal edilebilir düzeyde kalmıştır.



Şekil 4.64. Yağ giriş basıncına bağlı ortalama hava çıkış sıcaklığı.

Şekil 4.64'te, yağ giriş basıncının ortalama hava çıkış sıcaklığına etkisi verilmiştir. Hava giriş sıcaklığı 33 °C ve hava hızı 4 m/s olarak sabit tutulmuştur.

Sonuçlara göre 8, 9 ve 10 bar koşullarının tamamında ortalama hava çıkış sıcaklığı 48,28 °C olup değişmemiştir ($\Delta T \approx 0$ °C). Bu durum, yağ basıncındaki değişimin hava tarafına aktarılan ısı miktarı üzerinde belirgin bir etkisinin olmadığını göstermektedir.
Hava tarafı taşınımı; fan/hız koşulları, akış rejimi ve yüzey alanı gibi parametrelerle baskın şekilde belirlendiğinden, yağ basıncındaki artışın tek başına hava çıkış sıcaklığını değiştirmemesi fiziksel olarak tutarlı bir sonuçtur.

8–10 bar aralığında yağ giriş basıncı artırılmasına rağmen hem ortalama yağ çıkış sıcaklığının (76,24 °C) hem de ortalama hava çıkış sıcaklığının (48,28 °C) sabit kalması, çalışılan koşullarda ısı transferinin basınçtan ziyade kütlesel debi, akış koşulları ve ısı değiştirici geometrisi ile kontrol edildiğini göstermektedir. Bu nedenle, incelenen aralıkta basınç artışı ısıl performans açısından belirleyici bir parametre değildir.

Çizelge 4.13. Farklı hava hızı için hava ve yağ sıcaklık değerlerinin elde edilmesi.

Hava hızı (m/s)	**Yağ giriş sıcaklığı (ºC)**	**Ortalama Yağ çıkış sıcaklığı (ºC)**	**Yağ kütlesel debisi (kg/s)**	**Ortalama Hava çıkış sıcaklığı (ºC)**	**Hava giriş sıcaklığı (ºC)**	**Yağ giriş basıncı (bar)**
1	81	77,92035	0,0211	60,49881	33	8
4	81	76,23705	0,0211	48,28454	33	8
7	81	75,38891	0,0211	45,1116	33	8

Not: Hava kütlesel debisi tüm durumlar için sabit tutulmuş, hava değiştirilerek; yağ ve hava için giriş ve çıkış sıcaklıklarındaki değişim incelenmiştir (Çizelge 4.13).



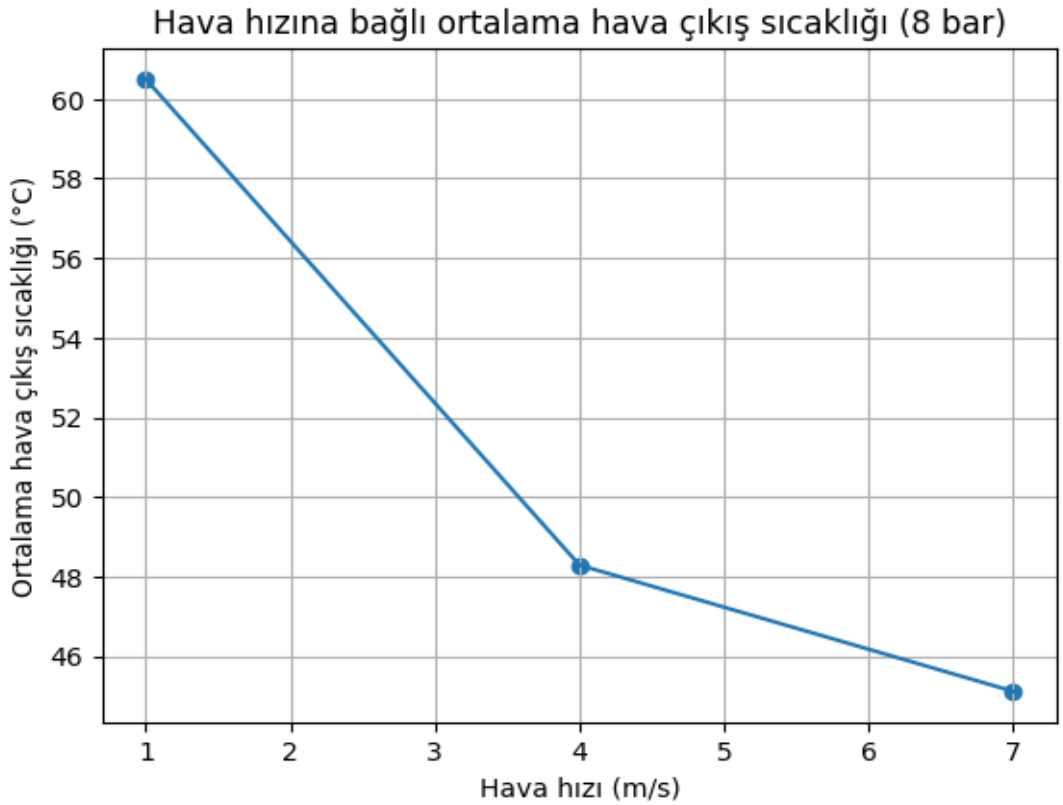
Şekil 4.65. Hava hızına bağlı ortalama yağ çıkış sıcaklığı

Şekil 4.65'te, yağ giriş basıncı 8 bar, yağ giriş sıcaklığı 81 °C ve yağ kütlesel debisi 0,0211 kg/s sabitken; hava hızının (1–4–7 m/s) ortalama yağ çıkış sıcaklığına etkisi gösterilmektedir.

Sonuçlara göre:

- 1 m/s için ortalama yağ çıkış sıcaklığı 77,92 °C
- 4 m/s için 76,24 °C
- 7 m/s için 75,39 °C olarak elde edilmiştir.

Hava hızının 1 m/s'den 4 m/s'ye artırılması durumunda yağ çıkış sıcaklığında 1,68 °C azalma görülmüştür (yaklaşık %2,16). Hava hızı 7 m/s seviyesine çıkarıldığında ise yağ çıkış sıcaklığı toplamda 2,53 °C azalmış (yaklaşık %3,25) ve soğutma performansının iyileştiği gözlenmiştir. Bu sonuç, hava hızının artmasıyla hava tarafındaki taşınım katsayısının yükseldiğini, sınır tabakanın inceldiğini ve konvektif ısı transferinin artması nedeniyle yağın daha etkin şekilde soğutulduğunu göstermektedir.



Şekil 4.66. Hava hızına bağlı ortalama hava çıkış sıcaklığı

Şekil 4.66'da, hava giriş sıcaklığı 33 °C sabitken hava hızının ortalama hava çıkış sıcaklığı üzerindeki etkisi sunulmuştur.

Sonuçlara göre:

- 1 m/s için ortalama hava çıkış sıcaklığı 60,50 °C
- 4 m/s için 48,28 °C
- 7 m/s için 45,11 °C bulunmuştur.

Hava hızının artmasıyla ortalama hava çıkış sıcaklığının azaldığı görülmektedir:

- 1 m/s → 4 m/s artışında sıcaklık 12,21 °C azalmış (yaklaşık %20,18),
- 1 m/s → 7 m/s artışında sıcaklık 15,39 °C azalarak yaklaşık %25,44 seviyesine ulaşmıştır.

Bu eğilim, hava hızının artmasıyla taşınım katsayısının yükselmesi, sınır tabakanın incelmesi ve havanın radyatör boyunca daha kısa sürede daha fazla ısıyı taşıması ile açıklanmaktadır. Artan hava hızı, sistemden uzaklaştırılan toplam ısı miktarını artırırken, havanın çıkış sıcaklığının düşmesine neden olmuştur.

Hava hızının 1–7 m/s aralığında artırılması, hava tarafındaki taşınımı güçlendirerek yağın daha etkin soğutulmasına yol açmış ve ortalama yağ çıkış sıcaklığında da belirgin bir düşüş oluşturmuştur. Bu durum, incelenen koşullarda hava hızının sistemin ısıl performansını belirleyen en kritik parametrelerden biri olduğunu göstermektedir.

4.4. Fan Tipinin Radyatör Soğutma Performansı Üzerindeki Etkisinin Sayısal Olarak Değerlendirilmesi

75 kW vidalı kompresörün soğutma sisteminde kullanılan aksiyel ve radyal fan konfigürasyonları, ölçülebilir ve katalogdan doğrulanabilir sayısal veriler esas alınarak karşılaştırılmıştır. Değerlendirmede fanların hava debisi ($\dot{Q}_{fan}$), statik basınç (ΔP_{st}), devir (n) ve güç bilgileri (kW) dikkate alınmıştır.

Çizelge 4.14. 75 kW kompresör için aksiyel ve radyal fan sayısal verilerinin karşılaştırılması (Wingfan, 2011; Ziehl-Abegg. 2026).

Parametre	Aksiyel Fan	Radyal Fan
Motor gücü (kW)	3	3
Devir, n (dev/dak.)	1 440	960
Hava debisi, $\dot{Q}_{fan}$, (m³/h)	10 964	13 676
Statik basınç, ΔP_{st} (Pa)	129,6	370

Çizelge 4.14 incelendiğinde, radyal fanlı konfigürasyonda statik basıncın yaklaşık üç kat arttığı açıkça görülmektedir (129,6 Pa → 370 Pa). Statik basınçtaki bu artış, yoğun kanatçıklı radyatörlerin ve kompresör kabini içindeki hava akış yolunun oluşturduğu toplam akış direnci karşısında, hava akışının radyatör çekirdeği boyunca daha etkin şekilde zorlanmasına işaret etmektedir. Başka bir ifadeyle, statik basıncın yükselmesi; hava akışının en düşük dirençli bölgelerden kaçınarak radyatör geçiş kesitinden daha

homojen geçmesini, böylece kanatçıklar arası hız alanının ve ısı değiştirici yüzeyinin daha verimli kullanılmasını destekler. Bu durum, özellikle kanatçık aralığının daraldığı, yüzey pürüzlülüğünün ve/veya kirlilik birikiminin artabildiği işletme koşullarında soğutma performansının kararlılığı açısından kritik önem taşır. Ayrıca aynı güç sınıfında (3 kW) çalıştırılan iki fan arasında, daha yüksek statik basınç sağlayabilen çözümün, sistem direnci değişimlerine karşı hava debisini daha iyi koruması beklenir; bu da radyatörün termal performansının işletme koşullarına duyarlılığını azaltır.

Çizelge 4.14'te yer alan parametreler birlikte değerlendirildiğinde, fan tipinin radyatör soğutma performansı üzerindeki etkisinin yalnızca statik basınç artışı ile sınırlı olmadığı görülmektedir. Hava debisi, fan devri ve kontrol yöntemi, soğutma kapasitesinin sürekliliği açısından kritik öneme sahiptir. Aksiyel fanlı konfigürasyonda sağlanan hava debisi 10 964 m³/h seviyesinde olmakla birlikte, yoğun kanatçıklı radyatör çekirdeği ve kapalı kompresör kabini koşullarında bu debinin işletme süresince korunması zorlaşabilmektedir. Fanın sabit devirli yapısı, sistem direncindeki değişimlere uyum kabiliyetini sınırlandırmakta ve bu durum soğutma kapasitesinin yük koşullarına duyarlılığını artırmaktadır. Radyal fanlı konfigürasyonda ise hava debisinin daha yüksek bir seviyede (13 676 m³/h) sağlanmasının yanı sıra, statik basıncın 370 Pa değerine ulaşması, radyatör çekirdeği boyunca hava akışının zorlanmasını mümkün kılmaktadır. Fanın invertör kontrollü olarak çalıştırılması, fan devrinin anlık soğutma ihtiyacına göre ayarlanabilmesine olanak tanımakta ve sistem direnci değişse dahi hava debisinin daha kararlı biçimde sürdürülmesini sağlamaktadır. Bu bağlamda, soğutma kapasitesi tek başına bir fan parametresi olarak değil, yüksek statik basınç, yeterli hava debisi ve invertör kontrollü çalışma özelliklerinin birlikte değerlendirilmesi ile anlam kazanmaktadır. Bu özelliklerin bir arada bulunması, radyal fanlı sistemin yüksek akış direnci koşullarında daha ve sürdürülebilir bir soğutma potansiyeline sahip olduğunu ortaya koymaktadır.

