



**TAŞIT RADYATÖRLERİNDE ISIL PERFORMANS
OPTİMİZASYONUNUN DENEYSEL VE NÜMERİK
OLARAK İNCELENMESİ**

Ahmet Serhan CANBOLAT



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TAŞIT RADYATÖRLERİNDE ISIL PERFORMANS OPTİMİZASYONUNUN
DENEYSEL VE NÜMERİK OLARAK İNCELENMESİ**

Ahmet Serhan CANBOLAT
Orcid No: 0000-0002-0423-6411

Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI
(Danışman)

DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2020

TEZ ONAYI

Ahmet Serhan CANBOLAT tarafından hazırlanan “TAŞIT RADYATÖRLERİNDE ISIL PERFORMANS OPTİMİZASYONUNUN DENEYSEL VE NÜMERİK OLARAK İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI

Başkan : Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI
Orcid No: 0000-0002-9763-6464
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye : Prof. Dr. Recep YAMANKARADENİZ
Orcid No: 0000-0003-0087-2629
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Üye : Prof. Dr. Salih COŞKUN
Orcid No: 0000-0001-6278-8444
Bursa Uludağ Üniversitesi, Teknik Bilimler MYO,
İklimlendirme ve Soğutma Teknolojisi Programı

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Osman TURAN
Orcid No: 0000-0003-3421-2020
Bursa Teknik Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa
Bilimleri Fakültesi, Makine Mühendisliği Anabilim
Dalı

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Kemal Furkan SÖKMEN
Orcid No: 0000-0001-8647-4861
Bursa Teknik Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa
Bilimleri Fakültesi, Makine Mühendisliği Anabilim
Dalı

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN
Enstitü Müdürü
17/06/2020

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

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

beyan ederim.

17/06/2020

Ahmet Serhan CANBOLAT

ÖZET

Doktora Tezi

TAŞIT RADYATÖRLERİNDE ISIL PERFORMANS OPTİMİZASYONUNUN DENEYSEL VE NÜMERİK OLARAK İNCELENMESİ

Ahmet Serhan CANBOLAT

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI

Taşıt radyatörleri ısı değiştiriciler arasında önemli bir uygulama alanına sahiptir. Taşıtların motor bloğunda oluşan ısının nedeniyle sıcaklığı artan soğutucu akışkan, radyatör vasıtasıyla soğutulmaktadır. Radyatörlerin ısı 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 ısı 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 ısı 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.

Anahtar Kelimeler: Radyatör, Taguchi, Optimizasyon, Gri İlişkiler Analizi, Isı transferi, Basınç kaybı

2020, x + 89 sayfa.

ABSTRACT

PhD Thesis

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION INTO THERMAL PERFORMANCE OPTIMIZATION OF VEHICLE RADIATORS

Ahmet Serhan CANBOLAT

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

Supervisor: Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI

Vehicle radiators have an important application area among the heat exchangers. The radiator cools refrigerant, which was heated during the transfer of the heat generated in the engine block of the vehicles to the external environment. Several numerical and experimental parametric studies are carried out to determine and improve the thermal performance of radiators.

In this study, firstly, different design parameters were changed and a series of experiments were performed with specially produced radiators to determine the heat transfer and pressure drop characteristics. Then, in computer environment, a program which can change the design and operating parameters, were created using many equations used in the analysis of heat exchangers. The results obtained from this program were compared with the results of the experimental study. Then, a comprehensive, parametric study was carried out taking into account many factors affecting radiator and fin performance.

Finally, the fundamental parameters affecting the radiator's thermal performance and pressure drops were determined and the contribution ratios of these parameters on the radiator performance were analyzed using different statistical methods. Effective parameters on the radiator's thermal and hydraulic performance, contribution ratios of these parameters, optimum design and operating conditions were determined using Taguchi, ANOVA and Grey Relational Analysis methods.

Key words: Radiator, Taguchi, Optimization, Grey Relational Analysis, Heat transfer, Pressure drop

2020, x + 89 pages.

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam boyunca yardım ve desteğini hiçbir zaman esirgemeyen, akademik gelişimimde büyük katkısı olan, karşılaştığım tüm zorluklarda her zaman yanımda olan değerli danışman hocam Prof. Dr. Ömer KAYNAKLI'ya teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmanın her aşamasında, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım değerli hocam Prof. Dr. Recep YAMANKARADENİZ'e, görüş ve yönlendirmelerinden faydalandığım değerli hocam Prof. Dr. Akın Burak ETEMOĞLU'na, bilgilerini ve düşüncelerini benimle paylaşan değerli hocalarım Doç. Dr. Nurullah ARSLANOĞLU'na ve Dr. Öğr. Üyesi Celalettin YÜCE'ye teşekkür ederim.

Değerli arkadaşlarım Arş. Gör. Çağlar KAHYA'ya, Arş. Gör. Kadir AYDIN'a, Arş. Gör. Ali Hüsnü BADEMLİOĞLU'na ve Arş. Gör. Burak TÜRKAN'a teşekkür ederim.

Radyatör modellerinin üretilmesindeki ve deneylerin yapılmasındaki desteklerinden dolayı Kale Oto Radyatör'e teşekkür ederim.

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

Ahmet Serhan CANBOLAT
17/06/2020

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	x
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
2.1. Isı Değiştiricileri.....	3
2.2. Isı Değiştiricilerin Sınıflandırılması.....	3
2.3. Taşıt Radyatörleri.....	6
2.4. Isı Değiştiricilerinin Isıl Performansı Üzerine Yapılmış Çalışmalar	7
2.5. İstatistiki Analiz Metodu Kullanan Çalışmalar.....	9
3. MATERYAL VE YÖNTEM	12
3.1. Deneysel Çalışma.....	12
3.2. Matematiksel Model.....	16
3.3. İstatistiksel Analiz.....	23
3.3.1. Taguchi Metodu	24
3.3.2. ANOVA Metodu.....	25
3.3.3. Gri İlişkiler Analizi	26
4. BULGULAR.....	30
4.1. Deneysel Çalışmanın Sonuçları	30
4.2. Analitik Çalışmanın Deneysel Verilerle Doğrulanması.....	32
4.3. Parametrik Çalışma	38
4.3.1. Soğutucu Akışkan Tarafındaki Taşınım Katsayısı.....	39
4.3.2. Hava Tarafındaki Taşınım Katsayısı.....	41
4.3.3. Kanatçık Verimi	45
4.3.4. Toplam Kanatçık Etkenliği	48
4.3.5. Isı Transferi	51
4.3.6. Basınç Kaybı	56

4.4. İstatistiki Analizler	59
4.4.1. Isı Transferi Analizleri	59
4.4.2. Basınç Kaybı Analizleri	64
4.4.3. Çoklu Optimizasyon Çalışması.....	69
5. TARTIŞMA ve SONUÇ	80
KAYNAKLAR	83
ÖZGEÇMİŞ	86



SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
Nu	Nusselt sayısı
f	Sürtünme faktörü
H_b	Boru yüksekliği (mm)
Z_b	Boru derinliği (mm)
L_b	Boru uzunluğu (mm)
t_b	Boru kalınlığı (mm)
H_r	Radyatör yüksekliği (mm)
L_r	Radyatör uzunluğu (mm)
Z_r	Radyatör derinliği (mm)
H_k	Kanatçık yüksekliği (mm)
t_k	Kanatçık kalınlığı (mm)
Z_k	Kanatçık derinliği (mm)
p_k	Kanatçık adımı (mm)
$A_{y,b}$	Toplam boru yüzey alanı (m ²)
$A_{y,k}$	Toplam kanatçık yüzey alanı (m ²)
A_y	Toplam ısı transfer yüzey alanı (m ²)
$D_{h,b}$	Boru tarafındaki hidrolik çap (m)
$D_{h,h}$	Hava tarafındaki hidrolik çap (m)
A_{min}	Minimum hava akış alanı (m ²)
k	Isı iletim katsayısı (W/m ² K)
ν	Kinematik viskozite (m ² /s)
Re	Reynolds sayısı
Pr	Prandtl sayısı
U	Toplam ısı transfer katsayısı (W/m ² K)
η_0	Yüzey verimi
η	Kanatçık verimi
$\varepsilon_{kanat,genel}$	Kanatçık etkenliği
$A_{kanat yok}$	Kanat yokken yüzeyin alanı (m ²)
A_{kanat}	Tüm kanatların toplam yüzey alanı (m ²)
$A_{kanatsız}$	Yüzeyin kanatsız kısmının alanı (m ²)
c	Kapasite oranı
Q_{maks}	Radyatörde meydana gelebilecek maksimum ısı transferi (W)
Q	Radyatörde oluşan ısı transferi (W)
$T_{s,giriş}$	Soğutucu akışkanın giriş sıcaklığı (°C)
$T_{h,giriş}$	Havanın giriş sıcaklığı (°C)
f	Sürtünme faktörü
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)
ξ_i	Gri ilişkiler katsayısı
γ_i	Gri ilişkiler derecesi

Kısaltmalar	Açıklama
S/N	Sinyal-gürültü oranı
SD	Serbestlik derecesi
SS	Kareler toplamı
MS	Kareler ortalaması
V	Varyans değeri
N	Her bir seviyedeki faktörün tekrar sayısı
n	Toplam analiz sayısı



ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. Isı transfer şekline göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması	4
Şekil 2.2. Akışkan sayısına göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması.....	4
Şekil 2.3. Isı geçiş yüzeyinin ısı geçiş hacmine oranına göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması	5
Şekil 2.4. Konstrüksiyon özelliklerine göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması.....	5
Şekil 2.5. Akış şekline göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması	6
Şekil 2.6. Isı transfer mekanizmasına göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması	6
Şekil 2.7. Farklı dizaynlarda kanatçıklara ve borulara sahip ısı değiştiricileri: a) düz levha kanatlı, yassı borulu b) düz levha kanatlı, dairesel borulu c) dairesel kanatlı, dairesel borulu d) tek geçişli levha kanatlı e) çok geçişli levha kanatlı	7
Şekil 3.1. Deneyselerde kullanılan radyatörler: a) Kanatçıksız model, b) Kanatçıklı model	12
Şekil 3.2. Radyatör geometrisi: a) Ön görünüş, b) Yan görünüş	13
Şekil 3.3. Yassı boru geometrisi	13
Şekil 3.4. Kanatçık geometrisi	14
Şekil 3.5. Deney düzeneğinin şematik gösterimi	15
Şekil 3.6. Taguchi metodunun akış şeması	24
Şekil 3.7. Gri ilişkiler analiz metodunun akış şeması	27
Şekil 4.1. Farklı hava hızlarında kanatçıklı ve kanatçıksız modelden elde edilen ısı transferi miktarları	31
Şekil 4.2. Farklı soğutucu debilerinde kanatçıklı ve kanatçıksız modelden elde edilen ısı transferi miktarları	32
Şekil 4.3. Soğutucu çıkış sıcaklıklarının farklı hava hızları için karşılaştırılması	33
Şekil 4.4. Hava çıkış sıcaklıklarının farklı hava hızları için karşılaştırılması.....	34
Şekil 4.5. Isı transferinin farklı hava hızları için karşılaştırılması	35
Şekil 4.6. Soğutucu çıkış sıcaklığının farklı soğutucu debileri için karşılaştırılması	36
Şekil 4.7. Hava çıkış sıcaklıklarının farklı soğutucu debileri için karşılaştırılması.....	36
Şekil 4.8. Isı transferinin farklı soğutucu debileri için karşılaştırılması	37
Şekil 4.9. Soğutucu basınç kaybının farklı soğutucu debileri için karşılaştırılması	38
Şekil 4.10. İç taraftaki taşınım katsayısının farklı soğutucu debileri için karşılaştırılması	40
Şekil 4.11. İç taraftaki taşınım katsayısının farklı boru sayıları için karşılaştırılması	40
Şekil 4.12. İç taraftaki taşınım katsayısının farklı boru yükseklikleri için karşılaştırılması	41
Şekil 4.13. Dış taraftaki taşınım katsayısının farklı hava hızları için karşılaştırılması ...	42
Şekil 4.14. Dış taraftaki taşınım katsayısının farklı boru sayıları için karşılaştırılması .	42
Şekil 4.15. Dış taraftaki taşınım katsayısının farklı boru yükseklikleri için karşılaştırılması	43
Şekil 4.16. Boru yüksekliğine bağlı olarak D_h ve Nu sayısının değişimi.....	44
Şekil 4.17. Dış taraftaki taşınım katsayısının farklı kanatçık adımları için karşılaştırılması	45
Şekil 4.18. Kanatçık veriminin farklı hava hızları için karşılaştırılması.....	46
Şekil 4.19. Kanatçık veriminin farklı boru sayıları için karşılaştırılması	46
Şekil 4.20. Kanatçık veriminin farklı boru yükseklikleri için karşılaştırılması	47
Şekil 4.21. Kanatçık veriminin farklı kanatçık adımları için karşılaştırılması	48

Şekil 4.22. Toplam kanatçık etkenliğinin farklı hava hızları için karşılaştırılması	49
Şekil 4.23. Toplam kanatçık etkenliğinin farklı boru sayıları için karşılaştırılması	50
Şekil 4.24. Toplam kanatçık etkenliğinin farklı boru yükseklikleri için karşılaştırılması	50
Şekil 4.25. Toplam kanatçık etkenliğinin farklı kanatçık adımları için karşılaştırılması	51
Şekil 4.26. Isı transferinin farklı hava hızları için karşılaştırılması	52
Şekil 4.27. Isı transferinin farklı soğutucu debileri için karşılaştırılması	53
Şekil 4.28. Isı transferinin farklı boru sayıları için karşılaştırılması.....	53
Şekil 4.29. Isı transferinin farklı boru yükseklikleri için karşılaştırılması.....	54
Şekil 4.30. Isı transferinin farklı kanatçık adımları için karşılaştırılması.....	55
Şekil 4.31. Isı transferinin farklı hava giriş sıcaklıkları için karşılaştırılması	55
Şekil 4.32. Isı transferinin farklı soğutucu giriş sıcaklıkları için karşılaştırılması	56
Şekil 4.33. Soğutucu basınç kaybının farklı soğutucu debileri için karşılaştırılması	57
Şekil 4.34. Soğutucu basınç kaybının farklı boru sayıları için karşılaştırılması.....	58
Şekil 4.35. Soğutucu basınç kaybının farklı boru yükseklikleri için karşılaştırılması.....	58
Şekil 4.36. Her bir parametrenin ısı transferi üzerine etkisi	62
Şekil 4.37. Her bir parametrenin ısı transferi üzerindeki etki oranı	64
Şekil 4.38. Her bir parametrenin basınç kaybı üzerine etkisi	67
Şekil 4.39. Her bir parametrenin basınç kaybı üzerindeki etki oranı.....	68
Şekil 4.40. Maksimum çoklu performans karakteristiği için gri ilişkiler dereceleri.....	75
Şekil 4.41. Her bir parametrenin çoklu performans karakteristiği üzerine etkisi	78
Şekil 4.42. Her bir parametrenin çoklu performans karakteristiği üzerindeki etki oranı	79

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 3.1. Radyatöre ait geometrik uzunluklar	14
Çizelge 3.2. Isı transferi ve basınç kaybı hesaplamalarında kullanılan geometrik büyüklükler	17
Çizelge 4.1. Taguchi analizi için seçilen parametreler ve seviyeleri	59
Çizelge 4.2. L_{32} ortogonal dizisi için ısı transferi ve S/N oranları tablosu	60
Çizelge 4.3. Ortalama S/N oranları ve parametrelerin önem sıralaması (Isı transferi)...	61
Çizelge 4.4. ANOVA Tablosu (Isı transferi)	63
Çizelge 4.5. L_{32} ortogonal dizisi için basınç kaybı ve S/N oranları tablosu	65
Çizelge 4.6. Ortalama S/N oranları ve parametrelerin önem sıralaması (Basınç kaybı)	66
Çizelge 4.7. ANOVA Tablosu (Basınç kaybı)	68
Çizelge 4.8. Çoklu optimizasyon çalışması için seçilen parametreler ve seviyeleri.....	70
Çizelge 4.9. L_{27} ortogonal dizisinde hesaplanan ısı transferi ve basınç kaybı değerleri.....	71
Çizelge 4.10. Isı transferi ve basınç kaybı için referans serisi ve normalizasyon matrisi	72
Çizelge 4.11. Isı transferi ve basınç kaybı için uzaklık ve katsayı matrisi	73
Çizelge 4.12. Gri ilişkiler derecesi ve sıralaması	74
Çizelge 4.13. Faktör seviyelerinin yeniden hesaplanması	76
Çizelge 4.14. Gri ilişkiler derecesi ortalamaları ve parametrelerin önem sıralaması	77
Çizelge 4.15. ANOVA Tablosu (Çoklu performans karakteristiği)	79

1. GİRİŞ

Otomotiv endüstrisinde hem görsel hem de performans açısından en iyi otomobil dizaynını elde etme konusunda büyük bir rekabet olduğu bilinen bir gerçektir. Bunun yanında tüm dünyada artan enerji ihtiyacı, otomotiv sektöründe yakıt tasarrufu sağlamaya yönelik olarak ağırlık arttırıcı işlemleri sınırlandırmış, daha hafif araçlar üretilmesini zorunlu hale getirmiştir. Bu bağlamda taşıtların soğutma sistemleri içerisinde çok önemli bir görevi olan radyatörlerin de boyutlarını büyütmeden yani ağırlıklarını arttırmadan daha verimli çalışmasını sağlamak gerekmektedir.

Otomotiv sektöründe bulunan ve özellikle Ar-Ge faaliyetleri yürüten firmalar radyatörler üzerine birçok çalışma yapmaktadırlar. Bu çalışmaların bazıları nümerik bazıları deneysel metotlara dayanmaktadır. Genellikle bu çalışmalar parametrik olarak yapılır ve bir parametredeki değişikliğin hedef fonksiyonu (ısı transferi veya basınç kaybı gibi) üzerindeki etkisi tespit edilir. Birçok analiz ve deney yapılmasını gerektiren bu çalışmalardaki zaman ve maliyet kaybının önüne geçilmesi için bazı yöntemler geliştirilmiştir. Bunlardan en çok bilinen ve yaygın olan yöntem Taguchi metodudur. Taguchi metodu, hem tam faktöriyel analiz yerine, daha az deney veya analizle istenen sonuçlara ulaşılmasını sağlar hem de sistem performansını optimize etmeyi ve en iyi çalışma koşullarının belirlenmesine olanak tanır. Bunun yanında her bir hedef fonksiyonun ayrı ayrı incelenmesi ve sonuçların yorumlanması konularında araştırmacıları sınırlandırabilir. Bu nedenle birden çok hedef fonksiyonu tek bir hedef fonksiyonuna dönüştüren ve parametrelerin çoklu performans karakteristiği üzerindeki etkisinin tespit edilebildiği Gri ilişkiler metodu bu tür problemlerde oldukça kullanışlıdır.

Bu çalışmada da Taguchi yöntemi kullanılarak radyatördeki ısı transferi ve basınç kaybına etki eden parametrelerin etki oranları ayrı ayrı hesaplanmıştır. Her bir hedef fonksiyonu için optimum çalışma ve dizayn koşulları tespit edilmiştir. Bunun yanında belirlenen hedef fonksiyona yukarıda bahsedilen Gri ilişkiler metodu uygulanmış ve ısı transferini maksimize eden ve aynı zamanda da basınç kaybını minimize eden çoklu performans karakteristiği oluşturulmuştur. Buna bağlı olarak hem ısı transferi hem de

basınç kaybı göz önüne alınarak parametrelerin etki oranları, optimum çalışma ve dizayn koşulları bir kez de çoklu performans karakteristiği için hesaplanmıştır.

Çalışmanın Kaynak Araştırması bölümünde ilk olarak ısı değiştiricilerinden ve bunların sınıflandırılmasından bahsedilmiştir. Daha sonra bir çeşit kompakt ısı değiştiricisi olan taşıt radyatörleri hakkında bilgi verilmiştir. Taşıtların soğutma sistemleri hakkında da kısa bir değerlendirme yapılmıştır. Bu bölümde ayrıca literatürde var olan, ısı değiştiricileri, taşıt radyatörleri hakkında yapılmış çalışmalar ve bu tezde kullanılan istatistiki analiz yöntemlerini temel alan çalışmalar özet halinde verilmiştir.

Materyal ve Yöntem bölümünde tez kapsamında yapılan deneyler hakkında bilgi verilmiştir. Analitik yöntem kullanarak yapılan ısı transferi ve basınç kaybı hesaplamalarında kullanılan denklem ve korelasyonlar sunulmuştur. Optimizasyon çalışmasında kullanılan istatistiki analiz metotları hakkında detaylı bilgiler verilmiştir.

Bulgular ve Tartışma bölümünde ilk olarak farklı başlangıç ve sınır koşullarında yapılan deneylerin çıktıları sunulmuştur. Ayrıca, deneysel verilerle karşılaştırılarak tez çalışması kapsamında oluşturulan programdan elde edilen radyatörün ısı performans ve basınç kaybı sonuçlarının doğrulaması yapılmıştır. Daha sonra ısı transferi, basınç kaybı ve kanatçık performansı üzerine kapsamlı bir parametrik çalışma yapılmıştır. İstatistiksel analiz kapsamında hem radyatörde gerçekleşen ısı transferi hem de basınç kaybına etki eden parametreler Taguchi yöntemi yardımıyla optimize edilmiş ve parametrelerin hedef fonksiyonlar üzerindeki etkileri ayrı ayrı tespit edilmiştir. Buna ek olarak Gri ilişkiler analizi metodu ile çoklu optimizasyon çalışması yapılmış ve ısı transferini ve basınç kaybını aynı anda göz önünde bulundurarak çalışma/dizayn parametreleri optimize edilmiş, elde sonuçlar bu bölümde sunulmuştur.

Çalışmanın Tartışma ve Sonuç bölümünde ise optimizasyon çalışmalarından elde edilen sonuçlar yorumlanmıştır. Bir radyatör dizaynı yaparken veya çalışma şartları belirlenirken hangi parametrelerin göz önünde bulundurulması gerektiği, hangi parametrelerdeki değişikliklerin ise hedef fonksiyonunu etkilediği veya etki oranının az olduğu tespit edilmiş ve elde edilen sonuçlar özetlenmiştir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Bu bölümde endüstride geniş bir kullanım alanı olan ısı değıştircileri hakkında bilgi verilmiş, ısı değıştircilerin sınıflandırılma kriterlerinden bahsedilmiştir. Daha sonra kompakt ısı değıştircileri ve bir çeşit kompakt ısı değıştircisi olan taşıt radyatörleri hakkında detaylı bilgiler verilmiştir. Taşıtların soğutma sistemleri hakkında da kısa bir değerlendirme yapılmıştır. Bu bölümde son olarak literatürde daha önce yapılmış olan, ısı değıştircileri ve özellikle taşıt radyatörleri hakkındaki çalışmalar ve bu tezde kullanılan Taguchi, ANOVA ve Gri ilişkiler analizi gibi istatistiki analiz yöntemlerini kullanan çalışmalar derlenmiştir.

2.1 Isı Değıştircileri

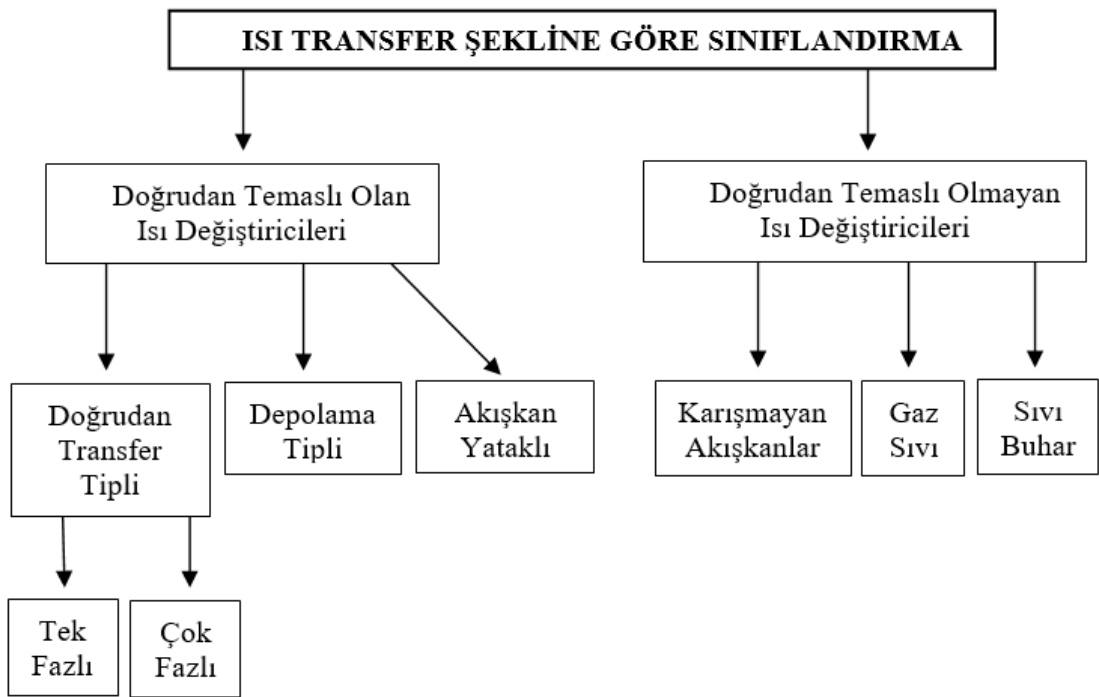
Isı değıştircileri, farklı sıcaklıklarda ve termal temas halinde bulunan iki veya daha fazla sıvı arasındaki, katı bir yüzey ve bir sıvı arasındaki veya katı tanecikler ve bir sıvı arasındaki termal enerjiyi (entalpi) aktarmak için kullanılan cihazlardır. Genel uygulamaları, bir akışkanın ısıtılmasını/soğutulmasını ve tek/çok bileşenli sistemlerde akışkanların buharlaşmasını veya yoğunlaşmasını içermektedir. Diğer uygulamalarda amaç, bir akışkanın ısısının geri kazanılması veya dış ortama atılması veya sterilize edilmesi, pastörize edilmesi, damıtılması, konsantre edilmesi, kristalleştirilmesi veya kontrol edilmesi olabilir (Shah ve Sekulic 2004). Mühendislik uygulamalarında çok sık kullanılan ısı değıştirciler, termik santrallerde, kimya endüstrilerinde, ısıtma, soğutma ve iklimlendirme tesisatlarında, motorlu taşıtlarda, elektronik cihazlarda vb. birçok yerde karşımıza çıkabilmektedir.

2.2 Isı Değıştircilerin Sınıflandırılması

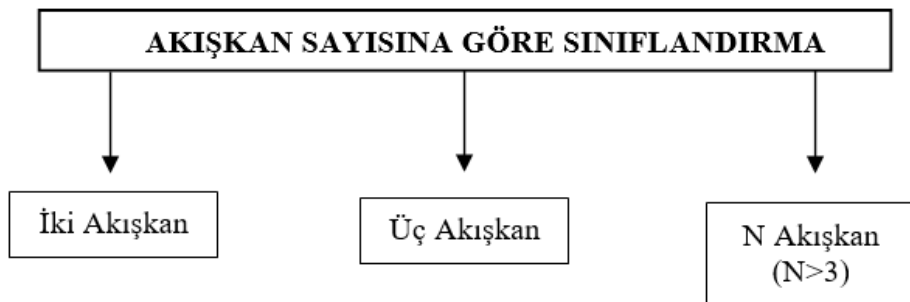
Yukarıda verilen örneklerden de anlaşılacağı gibi pratikte çeşitli yerlerde, farklı amaçlar için kullanılan ısı değıştircileri, kullanım amaçlarına göre, farklı kapasitelerde, boyutlarda ve konstrüksiyonlarda olabilmektedir (Genceli 1999). Isı değıştircileri genel olarak aşağıda maddeler halinde verilen altı farklı kategoride sınıflandırılabilir (Canbolat 2014).