4.5. Taguchi Yöntemi Tabanlı Analiz ve Optimizasyon Bulguları

Minimum ortalama yağ çıkış sıcaklığı için Taguchi Analizi

Çizelge 4.15. Taguchi analizi için kullanılan veriler.

Yağ kütlesel debisi (kg/s)	**Yağ giriş sıcaklığı (ºC)**	**Ort Yağ çıkış sıcaklığı (ºC)**	**Hava giriş sıcaklığı (ºC)**	**Ort Hava çıkış sıcaklığı (ºC)**	**Yağ giriş basıncı (bar)**	**Hava hızı (m/s)**
C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7
0.0211	81	76.23705	33	48.28454	8	4
0.083	81	79.1435	33	49.39567	8	4
0.093	81	79.27978	33	49.47298	8	4
0.103	81	79.39351	33	49.54171	8	4
0.113	81	79.49	33	49.6030	8	4
0.211	81	80.01043	33	49.9785	8	4
0.00211	81	60.78895	33	43.82232	8	4
0.0211	81	76.50132	36	50.38521	8	4
0.0211	81	76.23705	33	48.28454	8	4
0.0211	81	75.97485	30	46.1431	8	4
0.0211	81	76.23705	33	48.28454	8	4
0.0211	81	76.23705	33	48.28454	9	4
0.0211	81	76.23705	33	48.28454	10	4
0.0211	81	77.92035	33	60.49881	8	1
0.0211	81	76.23705	33	48.28454	8	4
0.0211	81	75.38891	33	45.1116	8	7

Minimum ortalama yağ çıkış sıcaklığının belirlenmesi amacıyla gerçekleştirilen Taguchi analizinde, Çizelge 4.15'te verilen deneysel ve sayısal veriler kullanılmıştır. Analiz kapsamında C1, C2, C4, C6 ve C7 parametreleri kontrol faktörleri olarak ele alınırken, ortalama yağ çıkış sıcaklığı performans çıktısı olarak değerlendirilmiştir. Çalışmada kalite karakteristiği olarak "smaller-is-better" sinyal-gürültü (S/N) oranı yaklaşımı benimsenmiş ve tüm istatistiksel değerlendirmeler Minitab yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Ana etki grafiğinde elde edilen S/N oranları incelendiğinde, minimum ortalama yağ çıkış sıcaklığı üzerinde en belirleyici parametrenin yağ kütlesel debisi (C1) olduğu açık şekilde görülmektedir. Düşük yağ debisi seviyesinde S/N oranının maksimum değere ulaştığı belirlenmiş olup, bu durum yağın ısı değiştirici içerisinde daha uzun süre kalmasına bağlı olarak ısı transferinin artmasıyla açıklanmaktadır. Yağ debisinin artması ise akışkanın sistem içerisindeki temas süresini azaltarak soğutma etkinliğinin düşmesine ve dolayısıyla yağ çıkış sıcaklığının yükselmesine neden olmaktadır.

Hava hızı (C7) parametresi, yağ kütlesel debisinden sonra minimum yağ çıkış sıcaklığı üzerinde en etkili ikinci faktör olarak belirlenmiştir. Hava hızındaki artışla birlikte S/N oranının yükselmesi, hava tarafındaki zorlanmış taşınım katsayısının arttığını ve yağdan havaya gerçekleşen ısı transferinin güçlendiğini göstermektedir. Bu sonuç, vidalı kompresör soğutma sistemlerinde hava akış koşullarının sistem performansı açısından kritik bir rol oynadığını ortaya koymaktadır.

Hava giriş sıcaklığı (C4) parametresinin yağ çıkış sıcaklığı üzerindeki etkisinin sınırlı ancak gözlemlenebilir düzeyde olduğu belirlenmiştir. Daha düşük hava giriş sıcaklıklarında sıcaklık farkının artmasına bağlı olarak ısı transferinin iyileştiği ve bunun minimum yağ çıkış sıcaklığına olumlu katkı sağladığı görülmektedir.

Buna karşılık yağ giriş sıcaklığı (C2) ve yağ giriş basıncı (C6) parametrelerinin ana etki grafiğinde oldukça düşük eğim göstermesi, incelenen çalışma aralığında bu değişkenlerin minimum yağ çıkış sıcaklığı üzerinde belirgin bir etkisinin bulunmadığını

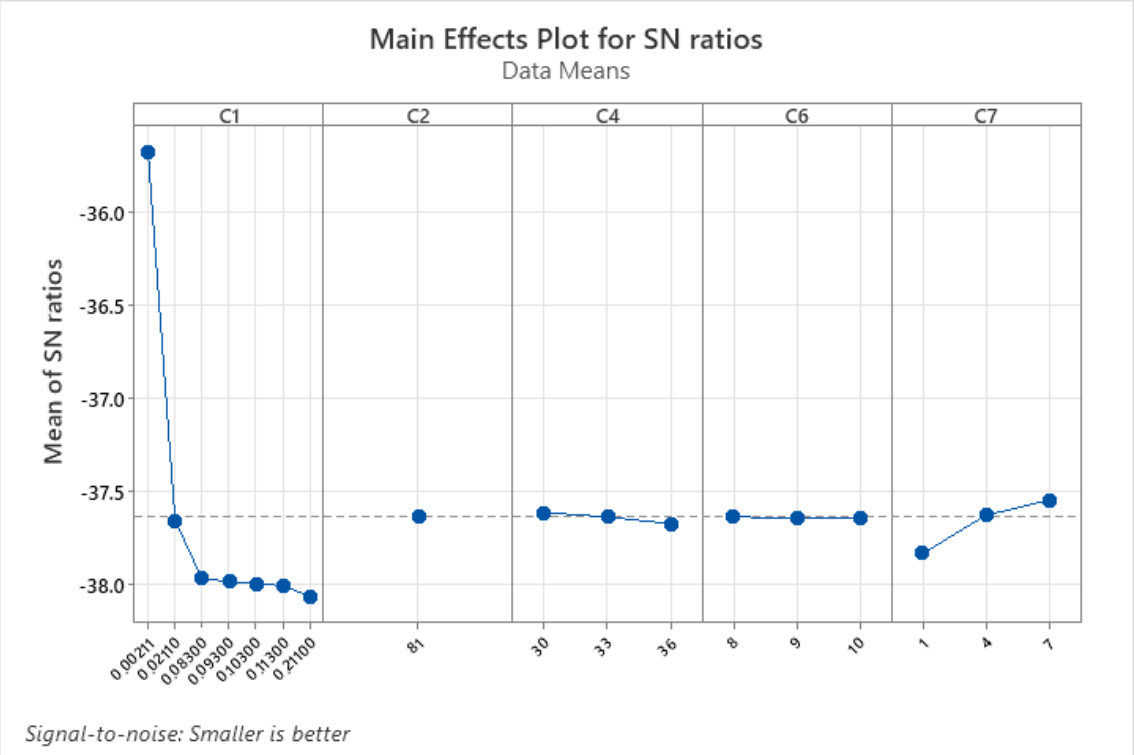
ortaya koymaktadır. Sistem davranışının bu parametrelere karşı görece duyarsız olduğu anlaşılmaktadır.

S/N oranlarına ait Delta değerlerinin karşılaştırılması sonucunda kontrol parametrelerinin önem sıralaması yağ kütlesel debisi (C1), hava hızı (C7), hava giriş sıcaklığı (C4), yağ giriş basıncı (C6) ve yağ giriş sıcaklığı (C2) şeklinde belirlenmiştir. Buna göre minimum ortalama yağ çıkış sıcaklığının elde edilmesinde temel belirleyici değişkenlerin yağ debisi ve hava tarafı akış koşulları olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Ana etki grafiğinde S/N oranının maksimum olduğu seviyeler dikkate alındığında optimum çalışma koşullarının; yağ kütlesel debisinin en düşük seviyede, hava giriş sıcaklığının 30 °C, yağ giriş basıncının 8 bar ve hava hızının 7 m/s olduğu belirlenmiştir. Elde edilen bulgular, vidalı kompresörlerde etkin bir yağ soğutma performansının sağlanabilmesi için özellikle yağ debisi kontrolü ile hava akış şartlarının tasarım ve işletme aşamalarında öncelikli olarak optimize edilmesi gerektiğini göstermektedir.

Çizelge 4.16. Sinyal-gürültü (S/N) oranları için yanıt tablosu (Ort. min. yağ çıkış sıc.).

Level	**C1**	**C2**	**C4**	**C6**	**C7**
1	-35.68	-37.64	-37.61	-37.64	-37.83
2	-37.66		-37.64	-37.64	-37.63
3	-37.97		-37.67	-37.64	-37.55
4	-37.98				
5	-38.00				
6	-38.01				
7	-38.06				
Delta	2.39	0.00	0.06	0.01	0.29
Rank	1	5	3	4	2



Şekil 4.67. Minimum ortalama yağ çıkış sıcaklığı için S/N oranlarına ait ana etki grafiği.

Maksimum ortalama hava çıkış sıcaklığı için Taguchi analizi

Çizelge 4.15'te sunulan deneysel ve sayısal veriler esas alınarak gerçekleştirilen Taguchi analizinde, vidalı kompresör soğutma sistemi performansının değerlendirilmesi amacıyla maksimum ortalama hava çıkış sıcaklığı hedef parametre olarak belirlenmiştir. Analizlerde kalite karakteristiği olarak "larger-is-better" sinyal-gürültü (S/N) oranı yaklaşımı kullanılmış ve istatistiksel değerlendirmeler Minitab yazılımı aracılığıyla gerçekleştirilmiştir.

Maksimum ortalama hava çıkış sıcaklığı için elde edilen S/N oranlarına ait ana etki grafiği incelendiğinde, sistem performansı üzerinde en belirleyici parametrenin hava hızı (C7) olduğu açık biçimde görülmektedir. C7 parametresine ait eğrinin diğer tüm faktörlere kıyasla oldukça yüksek eğim göstermesi, hava hızındaki değişimin hava çıkış sıcaklığı üzerinde baskın bir etkiye sahip olduğunu ortaya koymaktadır. Grafik incelendiğinde en yüksek S/N oranının düşük hava hızı seviyesinde elde edildiği, hava

hızının artmasıyla birlikte S/N oranının belirgin şekilde azaldığı görülmektedir. Bu durum, düşük hava hızlarında havanın ısı değiştirici içerisinde daha uzun süre kalması nedeniyle yağdan havaya aktarılan ısının artması ve buna bağlı olarak hava çıkış sıcaklığının yükselmesi ile açıklanmaktadır.

Yağ kütlesel debisi (C1) parametresi incelendiğinde, en düşük debi seviyesinden itibaren S/N oranında hızlı bir artış meydana geldiği ve daha sonraki seviyelerde değişimin sınırlı kaldığı görülmektedir. Bu sonuç, yağ debisinin belirli bir seviyeye kadar hava çıkış sıcaklığı üzerinde etkili olduğunu, ancak yüksek debi aralıklarında sistem davranışının kararlı hale geldiğini göstermektedir. Dolayısıyla C1 parametresi, maksimum hava çıkış sıcaklığı açısından ikinci derecede etkili faktör olarak değerlendirilmektedir.

Hava giriş sıcaklığı (C4) parametresinin ana etki grafiğinde düzenli artış eğilimi sergilediği görülmektedir. Hava giriş sıcaklığının yükselmesiyle birlikte S/N oranının artması, sisteme giren havanın başlangıç sıcaklığının artmasının çıkış sıcaklığını doğrudan yükselttiğini göstermektedir. Bununla birlikte eğim değerinin hava hızı ve yağ debisine kıyasla daha düşük olması, bu parametrenin etkisinin orta düzeyde kaldığını ortaya koymaktadır.

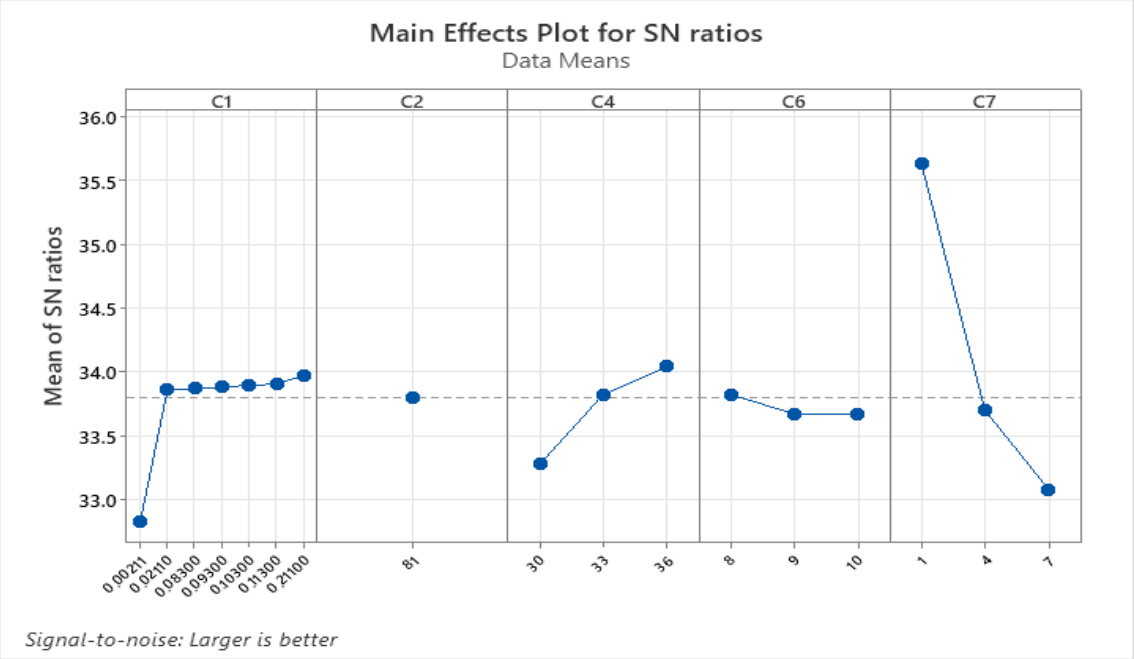
Yağ giriş basıncı (C6) parametresi için elde edilen S/N oranlarının seviyeler arasında oldukça küçük değişimler göstermesi, maksimum ortalama hava çıkış sıcaklığının bu parametreye karşı düşük hassasiyet sergilediğini göstermektedir. Benzer şekilde yağ giriş sıcaklığı (C2) parametresi ana etki grafiğinde neredeyse sabit bir eğilim göstermiş ve incelenen çalışma aralığında sistem performansı üzerinde anlamlı bir etkisinin bulunmadığı belirlenmiştir.

S/N oranlarına ait sonuçlar birlikte değerlendirildiğinde, maksimum ortalama hava çıkış sıcaklığı açısından kontrol parametrelerinin önem sıralaması hava hızı (C7), yağ kütlesel debisi (C1), hava giriş sıcaklığı (C4), yağ giriş basıncı (C6) ve yağ giriş sıcaklığı (C2) şeklinde elde edilmiştir. Elde edilen bulgular, vidalı kompresörlerde hava çıkış sıcaklığının artırılmasında temel belirleyici mekanizmanın hava tarafındaki akış

koşulları olduğunu göstermektedir. Ana etki grafiğinde S/N oranının maksimum olduğu seviyeler dikkate alındığında optimum çalışma koşullarının; düşük hava hızı, yüksek hava giriş sıcaklığı, uygun yağ debisi seviyesi ve düşük yağ giriş basıncı koşullarında elde edildiği belirlenmiştir. Sonuç olarak, maksimum hava çıkış sıcaklığının elde edilmesinde özellikle hava akış hızının kontrol edilmesinin sistem performansı açısından kritik öneme sahip olduğu anlaşılmaktadır.

Çizelge 4.17. Sinyal-gürültü (S/N) oranları için yanıt tablosu(Maks. ort. hava çıkış sıc.).

Level	C1	C2	C4	C6	C7
1	32.83	33.80	33.28	33.83	35.63
2	33.87		33.83	33.68	33.70
3	33.87		34.05	33.68	33.09
4	33.89				
5	33.90				
6	33.91				
7	33.98				
Delta	1.14	0.00	0.76	0.15	2.55
Rank	2	5	3	4	1



Şekil 4.68. Maksimum ortalama hava çıkış sıcaklığı için S/N oranlarına ait ana etki grafiği.

Regresyon analizi

Ortalama Yağ Çıkış Sıcaklığı (C3) Üzerinde Etkili Parametrelerin Regresyon Analizi

Bu çalışmada, vidalı kompresörlerde soğutma sistemi performansını değerlendirmek amacıyla elde edilen deneysel veriler üzerinde çoklu doğrusal regresyon analizi gerçekleştirilmiştir. Regresyon analizinde bağımlı değişken olarak ortalama yağ çıkış sıcaklığı (C3) seçilmiş; yağ kütlesel debisi (C1), hava giriş sıcaklığı (C4), yağ giriş basıncı (C6) ve hava hızı (C7) bağımsız değişkenler olarak modele dâhil edilmiştir. Yağ giriş sıcaklığı (C2) parametresi, deneysel verilerde sabit bir değere sahip olması ve değişkenlik göstermemesi nedeniyle regresyon analizine dâhil edilmemiştir. Sabit bir parametrenin etkisi istatistiksel olarak ayrılamadığından, C2 değişkeninin ortalama yağ çıkış sıcaklığı üzerindeki etkisi bu çalışma kapsamında değerlendirilememiştir.

Regression denklemi:

$$C3 = 46{,}8 + 128{,}2\ C1 + 0{,}48\ C4 + 0{,}90\ C6 - 3{,}94\ C7 \quad (4.1)$$

Regresyon analizi sonucunda elde edilen modelin belirleme katsayısı (R^2) %76.26 olarak hesaplanmış olup, bu değer ortalama yağ çıkış sıcaklığındaki değişimin büyük bir bölümünün modele dâhil edilen bağımsız değişkenler tarafından açıklandığını göstermektedir. Düzeltilmiş belirleme katsayısının (Adj R^2) %66.76 olması, modele eklenen değişken sayısı dikkate alındığında model uyumunun kabul edilebilir düzeyde olduğunu ortaya koymaktadır. Bununla birlikte, öngörü belirleme katsayısının (Pred R^2) düşük olması, modelin esas olarak parametrelerin göreli etkilerini incelemek amacıyla uygun olduğunu ve ileriye dönük tahmin amaçlı kullanımının sınırlı olduğunu göstermektedir (Çizelge 4.18-4.19).

Parametrelerin istatistiksel anlamlılığı incelendiğinde, yağ kütlesel debisi (C1) ve hava hızı (C7) değişkenlerinin p-değerlerinin 0.05 anlamlılık seviyesinin altında olduğu belirlenmiştir. Bu sonuç, söz konusu iki parametrenin ortalama yağ çıkış sıcaklığı

üzerinde istatistiksel olarak anlamlı bir etkiye sahip olduğunu göstermektedir. Buna karşılık hava giriş sıcaklığı (C4) ve yağ giriş basıncı (C6) parametrelerinin p-değerleri 0.05'in üzerinde bulunmuş olup, bu değişkenlerin yağ çıkış sıcaklığı üzerindeki etkileri istatistiksel olarak anlamlı değildir.

Varyans analizi sonuçları kullanılarak yapılan göreli etki değerlendirmesinde, yağ kütlesel debisinin ortalama yağ çıkış sıcaklığı üzerindeki etki oranının yaklaşık %52.9 olduğu belirlenmiştir. Bu sonuç, yağ kütlesel debisinin sistem üzerinde baskın parametre olduğunu göstermektedir. Hava hızının etki oranı yaklaşık %21.7 olarak hesaplanmış ve ikinci en etkili parametre olarak öne çıkmıştır. Hava giriş sıcaklığı ve yağ giriş basıncının etki oranları ise oldukça düşük seviyelerde kalmış olup, bu parametrelerin incelenen çalışma koşullarında sistem performansı üzerindeki etkilerinin sınırlı olduğu görülmüştür (Çizelge 4.20).

Regresyon katsayılarının işaretleri incelendiğinde, yağ kütlesel debisinin artmasıyla birlikte ortalama yağ çıkış sıcaklığının arttığı, hava hızının artmasıyla ise ortalama yağ çıkış sıcaklığının azaldığı tespit edilmiştir. Bu bulgular, vidalı kompresörlerde gerçekleşen ısı transferi mekanizmaları açısından fiziksel olarak tutarlı sonuçlar ortaya koymaktadır. Yağ kütlesel debisinin artması, sistem içerisinde taşınan ısı miktarını artırarak yağ çıkış sıcaklığının yükselmesine neden olmaktadır. Buna karşılık hava hızındaki artış, konvektif ısı transfer katsayısını artırarak soğutma etkinliğini yükseltmekte ve bu durum yağ çıkış sıcaklığının düşmesine yol açmaktadır.

Genel olarak değerlendirildiğinde, vidalı kompresör soğutma sisteminde ortalama yağ çıkış sıcaklığını en fazla etkileyen parametrenin yağ kütlesel debisi olduğu, bunu hava hızının takip ettiği sonucuna ulaşılmıştır. Yağ giriş sıcaklığının (C2) deneyler boyunca sabit tutulması nedeniyle bu parametrenin etkisi analiz edilememiş olup, hava giriş sıcaklığı ve yağ giriş basıncının etkileri ise incelenen deney koşullarında belirgin bir rol oynamamıştır. Elde edilen sonuçlar, regresyon analizinin vidalı kompresör soğutma sisteminin performansını etkileyen temel parametrelerin belirlenmesinde etkin bir yöntem olduğunu ortaya koymaktadır.

Çizelge 4.18. Ortalama yağ çıkış sıcaklığı (C3) için regresyon katsayıları ve istatistiksel sonuçlar.

Term	Coef	SE Coef	T-Value	P-Value	VIF
Constant	46.8	48.9	0.96	0.361	
C1	128.2	27.2	4.72	0.001	1.05
C4	0.48	1.30	0.37	0.721	1.00
C6	0.90	2.71	0.33	0.748	1.05
C7	-3.94	1.30	-3.02	0.013	1.00

Çizelge 4.19. Regresyon modeline ait uyum ve performans istatistikleri.

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)	10-fold S	10-fold R-sq
5.53104	76.26%	66.76%	0.00%	10.3723	0.00%

Çizelge 4.20. Ortalama yağ çıkış sıcaklığı (C3) için varyans analizi (anova) sonuçları.

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Regression	4	982.65	245.663	8.03	0.004
C1	1	681.17	681.170	22.27	0.001
C4	1	4.12	4.117	0.13	0.721
C6	1	3.34	3.344	0.11	0.748
C7	1	279.71	279.709	9.14	0.013
Error	10	305.92	30.592		
Lack-of-Fit	7	305.92	43.703	*	*
Pure Error	3	0.00	0.000		
Total	14	1288.58			

Ortalama Hava Çıkış Sıcaklığı (C5) Üzerinde Etkili Parametrelerin Regresyon Analizi

Bu bölümde, vidalı kompresörlerde soğutma sistemi performansını değerlendirmek amacıyla ortalama hava çıkış sıcaklığı (C5) bağımlı değişken olarak ele alınmış ve deneysel veriler üzerinde çoklu doğrusal regresyon analizi uygulanmıştır. Regresyon analizinde yağ kütlesel debisi (C1), hava giriş sıcaklığı (C4), yağ giriş basıncı (C6) ve

hava hızı (C7) bağımsız değişkenler olarak modele dâhil edilmiştir. Yağ giriş sıcaklığı (C2) parametresi, deneyler boyunca sabit tutulması nedeniyle değişkenlik göstermemiş ve bu sebeple regresyon analizine dâhil edilmemiştir.