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

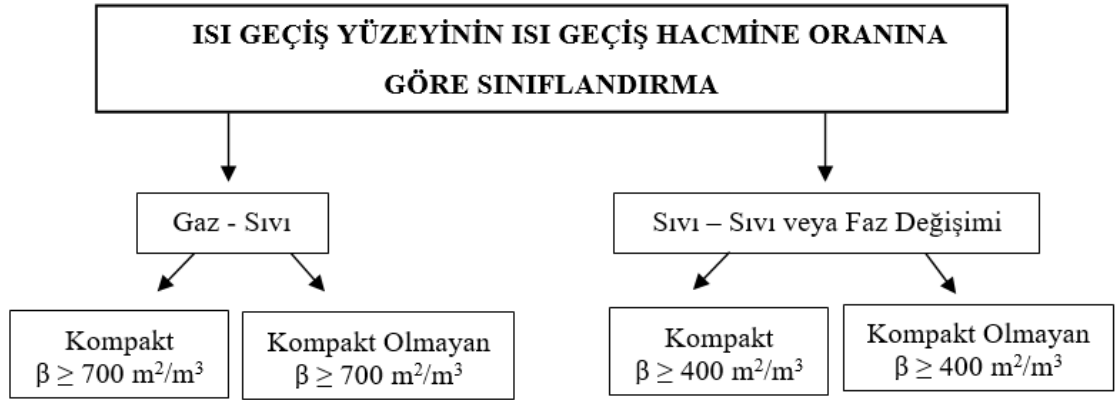
Bu kategoriler biraz daha detaylı olarak, alt başlıklarıyla birlikte Şekil 2.1 ile 2.6 arasında sunulmuştur.



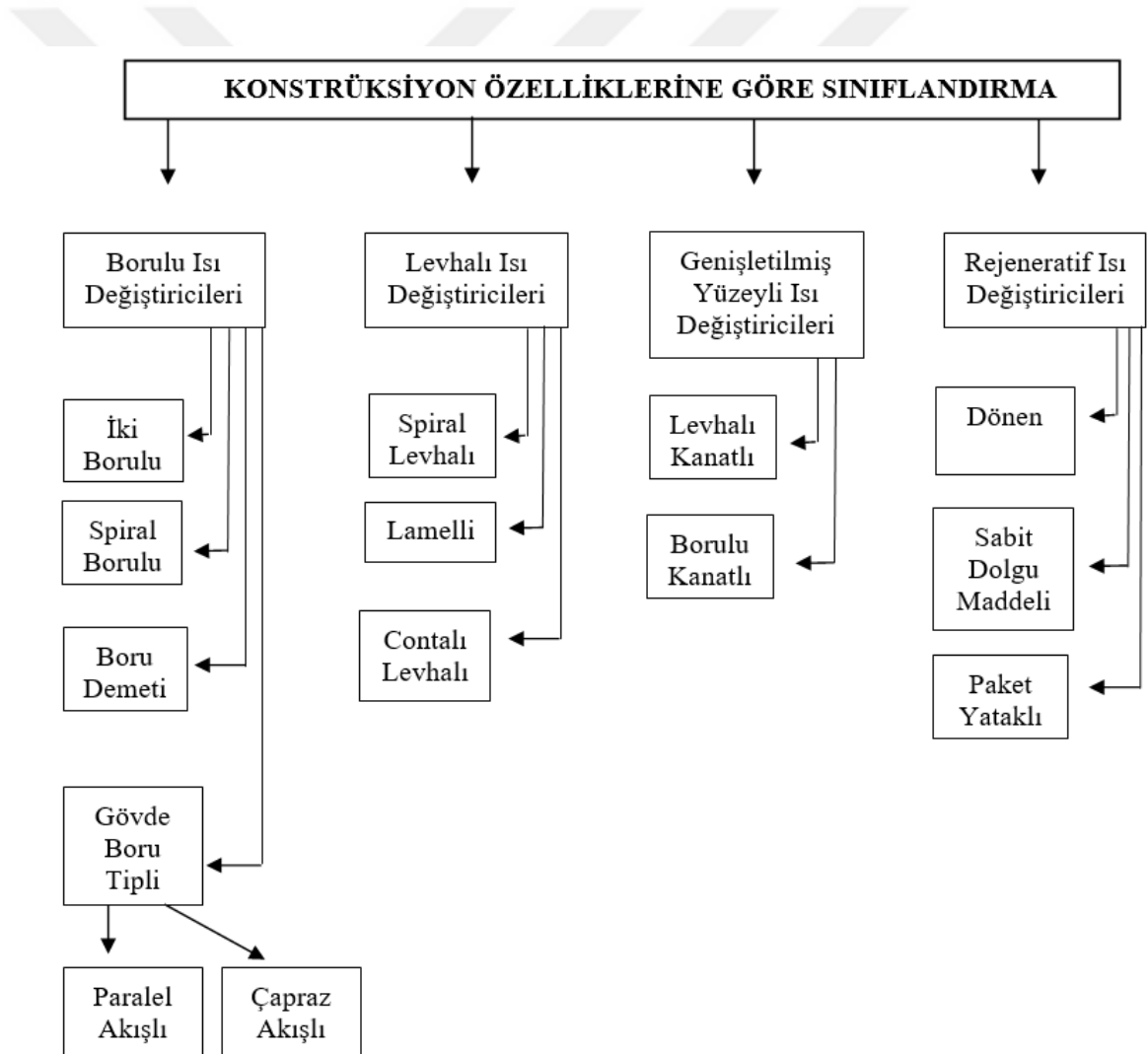
Şekil 2.1. Isı transfer şekline göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması



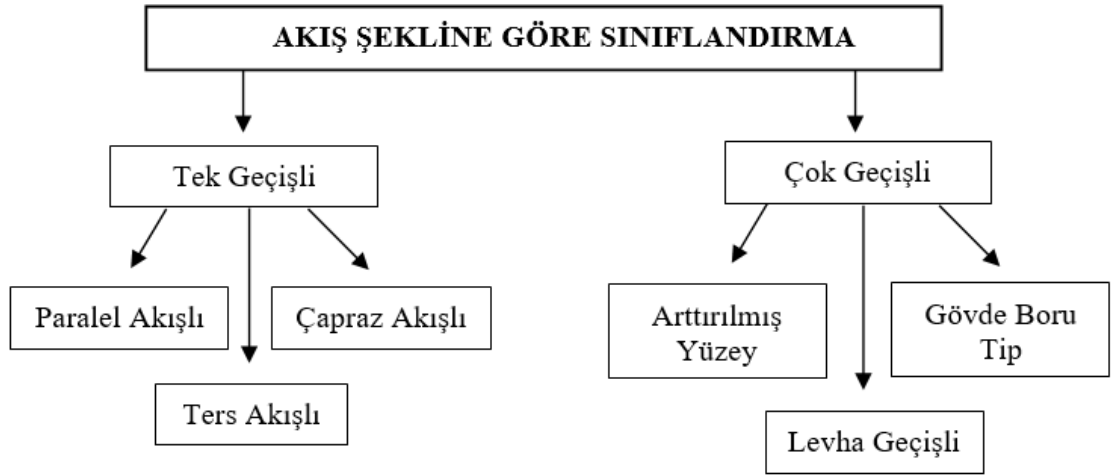
Şekil 2.2. Akışkan sayısına göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması



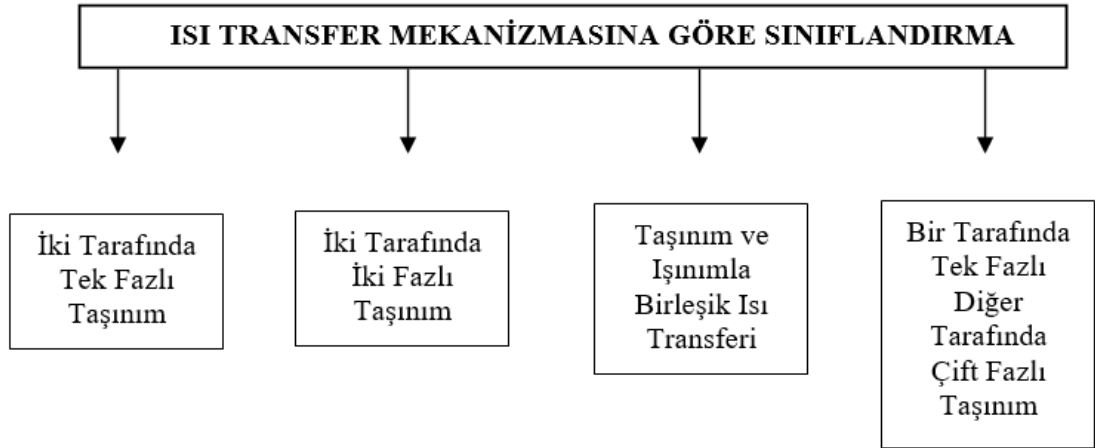
Şekil 2.3. Isı geçiş yüzeyinin ısı geçiş hacmine oranına göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması



Şekil 2.4. Konstrüksiyon özelliklerine göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması



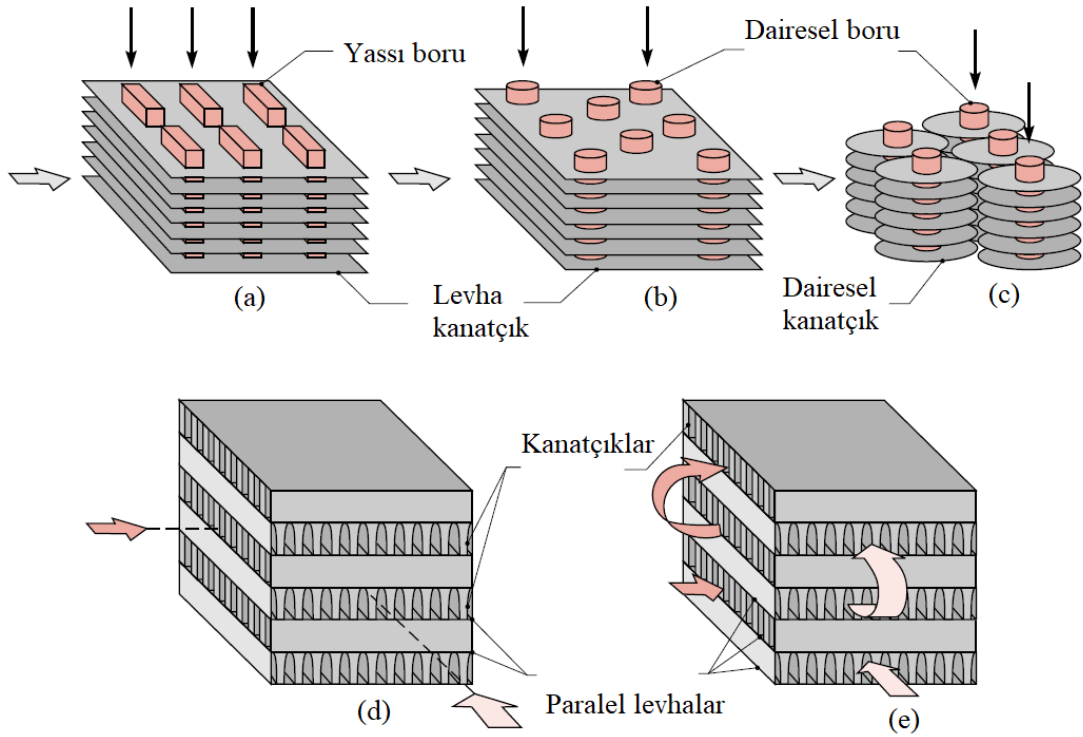
Şekil 2.5. Akış şekline göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması



Şekil 2.6. Isı transfer mekanizmasına göre ısı değiştiricilerin sınıflandırılması

2.3 Taşıt Radyatörleri

Taşıt radyatörleri genel olarak çapraz akışlı, kompakt ısı değiştiricileri sınıfında değerlendirilmektedir. Birim hacimdeki ısı geçiş yüzey alanı $700\text{m}^2/\text{m}^3$ 'den büyük olan ısı değiştiricileri için kompakt ısı değiştiricisi tanımı yapılmaktadır. Bu tür ısı değiştiricileri genelde ısı taşınım katsayısı düşük ve akışkanların en az bir tanesinin gaz olduğu durumda kullanılır. Yüzeye eklenen kanatçıklar yardımıyla ısı transfer yüzey alanı artırılarak ısı değiştiricideki toplam ısı transferinin artırılması hedeflenmektedir.



Şekil 2.7. Farklı dizaynlarda kanatçıklara ve borulara sahip ısı değıştircileri: a) düz levha kanatlı, yassı borulu b) düz levha kanatlı, dairesel borulu c) dairesel kanatlı, dairesel borulu d) tek geçişli levha kanatlı e) çok geçişli levha kanatlı (Incropera ve DeWitt 2010)

Taşıt motorlarının soğutma devrelerinde dolaşan soğutucu akışkan motor çalıştıkça ısınır. Soğutma sisteminin en önemli elemanlarından biri olan radyatörlerinin birincil görevi de soğutma sıvısında biriken aşırı ısıyı dış ortama atmak, dolayısıyla motorun güvenli bir sıcaklıkta çalışmasını sağlamaktır. Çeşitli yollarla radyatörlerin ve genel olarak ısı değıştircilerin termal ve hidrolik performansı artırılabilir. Bu konuyla ilgili literatürde yapılmış olan çalışmalar aşağıdaki bölümde özet halinde verilmiştir.

2.4 Isı Değıştircilerinin Isıl Performansı Üzerine Yapılmış Çalışmalar

Oliet vd. (2007) otomobil radyatörlerindeki ısı transferi ve hava tarafındaki basınç kaybına etkisi olan parametreler üzerine oldukça kapsamlı parametrik bir çalışma yapmışlardır. Hem radyatörün çalışma koşullarının (kütle debileri, giriş sıcaklıkları vb.) hem de bazı geometrik özelliklerinin (kanatçık adımı, panjur açısı) etkilerini

incelemişlerdir. Hava giriş sıcaklığının toplam ısı transfer katsayısı üzerine bir etkisi olmadığı, soğutucu akışkan debisinin ise tam tersine büyük bir etkisi olduğu sonucuna varmışlardır. Sonuç olarak soğutma kapasitesi ile pompalama gücünün bu tür çalışmalar için önemli bir karşılaştırma kriteri olduğu sonucuna varmışlardır.

Güler (2014) kanatçık ve tüpten oluşan bir otomobil radyatöründeki kanatçıkları gözenekli ortam yaklaşımı ile modellemiş ve nümerik bir çalışma yapmıştır. İlk olarak radyatörün küçük bir bölümü için kanatçıkları fiziksek olarak modelleyip analiz yapmıştır. Daha sonra elde ettiği sonuçları kullanarak gözenekli ortam yaklaşımı kullanarak yaptığı analizi doğrulamıştır. Sonuç olarak tüm radyatördeki kanatçıkları gözenekli ortam yaklaşımı ile modelleyip, bu tür analizleri daha kısa sürede yapmaya olanak sağlayan bir metodoloji önermiştir.

Soylu (2018) farklı tür ve konsantrasyonlarda nanoakışkanlar kullanarak bir otomobil radyatöründeki ısı transfer performansını deneysel olarak incelemiştir. Nanoakışkan konsantrasyonu arttıkça toplam ısı transfer katsayısının da arttığını gözlemlemiştir. Fakat konsantrasyondaki artışın çökme problemine de yol açtığını vurgulamıştır. Ayrıca nanoakışkan kullanımının pompalama gücünü arttırdığını tespit etmiştir. Selvam vd. (2017) de radyatörde nanoakışkan kullanımı üzerine parametrik bir çalışma yapmışlardır. Farklı nanoakışkan konsantrasyonu, hava hızı, soğutucu akışkan debisi ve giriş sıcaklıklarında deneyler yürütülmüştür. Elde ettikleri sonuçlar genel olarak Soylu (2018)'nin çalışması ile paralellik göstermektedir.

Liang vd. (2015) otomobillerin klima sistemlerinde kullanılan ve bir çeşit kanatlı borulu ısı değiştiricisi olan kondenser ve evaporatörün termo-hidrolik performansını deneysel ve nümerik olarak incelemişlerdir. Literatürde var olan korelasyonların, kondenser ve evaporatör gibi kanatlı borulu ısı değiştiricilerinin ısı kapasitelerini ve hava tarafı basınç kaybını hesaplamada oldukça hassas sonuçlar verdiği sonucuna varmışlardır.

Chen vd. (2014) H-tipi kanatçığa sahip bir dizi borunun ısı transferi ve basınç kaybı karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Daha çok kanatçıklar üzerine yoğunlaştıkları bu çalışmada kanatçık genişliği, kanatçık yüksekliği ve kanatçık aralığı

gibi farklı parametrelerin ısı transferine ve basınç kayıplarına nasıl etki ettiğini araştırmışlardır. Son olarak, deneysel verilere bağlı olarak kanatçık verimliliğini ve Nusselt sayısını (Nu) veren uygun korelasyonlar geliştirilmiştir.

2.5 İstatistiki Analiz Metodu Kullanan Çalışmalar

Şahin vd. (2005) ısı değiştiricilerinin optimum dizayn parametreleri üzerine bir çalışma yapmışlardır. Kanatçık genişliğinin, yüksekliğinin, hücum açısının ve akış hızının ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki etkilerini Taguchi metodunu kullanarak incelemişlerdir. Çalışmada ilk olarak her bir hedef fonksiyonu için ayrı ayrı optimizasyon yapılmış daha sonra ise her iki hedef fonksiyonu eş zamanlı olarak optimize edilerek her bir faktörün optimum değerleri elde edilmiştir.

Çelik vd. (2018) eş merkezli borulu bir ısı değiştiricisine türbülans oluşturmaları için çeşitli ebatlarda havalandırma yarıklı şeritler yerleştirmişler ve bir dizi deney yapmışlardır. Deneysel çalışma için Reynolds sayısını, şerit kalınlığı, genişliği ve aralığını dizayn parametreleri olarak belirlemişlerdir. Bu parametrelerin ısı transferine ve basınç düşümüne etkilerini Taguchi ve ANOVA yöntemleri ile incelemişlerdir. Son olarak, ısı transferi ve sürtünme faktörü (f) arasındaki ilişkiyi Gri ilişkiler analizi yaparak tespit etmişlerdir. Sonuç olarak, ısı transferi üzerindeki en etkili parametre Reynolds sayısı olarak bulunmuştur.

Qi vd. (2007) panjurlu kanata sahip bir ısı değiştiricisindeki ısı transferi ve basınç kaybına etki eden faktörleri Taguchi metodu kullanarak analiz etmişlerdir. Analizlerde akış derinliği, kanat aralığının kanat kalınlığına oranı, boru aralığı, panjur sayısı ve panjur açısı incelenecek parametreler olarak belirlenmiştir. Analiz sonuçlarına göre akış derinliği, kanat aralığının kanat kalınlığına oranı ve panjur sayısı kanatlı ısı değiştiricisinin termal hidrolik performansını önemli ölçüde etkileyen temel faktörler olarak tespit edilmiştir.

Turgut vd. (2012) Taguchi deneysel tasarım yöntemini kullanarak eş merkezli borulara sahip, enjektör şeklinde türbülantörleri olan bir ısı değiştiricisinin optimum tasarım

parametrelerini belirlemeye çalışmışlardır. Farklı açı, çap ve sayıdaki enjektör şekilli türbülatorlerin ısı transferi ve basınç kaybı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Isı transferi ve basınç kaybı üzerinde en etkili parametreler sırasıyla Reynolds sayısı, enjektör sayısı ve enjektör açısı olarak tespit edilmiştir. Sayısal ve deneysel sonuçlar birbirleriyle uyum içinde oldukları için, Taguchi deneysel tasarım yönteminin bu tür çalışmalara başarıyla uygulanabileceği sonucuna ulaşmışlardır.

Şahin ve Demir (2008) kare kesitli, delikli, ince, uzun kanatçıklarla donatılmış ısı değiştiricinin çeşitli tasarım parametrelerinin, ısı transferi ve f üzerindeki etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Deney verileriyle Nu ve f için korelasyonlar türetmişlerdir. Taguchi metodu kullanarak ısı transferi ve f için optimum koşullar ve parametreler tespit edilmiştir. Isı transferini etkileyen en önemli parametrelerin Reynolds sayısı ve kanatçık arası mesafe olduğu sonucuna varmışlardır. f üzerindeki en etkili parametrenin ise kanatçık yüksekliği olduğunu bulmuşlardır.

Görüldüğü gibi literatürde gerek ısı değiştiricileri gerekse spesifik olarak taşıt radyatörleri olsun sistem performansını etkileyen faktörlerin belirlenmesi veya performansın iyileştirilmesi üzerine yapılmış birçok çalışma vardır. Bunun yanında termal sistemlere farklı istatistikî metotlar uygulayarak bu sistemleri optimize eden çalışmalarla da literatürde sıklıkla karşılaşilmektedir. Bu çalışmada da radyatör tasarımı ve çalışma şartlarına etkileyen parametrelerin belirlenmesi amacıyla iki farklı radyatör modeli üretilmiş ve üzerinde performans testleri gerçekleştirilmiştir. Radyatörde gerçekleşen ısı transferi, hava ve soğutucu tarafı basınç kayıp ölçüm sonuçları ile teorik hesaplamalardan elde edilen sonuçların birbiriyle uyumluluğu kontrol edilmiştir. Daha sonra radyatördeki ısı transferine ve soğutucu akışkan tarafındaki basınç kaybına etki eden parametreler istatistiksel analize dahil edilip bir optimizasyon çalışması yapılmıştır. Optimizasyon çalışması ilk olarak her bir hedef fonksiyonuna ayrı ayrı uygulanıp etkili parametreler ve parametrelerin optimum seviyeleri tespit edilmiştir. Daha sonra Gri ilişkiler analizi ile her iki hedef fonksiyonunu eş zamanlı olarak ele alıp ayrı bir optimizasyon çalışması daha yapılmıştır. Optimum çalışma koşulları, optimum koşullardaki ısı transferi ve basınç kaybı değerleri, optimum parametre seviyeleri tespit edilerek bir taşıt radyatörü

dizaynında ve çalışma koşullarının oluşturulmasında hangi parametreler kontrol altında tutulursa istenen ısı transferi ve basınç kaybı değerlerine ulaşabileceği tespit edilmiştir.



3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1 Deneysel Çalışma

Çalışmanın ilk kısmında farklı radyatör modelleri kullanılarak bir dizi deney yürütülmüştür. Tez kapsamında bir adet kanatçıklı ve bir adet de kanatçığı olmayan radyatör modelleri üretilmiştir. Her iki radyatör yassı borulardan oluşup aynı boyutlara sahiptir. Deneylerde kullanılan radyatörler Şekil 3.1’de gösterilmiştir. Şekilden de görüldüğü gibi kanatçıksız model radyatörün ortasında, soğutucu boruları bir arada tutmak ve desteklemek (eğilme, şişme vb. durumlara karşı) için bir miktar kanatçık kullanılmıştır.

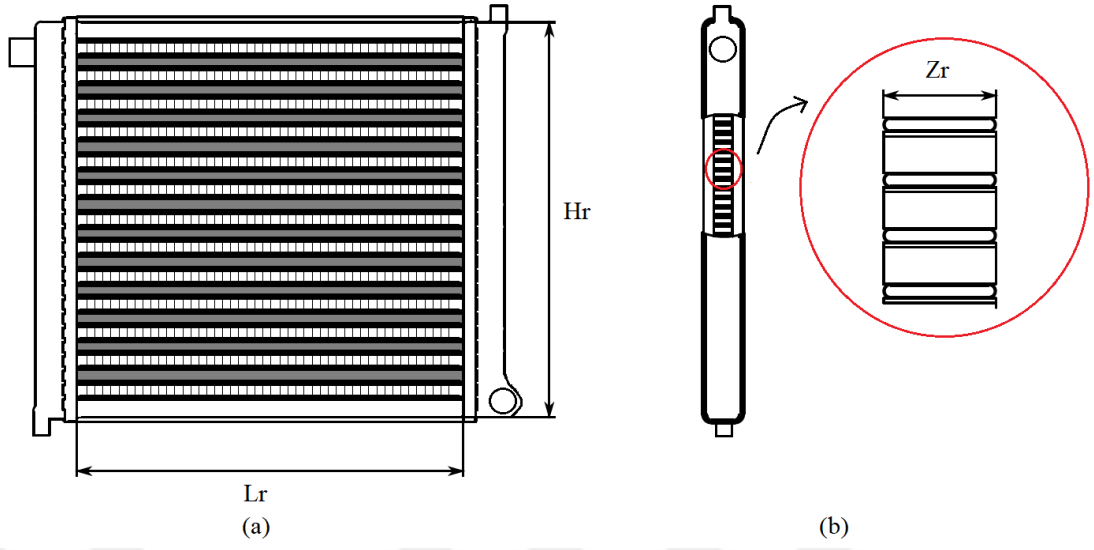


(a)

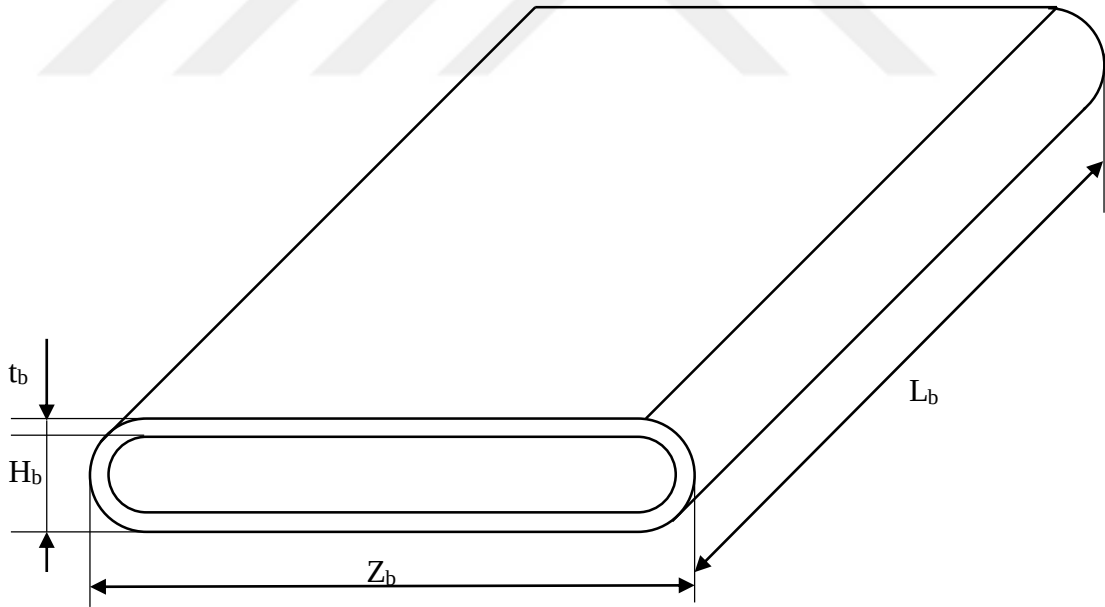
(b)

Şekil 3.1. Deneylerde kullanılan radyatörler: a) Kanatçıksız model, b) Kanatçıklı model

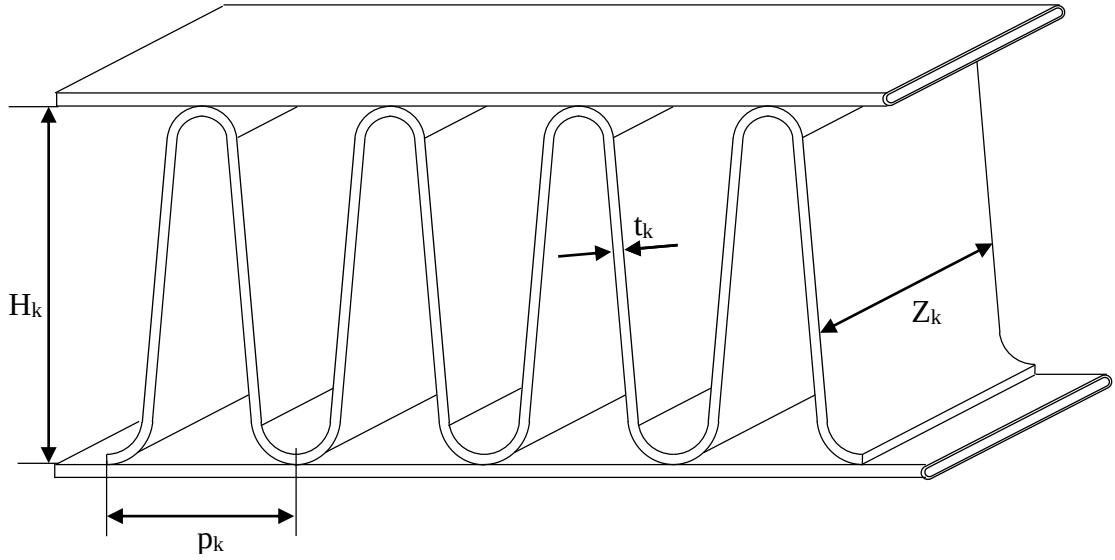
Çalışmada kullanılan her 2 radyatörün boyutları (yükseklik, uzunluk, genişlik), boru özellikleri ve malzemeleri aynıdır. Şekil 3.2, 3.3 ve 3.4’de sırasıyla radyatör, yassı boru ve kanatçığa ait önemli geometrik büyüklükler gösterilmiştir. Ölçülendirmede radyatör için alt indis “r”, yassı boru için “b”, kanatçık için “k” kullanılmıştır. Tez çalışması kapsamında kullanılan radyatörlerin geometrik boyutları ise Çizelge 3.1’de verilmiştir. Verilen bu değerlere radyatördeki ısı transferi ve basınç kaybını bulmak için teorik hesaplamalar yapılırken ihtiyaç duyulacaktır. Hesaplama yöntemi ve kullanılan eşitlikler ilerleyen bölümlerde hava ve soğutucu akışkan tarafı için ayrı ayrı, detaylı bir şekilde sunulmuştur.