Regression denklemi:

$$C5=0{,}326 + 0{,}791\ C1 + 1{,}0038\ C4 - 0{,}0076\ C6 - 0{,}0694\ C7 \quad (4.2)$$

Regresyon analizi sonucunda ortalama hava çıkış sıcaklığı için elde edilen matematiksel model, sistem parametreleri ile C5 arasında oldukça güçlü bir ilişki olduğunu ortaya koymuştur. Modelin belirleme katsayısı (R^2) %99.77 olarak hesaplanmış olup, bu değer ortalama hava çıkış sıcaklığındaki değişimin neredeyse tamamının modele dâhil edilen bağımsız değişkenler tarafından açıklandığını göstermektedir. Düzeltilmiş belirleme katsayısının (Adj R^2) %99.67, öngörü belirleme katsayısının (Pred R^2) ise %98.52 olması, modelin hem uyum hem de tahmin kabiliyeti açısından son derece güçlü olduğunu ortaya koymaktadır. Ortalama hata değerinin (S) oldukça düşük olması da modelin yüksek doğruluğunu desteklemektedir (Çizelge 4.21-4.22).

Parametrelerin istatistiksel anlamlılıkları incelendiğinde, yağ kütlesel debisi (C1), hava giriş sıcaklığı (C4) ve hava hızı (C7) değişkenlerinin p-değerlerinin 0.05 anlamlılık seviyesinin altında olduğu belirlenmiştir. Bu sonuç, söz konusu parametrelerin ortalama hava çıkış sıcaklığı üzerinde istatistiksel olarak anlamlı etkilere sahip olduğunu göstermektedir. Buna karşılık yağ giriş basıncı (C6) parametresinin p-değerinin 0.05'in üzerinde olması, bu değişkenin C5 üzerindeki etkisinin istatistiksel olarak anlamlı olmadığını ortaya koymaktadır.

Varyans analizi sonuçları, ortalama hava çıkış sıcaklığı üzerinde en baskın etkinin hava giriş sıcaklığı (C4) tarafından oluşturulduğunu göstermektedir. C4 parametresi, toplam varyansın çok büyük bir kısmını açıklamakta olup sistem performansı üzerinde belirleyici rol oynamaktadır. Hava hızı (C7) ve yağ kütlesel debisi (C1) ise daha düşük ancak istatistiksel olarak anlamlı katkılar sunmaktadır. Yağ giriş basıncının (C6) katkısı ise ihmal edilebilir düzeyde kalmıştır (Çizelge 4.23).

Regresyon katsayılarının işaretleri değerlendirildiğinde, hava giriş sıcaklığının ve yağ kütlesel debisinin artmasıyla birlikte ortalama hava çıkış sıcaklığının arttığı görülmektedir. Bu durum, hava tarafında gerçekleşen ısı taşınımının doğrudan giriş sıcaklığına ve sistemde dolaşan yağ miktarına bağlı olmasıyla açıklanabilir. Öte yandan hava hızının artması, daha etkin ısı transferi sağlayarak hava çıkış sıcaklığında düşüşe neden olmakta olup, negatif katsayı bu fiziksel davranışı açıkça yansıtmaktadır. Yağ giriş basıncının hava çıkış sıcaklığı üzerindeki etkisinin oldukça sınırlı olması, incelenen çalışma koşullarında basınç değişimlerinin ısı transferi mekanizmasını belirgin şekilde etkilemediğini göstermektedir.

Genel olarak değerlendirildiğinde, ortalama hava çıkış sıcaklığını belirleyen en önemli parametrenin hava giriş sıcaklığı olduğu, bunu hava hızı ve yağ kütlesel debisinin izlediği sonucuna ulaşılmıştır. Regresyon analizi sonuçları, vidalı kompresörlerde hava tarafı sıcaklık davranışının büyük ölçüde giriş koşulları tarafından belirlendiğini ve kurulan modelin sistem performansını yüksek doğrulukla temsil ettiğini göstermektedir.

Çizelge 4.21. Ortalama hava çıkış sıcaklığı (C5) için regresyon katsayıları ve istatistiksel sonuçlar.

Term	Coef	SE Coef	T-Value	P-Value	VIF
Constant	0.326	0.577	0.57	0.584	
C1	0.791	0.321	2.47	0.033	1.05
C4	1.0038	0.0154	65.24	0.000	1.00
C6	-0.0076	0.0320	-0.24	0.818	1.05
C7	-0.0694	0.0154	-4.51	0.001	1.00

Çizelge 4.22. Ortalama hava çıkış sıcaklığı (C5) için regresyon modeli uyum istatistikleri.

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)	10-fold S	10-fold R-sq
0.0652756	99.77%	99.67%	98.52%	0.133772	98.53%

Çizelge 4.23. Ortalama hava çıkış sıcaklığı (C5) için varyans analizi (anova) sonuçları.

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Regression	4	18.2535	4.5634	1070.99	0.000
C1	1	0.0259	0.0259	6.09	0.033
C4	1	18.1381	18.1381	4256.88	0.000
C6	1	0.0002	0.0002	0.06	0.818
C7	1	0.0866	0.0866	20.33	0.001
Error	10	0.0426	0.0043		
Lack-of-Fit	7	0.0426	0.0061	*	*
Pure Error	3	0.0000	0.0000		
Total	14	18.2961			

Taguchi deney tasarımı sonuçları, minimum ortalama yağ çıkış sıcaklığı açısından sistem performansının en güçlü şekilde hava hızı (C7) ve yağ kütlesel debisi (C1) tarafından belirlendiğini göstermiştir. Özellikle hava hızının artmasıyla birlikte yağ–hava arasındaki konvektif ısı transferinin kuvvetlendiği ve yağın daha etkin biçimde soğutulduğu tespit edilmiştir. Buna karşılık yağ giriş sıcaklığı (C2), hava giriş sıcaklığı (C4) ve yağ giriş basıncının (C6) incelenen çalışma aralıklarında yağ çıkış sıcaklığı üzerindeki etkilerinin sınırlı olduğu belirlenmiştir. Bu bulgu, minimum yağ sıcaklığı hedeflendiğinde hava tarafı akış koşullarının tasarımda öncelikli olarak ele alınması gerektiğini açıkça ortaya koymaktadır.

Maksimum ortalama hava çıkış sıcaklığı için gerçekleştirilen Taguchi analizinde ise hava giriş sıcaklığı (C4) baskın kontrol parametresi olarak belirlenmiştir. Hava giriş sıcaklığındaki artışın, hava çıkış sıcaklığını doğrudan ve güçlü bir biçimde etkilediği, hava hızının (C7) ise ikincil düzeyde katkı sağladığı görülmüştür. Yağ tarafına ait parametrelerin bu performans kriteri üzerindeki etkilerinin görece düşük olması, hava çıkış sıcaklığının esas olarak hava tarafındaki ısıl giriş koşulları tarafından belirlendiğini göstermektedir. Bu sonuç, Taguchi analizinin farklı performans hedefleri için parametre önceliklerinin değişebileceğini net bir biçimde ortaya koymuştur.

Regresyon analizleri, Taguchi yöntemiyle elde edilen bulguları nicel olarak desteklemiş ve parametrelerin etkilerini matematiksel modeller aracılığıyla açıklamıştır. Ortalama yağ çıkış sıcaklığı (C3) için geliştirilen regresyon modeli, yağ kütlesel debisi ve hava hızının istatistiksel olarak anlamlı parametreler olduğunu göstermiştir. Modelde yağ kütlesel debisinin pozitif, hava hızının ise negatif katsayıya sahip olması, sistemdeki ısı transferi mekanizmalarıyla fiziksel olarak uyumlu sonuçlar ortaya koymuştur. Buna karşılık hava giriş sıcaklığı ve yağ giriş basıncının istatistiksel olarak anlamlı bulunmaması, bu parametrelerin incelenen aralıkta ikincil etkiler oluşturduğunu doğrulamıştır.

Ortalama hava çıkış sıcaklığı (C5) için oluşturulan regresyon modeli ise oldukça yüksek bir açıklama gücüne sahip olup, R^2 değerinin %99'un üzerinde olması modelin güvenilirliğini ortaya koymuştur. Bu analizde hava giriş sıcaklığı en baskın parametre olarak öne çıkarken, hava hızı ve yağ kütlesel debisinin de istatistiksel olarak anlamlı katkılar sunduğu belirlenmiştir. Regresyon katsayılarının işaretleri, hava giriş sıcaklığı ve yağ debisinin artışıyla hava çıkış sıcaklığının yükseldiğini, hava hızının artışıyla ise azaldığını göstermiştir. Bu sonuçlar, Taguchi analizinden elde edilen eğilimlerle yüksek düzeyde uyum göstermektedir.

Genel olarak Taguchi ve regresyon analizlerinin birlikte değerlendirilmesi, vidalı kompresör soğutma sistemlerinde hava tarafına ait sıcaklık ve akış koşullarının sistem performansı üzerinde belirleyici rol oynadığını, yağ tarafına ait parametrelerin ise çoğunlukla ikincil ve dolaylı etkiler oluşturduğunu ortaya koymuştur. Taguchi yöntemi, parametrelerin göreli önemlerini hızlı ve etkin biçimde belirlerken; regresyon analizi, bu etkileri matematiksel olarak ifade ederek fiziksel yorumların güçlendirilmesini sağlamıştır.

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu çalışmada, vidalı kompresör sistemlerinde kullanılan hava–yağ radyatörlerinin ısıl performansı; deneysel ölçümler, teorik ısıl hesaplamalar, nümerik analizler ve istatistiksel değerlendirmeler entegre edilerek bütüncül bir yaklaşımla incelenmiştir. Yağ miktarı, yağ kütlesel debisi, vida grubu dönüş devri, kanatçık geometrisi ve fan tipi gibi temel parametrelerin sistemin ısıl davranışı üzerindeki etkileri hem ayrı ayrı hem de etkileşimli olarak değerlendirilmiştir. Elde edilen bulgular, radyatör performansının tek bir parametre ile açıklanamayacağını; akışkan özellikleri, geometrik yapı ve işletme koşullarının birlikte ele alınmasının gerekli olduğunu açık biçimde ortaya koymuştur.

Deneysel sonuçlar, tüm kompresör güç seviyelerinde yağ miktarındaki azalmanın yağ çıkış sıcaklığı ve vida grubu içi yağ sıcaklığı üzerinde doğrudan etkili olduğunu göstermiştir. İncelenen çalışma aralığında yağ miktarının nominal değerin altına düşürülmesiyle yağ çıkış sıcaklıklarında yaklaşık 2–3 °C artış gözlenmiştir. Bu artış, yağın toplam ısıl kapasitesinin azalmasına bağlı olarak aynı ısıl yükün daha küçük bir yağ kütlesi tarafından taşınması ile açıklanmaktadır. Buna karşılık volumetrik verimlilikte belirgin bir değişim gözlenmemesi, incelenen yağ miktarı aralığında sızdırmazlık ve iç kaçak davranışının kritik düzeyde etkilenmediğini göstermektedir. Yağ miktarındaki değişimin hava tarafına yansıması sınırlı kalmış; radyatör hava çıkış sıcaklığı ve kurutucu sonrası hava çıkış sıcaklığında yaklaşık 0,1–0,3 °C seviyesinde artışlar gözlenmiştir. Bu durum, hava tarafındaki zorlanmış taşınımın yüksek ısı taşıma kapasitesi sayesinde yağ tarafındaki sıcaklık değişimlerini büyük ölçüde sönümlediğini göstermektedir.

Yağ kütlesel debisine bağlı parametrik analizler, yağ debisinin sistemin ısıl davranışı üzerinde belirgin etkisi olduğunu göstermiştir. Yağ kütlesel debisinin 0,00211 kg/s'den 0,211 kg/s'ye artırılmasıyla ortalama yağ çıkış sıcaklığının 60,79 °C'den 80,01 °C'ye yükseldiği görülmüştür. Aynı koşullarda ortalama hava çıkış sıcaklığı ise 43,82 °C'den 49,98 °C'ye artmış; artışın yüksek debi değerlerinde azalan eğilim sergilediği gözlenmiştir. Bu davranış, debi artışıyla yağın daha yüksek sıcaklıkta sistemden

çıkmasına rağmen sıcaklık artış hızının giderek azalarak doğrusal olmayan bir karakter göstermesi ile ilişkilidir.

Isıl analizlerde dikdörtgen kesitli referans geometri için hesaplanan Reynolds ve Nusselt sayılarının, laminer ve türbülanslı rejimlerde beklenen teorik eğilimlerle uyumlu olduğu görülmüştür. Laminer rejimde akışın viskoz etkiler tarafından baskılanması nedeniyle Reynolds sayısındaki değişimlerin ısı taşınım katsayısına sınırlı ancak sistematik etkiler oluşturduğu; türbülanslı rejimde ise Reynolds sayısındaki artışla birlikte Nusselt sayısının belirgin şekilde yükseldiği gözlenmiştir. Bu eğilimler, sınır tabaka davranışı ve karışım mekanizmaları açısından modellemenin fiziksel tutarlılığını doğrulamaktadır.

Nümerik analizler kapsamında farklı kanatçık geometrileri karşılaştırılmıştır. Referans dikdörtgen kanatçık (A) için ortalama ısı taşınım katsayısı 606 W/m²K ve ortalama Nusselt sayısı 16 olarak hesaplanmış, basınç kaybı ΔP 4067 Pa bulunmuştur. Çukurlu kanatçık (B) için ortalama ısı taşınım katsayısı 530 W/m²K ve ortalama Nusselt sayısı 14 elde edilirken, basınç kaybının 2265 Pa seviyesine düşmesi akış direnci açısından avantaj sağlamış; ancak ısıl performansın referans geometriye kıyasla belirgin bir artış göstermediği görülmüştür. Şaşırtmalı kanatçık (C) geometrisinde ortalama ısı taşınım katsayısı 1265 W/m²K ve ortalama Nusselt sayısı 33'e yükselmiş, buna karşılık ΔP 5220 Pa seviyesine artmıştır. Hava yarıklı kanatçık (D) geometrisinde ise ortalama ısı taşınım katsayısı 999 W/m²K ve Nusselt sayısı 26 olarak elde edilmiş; bu değerler referans geometriye kıyasla belirgin bir ısı transfer artışı sağladığını göstermiştir. Basınç kaybı ΔP 3805 Pa olarak hesaplanmış olup, şaşırtmalı geometriye göre daha düşük, çukurlu geometriye göre ise daha yüksek bir akış direnci oluşturmuştur. Bu sonuçlar, ısıl performansın basınç kaybı ile birlikte bütüncül biçimde değerlendirilmesi gerektiğini göstermektedir.

Çalışmanın özgün çıktılarından biri, geliştirilen hibrit şaşırtmalı–çukurlu kanatçık (HODF) tasarımıdır. Hibrit geometride ortalama ısı taşınım katsayısı 1402 W/m²K ve ortalama Nusselt sayısı 37 olarak elde edilmiştir. Bu değerler, referans dikdörtgen geometriye (606 W/m²K, Nu=16) kıyasla ortalama ısı taşınım katsayısı ve Nusselt sayısı

bakımından yaklaşık %131 oranında artışa karşılık gelmektedir. Bununla birlikte hibrit yapıda basınç kaybı ΔP 6772 Pa olarak hesaplanmış ve incelenen geometriler arasında en yüksek akış direnci bu yapıda oluşmuştur. Çıkış sıcaklıkları incelendiğinde hibrit geometride hava çıkış sıcaklığının 52,30 °C ile en yüksek, yağ çıkış sıcaklığının ise 78,01 °C ile en düşük seviyede gerçekleştiği görülmüştür. Bu durum hibrit tasarımın ısıl performansı artırdığını; ancak bu iyileşmenin artan basınç kaybı maliyetiyle birlikte elde edildiğini göstermektedir.

Hibrit tasarımın mekanizması; şaşırtmalı yapının makro ölçekte akışı periyodik olarak bölerek yeniden geliştirmesi ve çukurların mikro ölçekte vorteks oluşumu ile yerel karışım üretmesi sayesinde sınır tabakanın daha sık yenilenmesine dayanmaktadır. Bu sinerjik etkileşim ısı transferini güçlendirirken, artan türbülans yoğunluğu ve sürtünme kayıpları nedeniyle basınç kaybının yükselmesine neden olmaktadır. Bu nedenle HODF yaklaşımı, fan seçimi ve sistem basınç kaybı gereksinimleri dikkate alınarak termo-hidrolik açıdan birlikte değerlendirilmelidir.

Radyal ve aksiyel fanların karşılaştırıldığı analizlerde, fan tipinin kanatçık geometrisi ile birlikte değerlendirilmesi gerektiği belirlenmiştir. Aksiyel fanlar düşük basınç kaybına sahip geometrilerde yeterli performans sunarken, yüksek akış direnci oluşturan şaşırtmalı ve hibrit kanatçık geometrilerinde radyal fanların gerekli statik basıncı daha etkin biçimde sağlayarak daha kararlı bir hava debisi oluşturabildiği görülmüştür. Bu sonuç, fan–radyatör uyumunun tasarım sürecinde kritik bir karar parametresi olduğunu göstermektedir.

Bu tez çalışmasının özgünlüğü, kompresör radyatörlerini gerçek işletme dinamikleri (yağ devridaimi, devir değişimleri, fan tipi, sistem basınç kaybı ve entegrasyon koşulları) ile birlikte bütüncül biçimde ele almasıdır. Literatürde genel amaçlı hava–yağ ısı değiştiricileri üzerine çok sayıda çalışma bulunmasına karşın, vidalı kompresörlerde kullanılan hava–yağ radyatörlerini doğrudan kompresör entegrasyonu bağlamında inceleyen çalışmaların sınırlı olduğu görülmektedir. Bu bağlamda çalışma; deneysel, ısıl, nümerik ve istatistiksel yöntemleri entegre ederek literatürdeki bu boşluğa sistematik ve uygulamaya dönük bir katkı sunmaktadır.

Taguchi deney tasarımı sonuçları, minimum ortalama yağ çıkış sıcaklığı açısından en belirleyici parametrenin yağ kütlesel debisi (C1) olduğunu göstermiştir (Delta=2.39, Rank=1). Hava hızı (C7) ikinci sırada yer almakta (Delta=0.29, Rank=2); hava giriş sıcaklığı (C4) ve yağ giriş basıncı (C6) ise oldukça sınırlı etki göstermektedir (sırasıyla Delta=0.06 ve 0.01). Yağ giriş sıcaklığı (C2) sabit tutulduğu için etkisiz kalmıştır (Delta=0.00). Ana etki grafiğinde S/N oranının maksimum olduğu seviyeler dikkate alındığında optimum çalışma koşullarının; düşük yağ kütlesel debisi, 30 °C hava giriş sıcaklığı, 8 bar yağ giriş basıncı ve 7 m/s hava hızı kombinasyonunda elde edildiği belirlenmiştir. Bu sonuç, minimum yağ çıkış sıcaklığı hedeflendiğinde sistem performansının öncelikle yağ debisi kontrolü ve hava tarafı akış koşullarına bağlı olduğunu göstermektedir.

Maksimum ortalama hava çıkış sıcaklığı hedefinde Taguchi analizi, en baskın parametrenin hava hızı (C7) olduğunu ortaya koymuştur (Delta=2.55, Rank=1). Yağ kütlesel debisi (C1) ikinci sırada yer almış (Delta=1.14, Rank=2); hava giriş sıcaklığı (C4) ise üçüncü derecede etkili bulunmuştur (Delta=0.76, Rank=3). Yağ giriş basıncı (C6) ve yağ giriş sıcaklığı (C2) parametrelerinin etkileri oldukça sınırlı kalmıştır. Ana etki grafiği incelendiğinde düşük hava hızlarında hava çıkış sıcaklığının daha yüksek değerlere ulaştığı belirlenmiş; bu durum havanın ısı değiştirici içerisinde daha uzun süre kalması ve yağdan havaya aktarılan ısının artması ile açıklanmıştır. Sonuç olarak maksimum hava çıkış sıcaklığı açısından belirleyici mekanizmanın hava tarafı akış koşulları olduğu açık biçimde görülmektedir.

Bu çalışma, vidalı kompresör soğutma sistemlerinin tasarım ve işletme aşamalarında özellikle yağ kütlesel debisi ve hava hızının optimize edilmesinin sistemin termo-hidrolik performansı üzerinde belirleyici bir rol oynadığını ortaya koymaktadır. Elde edilen bulgular, endüstriyel uygulamalara doğrudan yol gösterici nitelik taşımakta olup, gelecekte gerçekleştirilecek sayısal modelleme ve deneysel doğrulama çalışmalarına da sağlam bir altyapı sunmaktadır.

Genel olarak değerlendirildiğinde, bu çalışma; deneysel, teorik, nümerik ve istatistiksel yöntemlerin birlikte kullanılmasıyla hava–yağ radyatörlerinin performansını etkileyen

parametreleri nicel ve nitel açıdan ortaya koymuştur. Özellikle hibrit şaşırtmalı–çukurlu kanatçık tasarımı, sağladığı yüksek ısı transfer performansı ile öne çıkmış; ancak artan basınç kaybı nedeniyle termo-hidrolik açıdan fan seçimi ve sistem basınç kaybı gereksinimleri ile birlikte değerlendirilmesi gereken bir tasarım alternatifi olduğunu göstermiştir. Bu yönüyle hibrit yaklaşım, ısı transferi–basınç kaybı dengesi açısından ileri tasarım optimizasyonuna açık ve geliştirilmesi mümkün bir yapı sunmaktadır.

Bu tez kapsamında elde edilen bulgular, hava–yağ radyatörlerinin ısıl performansının yalnızca incelenen kanatçık geometrileri ve mevcut çalışma koşulları ile sınırlı olmadığını; farklı tasarım ve analiz yaklaşımlarıyla daha da geliştirilebileceğini göstermektedir. Bu doğrultuda, ileride yapılacak çalışmalarda farklı kanatçık tiplerinin ve yüzey modifikasyonlarının sistematik biçimde incelenmesi önerilmektedir. Dalgalı, üçgen, trapez, değişken adımlı şaşırtmalı, delikli şaşırtmalı hibrit yapılar ile biyomimetik yüzeylere sahip kanatçık geometrilerinin değerlendirilmesi; yalnızca ısı transfer artışı açısından değil, aynı zamanda basınç kaybı–enerji tüketimi ilişkisi bağlamında termo-hidrolik optimizasyonun sağlanmasına katkı sunabilir. Bu tür çalışmalar, ısı transferi–basınç kaybı dengesinin daha ileri seviyelere taşınmasına ve endüstriyel uygulamalarda daha verimli tasarım çözümlerinin geliştirilmesine olanak sağlayacaktır.