Şekil 3.2. Radyatör geometrisi: a) Ön görünüş, b) Yan görünüş



Şekil 3.3. Yassı boru geometrisi

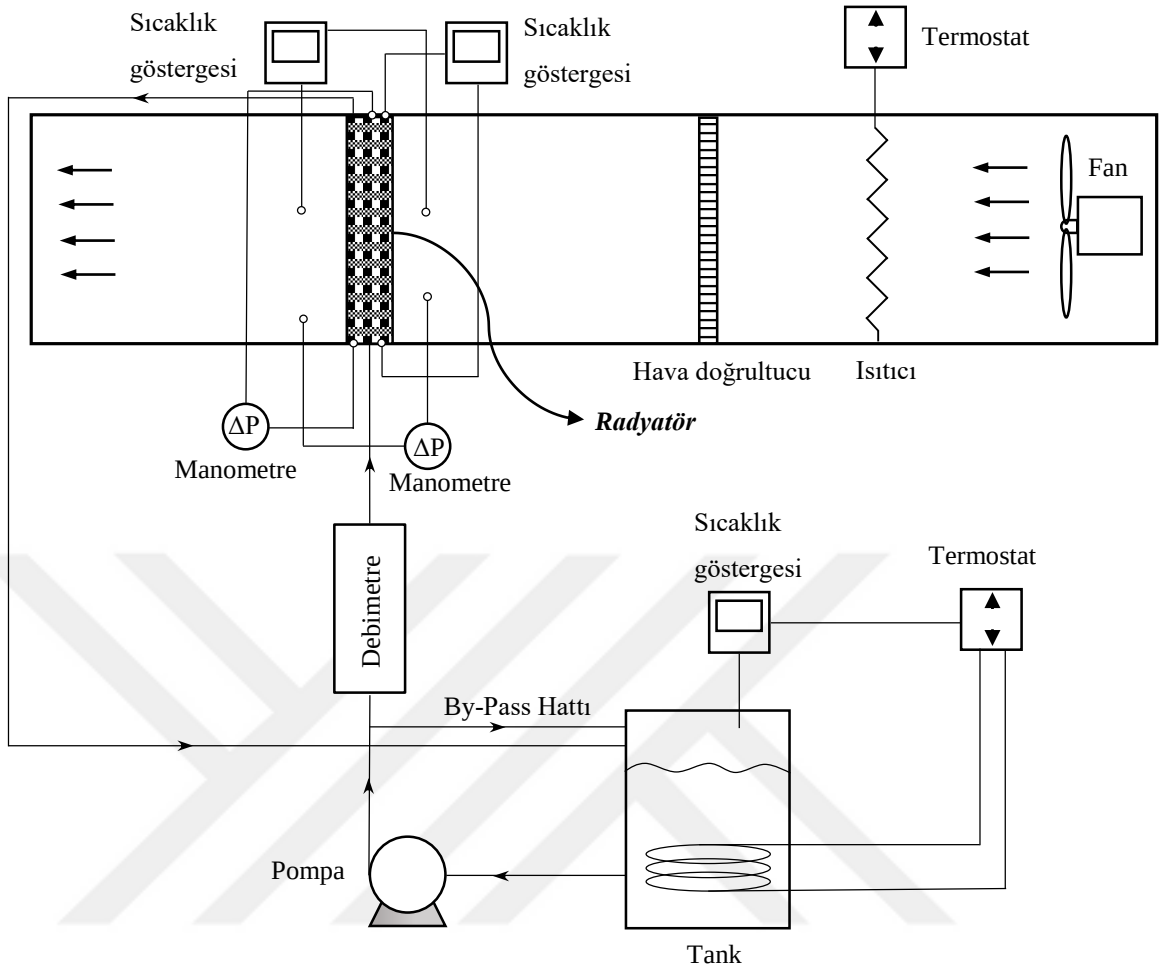


Şekil 3.4. Kanatçık geometrisi

Çizelge 3.1. Radyatöre ait geometrik uzunluklar

	Kısaltma	Radyatör	Yassı Boru	Kanatçık
Yükseklik (mm)	H	302	3	6
Uzunluk (mm)	L	310	310	-
Derinlik (mm)	Z	26	26	0,026
Kalınlık (mm)	t	-	0,25	0,07
Adım (mm)	p	-		0,8
Adet	n	-	34	12471

Yukarıda geometrik özellikleri verilen radyatörlerin testleri Şekil 3.5’de şematik olarak sunulan deney düzeneğinde yapılmıştır. Deney düzeneği rüzgar tüneli, fan, debimetre, ısıtıcı, pompa, tank, hava doğrultucu ve taşıt radyatörü olmak üzere sekiz temel komponentten oluşmaktadır.



Şekil 3.5. Deney düzeneğinin şematik gösterimi

Gerçek çalışma koşullarını simüle etmek için soğutucu akışkan bir tank içinde konumlandırılan elektrikli ısıtıcıyla ısıtılmış, belirlenen çalışma sıcaklığına getirilmiş ve bu giriş sıcaklığında sabit tutulmuştur. Araçta motor soğutma suyunun ısınmasını sağlayan motorun yerini, test düzeneğinde tank ve elektrikli ısıtıcı almıştır.

Farklı soğutucu akışkan debilerinde testler yapabilmek amacıyla deney düzeneğinde sirkülasyon pompası bulunmaktadır. Ayrıca debideki ufak değişimlerin etkisini görebilmek, daha hassas debi kontrolü sağlamak amacıyla by-pass hattı da sistemde mevcuttur.

Araçların soğutma sisteminde radyatör ile motor arasında bir fan bulunmaktadır ve araç düşük hızlarda hareket ederken veya hareketsiz haldeyken soğutucu akışkanın sıcaklığını düşürmek için bu fan devreye girmektedir. Yüksek hızlarda ise hava zaten aracın ön menfezinden radyatör üzerine yeteri kadar hızlı bir şekilde geleceği için fanın çalışmasına gerek kalmamaktadır. Tez kapsamındaki deney tesisatı sabit olduğundan ve deneyler farklı hava hızlarında yapıldığından, hem düşük hem de yüksek hava hızları elde etmek için değişken hızlı bir fan kullanılmıştır. Farklı hızlarda çalışabilen fanın gönderdiği hava, ilk olarak ısıtıcı ünitesinden geçer. Hava burada istenen sıcaklığa getirildikten sonra bir doğrultucusundan geçer. Bu hava doğrultucusunun görevi rüzgar tüneline üniform bir hava akışının sağlanmasıdır.

3.2 Matematiksel Model

Bu bölümde tez kapsamında kullanılan korelasyonlar, bu korelasyonların kullanım şartları ve diğer kullanılan eşitlikler verilmiştir. Öncesinde, ısı transferi ve basınç kaybı hesaplarında kullanılmak üzere birtakım geometrik büyüklükler Çizelge 3.2’de verilmiştir. Hava tarafı için alt indis “h”, yassı boru tarafı için “b”, kanatçık için “k” kullanılmıştır. Çizelge 3.2’de verilen değerler deneyleri yapılan kanatçıklı radyatör modeli içi hesaplanan değerlerdir. İstatistiksel analizde bu değerlerin değişeceği unutulmamalıdır. Deneyleri yapılan radyatördeki yassı borular pratikte dikdörtgen kesitli olarak kabul edilebilir. Çizelge 3.2’deki veriler bu kabul ile hesaplanmıştır.

Çizelge 3.2. Isı transferi ve basınç kaybı hesaplamalarında kullanılan geometrik büyüklükler

	Birim	Kısaltma	Değer
Boru dış yüzey çevresi	m		0,0580
Boru dış yüzey alanı (1 adet)	m ²		0,0179
Toplam boru yüzey alanı	m ²	$A_{y,b}$	0,6113
Boru iç yüzey çevresi	m		0,0560
Boru akış alanı (1 adet)	m ²		64.10^{-6}
Kanatçık alanı (1 adet)	m ²		0,0003
Bir sıradaki kanatçık sayısı	-		356
Bir sıradaki kanatçık alanı (356 adet)	m ²		0,1062
Toplam kanatçık yüzey alanı	m ²	$A_{y,k}$	3,716
Toplam ısı transfer yüzey alanı	m ²	A_y	4,282
Hidrolik çap (Boru tarafı)	m	$D_{h,b}$	0,0045
Hidrolik çap (Hava tarafı)	m	$D_{h,h}$	0,0044
Minimum hava akış alanı	m ²	A_{min}	0,0570

Radyatördeki ısı transferi ve basınç kayıplarını hesaplarırken farklı sınır şartları kullanarak parametrik analiz yapıldığı için, literatürde çok sık rastlanan farklı Nu korelasyonları ve f denklemleri kullanılmıştır. Teorik hesaplamalarda kullanılan tüm bu denklem ve korelasyonlar aşağıda sıralanmıştır. Fakat ilk olarak hidrolik çap, Reynolds sayısı ve Nusselt sayısı gibi temel ifadeler eşitlik (3.1) ile (3.3) arasında verilmiştir.

$$D_h = \frac{4A}{\zeta} \quad (3.1)$$

$$Re = \frac{uD_h}{\nu} \quad (3.2)$$

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (3.3)$$

Bu formüllerde ν kinematik viskozite, k ise akışkanın ısı iletim katsayısıdır.

Soğutucu akışkan tarafı için kullanılan Nu korelasyonları ve f denklemleri aşağıda sunulmuştur. Yüksekliği uzunluğuna oranla çok küçük olan dikdörtgen kesitli borularda, laminar akış için Nu ve f hesaplarırken aşağıdaki ifadeler kullanılabilir (Çengel 2011).

$$Nu = 7,54 \quad (3.4)$$

$$f = 96/Re \quad (3.5)$$

Literatürde sıklıkla kullanılan, bu çalışmada da uygun şartlar olduğu zaman kullanılmış olan iki önemli Nu korelasyonu Shah (1975)'in önerdiği aşağıdaki korelasyonlardır. Vakili vd. (2013), Hussein vd. (2014), Barzegarian vd. (2017), Hussein vd. (2014), çalışmalarında bu korelasyonlara yer vermişlerdir.

$$Nu = 1,953 \left(Re Pr \frac{D_h}{L} \right)^{1/3} \quad (3.6)$$

$$Re Pr \frac{D_h}{L} \geq 33,3$$

$$Nu = 4,364 + 0,722 \left(Re Pr \frac{D_h}{L} \right) \quad (3.7)$$

$$Re Pr \frac{D_h}{L} \leq 33,3$$

Devireddy vd. (2016) ve Goudarzi ve Jamali (2017) çalışmalarında Gnielinski (1976)'nin önerdiği Nu korelasyonunu kullanmışlardır. Bu çalışmada da kullanılan korelasyon aşağıda verilmiştir.

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8} \right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8} \right)^{0,5} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (3.8)$$

$$2300 < Re < 5 \times 10^6$$

$$0,5 < Pr < 2000$$

Oliveira vd. (2017) ve Ali vd. (2015) gibi araştırmacılar literatürde yaygın kullanılan korelasyonlardan olan Dittus ve Boelter (1930)'ın önerdiği Nu korelasyonunu kullanmışlardır. Bu çalışmada da uygun şartlarda ilgili korelasyon kullanılmıştır.

$$\begin{aligned} Nu &= 0,023Re^{0,8}Pr^{0,3} \\ Re &> 10000 \\ 0,6 &< Pr < 160 \end{aligned} \quad (3.9)$$

Bu çalışmada f hesaplanırken Petukhov (1970)'un literatüre kazandırdığı ve günümüzde birçok çalışmada kullanılan aşağıdaki denklemden yararlanılmıştır (Goudarzi ve Jamali 2017).

$$\begin{aligned} f &= (0,79 \ln(Re) - 1,64)^2 \\ 3000 &< Re < 5 \times 10^6 \end{aligned} \quad (3.10)$$

Farklı kullanım şartları için aşağıdaki denklemlerden de yararlanılmıştır (Kılıç ve Yiğit 2010).

$$\begin{aligned} f &= 0,316Re^{-0,25} \\ Re &< 2 \times 10^4 \end{aligned} \quad (3.11)$$

$$\begin{aligned} f &= 0,184Re^{-0,2} \\ 2 \times 10^4 &< Re < 3 \times 10^5 \end{aligned} \quad (3.12)$$

Soğutucu akışkandan sonra hava tarafı için kullanılan Nu korelasyonları aşağıda sunulmuştur.

Vithayasai vd. (2006) otomobil radyatörlerinde, Reynolds sayısı düşük olduğunda kullanılabilecek bir Nu korelasyonu türetmişlerdir. Bu çalışmada da kullanılan ilgili korelasyon ve kullanım şartları şu şekildedir:

$$Nu = [10,145 \ln(Re - 46,081)] Pr^{0,33} \quad (3.13)$$

$$100 < Re < 600$$

Churchill ve Bernstein tarafından önerilen aşağıdaki korelasyon da uygun çalışma koşullarında kullanılmıştır (Kılıç ve Yiğit 2010).

$$Nu = 0,3 + \frac{0,62 Re^{1/2} Pr^{1/3}}{[1 + (0,4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (3.14)$$

$$10^2 < Re < 10^7$$

$$Re Pr > 0,2$$

Elips ve dikdörtgen kesitli borular için Zukauskas ve Jakob'un önerdiği Nu korelasyonları sırasıyla eşitlik (3.15) ve (3.16)'da verilmiştir (Çengel 2011).

$$Nu = 0,248 Re^{0,612} Pr^{1/3} \quad (3.15)$$

$$2500 < Re < 15000$$

$$Nu = 0,102 Re^{0,675} Pr^{1/3} \quad (3.16)$$

$$5000 < Re < 100000$$

Hava tarafındaki ve soğutucu akışkan tarafındaki Nu ayrı ayrı hesaplanıp ve buna bağlı olarak ısı taşınım katsayıları da tespit edildikten sonra sıra toplam ısı transfer katsayısını (U) hesaplamaya gelir. Bu katsayı, radyatörün soğutucu akışkan tarafı, hava tarafı ve borulardaki ısı dirençlerinin toplamına bağlı olarak elde edilir. Aşağıda formüller yardımıyla radyatördeki toplam ısı transfer katsayısı (U) elde edilebilir (Peyghambarzadeh vd. 2013). Burada radyatörün hava tarafındaki U değeri hesaplanmıştır.

$$\frac{1}{UA_y} = \frac{1}{\eta_0 h_d A_y} + \frac{t_b}{k_b A_k} + \frac{1}{h_i A_i} \quad (3.17)$$

Toplam ısı transfer katsayısının tayininde yukarıda η_0 simgesiyle gösterilen yüzey veriminin hesaplanması gerekmektedir.

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_{y,k}}{A_y} (1 - \eta) \quad (3.18)$$

Bu eşitlikte η simgesiyle gösterilen kanatçık verimi, eşitlik (3.19) yardımıyla hesaplanmıştır.

$$\eta = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (3.19)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_d}{k_k t_k}} \quad (3.20)$$

Kanatçık performansının tayininde ise toplam kanatçık etkenliği olarak ifade edilen bir eşitlik kullanılır. Toplam kanatçık etkenliği, kanatlı bir yüzeyden olan toplam ısı transferinin kanat yokken aynı yüzeyden olan ısı transferine oranıdır ve aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\varepsilon_{kanat,genel} = \frac{\dot{Q}_{toplam,kanat}}{\dot{Q}_{toplam,kanat yok}} = \frac{h(A_{kanatsız} + \eta A_{kanat})(T_b - T_{\infty})}{hA_{kanat yok}(T_b - T_{\infty})} \quad (3.21)$$

Burada $A_{kanat yok}$ kanat yokken yüzeyin alanını, A_{kanat} yüzeydeki bütün kanatların toplam yüzey alanını ve $A_{kanatsız}$ yüzeyin kanatsız kısmının alanını ifade eder. Toplam kanat etkenliği her bir kanadın olduğu kadar, kanat yoğunluğuna da bağlı olduğu için, kanatlı yüzeyin performansının tespitinde iyi bir ölçüdür.

Bu çalışmada radyatörün ısı performans hesaplamalarında ε - NTU yöntemi kullanılmıştır. ε - NTU yöntemi Kays ve London (1984) tarafından literatüre kazandırılmış ve ısı değiştiricinin ısı transfer yüzey alanının bilindiği fakat akışkanların çıkış sıcaklıklarının bilinmediği durumlarda kullanılabilmektedir. Bu yöntem ısı transfer

etkenliği (ε) olarak tanımlanan bir boyutsuz parametreye dayanmaktadır. Bu parametrenin nasıl hesaplandığı ilerde gösterilecektir. Yukarıdaki formüller yardımıyla (U) hesaplandıktan sonra transfer birim sayısı (NTU) hesaplanmaktadır. Bu formüldeki C_{min} değeri hava veya soğutucu akışkanın ısı kapasite hızlarından düşük olanıdır. İleride ihtiyaç duyulacak ve kapasite oranı (c) olarak ifade edilen bir diğer boyutsuz nicelik de aşağıda verilmiştir.

$$NTU = \frac{UA_y}{C_{min}} \quad (3.22)$$

$$C_h = \dot{m}_h c_{p,h} \quad (3.23)$$

$$C_s = \dot{m}_s c_{p,s} \quad (3.24)$$

$$c = \frac{C_{min}}{C_{maks}} \quad (3.25)$$

NTU değeri hesaplandıktan sonra yukarıda bahsedilen radyatörün etkenlik (ε) değerinin hesaplanması gerekmektedir. ε değeri en temel haliyle aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{maks}} \quad (3.26)$$

Q_{maks} değeri bir ısı değıştiricisinde meydana gelebilecek maksimum ısı transferi demektir ve aşağıdaki formül yardımıyla hesaplanabilir.

$$Q_{maks} = C_{min}(T_{s,giriş} - T_{h,giriş}) \quad (3.27)$$

Etkenliğin NTU ve c 'nin fonksiyonu olarak hesaplanabildiği bir takım bağıntılar da literatürde mevcuttur. Bunlardan birisi çapraz akışlı, tek geçişli ve akışkanların birbiriyle karışmadığı ısı değıştiricileri için kullanılan aşağıdaki bağıntıdır. Taşıt radyatörleri de bu

kriterleri sağladığı için ε değerini hesaplarırken sözü geçen bağıntı kullanılmıştır (Çengel 2011).

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(\frac{NTU^{0,22}}{c} [\exp(-cNTU^{0,78}) - 1]\right) \quad (3.28)$$

Buradan elde edilen ε değeri ile eşitlik (3.27)'den elde edilen maksimum ısı transferi, eşitlik (3.26)'da yerine konulursa radyatörde sudan havaya geçen ısı transferi miktarı (Q) elde edilmiş olur.

Soğutucu akışkan tarafındaki basınç kaybı değeri ise aşağıdaki bağıntı ile hesaplanmıştır (Genceli 1999).

$$\Delta P = f \frac{L}{D_h} \rho \frac{V^2}{2} n_b \quad (3.29)$$

3.3 İstatistiksel Analiz

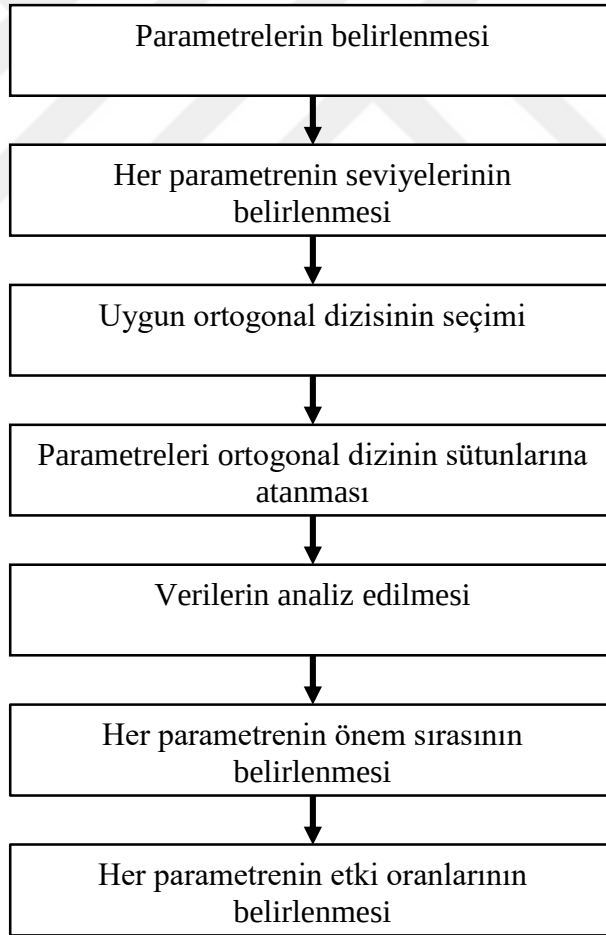
Radyatörün termal ve hidrolik performansını birçok çalışma ve dizayn parametresi etkilemektedir. Bu parametrelerin bir kısmı ısı transferi, bir kısmı basınç kayıpları ve bir kısmı da her iki hedef fonksiyonu üzerinde etkiye sahiptir. Bu parametrelerin tespiti ve hangi performans kriterleri üzerinde ne oranda etkili olduğunun bilimsel bir yaklaşımla belirlenebilmesi için istatistiki analize ihtiyaç duyulmuştur. Bu amaçla bu çalışma kapsamında 3 istatistiki yöntem uygulanmıştır.

İstatistiksel analiz kapsamında değerlendirilmek üzere iki farklı hedef fonksiyonu seçilmiştir. Bunlardan birisi radyatörün termal performansı yani ısı transferi, diğeri ise hidrolik performansı yani soğutucu akışkan tarafındaki basınç kaybıdır. İlk olarak her bir hedef fonksiyonu Taguchi ve ANOVA metotlarıyla ayrı ayrı optimize edilmiştir, optimum dizayn ve çalışma koşulları tespit edilmiştir. Daha sonra hedef fonksiyonların önemine göre bir değerlendirme yapılarak hem ısı transferi hem de basınç kaybı göz önüne alınmış ve Gri ilişkiler analiz metodu ile çoklu performans optimizasyonu

yapılmıştır. Bu bölümde bu üç istatistiki metot ile bilgiler verilmiş ve işlem adımlarından bahsedilmiştir.

3.3.1 Taguchi Metodu

Genichi Taguchi tarafından geliştirilen Taguchi metodu, en iyi çalışma koşulunun ve hedef fonksiyon üzerinde etkili olan parametrelerin önem sıralamasının belirlenmesi için en yaygın kullanılan optimizasyon tekniklerinden birisidir (Taguchi 1987). Başlangıçta, bu yöntem deneysel çalışmalar için kullanılmış olmasına rağmen, son yıllarda teorik ve nümerik çalışmalar için de kullanılmaya başlanmıştır ((Bademlioglu vd. 2018), (Canbolat vd. 2019), (Hu vd. 2018), (Naquiuddin vd. 2018)). Taguchi metodunun temel işlem adımları maddeler halinde Şekil 3.6’da verilmiştir.



Şekil 3.6. Taguchi metodunun akış şeması

Bu optimizasyon tekniği, tam faktöriyel analiz yerine, bazı özel ortogonal diziler kullanarak daha az sayıda deney veya analizle sistem performansını optimize etmeyi ve en iyi çalışma koşullarını belirleyebilmeyi sağlar. Ortogonal dizi tipini seçmek, Taguchi yönteminin önemli işlem adımlarından birisidir. Uygun ortogonal dizisi ancak her bir faktörün tekil serbestlik derecesinin toplamı olan toplam serbestlik derecesini (*SD*) hesaplandıktan sonra seçilebilir (Tutar vd. 2014). Taguchi metodolojisine göre, seçilen ortogonal dizisinin serbestlik derecesinin toplam *SD*'den daha büyük olması gerekir.

Bu çalışmada, Taguchi yöntemi ısı transferini maksimize etme ve basınç kayıplarını minimize etme amacıyla kullanılmıştır. Taguchi analizinin başlangıcında, hedef fonksiyonun sonuçları *S/N* (sinyal-gürültü) oranına dönüştürülür. Üç farklı performans karakteristiği için *S/N* oranı hesaplanabilir. Bunlar “En Küçük-En İyi”, “En Büyük-En İyi” ve “Hedef Değer-En İyi” şeklinde sıralanabilir. Bu çalışmada ısı transferi hesaplamaları için “En Büyük-En İyi”, basınç kaybı hesaplamaları için “En Küçük-En İyi” performans karakteristiği seçilmiştir. Bu performans karakteristikleri için kullanılan formüller sırasıyla “En Büyük-En İyi” ve “En Küçük-En İyi” olacak şekilde aşağıda verilmiştir (Turgut vd. 2012):

$$S/N = -10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^{-2} \right) \quad (3.30)$$

$$S/N = -10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \right) \quad (3.31)$$

Bu denklemde *n* test veya analiz sayısını, *y_i* *i*. performans karakteristiği için elde edilen sonuç değerini tanımlamaktadır. Bu çalışma için *y_i* değerı her bir analiz için elde edilen ısı transfer miktarını veya basınç kaybı değerini göstermektedir.

3.3.2 ANOVA Metodu

Bir başka istatistiksel yaklaşım olan ANOVA metodunun temel amacı, her bir parametrenin hedef fonksiyonu üzerindeki etkisini yüzdesel (oransal) olarak

belirlemektir. ANOVA, hedef fonksiyonu üzerinde etkili olan faktörlerin önem sırasını göstermesi nedeniyle, Taguchi yönteminden elde edilen sonuçları doğrulamak için de kullanılabilir. ANOVA metodu ile elde edilen serbestlik derecesi (SD), kareler toplamı (SS), kareler ortalaması (MS), F değeri ve etki oranları aşağıdaki eşitlikler yardımıyla hesaplanmaktadır:

$$F_{faktör} = \frac{V_{faktör}}{V_{hata}} \quad (3.32)$$

$$V_{faktör} = \frac{SS_{faktör}}{SD_{faktör}} \quad (3.33)$$

$$SD_{faktör} = k - 1 \quad (3.34)$$

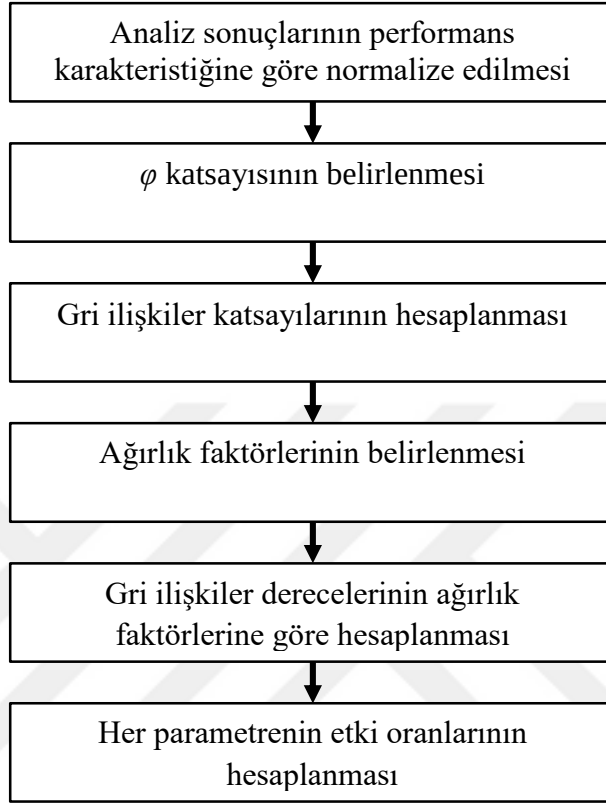
$$SS_{faktör} = \frac{\sum \beta_{faktör,i}^2}{N} - \frac{(\sum \beta_i)^2}{n} \quad (3.35)$$

Burada $F_{faktör}$ ilgili parametrenin hedef fonksiyonuna ne oranda etki ettiğini gösterir. Daha büyük $F_{faktör}$ değeri ilgili parametre için daha büyük etki oranı demektir. $V_{faktör}$ ve V_{hata} değerleri sırasıyla faktörün ve hatanın varyans değerini ifade etmektedir. $SD_{faktör}$ faktörün serbestlik derecesini, $SS_{faktör}$ faktöre bağlı kareler toplamını, $\beta_{faktör,i}$ i . seviyedeki faktörün S/N oranlarının toplamını, N her bir seviyedeki faktörün tekrar sayısını, n toplam test veya analiz sayısını göstermektedir. MS ise her bir parametrenin SS değerinin, her bir parametrenin serbestlik derecesine oranı şeklinde hesaplanır.

3.3.3 Gri İlişkiler Analizi

Taguchi metodu birden fazla hedef fonksiyonu aynı anda optimize etmek için uygun bir yöntem değildir. Bu tür durumlarda Gri ilişkiler analizi yapılarak çoklu performans kriteri olarak tanımlanan bir hedef fonksiyonu oluşturularak, parametrelerin önem sıralaması ve etki oranları bulunabilir. Gri ilişkiler yöntemi, çoklu performans özelliklerine sahip bir optimizasyon problemini bir takım hesaplamalar yaparak tek bir hedef fonksiyonu olan

bir optimizasyon problemine benzetir (Deng 1989). Bu yöntem, Şekil 3.7’de gösterildiği gibi altı temel adımdan oluşur.



Şekil 3.7. Gri ilişkiler analiz metodunun akış şeması

İlk olarak farklı hedef fonksiyonlarından elde edilen sonuçlar farklı birimlerde olduğu için her bir analiz sonucunun 0-1 arasında bir değere getirilmesi (normalize edilmesi) yani sonuçların standartlaştırılması gerekmektedir. Buna bağlı olarak bir normalizasyon matrisi oluşturulur. Gri ilişkiler analiz metodunda üç tip normalizasyon prosedürü vardır. Bunlar Taguchi yöntemine benzer olarak “En Küçük-En İyi”, “En Büyük-En İyi” ve “Hedef Değer-En İyi” şeklinde sıralanabilir (Acır vd. 2017). Bu çalışmada ısı transferinin maksimize edilmesi ve basınç kayıplarının da minimize edilmesi hedeflendiği için ısı transferi için “En Büyük-En İyi”, basınç kaybı için ise “En Küçük-En İyi” performans karakteristiği seçilmiştir. Bu performans karakteristikleri için kullanılan formüller sırasıyla “En Büyük-En İyi” ve “En Küçük-En İyi” olacak şekilde aşağıda verilmiştir.

$$y_i(k) = \frac{x_i^0(k) - \min x_i^0(k)}{\max x_i^0(k) - \min x_i^0(k)} \quad (3.36)$$

$$y_i(k) = \frac{\max x_i^0(k) - x_i^0(k)}{\max x_i^0(k) - \min x_i^0(k)} \quad (3.37)$$

Burada $y_i(k)$ normalizasyon sonrası elde edilen değeri, $\max x_i^0(k)$ ve $\min x_i^0(k)$, $x_i^0(k)$ 'nin sırasıyla maksimum ve minimum olan değerlerini, temsil eder. Son olarak, x^0 da optimum değeri ifade etmektedir.

Normalizasyon işleminden sonra, gri ilişkiler katsayıları (ξ_i) eşitlik (3.38)-(3.41) kullanılarak hesaplanır ve bir katsayı matrisi oluşturulur. Gerçek değerlerle ve normalize edilmiş değerler arasındaki ilişki gri ilişkiler katsayısı ile ifade edilir.

$$\xi_i(k) = \frac{\Delta_{\min} + \varphi \Delta_{\max}}{\Delta_{0i}(k) + \varphi \Delta_{\max}} \quad (3.38)$$

$$\Delta_{0i} = \|y_0(k) - y_i(k)\| \quad (3.39)$$

$$\Delta_{\max} = \max_{\forall j \in i} \max_{\forall k} \|y_0(k) - y_i(k)\| \quad (3.40)$$

$$\Delta_{\min} = \min_{\forall j \in i} \min_{\forall k} \|y_0(k) - y_i(k)\| \quad (3.41)$$

Bu eşitliklerdeki φ bir katsayıdır ve 0-1 arasında istenilen bir değer alınabilir. Gri ilişkiler analizinde φ katsayısını 0 ila 1 arasında herhangi bir değer almak analiz sonucunda parametrelerin önem sıralamasını değiştirmemektedir. Genellikle literatürdeki çalışmalarda $\varphi = 0,5$ olarak alınmıştır ((Turgut vd. 2012), (Naquiuddin vd. 2018), (Acır vd. 2017), (Kuo vd. 2011), (Chamoli vd. 2016), (Tosun 2012)). Δ_{0i} , $y_0(k)$ ve $y_i(k)$ arasındaki sapma değeridir (Uzaklık matrisi). $y_0(k)$ referans değeri, $y_i(k)$ normalizasyon serisidir. $\Delta_{\max}$ and $\Delta_{\min}$, Δ_{0i} 'nin sırasıyla maksimum ve minimum olan değerlerini, temsil eder.

Gri ilişkiler derecesi (γ_i) referans değeri ve normalizasyon serisi arasındaki korelasyon seviyesini gösterir. Eğer bu iki değer eşitse, o zaman gri ilişkiler derecesi de 1'e eşit olur. En yüksek gri ilişkiler derecesi en iyi sonucu veren şarttır. Gri ilişkiler derecesi (γ_i) farklı ağırlık faktörleri için aşağıdaki formül kullanılarak hesaplanır.

$$w_i = \frac{\sum_{j=1}^p Delta_{i,j}}{\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^p Delta_{i,j}} \quad (3.42)$$

Bu denklemde, m yanıt sayısını, p parametre sayısını ve $Delta$ maksimum - minimum S/N oranı arasındaki farkı ifade etmektedir.

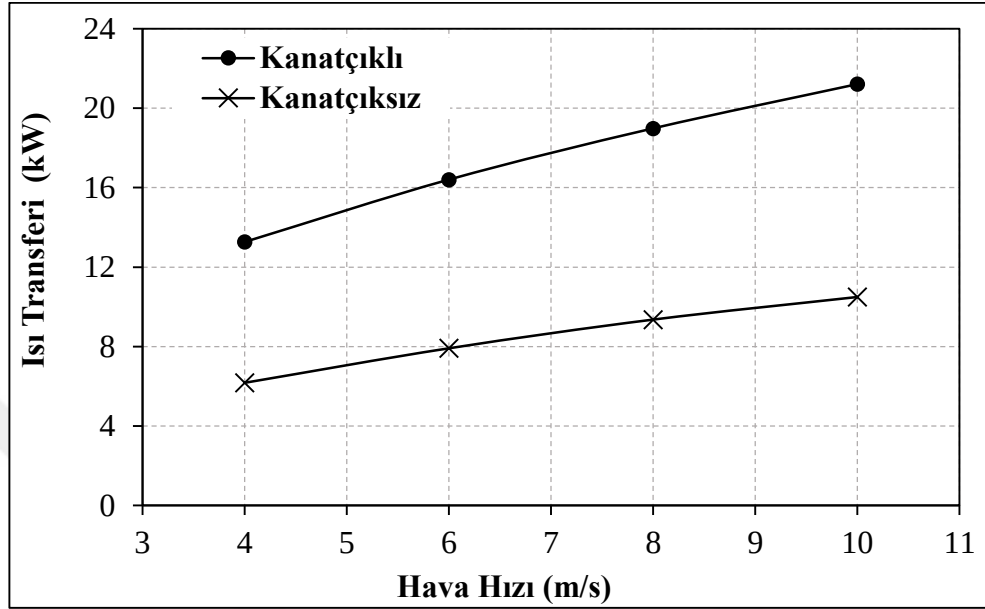
4. BULGULAR

Bu bölümde ilk olarak kanatçıklı ve kanatçıksız radyatörler kullanarak farklı hava hızı ve soğutucu debilerinde yapılan deney sonuçları verilmiştir. Radyatörlerde kanatçık kullanımının etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Daha sonra kanatçıklı radyatörün ısı performans ve basınç kaybı değerleri analitik çalışma sonuçlarıyla karşılaştırılarak verilmiştir. Böylece aynı zamanda tez çalışması kapsamında oluşturulan, radyatör ısı performans programının da doğrulaması yapılmıştır. Doğrulama işleminden sonra ilk olarak ısı transferi, basınç kaybı ve kanatçık performansı üzerine detaylı bir parametrik çalışma yapılmıştır. Sonra radyatörde gerçekleşen ısı transferine etki eden parametreler Taguchi yöntemi ile optimize edilmiş ve parametrelerin ısı transferi üzerindeki etki oranları (ağırlıkları) hesaplanmıştır. Daha sonra optimum dizayn ve çalışma koşulları tespit edilmiş, bu koşullarda elde edilebilecek maksimum ısı transferi hesaplanmıştır. İkinci hedef fonksiyonu olarak soğutucu tarafındaki basınç kaybı seçilmiş ve parametrelerin basınç kaybı üzerindeki etki oranları istatistiksel olarak hesaplanmıştır. Minimum basınç kaybını sağlayacak optimum dizayn ve çalışma koşulları tespit edilmiştir. Son olarak Gri ilişkiler analizi metodu ile çoklu optimizasyon çalışması yapılmış ve ısı transferini ve basınç kaybını aynı anda (birlikte) göz önünde bulundurarak çalışma/dizayn parametreleri optimize edilmiştir. Maksimum ısı transferini ve minimum basınç kaybını veren senaryo ve bu senaryodan elde edilen ısı transferi ve basınç kaybı değerleri verilmiştir.

4.1 Deneysel Çalışmanın Sonuçları

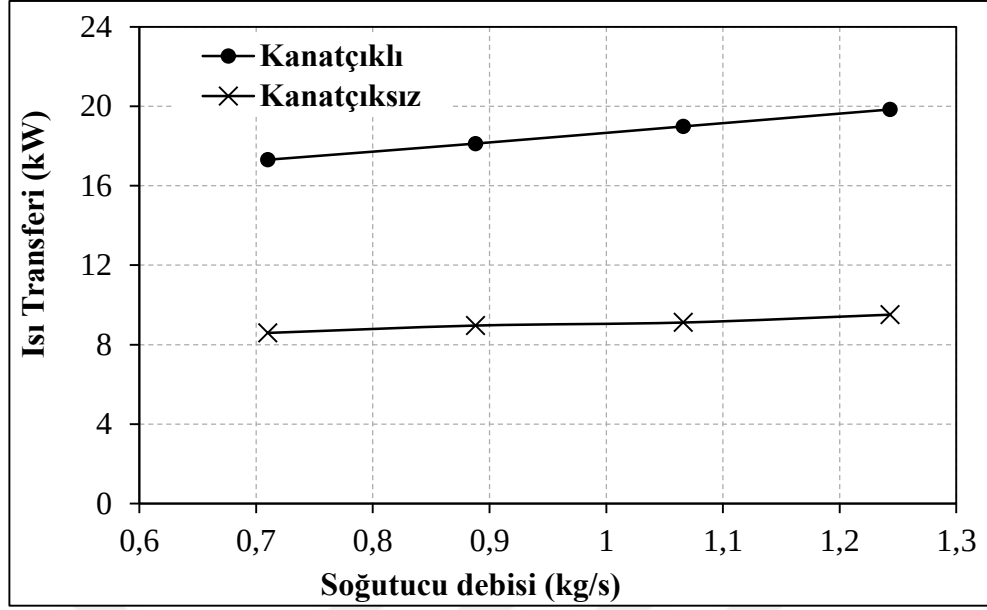
Şekil 3.1’de gösterilen radyatörler (kanatçıklı ve kanatçıksız) aynı geometriye sahip olup deneylerdeki başlangıç ve sınır koşulları da her iki model için sabit tutulmuştur. Şekil 4.1’de hava hızının etkisinin incelendiği test şartlarında hava giriş sıcaklığı 30°C, soğutucu giriş sıcaklığı 90°C, soğutucu debisi 1,066 kg/s’de sabit tutulmuş, hava hızı ise 4-6-8-10 m/s olacak şekilde değiştirilmiştir. Her iki modelde de beklendiği üzere hava hızı arttıkça radyatörde gerçekleşen ısı transferi de artmaktadır. Aynı zamanda elde edilen sonuçlara göre kanatçıklı radyatör modelinin toplam ısı geçiş yüzey alanı kanatçıksız modelin yaklaşık yedi katı olmasına rağmen ısı transferinin kanatçıksız modelin yaklaşık

iki katı olduğu görülmektedir. Bunun sebebi kanatçıksız modelde soğutulacak metal miktarı ve ısı direnç azaldığından buradaki toplam ısı transfer katsayısı (U) kanatçıklı modele göre daha yüksek olmasıdır.



Şekil 4.1. Farklı hava hızlarında kanatçıklı ve kanatçıksız modelden elde edilen ısı transferi miktarları

Şekil 4.2’de soğutucu debisinin etkisinin incelendiği test şartlarında ise yine hava giriş sıcaklığı 30°C ve soğutucu giriş sıcaklığı da 90°C’de sabit tutulurken, bu defa hava hızı 8 m/s’de sabit tutulmuş, soğutucu debisi ise yaklaşık 0,70-1,25 kg/s arasında değiştirilmiştir. Şekil 4.2’den görüldüğü gibi soğutucu debisinin artması radyatörlerde meydana gelen ısı transferini artırmaktadır. Yukarıdaki sonuca benzer şekilde kanatçıklı radyatör modelinden elde edilen ısı transfer miktarının kanatçıksız modelin yaklaşık iki katı olduğu Şekil 4.2’den görülmektedir.



Şekil 4.2. Farklı soğutucu debilerinde kanatçıklı ve kanatçıksız modelden elde edilen ısı transferi miktarları

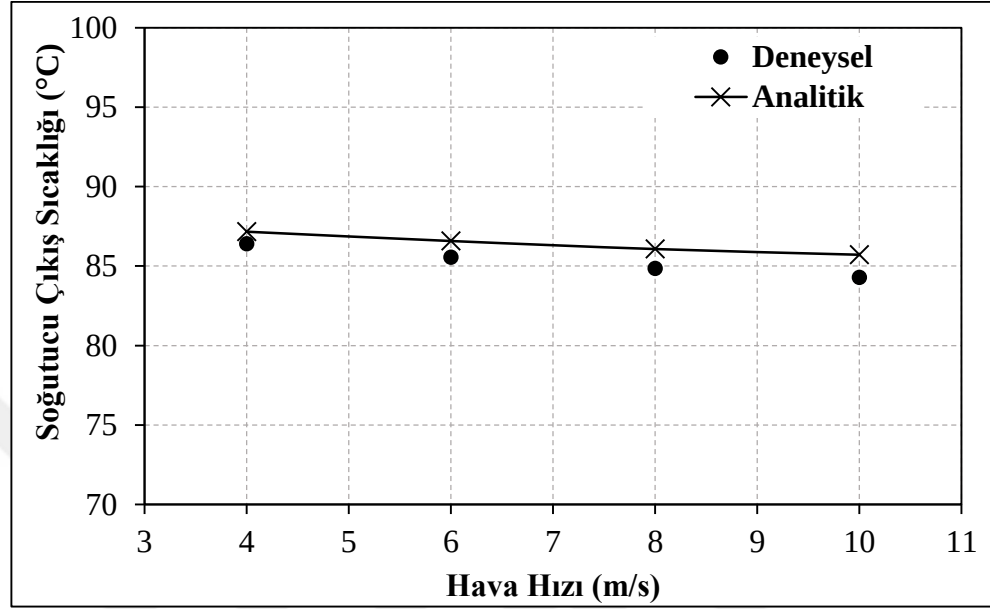
Deney sonuçlarından hava hızı, soğutucu debisi ve kanatçık sayısı arttıkça radyatördeki ısı transferinin arttığı anlaşılmaktadır. Bu üç parametre de radyatördeki ısı transferini arttırmaktadır fakat bir parametredeki ufak bir değişim ısı transferini yüksek oranda arttırabilirken, diğer parametredeki büyük bir değişimin ısı transferine etkisi az olabilmektedir. Bu nedenle hangi parametrenin belirlenen çalışma koşulları içinde daha etkili olduğunun tespit edilmesi gerekmektedir.

4.2 Analitik Çalışmanın Deneysel Verilerle Doğrulanması

Kanatçıklı radyatör modeli kullanılarak farklı hava hızı ve soğutucu debisi için, soğutucu akışkan ve hava çıkış sıcaklıkları, radyatörde gerçekleşen ısı transferi ve soğutucu tarafındaki basınç kaybı analitik yöntem kullanılarak hesaplanmış ve elde edilen sonuçlar Şekil 4.3 ile 4.9 arasında karşılaştırılmıştır.

Hava hızı arttıkça soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığında az da olsa bir düşüş olduğu Şekil 4.3'den görülmektedir. Deneysel sonuçlarla analitik yolla elde edilen sonuçlar birbirine oldukça yakın çıkmıştır. Örneğin hava hızı 4 m/s olarak seçildiğinde soğutucu akışkan 90°C'den 86,39°C'ye düşerken analitik hesaplamalardan soğutucunun çıkış sıcaklığının

87,17°C'ye düştüğü görölmektedir. Sonuçlar incelendiğinde genel olarak, tez kapsamında sunulan matematiksel model çerçevesinde hazırlanan programın deneylerle uyumlu sonuçlar verdiği görölmektedir.



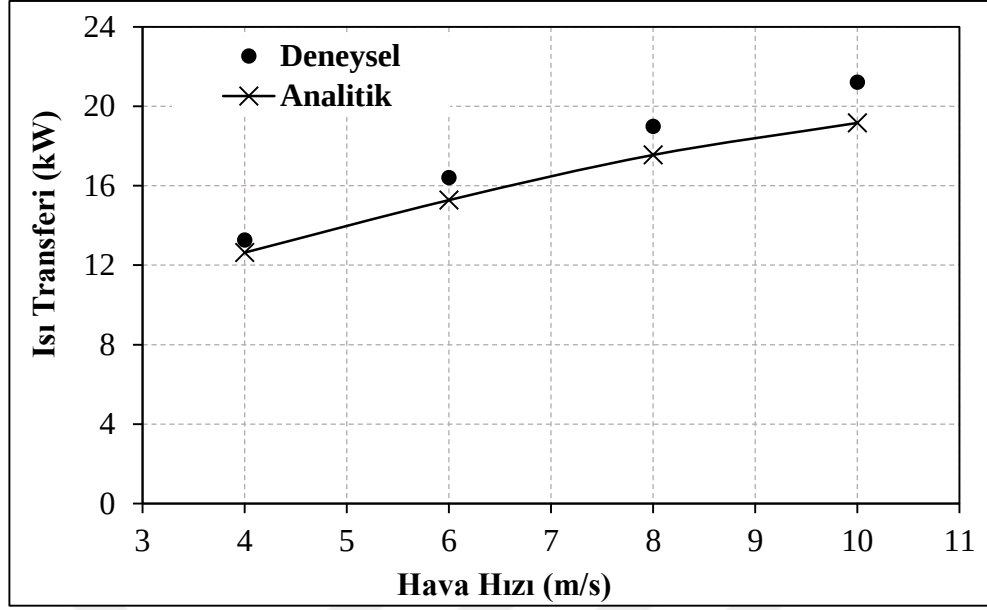
Şekil 4.3. Soğutucu çıkış sıcaklıklarının farklı hava hızları için karşılaştırılması

Hava hızının havanın radyatörden çıkış sıcaklığı üzerindeki etkisi Şekil 4.4'de görölmektedir. Burada da deney sonuçlarıyla analitik sonuçların birbiriyle oldukça uyumlu çıktığı görölmektedir.



Şekil 4.4. Hava çıkış sıcaklıklarının farklı hava hızları için karşılaştırılması

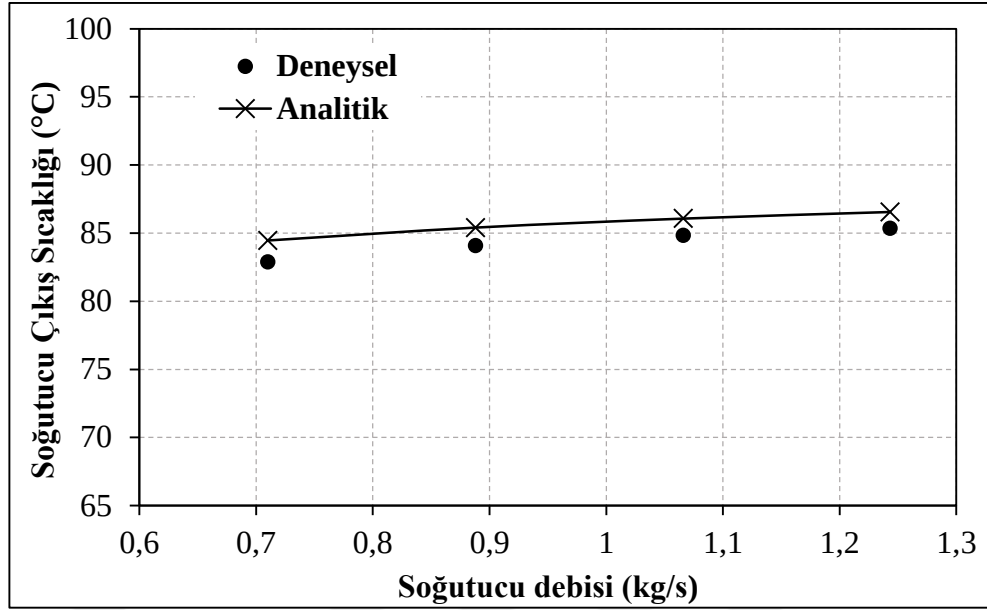
Hava ve soğutucu akışkan çıkış sıcaklıklarından yararlanarak analitik yolla radyatördeki ısı transferi hesaplanmıştır ve Şekil 4.5’de bu sonuçlar deneysel verilerle birlikte karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Hava hızı arttıkça radyatördeki ısı transferinin arttığı sonucu Şekil 4.1’de zaten görülmektedir. Bu kısımda ise bu sonuçların analitik yolla hesaplanan sonuçlarla arasındaki benzerliği sorgulanmaktadır. Üstte verilen örnek hava hızı değerleriyle aynı olması açısından 4m/s hava hızı için elde edilen sonuçlar yorumlanmıştır. Deney sonucuna göre radyatördeki ısı transfer miktarı 13,26 kW, analitik yöntemle ise 12,636 kW olarak hesaplanmıştır. Yani her iki yöntem ile elde edilen sonuçlar arasında 0,624 kW fark olduğu görülmektedir. Dört farklı hava hızı için sonuçlar analiz edildiğinde ise her iki yöntem arasındaki ortalama fark 1,309 kW olarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak oluşturulan program ile ortalama olarak %7,20 hata payı ile radyatördeki ısı transferinin hesaplanabileceği sonucuna varılmıştır.



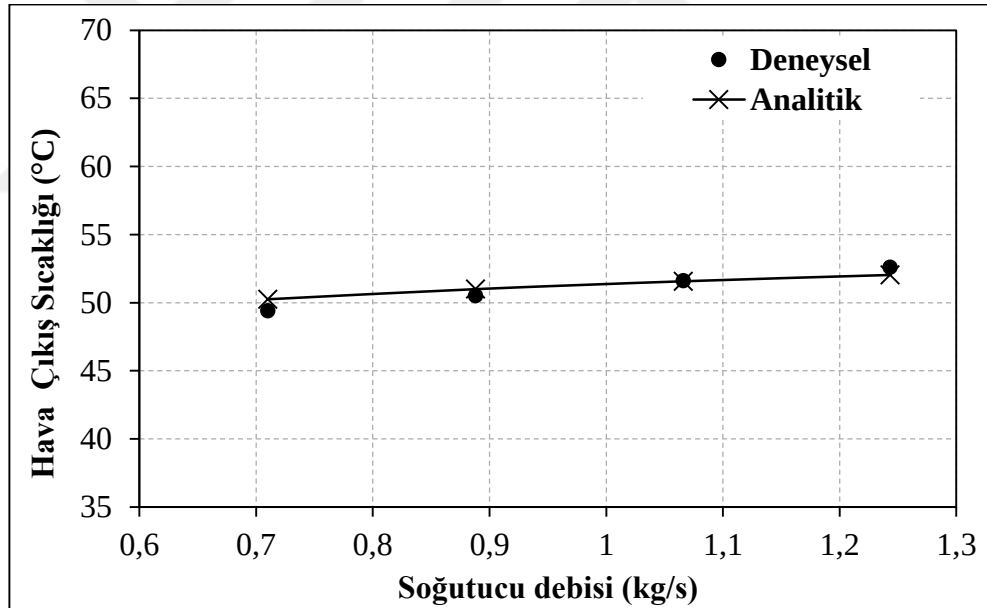
Şekil 4.5. Isı transferinin farklı hava hızları için karşılaştırılması

Yukarıda farklı hava hızları için yapılan analizler Şekil 4.6, 4.7 ve 4.8’de ise farklı soğutucu debileri için yapılmıştır. Soğutucu debisi arttıkça hem soğutucu çıkış sıcaklığının hem de soğutucu çıkış sıcaklığının arttığı Şekil 4.6 ve 4.7’de görülmektedir. Yine hem deneysel hem de analitik çalışmanın aynı eğilimde olduğu bu şekillerden anlaşılmaktadır.