Gelecek çalışmalarda, bu tez kapsamında uygulanan parametrik analiz yaklaşımına ek olarak daha gelişmiş optimizasyon yöntemlerinin kullanılması önerilmektedir. Çok amaçlı optimizasyon teknikleri, genetik algoritmalar, parçacık sürü optimizasyonu ve yapay zekâ temelli kestirim modelleri aracılığıyla; maksimum ısı transferi, minimum basınç kaybı ve minimum enerji tüketimi gibi birden fazla performans kriterinin eş zamanlı olarak optimize edilmesi mümkün olabilir. Bu tür yöntemler, özellikle endüstriyel tasarım süreçlerinde daha kısa sürede ve daha dengeli termo-hidrolik çözümlerin elde edilmesine olanak sağlayacaktır. Bununla birlikte, hibrit şaşırtmalı–çukurlu kanatçık tasarımının prototip üretiminin gerçekleştirilerek deneysel olarak doğrulanması, nümerik analizlerden elde edilen sonuçların geçerliliğini önemli ölçüde güçlendirecektir. Özellikle uzun süreli performans testleri ile yağ sıcaklığı değişimi, viskozite davranışı, radyatör kirlenmesi ve performans sürekliliği gibi parametrelerin

birlikte değerlendirilmesi; kompresör radyatörlerinin gerçek işletme koşullarındaki termo-hidrolik davranışının daha kapsamlı biçimde anlaşılmasını sağlayacaktır. Ayrıca gelecekte yapılacak çalışmalarda fan–radyatör etkileşiminin daha ayrıntılı biçimde ele alınması; fan yerleşimi, fan–radyatör mesafesi ve kanal yönlendirmelerini içeren bütüncül sistem analizlerinin gerçekleştirilmesi önerilmektedir. Bu yaklaşım, yalnızca radyatör performansının değil, tüm kompresör soğutma sisteminin enerji verimliliğinin artırılmasına yönelik entegre tasarım stratejilerinin geliştirilmesine katkı sağlayacaktır.

Son olarak, bu tez kapsamında geliştirilen yöntemlerin ve elde edilen bulguların farklı kapasite sınıflarındaki kompresör sistemlerine ve değişken soğutma gereksinimlerine sahip endüstriyel uygulamalara uyarlanması, çalışmanın genellenebilirliğini ve ölçeklenebilirliğini artıracaktır. Bu yaklaşım, yalnızca belirli bir sistem için değil, farklı tasarım senaryoları için de uygulanabilir bir termo-hidrolik analiz çerçevesi sunmakta; literatüre karşılaştırılabilir ve doğrulanabilir yeni veri setleri kazandırarak gelecekteki araştırmalara metodolojik bir referans altyapısı oluşturmaktadır.

KAYNAKLAR

Air Movement and Control Association International. (2016). *ANSI/AMCA Standard 210-16: Laboratory methods of testing fans for certified aerodynamic performance rating.* AMCA. https://webstore.ansi.org/standards/amca/ansiamca21016 (Erişim tarihi: 18 Ocak 2026).

Ahmed, H.E., Mohammed, M.Z. & Yusoff M.Z. (2012). Heat transfer enhancement of laminar nanofluids flow in a triangular duct using vortex generator. *Superlattices and Microstructures 52 (2012) 398–415*. http://dx.doi.org/10.1016/j.spmi.2012.05.023

Akdağ, İ. (2018). *Belirsizlik hesaplama rehberi* (V.01). Akreditasyon Danışmanlık.

Akpınar, E. K. (2005). Deneysel çalışmalardaki hata analizine bir örnek: Kurutma deneylerindeki hata analizi. *Mühendis ve Makina, 46*(540), 41–48. https://www.mmo.org.tr/sites/default/files/0e52b27a7a5d6a1_ek.pdf

Akyol, U., & Bilen, K. (2006). Heat transfer and thermal performance analysis of a surface with hollow rectangular fins. *Applied Thermal Engineering, 26*(2–3), 209–216. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.05.014

ANSYS, Inc. (2025). *Fluent Theory Guide: Standard, BSL, and SST k–ω models*. ANSYS Help. Retrieved January 12, 2026, from https://ansyshelp.ansys.com/public/Views/Secured/corp/v242/en/flu_th/flu_th_sec_turb_komega.html

ASHRAE. (2010). *History in the air conditioning and refrigeration industry: Breakthrough of large positive displacement rotary compressors in the second half of the 20th century*. ASHRAE. https://www.ashrae.org/file%20library/about/mission%20and%20vision/ashrae%20and%20industry%20history/large-positive-displacement-rotary-compressors.pdf (Erişim tarihi: 14 Ocak 2026).

ASHRAE. (2016). ANSI/ASHRAE *Standard 51-2016: Laboratory methods of testing fans for certified aerodynamic performance rating (ANSI/AMCA Standard 210-16).*ASHRAE.https://webstore.ansi.org/standards/ashrae/ashraestandard5116ansiamca210 (Erişim tarihi: 18 Ocak 2026).

ASHRAE. (2020). ASHRAE *handbook—HVAC systems and equipment.* ASHRAE. https://www.ashrae.org/about/news/2020/2020-ashrae-handbook-focuses-on-systems-and-equipment (Erişim tarihi: 18 Ocak 2026).

Aureliano, F.S. & Guedes, L.C.V. (2019). Computational fluid dynamics (CFD): behavioral study and optimization of the blades number of a radial fan. *Procedia Manufacturing 38 (2019) 1324–1329* . doi: 10.1016/j.promfg.2020.01.157

Aydar, E. (2009). *The estimation of the thermal efficiency of panel type radiators by CFD analysis and an alternative design research to increase efficiency.* [Master of Science Thesis, Marmara University]. ProQuest Dissertations & Theses Global.

Azarkish, H., Sarvari, S.M.H. & Behzadmehr, A. (2010). Optimum geometry design of a longitudinal fin with volumetric heat generation under the influences of natural convection and radiation. *Energy Conversion and Management Volume 51, Issue 10, October 2010, Pages 1938-1946.* https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.02.026

Bharath Raju, L., Sastry, G. R. K., Gugulothu, S. K., Reddy, K. K., & Deepanraj, B. (2023). Numerical investigation on fully-developed heat transfer augmentation and friction factor with dimple shaped intrusion and different radius of curvatures on triangular ducts. *Applied Thermal Engineering, 231*, 119661. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119661

Bhave C.(2011). *A Computational Study of the Heat Transfer Characteristics of Offset-Strip Fin Cores* (Publication No. 10702615) [Master of Science Thesis, University of Cincinnati]. ProQuest Dissertations & Theses Global

Bhowmik, A., Singla, R.K., Roy, P.K., Prasad, D.K., Das, R. & Repaka, R. (2013). Predicting geometry of rectangular and hyperbolic fin profiles with temperature-dependent thermal properties using decomposition and evolutionary methods. *Energy Conversion and Management 74 (2013) 535–547*. http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2013.07.025

Bleier, F. P. (1998). *Fan handbook: Selection, application, and design.* McGraw-Hill. https://www.mheducation.com/highered/mhp/product/fan-handbook-selection-application-design.html (Erişim tarihi: 18 Ocak 2026).

Brandon, J.H., Garde, K., Mantell, S.J. & Davidson, S.H. (2017). Design and characterization of an additive manufactured hydraulic oil cooler. *International Journal of Heat and Mass Transfer 117 (2018) 188–200*. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.10.013

Bureau of Energy Efficiency. (2018). *Energy performance assessment of compressors* (8th ed., Section 8). Government of India. https://beeindia.gov.in/sites/default/files/4Ch8.pdf (Erişim tarihi: 10.06.2025).

Canbolat, A.S. (2014). *Otomobil radyatörlerinin ısıl performans optimizasyonunun nümerik incelenmesi*. [Yüksek Lisans Tezi, Bursa Uludağ Üniversitesi]. Erişim adresi: https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/

Canbolat, A.S. (2020). *Taşıt radyatörlerinde ısıl performans optimizasyonunun deneysel ve nümerik olarak incelenmesi.* [Doktora Tezi, Bursa Uludağ Üniversitesi]. Erişim adresi: https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/

Carija, Z., Frankovic, B., Percic, M. & Cavrak, M. (2014). Heat transfer analysis of fin-and-tube heat exchangers with flat and louvered fin geometries. *International Journal of Refrigeration 45 (2014) 160-167*. http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.05.026

Chang, Y.J & Wang, C.C. (1996). A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. *International Journal of Heat and Mass Transfer, February 1997, 40(3):533-544.* doi:10.1016/0017-9310(96)00116-0

Chavez-Modena, M., Gonzalez, L.M. & Valero, E. (2022). Numerical optimization of the fin shape experiments of a heat conjugate problem surface air/oil heat exchanger (SACOC). *International Journal of Heat and Mass Transfer Volume 182, January 2022, 121971*. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2021.121971

Checketts, G.T. (2014). *Microchannel radiator: an investigation of microchannel technology with applications in automotive radiator heat exchangers.* (Publication No. 1601228) [Master of Science Thesis, University of North Texas]. ProQuest Dissertations & Theses Global.

Cui, J. & Tafti, D.K. (2002). Computations of flow and heat transfer in a three-dimensional multilouvered fin geometry. *International Journal of Heat and Mass Transfer 45 (2002) 5007–5023*. https://doi.org/10.1016/S0017-9310(02)00201-6

Çengel, Y. A. (2012). *Isı ve kütle transferi: Pratik bir yaklaşım* (V. Tanyıldızı, Ed., 3. bs.). Güven Kitabevi.

Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2015). *Thermodynamics: An engineering approach* (8th ed.). McGraw-Hill Education.

Datong, Q., Yijun, M., Xiaoliang, L. & Minjian. Y. (2009). Experimental study on the noise reduction of an industrial forward-curved blades centrifugal fan. *Applied Acoustics 70 (2009) 1041–1050*. doi:10.1016/j.apacoust.2009.03.002

Doğan, Y. (2007). Numerical noise prediction: Applicatıon to radial fans. [Master of Science Thesis, Istanbul Technical University]. ProQuest Dissertations & Theses Global.

Durmaz, G. (2009). *Experimental and numerical analysis of heat transfer performance of off-set strip fins.* [Master of Science Thesis, İzmir Institute of Technology]. ProQuest Dissertations & Theses Global.

El Sayed, S.A., Mohamed, S.M., Abdel-latif, A.M. & Abouda, A.E. (2002). Investigation of turbulent heat transfer and fluid flow in longitudinal rectangular-fin arrays of different geometries and shrouded fin array. *Experimental Thermal and Fluid Science 26 (2002) 879–900.* https://doi.org/10.1016/S0894-1777(02)00159-0

Elsheikh, M.M.S. (2011). *Numerical simulations of heat transfer processes in a dehumidifying wavy fin and a confined liquid jet impingement on various surfaces.* [Master of Science Thesis, University of South Florida]. ProQuest Dissertations & Theses Global.

Erbey, L.B., Doğan,B. & Öztürk, M.M. (2017). Comprehensive study of heat exchangers with louvered fins. 21 Ocak 2022 tarihinde https://www.researchgate.net/publication/317151258 adresinden erişildi. http://dx.doi.org/10.5772/66472

Fortune Business Insights. (2025). *Air compressor market size, share & industry analysis, by mode of operation, by product type, by lubrication, by application and regional forecast, 2026–2034*. https://www.fortunebusinessinsights.com/industry-reports/air-compressor-market-101672 (Erişim tarihi: 14 Ocak 2026).

Gnielinski, V. (1976). New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *International Chemical Engineering, 16*(2), 359–368.

Gomaa, A.G. (2001). *Thermo-fluid characteristics of fin-andtube heat exchangers with various fin details for air conditioning applications*. (Publication No. 27992313) [PhD Thesis, University of Northumbria]. ProQuest Dissertations & Theses Global.

Gotovsky, M.A., Kolpakov S.P., Mikhailov, V.E., Sukhorukov, Y.G. ve Trifonov, N.N. (2017). Ways of dimpling use for efficiency improvement of shell and tube heat exchangers with finned tubes. *International Journal of Heat and Technology, Vol. 35, Special Issue 1, September 2017, pp. ,* doi: 0.18280/ijht.35Sp01XX

Gu, Y., Liu, X., Liu, W., Liu, Y., Zhai, X., Xuan, Y., Peng, T. & Jiang, W. (2020). Research on heat transfer and pressure drop performance of plain plate fin-and-tube oil cooler. *Chemical Engineering and Processing - Process Intensification Volume 158, December 2020, 108187*. https://doi.org/10.1016/j.cep.2020.108187

Guo, K. (2015). *Optimisation of plate/plate-fin heat exchanger design*. [PhD Thesis, University of Manchester]. ProQuest Dissertations & Theses Global.

Guo, K., Zhang, N. & Smith, R. (2015). Optimisation of fin selection and thermal design of counter-current plate-fin heat exchangers. *Applied Thermal Engineering 78 (2015) 491-499.* http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.11.071

Hajabdollahi, F., Rafsanjani, H.H., Hajabdollahi, Z. & Hamidi, Y. (2012). Multi-objective optimization of pin fin to determine the optimal fin geometry using genetic algorithm. *Applied Mathematical Modeling Volume 36, Issue 1, January 2012, Pages 244-254*. https://doi.org/10.1016/j.apm.2011.05.048

Hao, J.H., Chen, Q., Ren, J.H., Zhang, M.Q. & Ai, J. (2019). An experimental study on the offset-strip fin geometry optimization of a plate-fin heat exchanger based on the heat current model. *Applied Thermal Engineering Volume 154, 25 May 2019, Pages 111-119.* https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.03.072

Hathaway, B.J., Garde, K., Mantell, S.C. & Davidson, J.H. (2018). Design and characterization of an additive manufactured hydraulic oil cooler. *International Journal of Heat and Mass Transfer Volume 117, February 2018, Pages 188-200*. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.10.013

Hiscox, G. D. (1901). *Compressed air; its production, uses and applications*. Norman W. Henley Publishing Co. https://archive.org/download/compressedairits01hisc/compressedairits01hisc.pdf (Erişim tarihi: 14 Ocak 2026).

Hoang, C.H., Fallahtafti, N., Rangarajan, S., Gharaibeh, A., Hadad, Y., Arvin, C., Sikka, K., Schiffres, S.N. & Sammakia, B. (2021). Impact of fin geometry and surface roughness on performance of an impingement two phase cooling heat sink. *Applied Thermal Engineering Volume 198, 5 November 2021, 117453*. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117453

Hosseini,R., Hosseini-Gaffar, A. & Soltani, M. (2007). Experimental determination of shell side heat transfer coefficient and pressure drop for an oil cooler shell-and-tube heat exchanger with three different tube bundles. *Applied Thermal Engineering Volume 27, Issues 5-6, April 2007, Pages 1001-1008.* https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.07.023

Hosseinian, A., Kolahdoozan, H. & Isfahani, A.H.M. (2021). Noise control of a backward-curved centrifugal fan by reducing pressure fluctuations between the impeller and cut-off surface. *Applied Acoustics 178 (2021) 107996.* https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2021.107996.

Huzayyin, O.A. (2011). *Computational Modeling of Convective Heat Transfer in Compact and Enhanced Heat Exchangers.* (Publication No. 3475151) [PhD Thesis, University of Northumbria]. ProQuest Dissertations & Theses Global.

Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2006). *Fundamentals of heat and mass transfer* (6th ed.). John Wiley & Sons.

International Energy Agency. (2025). *Energy Efficiency 2025*. https://www.iea.org/reports/energy-efficiency-2025 (Erişim tarihi: 14 Ocak 2026).

Isıso. (2023c). *Isıso endüstriyel otomasyon ürünleri*. Erişim tarihi: 01.02.2023 Isıso Elektrik. http://isisoelektrik.com.tr/Urunler/Termokupller/

İpçi, D. (2018). *Taşıt radyatörlerinde bulunan dar kanallarda akış ve ısı transferinin incelenmesi.* [Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi]. Erişim adresi: https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/

JCGM. (2008). *Evaluation of measurement data—Guide to the expression of uncertainty in measurement (JCGM 100:2008).* https://www.bipm.org/documents/20126/2071204/JCGM_100_2008_E.pdf (Erişim tarihi: 14 Ocak 2026).

Joint Committee for Guides in Metrology. (2008). *Evaluation of measurement data—Guide to the expression of uncertainty in measurement* (JCGM 100:2008(E)). Bureau International des Poids et Mesures. https://doi.org/10.59161/JCGM100-2008E

Junjanna G.C., Kulasekharan, N. & Purushotham, H.R. (2012). Performance improvement of a louver finned automobile radiator using conjugate thermal CFD analysis. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT) ISSN: 2278-0181 Vol. 1 Issue 8, October – 2012*.

Kadem, N., Dmitry, U.A., Evgeniy, B.V. & Alexey, B.A. (2021). Heat transfer factor j and friction factor f correlations for offset strip fin and wavy fin of compact plate-fin heat-exchangers. *Case Studies in Thermal Engineering 28 (2021) 101552.* https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.101552

Karaokur, H.İ. (2019). *Salyangoz gövdeli radyal fan performansının deneysel ve nümerik olarak incelenmesi.* [Yüksek Lisans Tezi, Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi]. Erişim adresi: https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/

Karvinen, R. & Karvinen, T. (2010). Optimum geometry of fixed volume plate fin for maximizing heat transfer. *International Journal of Heat and Mass Transfer Volume 53, Issues 23-24, November 2010, Pages 5380-5385.* https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.07.018

Keklik, E. (2020). *Dairesel ve düz tüplü taşıt radyatörlerinin farklı soğutma sıvıları için teorik ve deneysel performans analizi.* [Doktora Tezi, Kocaeli Üniversitesi]. Erişim adresi: https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/

Khudhur, D., Al-Zuhairy, R.C. & Kassim, M.S. (2022). Thermal analysis of heat transfer with different fin geometry through straight plate-fin heat sinks. *International Journal of Thermal Sciences Volume 174, April 2022, 107443.* https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2021.107443

Kim, M.S., Lee,J., Yook, S.J. & Lee, K.S. (2011). Correlations and optimization of a heat exchanger with offset-strip fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer 54 (2011) 2073–2079.* doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.11.056

Kim, M., Ha, M.Y. & Min, J.K. (2016). A numerical study on various pin-fin shaped surface air-oil heat exchangers for an aero gas-turbine engine. *International Journal of Heat and Mass Transfer Volume 93, February 2016, Pages 637-652.* https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.10.035

Kotcioğlu, İ., Ayhan,T., Olgun, H., & Ayhan B. (1998). Heat Transfer and Flow Structure in a Rectangular Channel With Wing-Type Vortex Generator . *Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences , 22 (3) , 185-196* . https://dergipark.org.tr/tr/pub/tbtkengineering/issue/12199/145474 adresinden erişildi.

Limbasiya, N., Roy, A. & Harichandan, A.B. (2017). Numerical simulation of heat transfer for microelectronic heat sinks with different fin geometries in tandem and staggered arrangements. *Thermal Science and Engineering Progress Volume 4, December 2017, Pages 11-17.* https://doi.org/10.1016/j.tsep.2017.08.002

Liu, S., Yin, Y., Tu, A. & Zhu, D. (2020). Experimental investigation on shell-side performance of a novel shell and tube oil cooler with twisted oval tubes. *International Journal of Thermal Sciences* Volume 152, June 2020, 106290. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2020.106290

Lupamat. (2026.). *EVO brochure* [Brochure]. https://lupamat.com/pdf/evo-brosur_LowRes.pdf (Erişim tarihi: 18 Ocak 2026).

Manglik, R. M., & Bergles, A. E. (1995). Heat transfer and pressure drop correlations for the rectangular offset strip fin compact heat exchanger. *Experimental Thermal and Fluid Science, 10*(2), 171–180. https://doi.org/10.1016/0894-1777(94)00096-Q

Menter, F. R. (1994). Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal, 32(8), 1598–1605*. https://doi.org/10.2514/3.12149

Micheli, L., Reddy, K.S. & Mallick, T.K. (2015). General correlations among geometry, orientation and thermal performance of natural convective micro-finned heat sinks. *International Journal of Heat and Mass Transfer Volume 91, December 2015, Pages 711-724*. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.08.015

Minitab, LLC. (2025). *Minitab Statistical Software (Version 22.1) [Computer software]*. Minitab. Erişim Tarihi 12 Ocak 2026. https://www.minitab.com/en-us/support/minitab/minitab-software-updates/

Moffat, R. J. (1988). Describing the uncertainties in experimental results. *Experimental Thermal and Fluid Science, 1*, 3–17. https://doi.org/10.1016/0894-1777(88)90043-X

Moinuddin, A. (2009). *Thermal analysis and optimization of annular fins with simultaneous heat and mass transfer*. (Publication No. 1533942). [Master of Science Thesis, King Fahd University]. ProQuest Dissertations & Theses Global.

Montgomery, D. C., Peck, E. A., & Vining, G. G. (2012). *Introduction to linear regression analysis (5th ed.).* Wiley. Erişim Tarihi 12 Ocak 2026. https://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1111/insr.12020_10

Montgomery, D. C. (2020). *Design and analysis of experiments (9th ed.).* Wiley. Erişim Tarihi 12 Ocak 2026. https://www.wiley.com/en-gb/Design%2Band%2BAnalysis%2Bof%2BExperiments%2C%2B9th%2BEdition%2C%2BEMEA%2BEdition-p-9781119638421

Muzychka, Y. S., & Yovanovich, M. M. (2001). Modeling the *f* and *j* characteristics of the offset strip fin array. *Journal of Enhanced Heat Transfer, 8*(4), 261–277. https://doi.org/10.1615/jenhheattransf.v8.i4.40

Nada, S.A. & Said M.A. (2019). Effects of fins geometries, arrangements, dimensions and numbers on natural convection heat transfer characteristics in finned-horizontal annulus. *International Journal of Thermal Sciences Volume 137, March 2019, Pages 121-137*. https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2018.11.026

NASA. (2026). *Turbulence Modeling Resource: Menter shear stress transport (SST) model*. NASA Langley Research Center. 12 Ocak 2026 tarihinde https://turbmodels.larc.nasa.gov/sst.html adresinden erişildi.

Nasuta, D. (2017). *Determining the air-side performance of small-diameter, enhanced tube-fin heat exchangers through numerical and experimental methods*. (Publication No. 10620380) [Master of Science Thesis, University of South Florida]. ProQuest Dissertations & Theses Global.

Noria Corporation. (2019). Oxidation – The lubricant's nemesis. *Machinery Lubrication*.

Okbaz, A., Pınarbaşı, A., Olcay, A.B. & Aksoy, M.H. (2017). An experimental, computational and flow visualization study on the air-side thermal and hydraulic performance of louvered fin and round tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer* doi: https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.12.127

Opet Fuchs. (2022). *Oxidation effects on oil and oxidation decreasing methods* (Technical bulletin).

Özerk, K. (2020). *Santrifüj fanlarda performans artışı üzerine deneysel ve nümerik çalışma.* [Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi]. Erişim adresi: https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/

Padmanabhan, S., Thiagarajan, S., Kumar, A.D.R., Prabhakaran, D. & Raju, M. (2021). Investigation of temperature distribution of fin profiles using analytical and CFD analysis. *Materials Today: Proceedings 44 (2021) 3550–3556.* https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.09.404

Pandey, P., Sıkarvar, D.S & Patidar, A. (2018). CFD analysis of helical tube automobile radiator considering different coolants. *Industrial Engineering Letters ISSN 2224-6096 (Paper) ISSN 2225-0581 (online) Vol.8, No.5*, 2018. 21 Ocak 2022 tarihinde https://core.ac.uk/display/234685736?utm_source=pdf&utm_medium=banner&utm_campaign=pdf-decoration-v1adresinden erişildi.