Örnek olarak 0,71 kg/s soğutucu debisi için yapılan analizler incelendiğinde, deney sonucuna göre soğutucu akışkanın sıcaklığı 90°C’den 82,88°C’ye düşmüştür. Analitik yolla elde edilen sonuca göre ise bu değer 84,57°C (virgülden sonra 2 hane olsun) olarak hesaplanmıştır. Hava çıkış sıcaklığı ise deney sonucuna göre 30°C’den 49,4°C’ye çıkarken, analitik çalışmada ise 50,24°C’ye çıkmaktadır. Yine her iki yöntemle de birbirine yakın sonuçların elde edildiği görülmektedir.



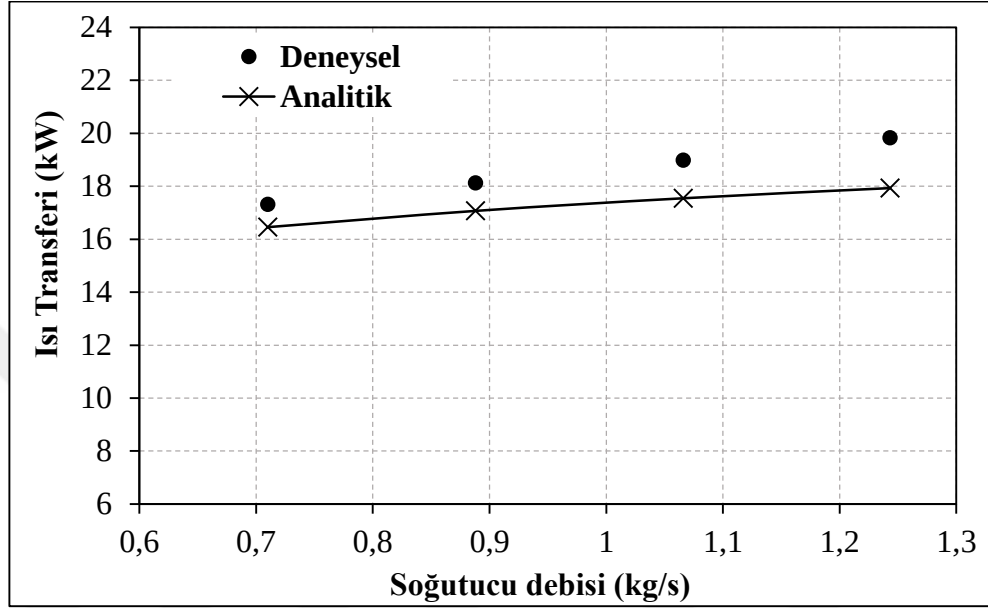
Şekil 4.6. Soğutucu çıkış sıcaklığının farklı soğutucu debileri için karşılaştırılması



Şekil 4.7. Hava çıkış sıcaklıklarının farklı soğutucu debileri için karşılaştırılması

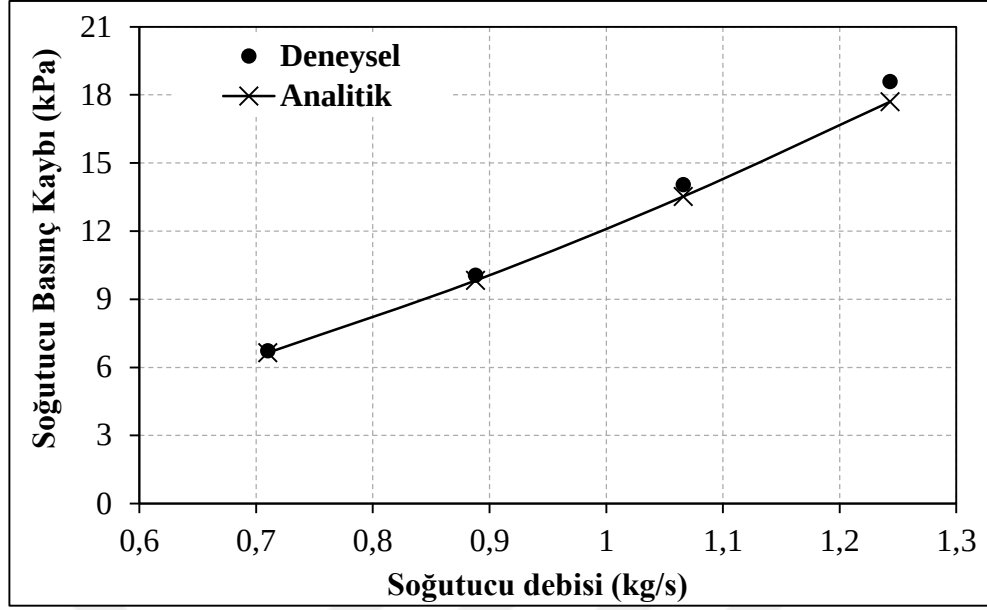
Şekil 4.8’de soğutucu debisi arttıkça radyatördeki ısı transferinin arttığı görülmektedir fakat zaten bu sonuca daha önce tez kapsamında yapılan deneylerden ulaşılmıştır. Burada ise deneysel ve analitik çalışma sonuçlarının birbirine yakınlığı gösterilmektedir. 0,71 kg/s soğutucu debisi için deney sonucuna göre radyatördeki ısı transfer miktarı 17,31 kW, analitik yöntemle ise 16,459 kW olarak hesaplanmıştır. Yani her iki yöntem ile elde edilen

sonuçlar arasında 0,851 kW fark olduğu görülmektedir. Dört farklı soğutucu debisi için sonuçlar analiz edildiğinde ise her iki yöntem arasındaki ortalama fark 1,309 kW olarak hesaplanmıştır. Sonuçta bu çalışma koşullarında da ortalama olarak %6,96 hata payı ile radyatördeki ısı transferinin hesaplanabileceği sonucuna varılmıştır.



Şekil 4.8. Isı transferinin farklı soğutucu debileri için karşılaştırılması

Şekil 4.9’da soğutucu akışkan tarafındaki basınç kaybının soğutucu akışkan debisiyle olan ilişkisi sunulmuştur. Deneysel ve analitik çalışmanın birbirleriyle benzer eğilimde oldukları anlaşılmaktadır. Soğutucu akışkan debisi arttıa soğutucu basınç kaybının da arttığı görülmektedir. 0,71 kg/s soğutucu debisi için deney sonucuna göre radyatördeki soğutucu akışkan tarafındaki basınç kaybı 6,733 kPa, analitik yöntemle ise 6,643 kPa olarak hesaplanmıştır. Dört farklı soğutucu debisi için sonuçlar analiz edildiğinde, her iki yöntem arasındaki ortalama farkın 0,429 kPa’dır. Sonuç olarak oluşturulan program ile ortalama olarak %3 hata payı ile radyatördeki soğutucu akışkan tarafındaki basınç kaybının hesaplanabileceği sonucuna varılmıştır.



Şekil 4.9. Soğutucu basınç kaybının farklı soğutucu debileri için karşılaştırılması

Yukarıda hem ısı transferi hem de basınç kaybı için yapılan doğrulama çalışması, analitik yöntemin kullanıldığı program ile radyatörlerdeki ısı transferi ve basınç kayıplarının kabul edilebilir düzeyde bir fark ile hesaplanabileceğini göstermiştir. Sonraki bölümlerde yapılan ısı transferi ve basınç kaybı hesaplamalarında program yardımıyla elde edilen sonuçlar kullanılmıştır.

4.3. Parametrik Çalışma

Doğrulama çalışmasının ardından, oluşturulan program yardımıyla parametrik bir çalışma yapılmıştır. Radyatördeki en temel iki hedef fonksiyonu olan ve çalışmanın sonraki kısmında da istatistiki olarak incelenen ısı transferi ve basınç kaybının yanında, soğutucu tarafındaki taşınım katsayısına, hava tarafındaki taşınım katsayısına, kanatçık verimine, toplam kanatçık etkenliğine, etki eden parametreler ayrı ayrı belirlenmiştir. Literatürdeki çalışmalar göz önünde bulundurularak her bir parametre için olabildiğince geniş bir aralık belirlenmiş ve analizler yapılmıştır.

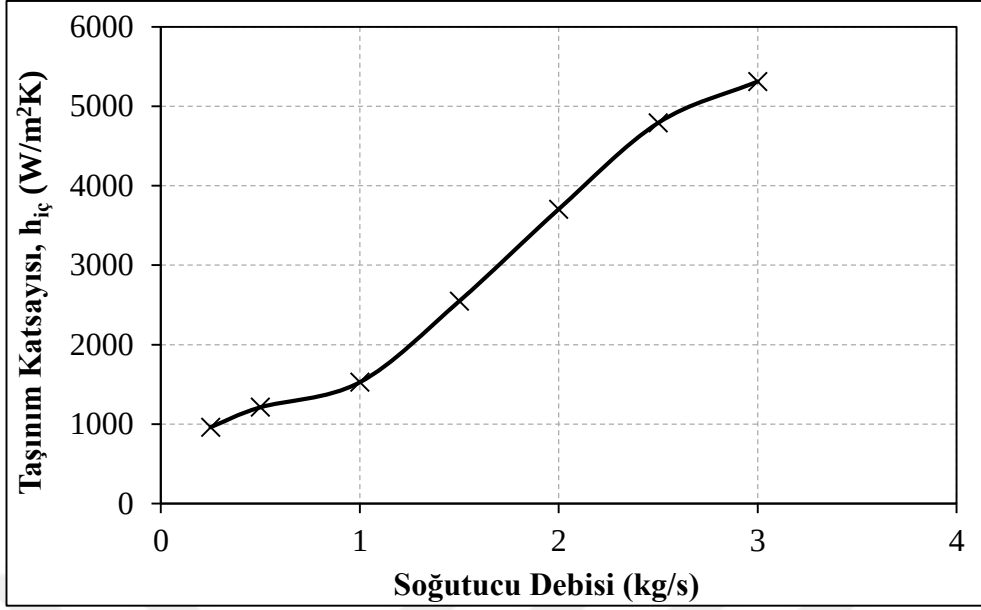
Parametrik çalışmada radyatör yüksekliği 302 mm, uzunluğu 310 mm, derinliği ise 26 mm olarak alınmıştır ve bu ölçüler değiştirilmemiştir. Diğer parametreler ise boru

yüksekliği 3 mm, boru sayısı 34 adet, kanatçık adımı 0,8 mm, soğutucu debisi 1,066 kg/s, hava hızı 8 m/s olacak şekilde analizlere başlanmış ve incelenen parametre dışında kalan parametreler için bu değerler alınmıştır.

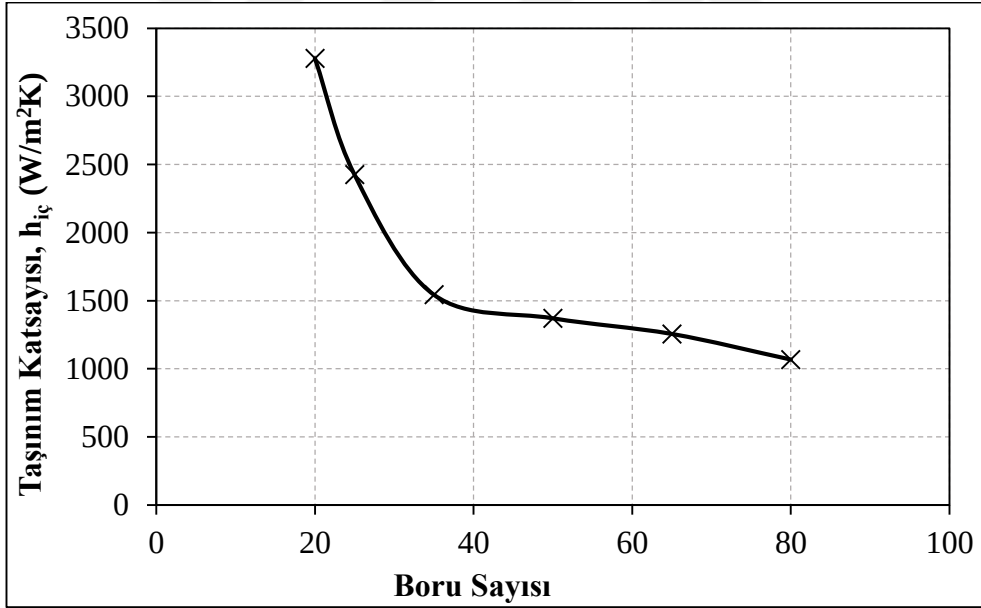
4.3.1 Soğutucu Akışkan Tarafındaki Taşınım Katsayısı

İlk olarak soğutucu akışkan tarafındaki taşınım katsayısına etki eden parametreler belirlenmiştir ve parametrik analizlere başlanmıştır. Belirlenen parametreler soğutucu debisi, boru sayısı ve boru yüksekliğidir. Şekil 4.10'da soğutucu debisinin soğutucu akışkan tarafındaki taşınım katsayısı üzerindeki etkisi görülmektedir. Boruda akan soğutucu debisi arttıkça hız artacak, buna bağlı olarak Reynolds sayısı da artacaktır. Debi belli bir seviyeye ulaştıktan sonra (yaklaşık 1 kg/s) Reynolds sayısının 2300'ü geçtiği dolayısıyla akış karakteristiğinin türbülanslı olduğu tespit edilmiştir. Sonuç olarak beklendiği üzere soğutucu debisi arttıkça taşınım katsayısının da arttığı gözlemlenmiştir.

Şekil 4.11'de boru sayısındaki değişimin taşınım katsayısı üzerindeki etkisi görülmektedir. Diğer sınır şartları (soğutucu debisi vb.) sabit kaldığı için boru sayısı arttıkça, soğutucu akışkan daha fazla sayıda borudan geçecek ve buna bağlı olarak her bir borudaki debi ve akış hızı azalacaktır. Dolayısıyla Reynolds sayısı da azalacak ve soğutucu akışkan tarafındaki taşınım katsayısı düşecektir. Beklendiği gibi boru sayısındaki artışın, ısı taşınım katsayısına negatif bir etkisi olduğu Şekil 4.11'de görülmektedir. Belirlenen şartlar için boru sayısı 35 ve üzeri olarak seçildiği zaman akış karakteristiğinin laminar olduğu tespit edilmiştir.

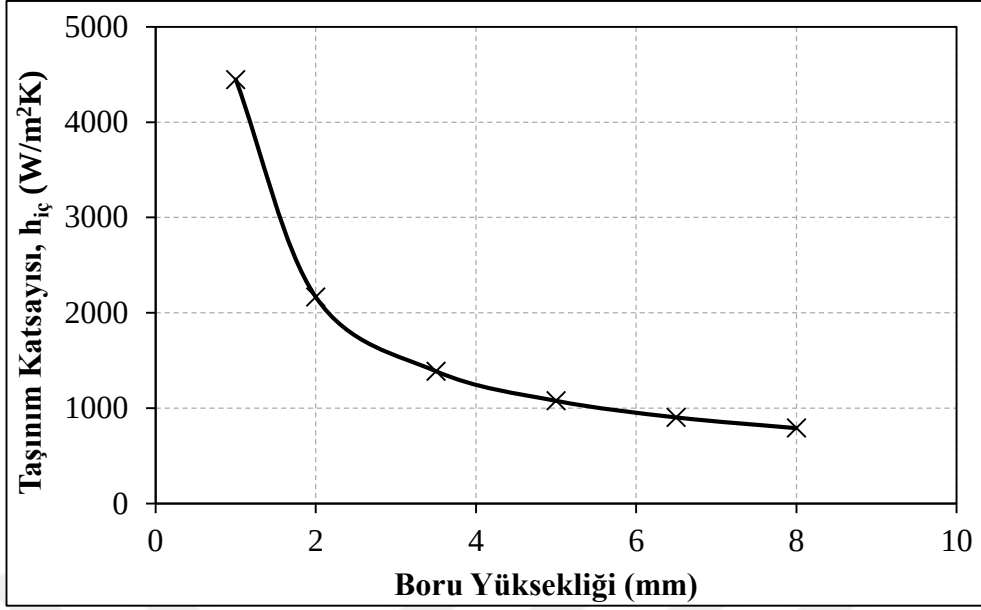


Şekil 4.10. İç taraftaki taşınım katsayısının farklı soğutucu debileri için karşılaştırılması



Şekil 4.11. İç taraftaki taşınım katsayısının farklı boru sayıları için karşılaştırılması

Şekil 4.12'de boru yüksekliğindeki değişimin taşınım katsayısı üzerindeki etkisi görülmektedir. Soğutucu akışkan debisi sabitken, boru yüksekliği arttırılınca her bir borudan geçen akışkanın hızı azalmıştır. Buna bağlı olarak boru yüksekliği arttırılınca taşınım katsayısının azaldığı Şekil 4.12'de görülmektedir.



Şekil 4.12. İç taraftaki taşınım katsayısının farklı boru yükseklikleri için karşılaştırılması

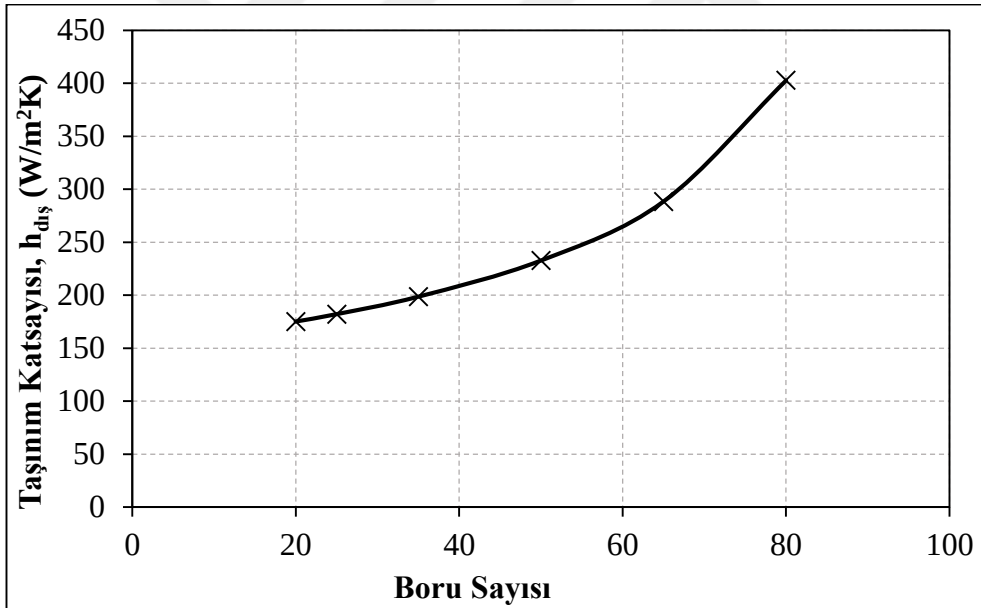
4.3.2 Hava Tarafındaki Taşınım Katsayısı

İkinci olarak hava tarafındaki taşınım katsayısına etki eden parametreler belirlenmiş ve parametrik analizlere devam edilmiştir. Belirlenen parametreler hava hızı, boru sayısı, boru yüksekliği ve kanatçık adımıdır. Şekil 4.13’de hava hızının hava tarafındaki taşınım katsayısı üzerindeki etkisi görülmektedir. Analiz sonucunda hava hızı arttıkça taşınım katsayısının da arttığı gözlemlenmiştir.

Şekil 4.14’de ise boru sayısındaki değişimin hava tarafındaki taşınım katsayısı üzerindeki etkisi görülmektedir. Boru sayısı arttıkça havanın geçebileceği serbest akış alanı azalmakta buna bağlı olarak boruların arasından geçen havanın hızı artmaktadır. Dolayısıyla boru sayısı arttıkça Reynolds sayısı ve hava tarafındaki taşınım katsayısı da artmıştır.

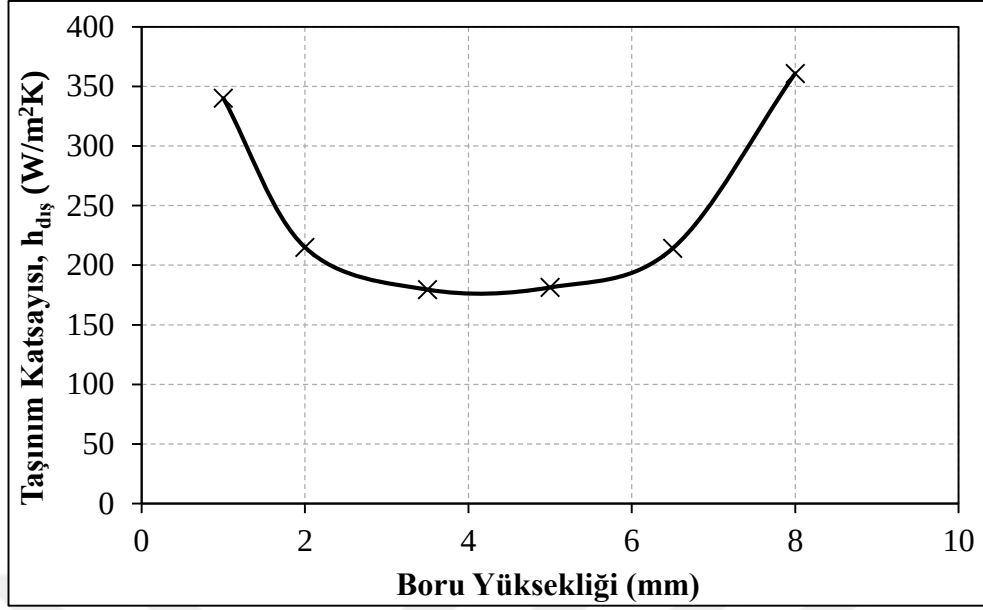


Şekil 4.13. Dış taraftaki taşınım katsayısının farklı hava hızları için karşılaştırılması



Şekil 4.14. Dış taraftaki taşınım katsayısının farklı boru sayıları için karşılaştırılması

Şekil 4.15’de boru yüksekliğindeki değişimin hava tarafındaki taşınım katsayısı üzerindeki etkisi görülmektedir. Elde edilen şekle göre, taşınım katsayısı belli bir boru yüksekliğine kadar azalmakta, daha sonra ise artmaktadır. Bunun sebebi aşağıda detaylı şekilde irdelenmiştir.

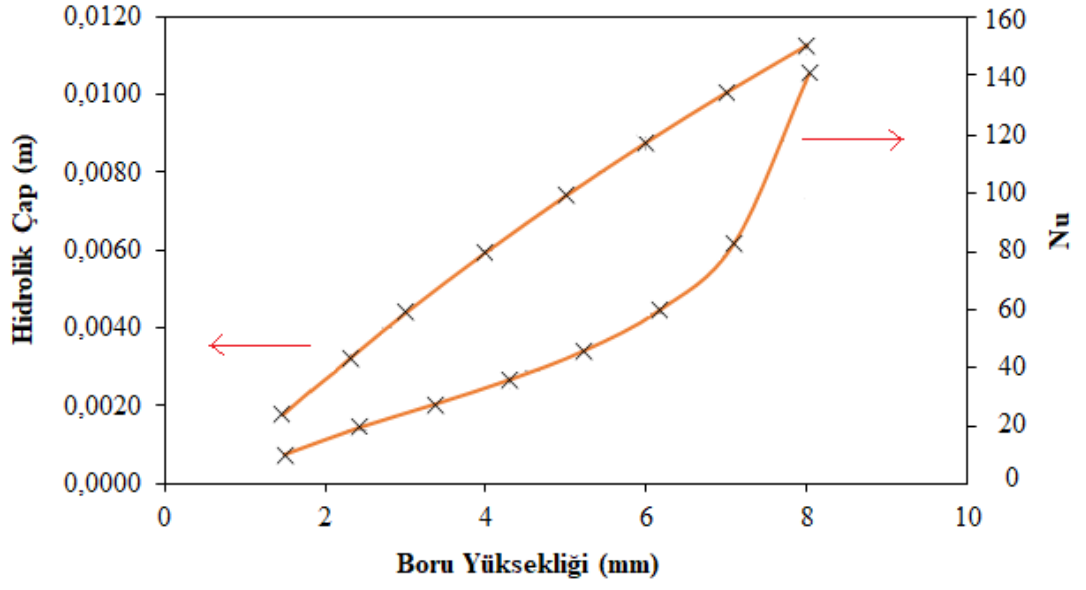


Şekil 4.15. Dış taraftaki taşınım katsayısının farklı boru yükseklikleri için karşılaştırılması

Eşitlik (3.3)'de verilen denklemin formu değiştirilerek aşağıdaki gibi gösterilmiştir.

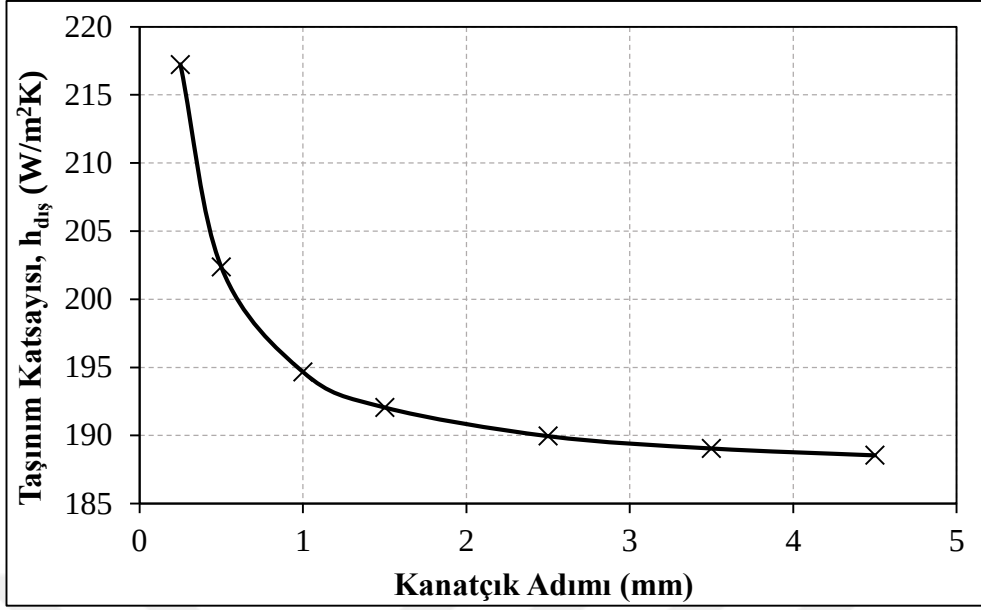
$$h = \frac{Nu}{D_h} k \quad (3.3)$$

Şekil 4.16'da görüldüğü gibi boru yüksekliği arttıkça hem Nu sayısı hem de D_h artmaktadır. Her iki eğrinin eğimi kontrol edildiğinde yaklaşık 5 mm boru yüksekliğine kadar D_h 'nin eğimi (artış oranı), Nu 'nun eğiminden fazla olması nedeniyle h azalmakta ancak bu değerden sonra Nu 'daki artışın D_h 'den daha fazla olması nedeniyle h değeri artmaya başlamaktadır. Aynı zamanda belli bir boru yüksekliği değerinden sonra havanın türbülanslı akış karakteristiğine girmesi ve buna bağlı olarak farklı Nu korelasyonlarının kullanılması bu grafiğin oluşmasında bir etkindir.