Pankaj, R.B., Rangarajan, S. & Nagaraja,S.R. (2018). Analytical performance analysis of cross flow louvered fin automobile radiator. *MATEC Web of Conferences 172, 02003 (2018)*. https://doi.org/10.1051/matecconf/201817202003

Patel, B.A, Lakdawala, A.M. & Patil, D. (2016). Selection procedure of fin type and fin configuration for plate fin heat exchanger. *Multi-disciplinary Sustainable Engineering: Current and Future Trends – Tekwani, Bhavsar & Modi (Eds) 2016 Taylor & Francis Group, London, ISBN 978-1-138-02845-6*. 21 Ocak 2022 tarihinde ttps://www.researchgate.net/publication/301931491 adresinden erişildi.

Pirro, D. M., & Wessol, A. A. (2001). *Lubrication fundamentals* (2nd ed., 540 pp.). Marcel Dekker.

Petukhov, B. S., & Popov, V. N. (1963). Theoretical calculation of heat exchange in turbulent flow in tubes. In G. F. Hewitt (Ed.), *Heat Transfer—Fifth International Conference* (pp. 343–348).

PLATASA. (2025). *Design and operation principle for an oil-injected screw compressor*. Retrieved June 21, 2025, from https://www.platasa.com/en/design-and-operation-principle-for-an-oil-injected-screw-compressor

Qu, H., Shen Z. & Xie, Y. (2013). Numerical investigation of flow and heat transfer in a dimpled channel among transitional reynolds numbers. *Mathematical Problems in Engineering, Volume 2013, Article ID 989237, 10 pages,* http://dx.doi.org/10.1155/2013/989237

Reshaeel, M., Abdelsamie, M. M., & Hassan Ali, M. I. (2024). A critical review of the thermal-hydraulic performance of fin and tube heat exchangers using statistical analysis. *International Journal of Thermofluids, 24,* 100858. https://doi.org/10.1016/j.ijft.2024.100858

Rashidi, S., Hormozi, F., Sunden, B. & Mahian, O. (2019). Energy saving in thermal energy systems using dimpled surface technology –A review on mechanisms and applications. *Applied Energy 250 (2019) 1491–1547;* https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.04.168

Roache, P. J. (1994). Perspective: A method for uniform reporting of grid refinement studies. *Journal of Fluids Engineering*, *116*(3), 405–413. https://doi.org/10.1115/1.2910291

Sangtarash, F., & Shokuhmand, H. (2015). Experimental and numerical investigation of the heat transfer augmentation and pressure drop in simple, dimpled and perforated dimpled louver fin banks with an in-line or staggered arrangement. *Applied Thermal Engineering 82 (2015) 194-205;* http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.02.073

Setral Chemie GmbH. (2020). *Basics about compressors and their lubrication* [Webinar slides].

Shah, R. K., & London, A. L. (1978). *Laminar flow forced convection in ducts: A source book for compact heat exchanger analytical data* (Vol. 1). Academic Press.

Shah, R. K., & Sekulic, D. P. (2003). *Fundamentals of heat exchanger design*. Wiley. https://doi.org/10.1002/9780470172605

Shan, Y., Zhang, J.Z. & Ren, X.W. (2019). Numerical modeling on pumping performance of piccolo-tube multi-nozzles supersonic ejector in an oil radiator passage. *Energy Volume 158, 1 September 2018, Pages 216-227*. https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.06.001

Shell. (2023). *Shell Corena S46 technical data sheet*. Shell. Erişim adresi: https://www.shell.com

Smith, I. K., Stosic, N., & Aldis, C. A. (1996). Development of the trilateral flash cycle system. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 210*(2), 75–93. https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1996_210_010_02

SolidWorks. (2016). *SolidWorks 2016 x64 Edition: Sürüm notları*. Erişim:01.02.2022, https://files.solidworks.com/Supportfiles/Release_Notes/2016/turkish/relnotes.htm

Sönmez, H.F. (2019). *Ağır ticari araçlarda radyatör kapasitesinin deneysel olarak tayini*. [Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi]. Erişim adresi: https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/

Stosic, N., Smith, I. K., & Kovacevic, A. (2005). *Screw compressors: Mathematical modelling and performance calculation*. Springer. https://doi.org/10.1007/b137216

SUTO iTEC GmbH. (2019). *S 212 dew point sensor: Instruction and operation manual*. https://sutoitec.es/wp-content/uploads/2019/07/S212-suto-manual-english.pdf

SUTO iTEC GmbH. (2023). *S401 thermal mass flow meter: Instruction and operation manual* (Optional high accuracy: 1% of reading + 0.3% FS). https://www.suto-itec.com/wp-content/uploads/2023/08/S401_im_en_2023-2.pdf

Şara, O. N. (2003). Performance analysis of rectangular ducts with staggered square pin fins. *Energy Conversion and Management, 44*(11), 1787–1803. https://doi.org/10.1016/S0196-8904(02)00185-1

Taguchi, G. (1990). *Introduction to quality engineering*. Asian Productivity Organization.

Taufiq B.N., Masjuki, H.H., Mahlia, T.M.I., Saidur, R., M.S. Faizul, M.S. & Mohamad, E.N. (2006). Second law analysis for optimal thermal design of radial fin geometry by convection. *Applied Thermal Engineering 27 (2007) 1363–1370.* doi:10.1016/j.applthermaleng.2006.10.024

Testo SE & Co. KGaA. (n.d.). *testo 410-2: Vane anemometer with humidity measurement*. Retrieved January 12, 2026, from https://www.testo.com/en-UK/testo-410-2/p/0560-4102

Tran, N. & Wang, C.C. (2020). Optimization of the airside thermal performance of mini-channel-flat-tube radiators by using composite straight-and-louvered fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer 160 (2020) 120163*. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120163

U.S. Department of Energy. (2004a). *Improving compressed air system performance: A sourcebook for industry (3rd ed.).* https://www.compressedairchallenge.org/data/sites/1/media/library/sourcebook/Improving_Compressed_Air-Sourcebook.pdf (Erişim tarihi: 14 Ocak 2026).

U.S. Department of Energy. (2004b). *Minimize compressed air leaks (Compressed Air Tip Sheet #3).* U.S. Department of Energy. https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/05/f16/compressed_air3.pdf (Erişim tarihi: 14 Ocak 2026).

U.S. Department of Energy. (2004c). *Determine the cost of compressed air for your plant (Compressed Air Tip Sheet #1).* U.S. Department of Energy. https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/05/f16/compressed_air1.pdf (Erişim tarihi: 14 Ocak 2026).

U.S. Department of Energy. (2016). *Improving compressed air system performance: A sourcebook for industry (3rd ed.).* https://www.eere.energy.gov/manufacturing/tech_assistance/pdfs/compressed_air_sourcebook.pdf (Erişim tarihi: 14 Ocak 2026).

Wang, C.C., Chen, K.Y., Liaw, J.S. & Tseng, C.Y. (2014). An experimental study of the air-side performance of fin-and-tube heat exchangers having plain, louver, and semi-dimple vortex generator configuration. *International Journal of Heat and Mass Transfer;* http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.09.030

Wang, C. C., Chi, K. Y., & Chang, C. J. (2000). Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *43*(15), 2693–2700. https://doi.org/10.1016/S0017-9310(99)00333-6

Wilcox, D. C. (2006). *Turbulence modeling for CFD* (3rd ed.). DCW Industries.

WingFan Ltd. & Co. KG. (2011, December 23). *SELECT – Performance curves; SELECT – Mechanical data (Impeller: 600/5-5/S4ZL/45/PAG @ 1,440 rpm)* [Katalog seçimi / yazılım çıktısı]. (Erişim tarihi: 14 Ocak 2026).

Witry, A., Al-Hajeri, M.H. & Bondok, A.A. (2005). Thermal performance of automotive aluminium plate radiator. *Applied Thermal Engineering, 25: 1207-1218, 2005.* doi:10.1016/j.applthermaleng.2004.09.005

Wu, H.W., Chen, T.H., Kelana, N.P. & Huang, D.A. (2020). Influence of dimple height on turbulent heat transfer of fin array with alternate convex/concave dimples. *Inventions 2020, 5, 33;* doi:10.3390/inventions5030033

Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Coşkun, S., & Yamankaradeniz, N. (2009). *Soğutma tekniği ve ısı pompası uygulamaları* (690 s.). Dora Yayıncılık.

Yang, J., Ma, L., Liu, J. & Liu, W. (2014). Thermal-hydraulic performance of a novel shell-and-tube oil cooler with multi-fields synergy analysis. *International Journal of Heat and Mass Transfer Volume 77, October 2014, Pages 928-939.* https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.06.015

Yedikardeş, Y. (2009). *Panel radyatörlerde panjurların ısıl verime etkisinin incelenmesi*. [Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi]. Erişim adresi: https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/

Yenigül, O. (2010). *Multi-objective optimization of a centrifugal fan based on flow simulations*. [Master of Science Thesis, Yeditepe University]. ProQuest Dissertations & Theses Global.

Zhang, L.-Z. (2005). Numerical study of periodically fully developed flow and heat transfer in cross-corrugated triangular channels in transitional flow regime. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, *48*(4), 387–405. https://doi.org/10.1080/10407780590957314

Zhang, Q., Xu, L., Li, J. & Ouyang, M. (2017). Performance prediction of plate-fin radiator for low temperature preheating system of proton Exchange membrane fuel cells using CFD simulation. *International Journal of Hydrogen Energy xxx (2017) 1-13.* http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.07.210

Ziehl-Abegg. (2026). *Centrifugal fan – S series*. Erişim tarihi: 14 Ocak 2026. https://www.ziehl-abegg.com/en/products/s-series.

EKLER

EK 1 53,5°C SICAKLIKTA ATMOSFERİK BASINÇTA HAVANIN TERMODİNAMİK ÖZELLİKLERİ

EK 2 8 BAR BASINÇTA, 62 °C ORTALAMA SICAKLIKTAKİ HAVANIN TERMODİNAMİK ÖZELLİKLERİ

EK 3 72,9 °C ORTALAMA SICAKLIKTAKİ KOMPRESÖR YAĞININ TERMODİNAMİK ÖZELLİKLERİ

EK 1

53,5°C SICAKLIKTA ATMOSFERİK BASINÇTA HAVANIN TERMODİNAMİK ÖZELLİKLERİ

- Yoğunluk (ρ): ≈ 1,07 kg/m³
- Özgül ısı kapasitesi (cp): ≈ 1007 J/kgK
- Isıl iletkenlik (k): ≈ 0,031 W/mK
- Dinamik viskozite (μ): ≈ 2,18 ×10⁻⁵ kg/ms
- Kinematik viskozite (ν): ≈ 2,04 ×10⁻⁵ m²/s
- Prandtl sayısı (Pr): ≈ 0,71

(Çengel & Boles 2015).

EK 2

8 BAR BASINÇTA, 62 °C ORTALAMA SICAKLIKTAKİ HAVANIN TERMODİNAMİK ÖZELLİKLERİ

Özellik	Sembol	Değer	Birim
Yoğunluk	ρ	8,85	kg/m^3
Özgül Isı (sabit basınçta)	Cp	$1{,}013 \times 10^3$	J/kgK
Isıl İletkenlik	k	0,033	W/mK
Dinamik Viskozite	μ	$2{,}42 \times 10^{-5}$	kg/ms
Kinematik Viskozite	$\nu = \mu/\rho$	$2{,}73 \times 10^{-6}$	m^2/s
Prandtl Sayısı	Pr	0,71	—

(Çengel & Boles 2015).

EK 3

72,9 °C ORTALAMA SICAKLIKTAKİ KOMPRESÖR YAĞININ TERMODİNAMİK ÖZELLİKLERİ

Yağ tarafı için ortalama film sıcaklıklarında (yağ ≈ 72,9°C) kullanılan termodinamik özellikleri aşağıda göstermektedir (Shell, 2023).

Yoğunluk (ρ): ≈ 850 kg/m³
Özgül ısı kapasitesi (cp): ≈ 2075 J/kgK
Isıl iletkenlik (k): ≈ 0,13 W/mK
Dinamik viskozite (μ): ≈ 0,040 kg/ms
Prandtl sayısı (Pr): ≈ 200