Şekil 4.16. Boru yüksekliğine bağlı olarak D_h ve Nu sayısının değişimi

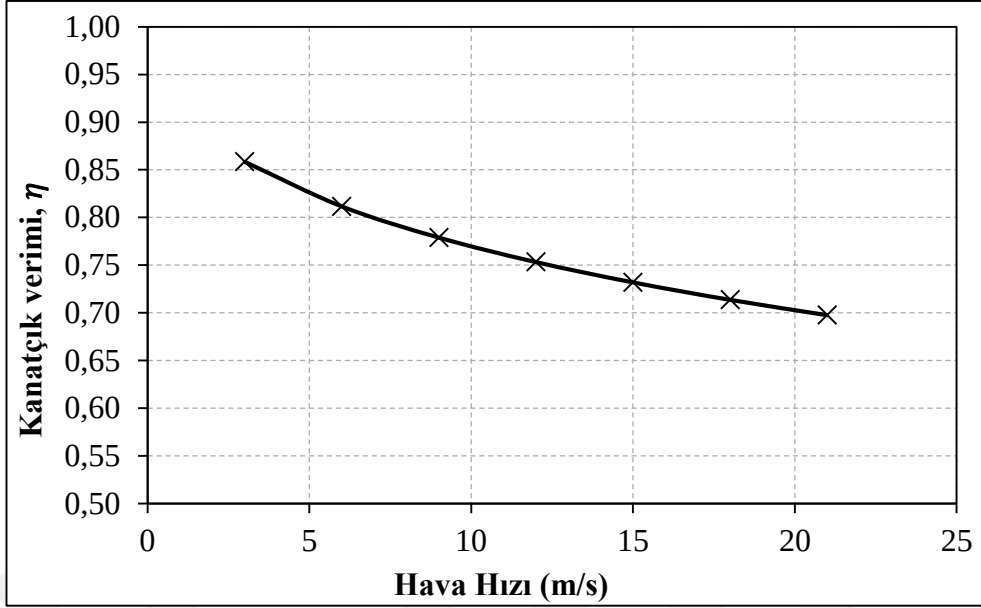
Şekil 4.17’de kanatçık adımındaki değişimin hava tarafındaki taşınım katsayısı üzerindeki etkisi görülmektedir. Kanatçık adımı arttıkça toplam kanatçık sayısı azalmakta, buna bağlı olarak havanın geçebileceği alan artmaktadır. Örneğin kanatçık adımı 1,5 mm iken radyatördeki toplam kanatçık sayısı 6895 iken adım 3,5 mm olduğunda toplam kanatçık sayısı 3045’e düşmektedir. Dolayısıyla hava akış alanı arttığı için boruların arasından geçen havanın hızı azalmaktadır. Sonuç olarak kanatçık adımı arttıkça hava tarafındaki taşınım katsayısının azaldığı görülmektedir.



Şekil 4.17. Dış taraftaki taşınım katsayısının farklı kanatçık adımları için karşılaştırılması

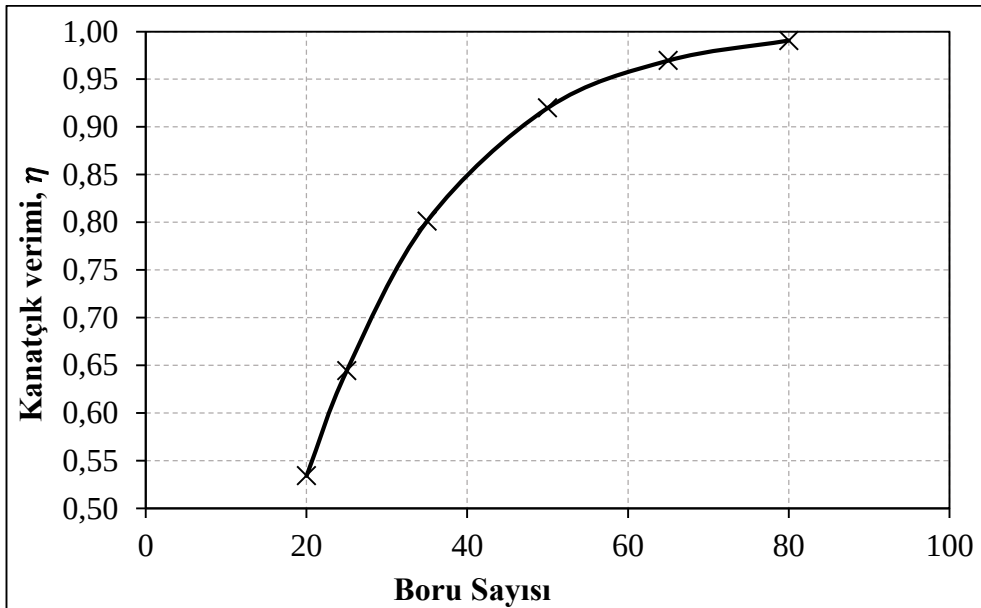
4.3.3 Kanatçık Verimi

Kanatçık verimine etki eden parametreler hava tarafındaki ısı taşınım katsayısına etki eden parametreler ile aynıdır. Yani bu bölümde de hava hızı, boru sayısı, boru yüksekliği ve kanatçık adımının kanatçık verimine etkisi parametrik olarak incelenmiştir. Şekil 4.18’de hava hızının kanatçık verimi üzerindeki etkisi görülmektedir. Kanatçık veriminin fiziksel anlamı kanatçıktan olan gerçek ısı transferinin bütün kanatçığın taban sıcaklığında olması durumundaki kanatçıktan olacak ideal ısı transferine oranıdır. Gerçek durumda kanatçık dip sıcaklığı ile uç sıcaklığı arasında sıcaklık farkı oluşmaktadır. Bu nedenle ideal durumdaki ısı transferini hesaplarken gerçek duruma göre daha büyük bir sıcaklık farkı kullanılacaktır. Sonuç olarak hava hızındaki artışa bağlı olarak yükselen taşınım katsayısı hem gerçek hem ideal durumdaki ısı transferini arttıracak fakat ideal durumdaki ısı transferini daha fazla arttıracaktır. Bu durum Şekil 4.18’de görüldüğü gibi hava hızı arttıkça kanatçık veriminin azalmasına sebep olmaktadır.



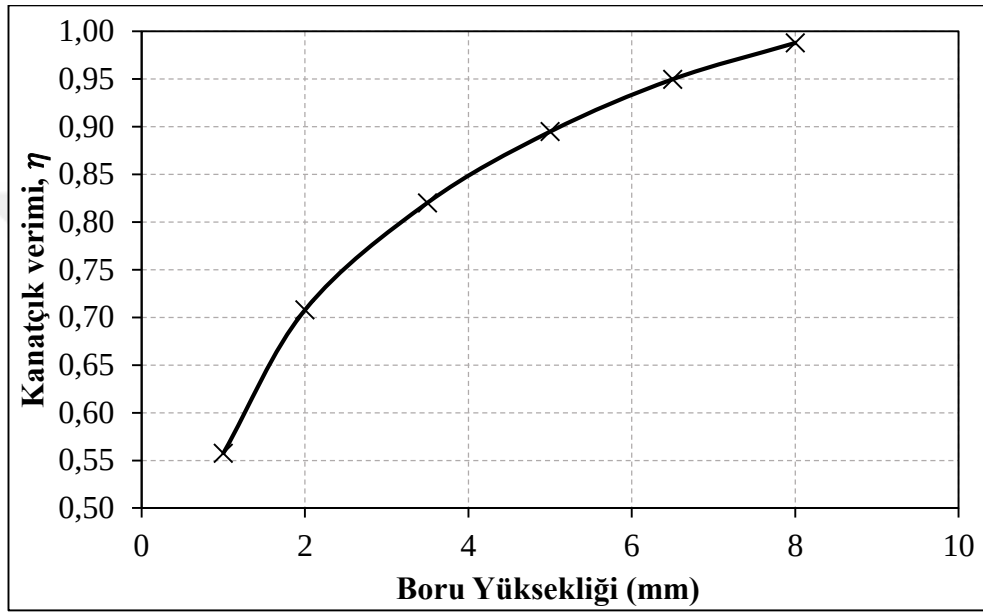
Şekil 4.18. Kanatçık veriminin farklı hava hızları için karşılaştırılması

Şekil 4.19’da boru sayısının kanatçık verimi üzerindeki etkisi görülmektedir. Boru sayısı arttıkça kanatçık için kalan alan azaldığından kanatçık boyu kısılacaktır. Kanatçık boyunun kısılması ise gerçek ve ideal durumdaki kanatçıklar için dip sıcaklığı ile uç sıcaklığı arasında sıcaklık farkını birbirine yaklaştıracaktır. Sonuç olarak boru sayısı arttıkça kanatçık veriminin de arttığı hatta 1’e yaklaştığı Şekil 4.19’da görülmektedir.



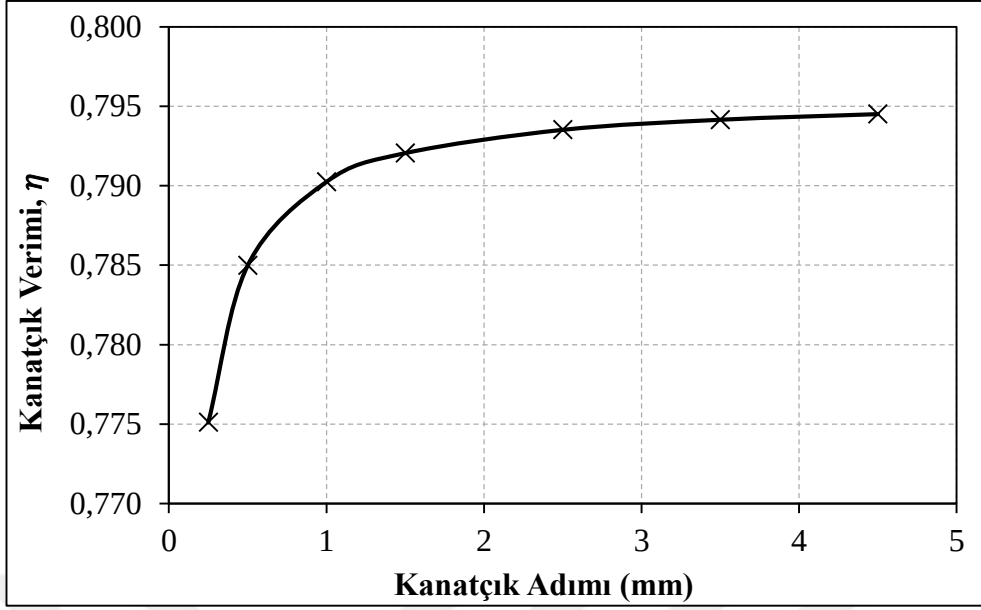
Şekil 4.19. Kanatçık veriminin farklı boru sayıları için karşılaştırılması

Şekil 4.20’de boru yüksekliğinin kanatçık verimi üzerindeki etkisi görülmektedir. Boru sayısındaki artışa benzer olarak boru yüksekliği de arttıkça kanatçık için kalan alan azalacak ve kanatçık boyu kısılacaktır. Kanatçık boyunun kısılması ise gerçek ve ideal durumdaki kanatçıklar için dip sıcaklığı ile uç sıcaklığı arasında sıcaklık farkını birbirine yaklaştıracaktır. Sonuç olarak boru yüksekliği arttıkça kanatçık veriminin de arttığı ve yine 1’e yaklaştığı Şekil 4.20’de görülmektedir.



Şekil 4.20. Kanatçık veriminin farklı boru yükseklikleri için karşılaştırılması

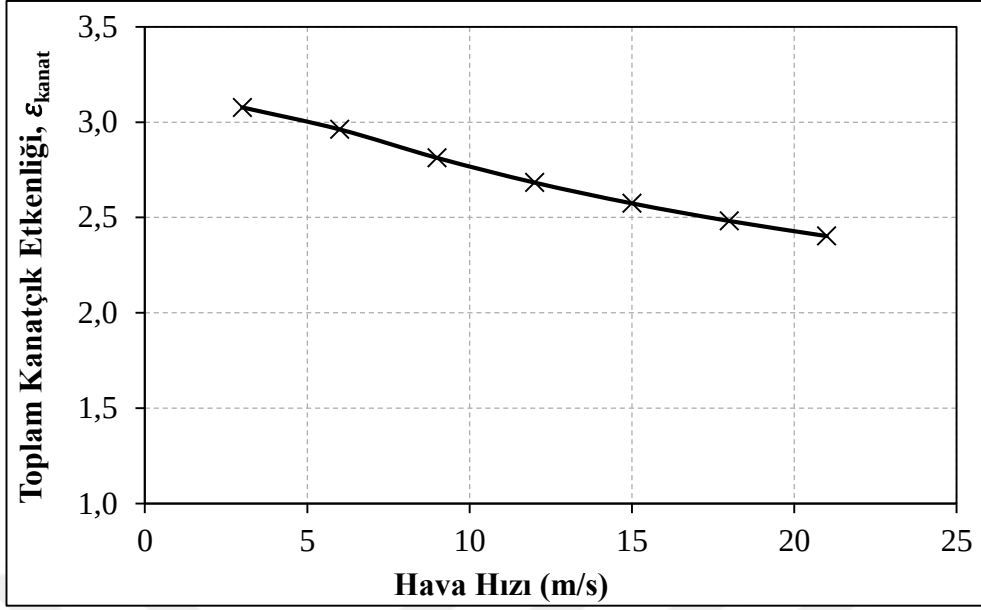
Şekil 4.21’de kanatçık adımının kanatçık verimi üzerindeki etkisi görülmektedir. Kanatçık adımı arttıkça kanatçık sayısı azalacağından, buna bağlı olarak hava akış alanı artacağından havanın hızı azalacaktır. Dolayısıyla dış taraftaki taşınım katsayısı da azalacaktır. Dolayısıyla kanatçıklar için dip sıcaklığı ile uç sıcaklığı arasında sıcaklık farkı artacak ve verim de artacaktır.



Şekil 4.21. Kanatçık veriminin farklı kanatçık adımları için karşılaştırılması

4.3.4 Toplam Kanatçık Etkenliği

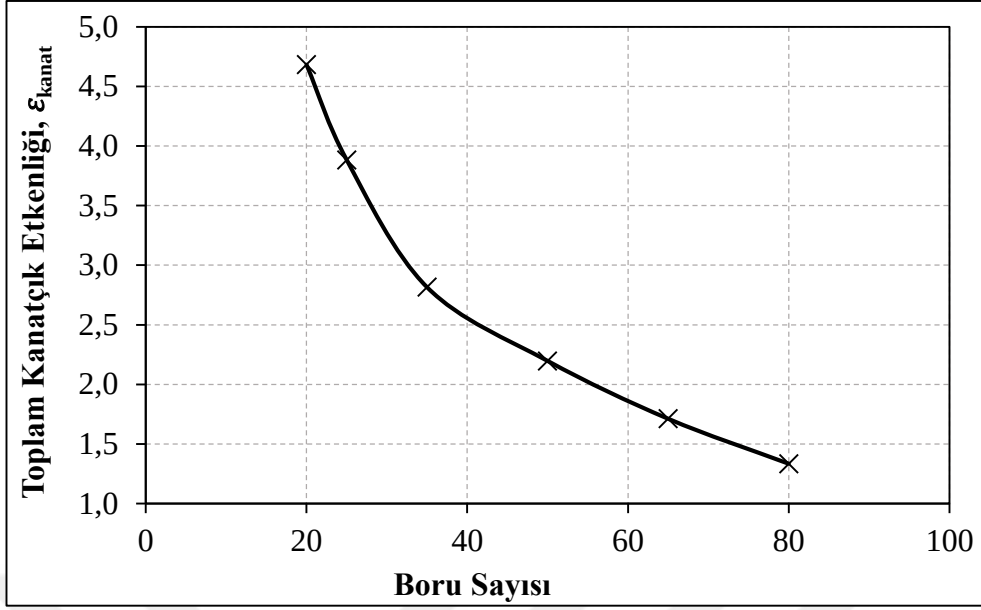
Toplam kanatçık etkenliğinin kanatçıklı yüzeylerin performansının tayininde daha iyi bir ölçü olduğu daha önceki bölümlerde bahsedilmişti. Bu kısımda da toplam kanatçık etkenliğine etki eden parametreler için analizler yapılmıştır. Toplam kanatçık etkenliğine etki eden parametreler kanatçık verimine etki eden parametreler ile aynıdır. Şekil 4.22’de hava hızının toplam kanatçık etkenliği üzerindeki etkisi görülmektedir. Düşük hava hızlarında toplam kanatçık etkenliğinin daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Hava hızı arttıkça kanatçık etkenliğinin azaldığı Şekil 4.22’de görülmektedir. Toplam kanatçık etkenliğinin eşitlik 3.21 sadeleştirildiğinde ısı transferi yüzey alanının dışında, sadece kanatçık verimine bağlı olduğu görülmektedir. Bu nedenle hava hızı arttıkça kanatçık verimi azaldığı için toplam kanatçık etkenliği de azalmaktadır.



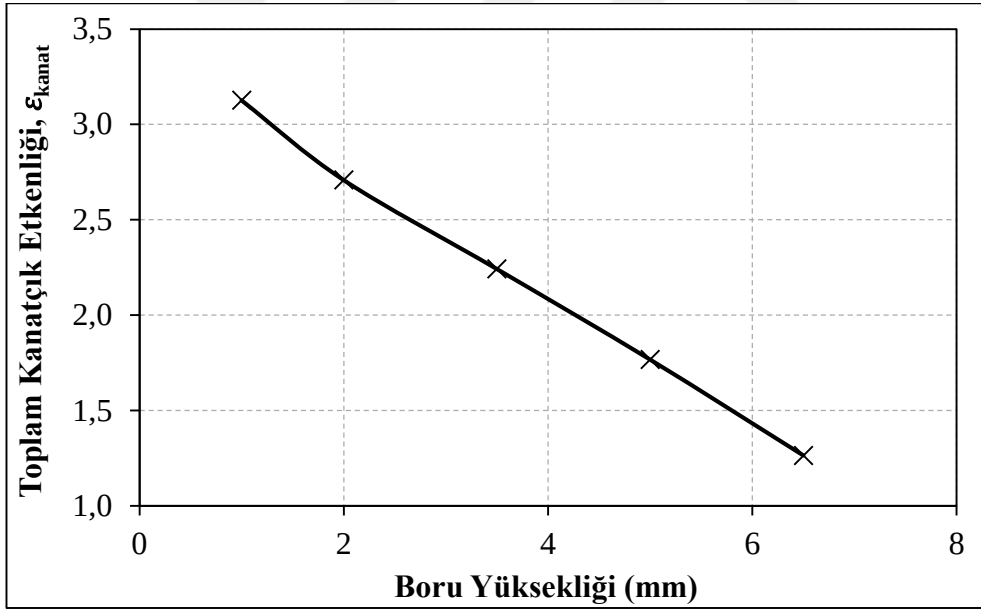
Şekil 4.22. Toplam kanatçık etkenliğinin farklı hava hızları için karşılaştırılması

Şekil 4.23’de boru sayısının toplam kanatçık etkenliği üzerindeki etkisi görülmektedir. Boru sayısı arttıkça borular arası mesafe azalacağına kanatçıkların uzunlukları kısılacaktır. Buna bağlı olarak kanatlı yüzeyden olan ısı transferi de azalacaktır. Toplam kanatçık etkenliği, kanatlı bir yüzeyden olan toplam ısı transferinin kanat yokken aynı yüzeyden olan ısı transferine oranı olduğundan boru sayısı arttıkça toplam kanatçık etkenliği azalacaktır.

Şekil 4.24’de boru yüksekliğinin toplam kanatçık etkenliği üzerindeki etkisi görülmektedir. Boru sayısına benzer olarak boru yüksekliği artınca da kanatçık için kalan alan azalacak dolayısıyla kanatçıkların uzunlukları küçülecektir. Buna bağlı olarak kanatlı yüzeyden olan ısı transfer miktarı da azalacaktır. Toplam kanatçık etkenliği, kanatlı bir yüzeyden olan toplam ısı transferinin kanat yokken aynı yüzeyden olan ısı transferine oranı olduğundan boru sayısı arttıkça toplam kanatçık etkenliği azalacaktır.

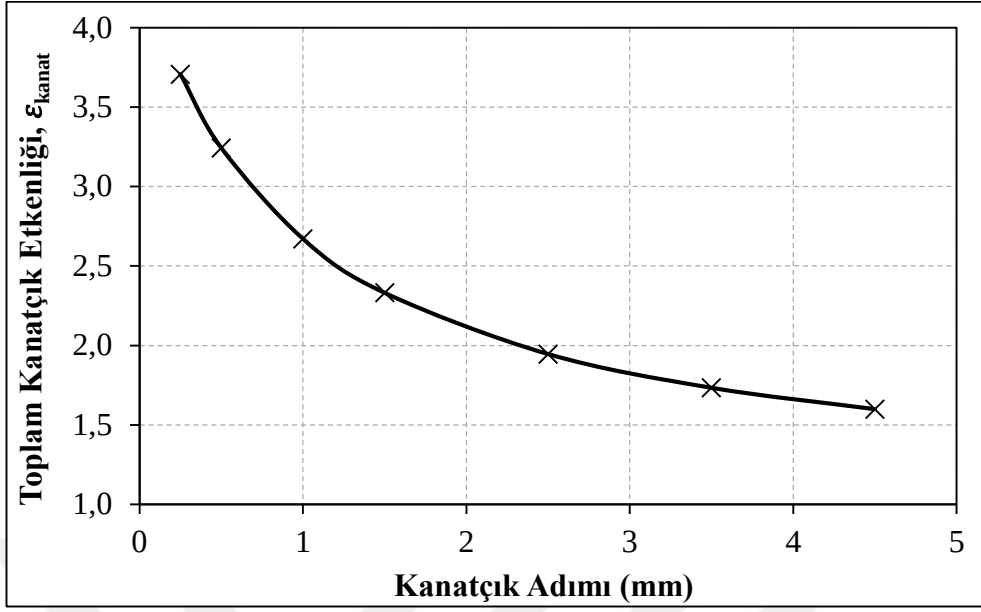


Şekil 4.23. Toplam kanatçık etkinliğinin farklı boru sayıları için karşılaştırılması



Şekil 4.24. Toplam kanatçık etkinliğinin farklı boru yükseklikleri için karşılaştırılması

Şekil 4.25’de kanatçık adımının toplam kanatçık etkinliği üzerindeki etkisi görülmektedir. Kanatçık adımı arttıkça toplam kanatçık sayısı azalmaktadır. Beklendiği üzere yüzeyde daha fazla kanatçık olduğunda toplam kanatçık etkinliğinin daha yüksek, az sayıda kanatçık olduğunda ise düşük olduğu Şekil 4.25’de görülmektedir.

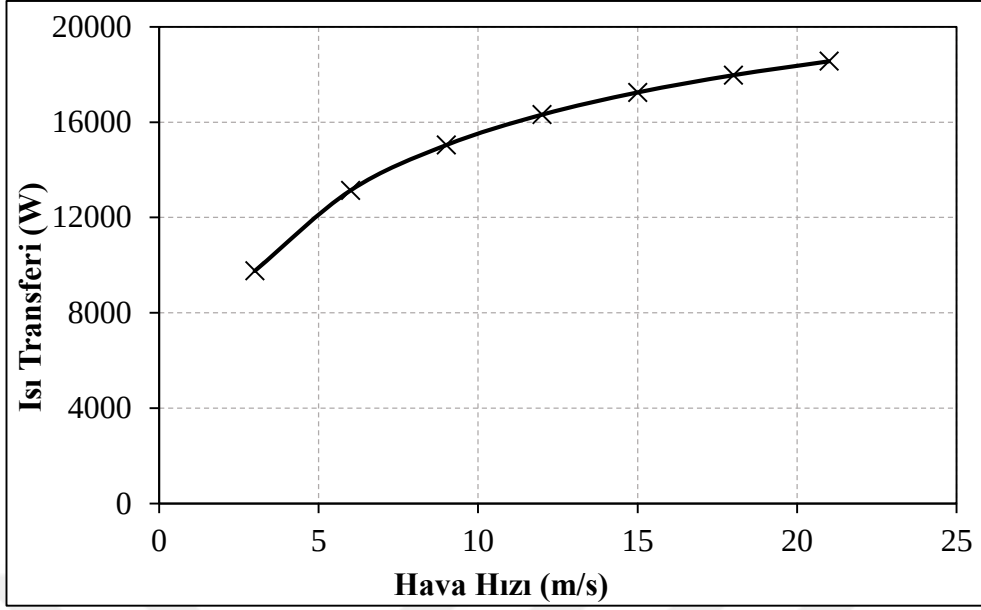


Şekil 4.25. Toplam kanatçık etkenliğinin farklı kanatçık adımları için karşılaştırılması

4.3.5 Isı Transferi

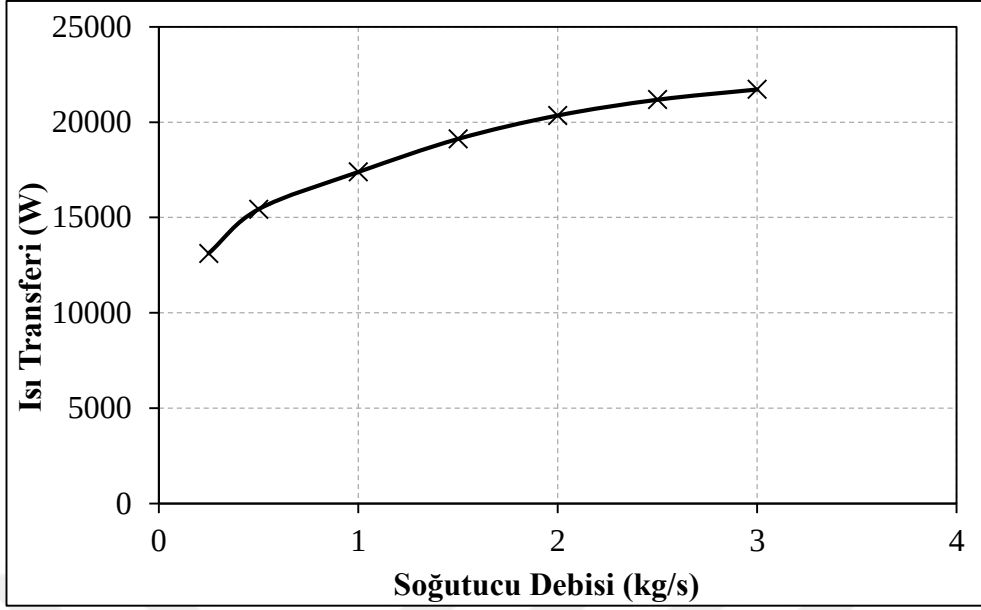
Daha önce belirtildiği gibi radyatördeki en önemli amaç fonksiyonlarından bir tanesi radyatörde su ile hava arasındaki gerçekleşecek ısı geçişini maksimize etmektir. Bu kısımda da radyatördeki ısı transferine etki eden parametreler belirlenmiş ve parametrik analizlere devam edilmiştir. Belirlenen parametreler hava hızı, soğutucu debisi, boru sayısı, boru yüksekliği, kanatçık adımı, hava giriş sıcaklığı ve soğutucu giriş sıcaklığıdır. Şekil 4.26’da hava hızının radyatördeki ısı transferi üzerindeki etkisi görülmektedir. Hava hızı arttıkça hava tarafındaki taşınım katsayısı da artmaktadır ve buna bağlı olarak radyatördeki ısı transferi de artmaktadır.

Şekil 4.27’de soğutucu debisinin radyatördeki ısı transferi üzerindeki etkisi görülmektedir. Benzer şekilde soğutucu debisi arttıkça soğutucu tarafındaki taşınım katsayısı da artmaktadır ve buna bağlı olarak radyatördeki ısı transferi de artmaktadır.

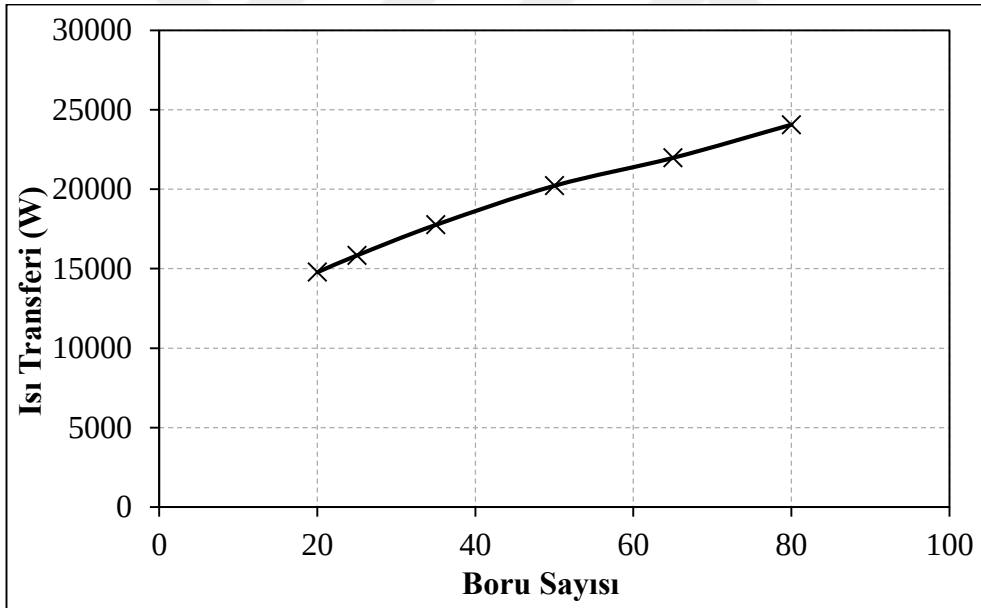


Şekil 4.26. Isı transferinin farklı hava hızları için karşılaştırılması

Şekil 4.28’de boru sayısının radyatördeki ısı transferi üzerindeki etkisi görülmektedir. Boru sayısı arttıkça boruların yüzey alanı artacak fakat kanatçıkların yüzey alanı azalacaktır. Hesaplamalar sonucu toplam ısı transfer yüzey alanının azaldığı görülmüştür. Boru sayısı arttıkça her bir borudan geçen soğutucu akışkan debisi azalacağından, soğutucu tarafındaki taşınım katsayısı da azalacaktır. Bu değişimler radyatördeki ısı transferini azaltan etkiye sahiptirler. Buna ters olarak, boru sayısı arttıkça hava akış alanı daralacağından, hava hızı artacak ve radyatördeki ısı transferi de artacaktır. Toplam ısı transfer katsayısındaki (U) artış oranı ise toplam ısı transfer yüzey alanındaki azalış oranından oldukça fazladır. Bu nedenle bu iki değişkenin bileşik etkisi ısı transferinin artması yönünde olduğu Şekil 4.28’de görülmektedir.



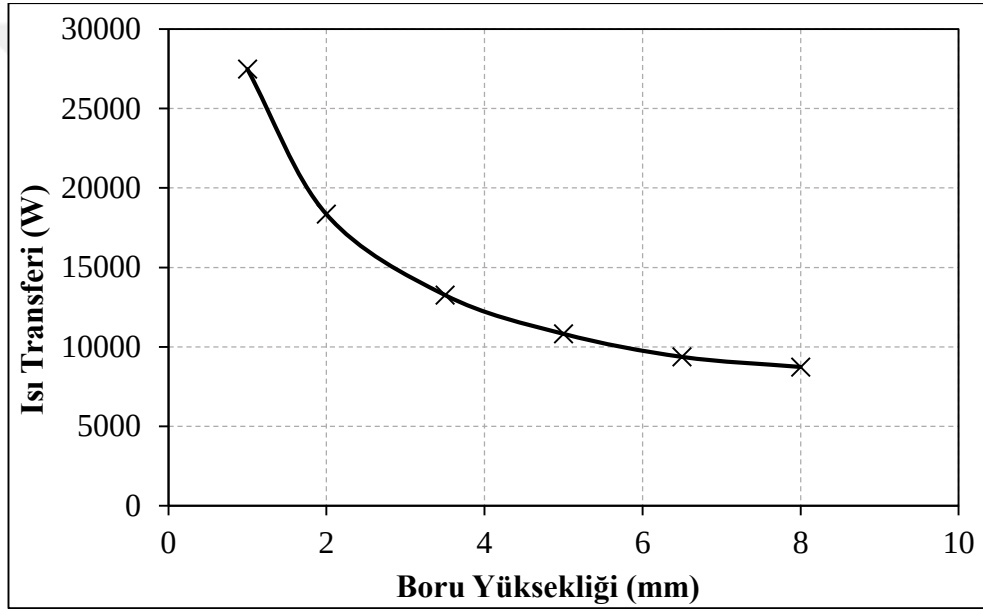
Şekil 4.27. Isı transferinin farklı soğutucu debileri için karşılaştırılması



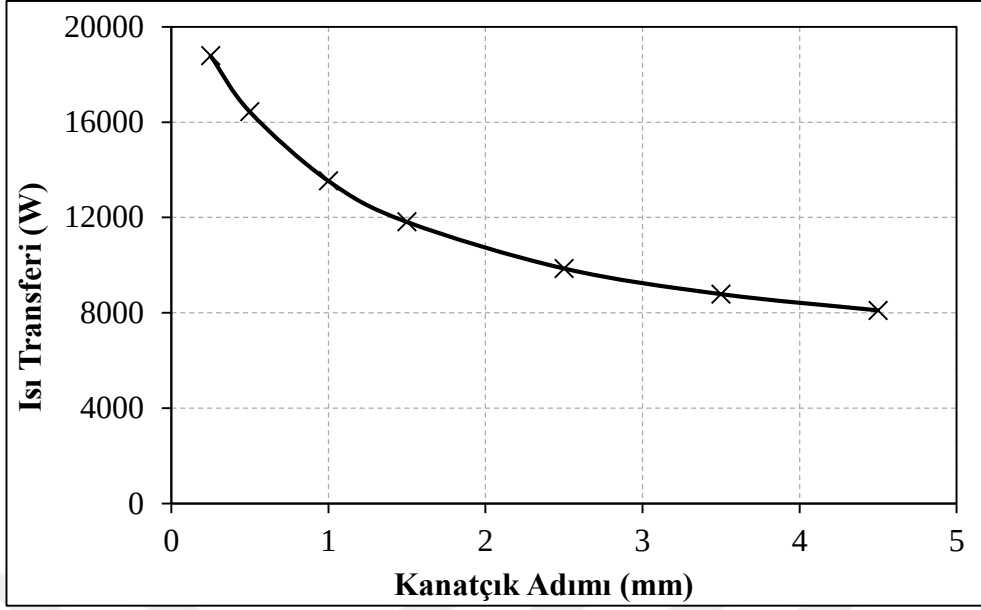
Şekil 4.28. Isı transferinin farklı boru sayıları için karşılaştırılması

Şekil 4.29’da boru yüksekliğinin radyatördeki ısı transferi üzerindeki etkisi görülmektedir. Benzer şekilde boru yüksekliği arttıkça boruların yüzey alanı artacak fakat kanatçıkların yüzey alanı azalacaktır. Hesaplamalar sonucu toplam ısı transfer yüzey alanının da azaldığı görülmüştür. Boru yüksekliği arttıkça kesit alanının artması nedeniyle boruların içinden geçen soğutucu akışkan hızı azalacağından, soğutucu

tarafındaki taşınım katsayısı da azalacaktır. Bu değişimler radyatördeki ısı transferini azaltan etkiye sahiptirler. Buna ters olarak, boru yüksekliği arttıkça hava akış alanı daralacağından, hava hızı artacak ve radyatördeki ısı transferi de artacaktır. Bu defa toplam ısı transfer katsayısı (U)’daki artış oranı ise toplam ısı transfer yüzey alanındaki azalış oranından daha düşüktür. Bu nedenle bu iki ters etkinin bileşik sonucunun ısı transferini azalttığı Şekil 4.29’da görülmektedir. Şekil 4.30’da kanatçık adımının radyatördeki ısı transferi üzerindeki etkisi görülmektedir. Kanatçık adımı arttıkça yani kanatçık sayısı azaldıkça toplam ısı transfer yüzey alanı ve hava hızı azalmış dolayısıyla radyatördeki ısı transferi de azalmıştır.

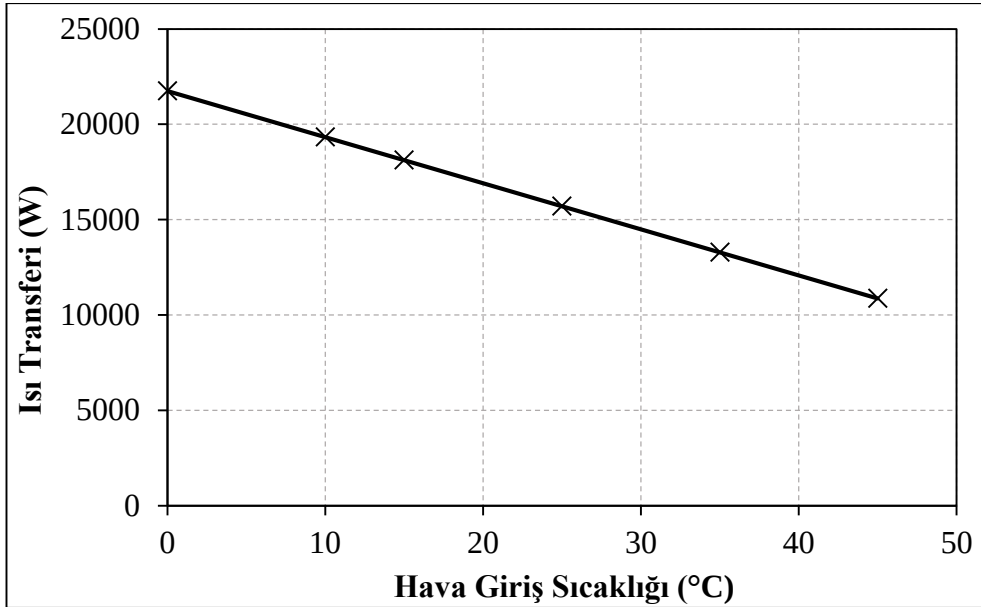


Şekil 4.29. Isı transferinin farklı boru yükseklikleri için karşılaştırılması

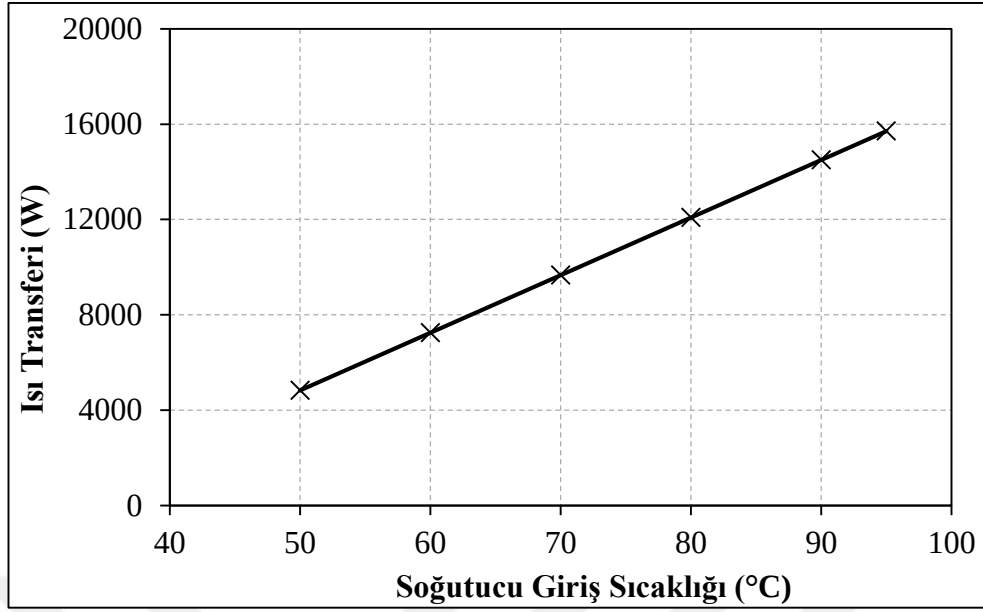


Şekil 4.30. Isı transferinin farklı kanatçık adımları için karşılaştırılması

Şekil 4.31 ve 4.32’de sırasıyla hava giriş sıcaklığının ve soğutucu giriş sıcaklığının ısı transferi üzerindeki etkisi görülmektedir. Sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki sıcaklık farkı arttığında ısı transferinin de artacağı bilinmektedir. Çıkan sonuçların da bu bilgiyi doğruladığı görülmektedir.



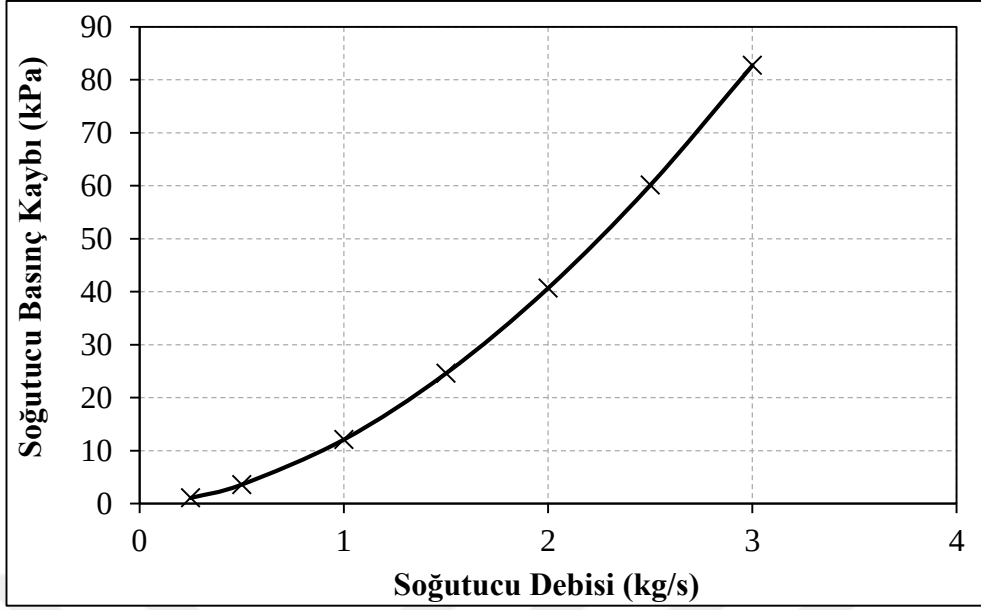
Şekil 4.31. Isı transferinin farklı hava giriş sıcaklıkları için karşılaştırılması



Şekil 4.32. Isı transferinin farklı soğutucu giriş sıcaklıkları için karşılaştırılması

4.3.6 Basınç Kaybı

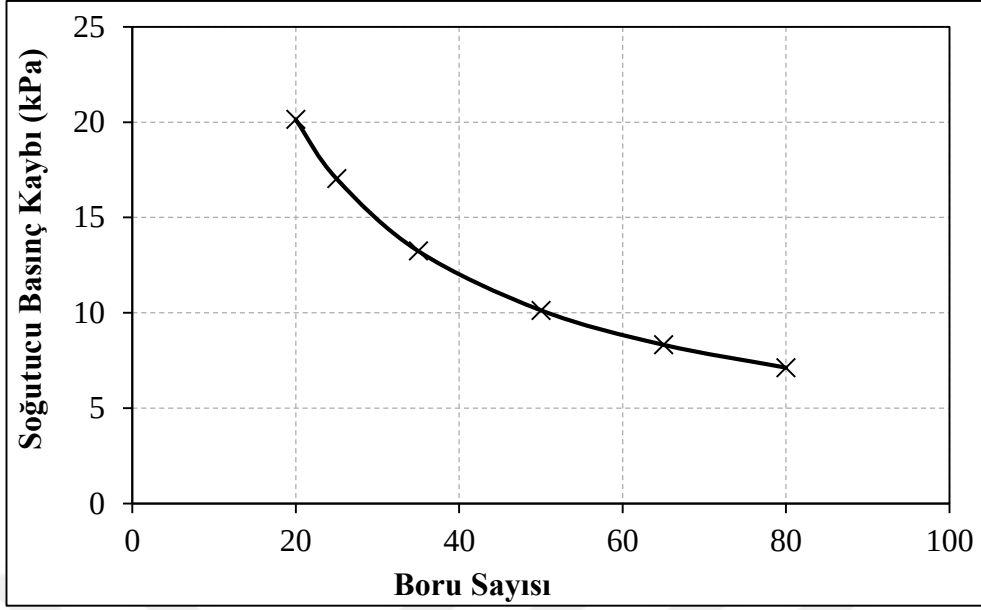
Radyatördeki diğer bir önemli amaç fonksiyonu basınç kaybını minimize etmektir. Parametrik çalışmanın son kısımda soğutucu akışkan tarafındaki basınç kaybına etki eden parametreler belirlenmiş ve son analizler yapılmıştır. Belirlenen parametreler soğutucu debisi, boru sayısı ve boru yüksekliğidir. Şekil 4.33’de soğutucu debisinin basınç kaybı üzerindeki etkisi görülmektedir. Soğutucu debisi arttıkça borulardan geçen akışkanın hızı artmaktadır ve buna bağlı olarak basınç kaybı da artmaktadır.



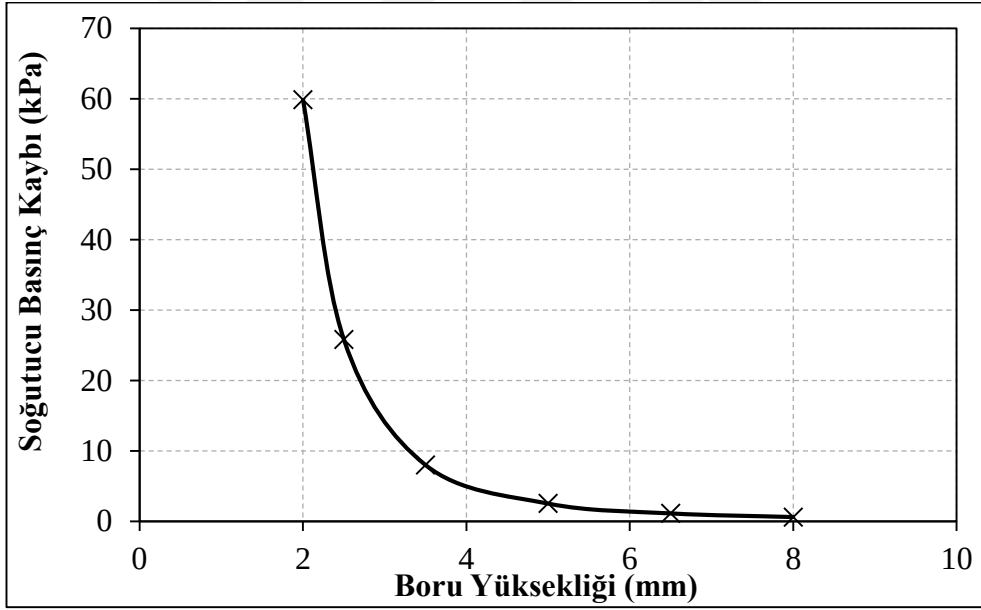
Şekil 4.33. Soğutucu basınç kaybının farklı soğutucu debileri için karşılaştırılması

Şekil 4.34’de boru sayısının basınç kaybına olan etkisi görülmektedir. Boru sayısı arttıkça borulardan geçen akışkanın hızı azalmaktadır ve buna bağlı olarak basınç kaybı da azalmaktadır.

Şekil 4.35’de ise boru yüksekliğinin basınç kaybına olan etkisi görülmektedir. Benzer şekilde boru yüksekliği arttıkça borulardan geçen akışkanın hızı azalmaktadır ve buna bağlı olarak basınç kaybı da azalmaktadır. Basınç kaybı soğutucu akışkan hızının karesiyle doğru orantılı olarak değiştiğinden soğutucu basınç kaybının lineer olmayan bir şekilde azaldığı görülmektedir.



Şekil 4.34. Soğutucu basınç kaybının farklı boru sayıları için karşılaştırılması



Şekil 4.35. Soğutucu basınç kaybının farklı boru yükseklikleri için karşılaştırılması

4.4 İstatistiki Analizler

4.4.1 Isı Transferi Analizleri

Bu bölümde, Taguchi ve ANOVA yöntemlerini kullanarak radyatörde meydana gelen ısı transferi üzerine bir istatistiksel çalışma yapılmıştır. İstatistiksel analizlere başlamadan önce ilk olarak hedef fonksiyonuna (ısı transferi) etkisi olan parametreler ve bu parametrelerin seviyeleri belirlenmelidir. Kapsamlı bir literatür taraması yapılarak aşağıdaki parametreler istatistiksel analizdeki kontrol faktörleri olarak seçilmiştir: boru ve kanatçığın malzemesi, kanatçık adımı, hava hızı, hava giriş sıcaklığı, soğutucu akışkanın giriş sıcaklığı, boru sayısı, boru yüksekliği ve soğutucu akışkan debisi. Her bir parametrenin çalışma/kullanım aralığı (seviyesi) literatürde yapılan çalışmalar esas alınarak seçilmiştir. Çizelge 4.1’de parametreler ve parametrelerin seviyeleri tablo halinde verilmiştir.

Çizelge 4.1. Taguchi analizi için seçilen parametreler ve seviyeleri

Sembol	Parametre	Seviyeler			
		1	2	3	4
A	Boru/Kanatçık Malzemesi	Al	Cu		
B	Kanatçık adımı (mm)	0,5	1,5	2,5	3,5
C	Hava hızı (m/s)	3	7	11	15
D	Hava giriş sıcaklığı (°C)	5	15	25	35
E	Soğutucu giriş sıcaklığı (°C)	60	70	80	90
F	Boru sayısı	28	34	40	46
G	Boru yüksekliği (mm)	3	4	5	6
H	Soğutucu debisi (kg/s)	0,2	0,55	0,9	1,25

Çizelge 4.1’de görüldüğü üzere iki seviyeye sahip bir faktör (A), dört seviyeye sahip yedi faktör (B’den H’ye kadar) olduğundan toplam SD 31 olarak hesaplanır. Materyal ve Yöntem bölümünde bahsedildiği gibi Taguchi analizi yapılırken, seçilen ortogonal dizisinin serbestlik derecesinin toplam SD ’den daha büyük olması gerekir. Bu nedenle tez çalışmasında Taguchi tekniği tarafından önerilen L_{32} ($2^1.4^7$) ortogonal dizisi seçilmiştir (Çizelge 4.2).

Çizelge 4.2. L₃₂ ortogonal dizisi için ısı transferi ve S/N oranları tablosu

Analiz no.	Parametreler								Q (kW)	S/N
	A	B	C	D	E	F	G	H		
1	1	1	1	1	1	1	1	1	8,54	18,632
2	1	1	2	2	2	2	2	2	14,19	23,008
3	1	1	3	3	3	3	3	3	16,91	24,562
4	1	1	4	4	4	4	4	4	20,07	26,051
5	1	2	1	1	2	2	3	3	7,83	17,875
6	1	2	2	2	1	1	4	4	7,57	17,581
7	1	2	3	3	4	4	1	1	14,24	23,070
8	1	2	4	4	3	3	2	2	11,79	21,430
9	1	3	1	2	3	4	1	2	6,96	16,848
10	1	3	2	1	4	3	2	1	15,23	23,655
11	1	3	3	4	1	2	3	4	4,91	13,822
12	1	3	4	3	2	1	4	3	7,40	17,393
13	1	4	1	2	4	3	3	4	7,74	17,777
14	1	4	2	1	3	4	4	3	15,21	23,641
15	1	4	3	4	2	1	1	2	5,46	14,742
16	1	4	4	3	1	2	2	1	5,46	14,752
17	2	1	1	4	1	4	2	3	4,97	13,931
18	2	1	2	3	2	3	1	4	16,10	24,139
19	2	1	3	2	3	2	4	1	12,19	21,721
20	2	1	4	1	4	1	3	2	23,54	27,438
21	2	2	1	4	2	3	4	1	3,73	11,446
22	2	2	2	3	1	4	3	2	7,15	17,092
23	2	2	3	2	4	1	2	3	16,80	24,507
24	2	2	4	1	3	2	1	4	24,22	27,685
25	2	3	1	3	3	1	2	4	5,63	15,018
26	2	3	2	4	4	2	1	3	10,08	20,073
27	2	3	3	1	1	3	4	2	10,02	20,021
28	2	3	4	2	2	4	3	1	10,25	20,214
29	2	4	1	3	4	2	4	2	5,67	15,069
30	2	4	2	4	3	1	3	1	4,59	13,236
31	2	4	3	1	2	4	2	4	15,26	23,674
32	2	4	4	2	1	3	1	3	11,31	21,071

Isı transferi için yapılan istatistiksel analizde ilk olarak Taguchi metodu kullanılmıştır. Her bir analizden elde edilen ısı transfer miktarları önce S/N oranına dönüştürülmüştür ve Çizelge 4.2’de bu değerler verilmiştir. Çizelgeden görüldüğü gibi toplam 32 adet analiz vardır ve her bir analiz farklı faktör seviyeleri içermektedir. Örneğin 1 nolu analiz için radyatörün ısı transfer miktarı aşağıdaki parametreler ve seviyeleri kullanılarak hesaplanmıştır: boru/kanatçık malzemesi = Alüminyum, kanatçık adımı = 0,5 mm, hava hızı = 3 m/s, hava giriş sıcaklığı = 5 °C, soğutucu akışkanın giriş sıcaklığı = 60 °C, boru sayısı = 28, boru yüksekliği = 3 mm, soğutucu akışkan debisi = 0,2 kg/s. Diğer analizlerde benzer şekilde faktörlerin seviyeleri dikkate alınarak hesaplanmıştır ve elde edilen sonuçlar Çizelge 4.2’de verilmiştir.

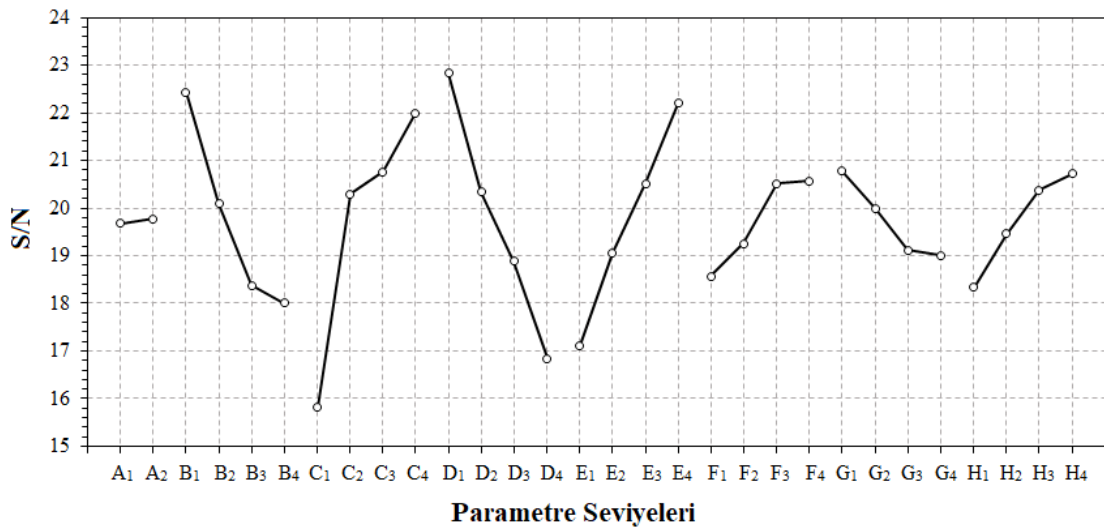
Daha sonra her bir parametrenin ısı transferi üzerindeki etkisi hesaplanmıştır. Ortalama S/N oranları ve parametrelerin ısı transferi açısından önem sıralaması Taguchi metodu yardımıyla elde edilmiş ve Çizelge 4.3’de gösterilmiştir. Parametrelerin ısı transferi üzerindeki önem sıralaması şu şekilde elde edilmiştir: hava hızı (C) > hava giriş sıcaklığı (D) > soğutucu akışkan giriş sıcaklığı (E) > kanatçık adımı (B) > soğutucu debisi (H) > boru sayısı (F) > boru yüksekliği (G) > boru/kanatçık malzemesi (A). Buradan ısı transferi üzerindeki en etkili parametrenin hava hızı, en az etkiye sahip parametrenin ise boru/kanatçık malzemesi olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.3. Ortalama S/N oranları ve parametrelerin önem sıralaması (Isı transferi)

Seviye	Parametre							
	A	B	C	D	E	F	G	H
1	19,68	22,44	15,82	22,83	17,11	18,57	20,78	18,34
2	19,77	20,09	20,30	20,34	19,06	19,25	20,00	19,46
3		18,38	20,76	18,89	20,52	20,51	19,12	20,38
4		18,00	22,00	16,84	22,20	20,57	19,00	20,72
Delta	0,09	4,44	6,18	5,99	5,09	2,00	1,78	2,38
Sıra	8	4	1	2	3	6	7	5

İncelenen her parametrenin radyatördeki ısı transferi üzerindeki etkisi Şekil 4.36’da görülmektedir. Taguchi yönteminde her bir parametrenin S/N oranındaki değişimi, o

faktörün hedef fonksiyon üzerine ne oranda etkili olduğunu gösterir. Minimum S/N oranı ile maksimum S/N oranı arasındaki farkın büyük olması, o parametrenin hedef fonksiyonuna etkisinin de büyük olduğu anlamına gelir. Ayrıca her bir parametrenin maksimum S/N 'yi veren seviyesi hedef fonksiyonu için optimum koşulu veren seviyeyi göstermektedir. Bu bağlamda, boru/kanatçık malzemesi = Bakır (A_2), kanatçık adımı = 0,5 mm (B_1), hava hızı = 15 m/s (C_4), hava giriş sıcaklığı = 5 °C (D_1), soğutucu akışkanın giriş sıcaklığı = 90 °C (E_4), boru sayısı = 46 (F_4), boru yüksekliği = 3 mm (G_1), soğutucu akışkan debisi = 1,25 kg/s (H_4) maksimum ısı transferini veren optimum çalışma ve dizayn koşulu olarak tespit edilmiştir. Optimum koşul ($A_2B_1C_4D_1E_4F_4G_1H_4$) için analiz yapıldığında radyatördeki ısı transfer miktarı 43,676 kW olarak tespit edilmiştir ki bu değer mevcut radyatör tasarımı için verilen çalışma koşulları altında elde edilebilecek en yüksek ısı transfer miktarıdır. Ayrıca bu koşul ($A_2B_1C_4D_1E_4F_4G_1H_4$) Çizelge 4.2'de verilen 32 analiz koşulu içerisinde bulunmamasına rağmen istatistiki olarak optimum koşul olarak tespit edilmiştir. Görüldüğü üzere, Taguchi yöntemi her bir faktör ve seviye hesaba katılarak tüm kombinasyonlar için analiz yapılmaya gerek olmadan, optimum çalışma koşulunu tespit etmeye olanak sağlamaktadır. Minimum ısı transferi; boru/kanatçık malzemesi = Alüminyum (A_1), kanatçık adımı = 3,5 mm (B_4), hava hızı = 3 m/s (C_1), hava giriş sıcaklığı = 35 °C (D_4), soğutucu akışkanın giriş sıcaklığı = 60 °C (E_1), boru sayısı = 28 (F_1), boru yüksekliği = 6 mm (G_4), soğutucu akışkan debisi = 0,2 kg/s (H_1) için elde edilmiş ve 1,631 kW olarak hesaplanmıştır ($A_1B_4C_1D_4E_1F_1G_4H_1$).

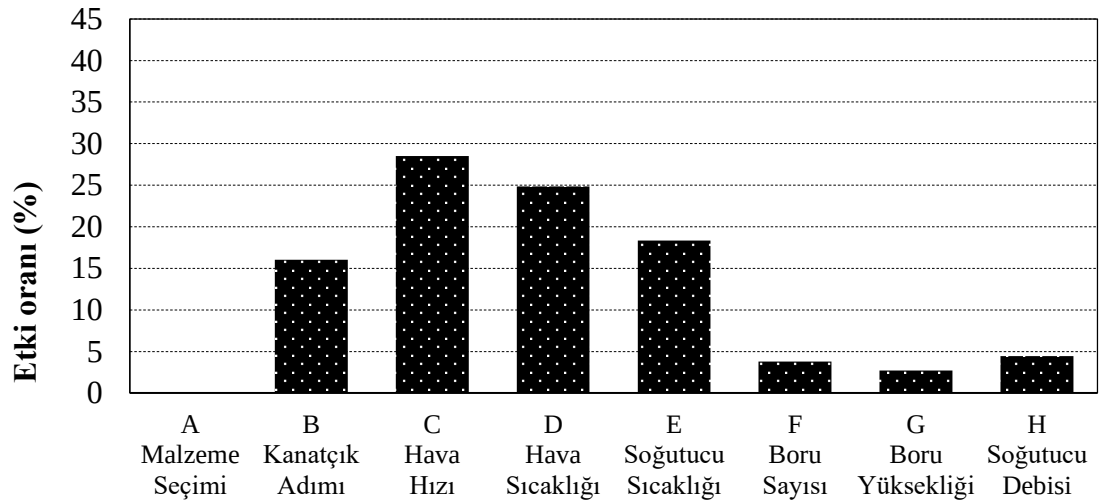


Şekil 4.36. Her bir parametrenin ısı transferi üzerine etkisi

ANOVA metodu yardımıyla hem parametrelerin etki oranları yüzdesel olarak tespit edilebilmekte hem de Taguchi yönteminden elde edilen sonuçlar doğrulanabilmektedir. Parametrelerin çalışma aralıklarına bağlı olarak ısı transfer miktarları ANOVA metoduyla analiz edilmiştir ve sonuçlar Çizelge 4.4’de verilmiştir. Parametrelerin ısı transferi üzerindeki etki oranlarının yüzdesel dağılımı ise Şekil 4.37’de sunulmuştur. Hava hızı %28,52’lik etki oranı ile radyatördeki ısı transferi üzerinde en çok etkisi olan parametre olarak tespit edilmiştir. Diğer taraftan en etkisiz parametre %0,01 etki oranı ile boru/kanatçık malzemesi olmuştur. ANOVA analizi F testi sonuçlarına göre ve %99 güven aralığı için yapılmıştır, bu nedenle boru/kanatçık malzemesinin ısı transferi üzerine etkisi istatistiksel olarak anlamsız şeklinde değerlendirilmektedir. Isı transferi üzerine hava hızından sonra önemli oranda etkili olan parametreler hava giriş sıcaklığı (%24,86), soğutucu akışkan giriş sıcaklığı (%18,35) ve kanatçık adımı (%16,04) olarak tespit edilmiştir. Bu dört parametrenin (B,C,D,E) ısı transferi üzerinde %87,77’lik bir etkiye sahip olduğu görülmektedir. ANOVA sonuçlarından elde edilen etki oranlarına göre parametrelerin ısı transferi üzerindeki önem sıralaması şu şekildedir: hava hızı (C) > hava giriş sıcaklığı (D) > soğutucu akışkan giriş sıcaklığı (E) > kanatçık adımı (B) > soğutucu debisi (H) > boru sayısı (F) > boru yüksekliği (G) > boru/kanatçık malzemesi (A). Bu sonuç Taguchi metodundan elde edilen sıralama ile birebir aynıdır ve istatistiki analiz sonuçlarını doğrulamaktadır.

Çizelge 4.4. ANOVA Tablosu (Isı transferi)

Parametre	SD	SS	MS	F	Etki Oranı (%)
A	1	0,07	0,0699	0,08	0,01
B	3	98,2	32,7332	37,9	16,04
C	3	174,593	58,1977	67,38	28,52
D	3	152,193	50,731	58,73	24,86
E	3	112,34	37,4465	43,35	18,35
F	3	23,112	7,7039	8,92	3,78
G	3	16,692	5,5641	6,44	2,73
H	3	27,249	9,0831	10,52	4,45
Hata	9	7,774	0,8637		1,27
Toplam	31	612,222			100,00



Şekil 4.37. Her bir parametrenin ısı transferi üzerindeki etki oranı

4.4.2 Basınç Kaybı Analizleri

Bu çalışmada istatistiksel analiz kapsamında değerlendirilmek üzere seçilen ikinci hedef fonksiyonu da soğutucu akışkan tarafındaki basınç kaybıdır. Normalde hava tarafında yapılan değişikliklerin soğutucu akışkan tarafındaki basınç kaybını etkilemeyeceğini daha önceki tecrübelerimizden ve literatürde yapılan çalışmalardan tahmin edebiliriz. Fakat daha rahat bir karşılaştırma yapılabilmesi için soğutucu akışkan tarafındaki basınç kaybı için yapılan istatistiksel analizde de ısı transferi analizlerinde göz önünde bulundurulmuş tüm parametreler hesaplamalara katılmıştır. Sonuç olarak bu analizlerde de Çizelge 4.1’de verilen parametreler ve seviyeler kullanılmıştır.

Parametreler ve seviyeler aynı olduğundan toplam *SD* yine 31 olarak hesaplanır ve Taguchi tekniği tarafından önerilen $L_{32} (2^{1.47})$ ortogonal dizisi bu çalışma için de kullanılabilir (Çizelge 4.5). Bu çizelgenin oluşturulmasından, örnek bir analiz için hesaplamaların yapılmasından ısı transferi için yapılan Taguchi analizi bölümünde detaylı olarak bahsedilmiştir. Bu nedenle soğutucu akışkan tarafındaki basınç kaybı için yapılan istatistiki analizlerin sadece sonuçları verilmiş ve bu sonuçlar yorumlanmıştır.

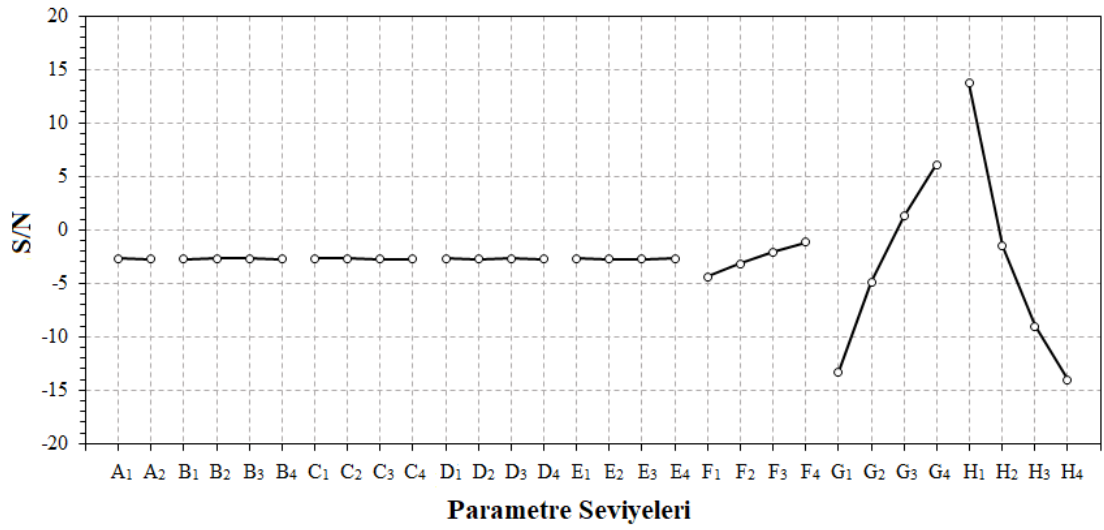
Çizelge 4.5. L₃₂ ortogonal dizisi için basınç kaybı ve S/N oranları tablosu

Analiz no.	Parametreler								ΔP (kPa)	S/N
	A	B	C	D	E	F	G	H		
1	1	1	1	1	1	1	1	1	0,84	1,514
2	1	1	2	2	2	2	2	2	1,62	-4,190
3	1	1	3	3	3	3	3	3	1,66	-4,402
4	1	1	4	4	4	4	4	4	1,52	-3,637
5	1	2	1	1	2	2	3	3	1,88	-5,483
6	1	2	2	2	1	1	4	4	2,21	-6,888
7	1	2	3	3	4	4	1	1	0,58	4,731
8	1	2	4	4	3	3	2	2	1,43	-3,107
9	1	3	1	2	3	4	1	2	3,39	-10,604
10	1	3	2	1	4	3	2	1	0,24	12,396
11	1	3	3	4	1	2	3	4	3,34	-10,475
12	1	3	4	3	2	1	4	3	1,24	-1,868
13	1	4	1	2	4	3	3	4	2,96	-9,426
14	1	4	2	1	3	4	4	3	0,86	1,310
15	1	4	3	4	2	1	1	2	4,92	-13,839
16	1	4	4	3	1	2	2	1	0,28	11,057
17	2	1	1	4	1	4	2	3	3,05	-9,686
18	2	1	2	3	2	3	1	4	15,82	-23,984
19	2	1	3	2	3	2	4	1	0,08	21,938
20	2	1	4	1	4	1	3	2	0,92	0,724
21	2	2	1	4	2	3	4	1	0,07	23,098
22	2	2	2	3	1	4	3	2	0,63	4,013
23	2	2	3	2	4	1	2	3	4,43	-12,928
24	2	2	4	1	3	2	1	4	17,88	-25,047
25	2	3	1	3	3	1	2	4	7,87	-17,919
26	2	3	2	4	4	2	1	3	10,06	-20,052
27	2	3	3	1	1	3	4	2	0,4	7,959
28	2	3	4	2	2	4	3	1	0,11	19,172
29	2	4	1	3	4	2	4	2	0,45	6,936
30	2	4	2	4	3	1	3	1	0,16	15,918
31	2	4	3	1	2	4	2	4	5,43	-14,696
32	2	4	4	2	1	3	1	3	8,91	-18,998

Çizelge 4.5’de elde edilen S/N oranlarını kullanarak, Taguchi metodu ile ortalama S/N oranları ve parametrelerin soğutucu akışkan tarafındaki basınç kaybı açısından önem sıralamasını veren Çizelge 4.6 oluşturulmuştur. Şekil 4.38’de de incelenen her parametrenin soğutucu akışkan tarafındaki basınç kaybı üzerindeki etkisi görülmektedir. Bu şekilden anlaşılabileceği gibi boru sayısı (F), boru yüksekliği (G) ve soğutucu akışkan debisi (H) dışındaki parametrelerin basınç kaybı üzerine herhangi bir etkisi yoktur ki bu daha önce de söylediğimiz gibi beklenen bir sonuçtur. Çizelge 4.6’da elde edilen önem sıralaması şu şekildedir: soğutucu debisi (H) > boru yüksekliği (G) > boru sayısı (F) > soğutucu akışkan giriş sıcaklığı (E) > hava giriş sıcaklığı (D) > kanatçık adımı (B) > boru/kanatçık malzemesi (A) > hava hızı (C). En önemli üç parametre dışındaki parametrelerin soğutucu akışkan tarafındaki basınç kaybına etkilerinin olmadığı görsel olarak Şekil 4.38’den anlaşılmaktadır. İstatistiki analizlerin doğası gereği az da olsa hesaplamalarda hata payı olmaktadır ve ilk üç sıradaki parametrenin dışındaki parametrelerin de sıraya dizilmesi bu hataların sonucudur. Bu parametrelerin istatistiksel olarak bir anlam ifade etmedikleri ANOVA metodundan elde edilecek sonuçlardan anlaşılabilecektir.

Çizelge 4.6. Ortalama S/N oranları ve parametrelerin önem sıralaması (Basınç kaybı)

Seviye	Parametre							
	A	B	C	D	E	F	G	H
1	-2,682	-2,715	-2,696	-2,665	-2,688	-4,411	-13,28	13,728
2	-2,722	-2,701	-2,685	-2,74	-2,724	-3,165	-4,884	-1,514
3		-2,674	-2,714	-2,68	-2,739	-2,058	1,255	-9,013
4		-2,717	-2,713	-2,723	-2,657	-1,175	6,106	-14,01
Delta	0,04	0,043	0,029	0,075	0,082	3,236	19,391	27,737
Sıra	7	6	8	5	4	3	2	1



Şekil 4.38. Her bir parametrenin basınç kaybı üzerine etkisi

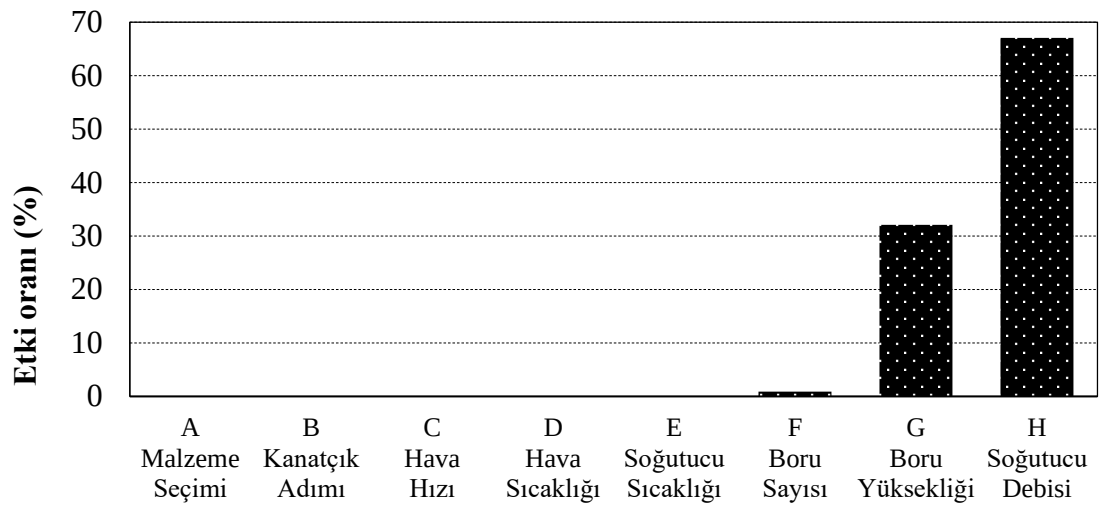
Parametrelerin çalışma aralıklarına bağlı olarak soğutucu akışkan tarafındaki basınç kaybı miktarları ANOVA metoduyla analiz edilmiştir ve sonuçlar Çizelge 4.7’de sunulmuştur. Parametrelerin basınç kaybı üzerindeki etki oranlarının yüzdesel dağılımı ise Şekil 4.39’da grafiksel olarak gösterilmiştir. Soğutucu akışkan debisi %67,05’lük etki oranı ile soğutucu akışkan tarafındaki basınç kaybı üzerinde en çok etkisi olan parametre olarak tespit edilmiştir. Boru yüksekliği %32,06’lık etki oranı ile soğutucu akışkan debisinden sonra gelen en önemli ikinci parametredir. Soğutucu akışkan tarafındaki basınç kaybına etkisi olan son parametre ise yaklaşık %1’lik etki oranına sahip olan boru sayısıdır. ANOVA sonuçlarından da görülmektedir ki diğer parametrelerin soğutucu tarafındaki basınç kaybına etkisi yoktur. %99 güven aralığı için yapılan ANOVA analizi sonuçlarına göre de bu parametreler (A, B, C, D, E) istatistiksel olarak anlamsız olarak değerlendirilmektedir. Bu sebeplerden dolayı A, B, C, D ve E parametreleri değerlendirme dışında tutulduğunda, diğer üç parametrenin soğutucu akışkan tarafındaki basınç kaybı üzerindeki önem sıralaması hem Taguchi hem de ANOVA metodu ile şu şekilde elde edilmiştir: soğutucu debisi (H) > boru yüksekliği (G) > boru sayısı (F).

Şekil 4.38’de incelenen her parametrenin hangi seviyesinde minimum basınç kaybı değerini vereceği anlaşılmaktadır. Basınç kaybı için yapılan bu optimizasyon çalışmasında her bir parametrenin maksimum S/N’yi veren seviyesi basınç kaybını minimum seviyeyi göstermektedir. Bu bağlamda, boru sayısı = 46 (F₄), boru yüksekliği

= 6 mm (G_4), soğutucu akışkan debisi = 0,2 kg/s (H_1) minimum basınç kaybını veren optimum çalışma ve dizayn koşulu olarak tespit edilmiştir. (Diğer parametrelerin soğutucu akışkan tarafındaki basınç kaybına etkisi olmadığı, bu nedenle bundan sonraki kısımlarda değerlendirilmeye alınmadığı hatırlanmalıdır.) Optimum koşul ($F_4G_4H_1$) için analiz yapıldığında radyatörün soğutucu akışkan tarafındaki basınç kaybı miktarı 0,120 kPa olarak tespit edilmiştir. En yüksek basınç kaybı ise; boru sayısı = 28 (F_1), boru yüksekliği = 3 mm (G_1), soğutucu akışkan debisi = 1,25 kg/s (H_4) için elde edilmiş ve 20,677 kPa olarak hesaplanmıştır ($F_1G_1H_4$).

Çizelge 4.7. ANOVA Tablosu (Basınç kaybı)

Parametre	SD	SS	MS	F	Etki Oranı (%)
A	1	0,01	0,01	4,53	0
B	3	0,01	0	1,12	0
C	3	0	0	0,56	0
D	3	0,03	0,01	3,51	0
E	3	0,03	0,01	3,85	0
F	3	47,06	15,69	5527,82	0,9
G	3	1679,98	559,99	197344,51	32,06
H	3	3512,34	1170,78	412589,96	67,04
Hata	9	0,03	0		0
Toplam	31	5239,49			100



Şekil 4.39. Her bir parametrenin basınç kaybı üzerindeki etki oranı

4.4.3 Çoklu Optimizasyon Çalışması

Tez çalışması kapsamında ilk olarak ısı transferi üzerine bir optimizasyon çalışması yapılmış ve ısı transferi üzerinde etkili olan parametreler tespit edilmiştir. Ardından soğutucu akışkan tarafındaki basınç kaybı için de benzer çalışma yapılmış ve etkili parametreler tespit edilmiştir. Son olarak bu bölümde de hem ısı transferi hem de basınç kaybı aynı anda hesaba katılmış ve Gri ilişkiler analizi ile çoklu optimizasyon çalışması yapılmıştır. Bunun nedeni parametrelerin her iki hedef fonksiyonu üzerlerindeki etkilerinin farklı olmasıdır. Bir parametredeki değerin artışı ısı transferinde artışa sebep olurken, basınç kaybında da artışa sebep olabilmektedir. Yani ilgili parametreyi arttırmak ısı transferi açısından olumlu etki yapıyorken, diğer taraftan basınç kaybı için olumsuz bir etki oluşturabilmektedir. Diğer taraftan basınç kaybı için hiçbir etkisi olmayan bir parametre, ısı transferi üzerinde önemli bir etkiye sahip olabilmektedir.

Çoklu optimizasyon çalışmasında hem ısı transferine hem de basınç kaybına etkisi olan parametreler tespit edilip analizler buna göre yapılmıştır. Isı transferi üzerinde toplamda %87,77'lik etkiye sahip olan 4 parametre yani hava hızı, hava giriş sıcaklığı, soğutucu akışkan giriş sıcaklığı ve kanatçık adımı çoklu optimizasyon çalışması için seçilen parametreler olmuştur. Etki oranları %5'in altında olan boru/kanatçık malzemesi, boru sayısı, boru yüksekliği ve soğutucu akışkan debisi bu bölümdeki hesaplamalara katılmamıştır. Basınç kaybı üzerinde ise toplamda %99'luk etkiye sahip olan iki parametre olduğu tespit edilmiştir ve bu parametreler (soğutucu akışkan debisi ve boru yüksekliği) optimizasyon çalışmasına dahil edilen diğer parametreler olmuştur. Yani toplamda ısı transferine ve basınç kaybına etkisi olan altı parametre çoklu optimizasyon çalışması için seçilmiştir. Tez çalışması kapsamında yapılan tüm istatistiksel analizlerde tutarlılık olması açısından parametrelerin en düşük ve en yüksek seviyeleri (çalışma aralıkları) sabit tutulmuştur. Çoklu optimizasyon çalışması için seçilen parametreler ve seviyeleri Çizelge 4.8'de verilmiştir.

Çizelge 4.8. Çoklu optimizasyon çalışması için seçilen parametreler ve seviyeleri

Sembol	Parametre	Seviyeler		
		1	2	3
A	Soğutucu akışkan debisi (kg/s)	0,2	0,725	1,25
B	Boru yüksekliği (mm)	3	4,5	6
C	Hava hızı (m/s)	3	9	15
D	Hava giriş sıcaklığı (°C)	5	20	35
E	Soğutucu giriş sıcaklığı (°C)	60	75	90
F	Kanatçık adımı (mm)	0,5	2	3,5

Çizelge 4.8’de görüldüğü üzere üç seviyeye sahip altı faktör olduğundan toplam *SD* 26 olarak hesaplanır. Taguchi analizi yapılırken, seçilen ortogonal dizisinin serbestlik derecesinin toplam *SD*’den daha büyük olması gerektiği için çoklu optimizasyon çalışmasında Taguchi tekniği tarafından önerilen $L_{27} (3^6)$ ortogonal dizisi seçilmiştir (Çizelge 4.9).

İlk olarak seçilen ortogonal dizisindeki parametre ve seviyeler kullanılarak 27 farklı analiz için hem radyatördeki ısı transferi miktarı hem de soğutucu akışkan tarafındaki basınç kaybı miktarı hesaplanmıştır. Hesaplanan değerler Çizelge 4.9’da verilmiştir.

Daha sonra elde edilen ısı transferi ve basınç kaybı değerlerinden faydalanarak referans serisinin oluşturulması gerekmektedir. Referans serisi oluşturulurken ısı transferinin maksimize edilmesi istendiği için 27 analiz içerisindeki en büyük değer seçilmiştir. Diğer taraftan basınç kaybının minimize edilmesi istendiği için 27 analiz içerisinde en küçük değer seçilmiş ve bu değerler referans değer olarak Çizelge 4.10’da gösterilmiştir. Isı transferi için referans değer 27,93 kW, basınç kaybı için referans değer ise 0,08 kPa olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.9. L₂₇ ortogonal dizisinde hesaplanan ısı transferi ve basınç kaybı değerleri

Analiz no.	Parametreler						Q (kW)	ΔP (kPa)
	A	B	C	D	E	F		
1	1	1	1	1	1	1	9,048	0,72
2	1	1	1	1	2	2	7,622	0,72
3	1	1	1	1	3	3	7,622	0,72
4	1	2	2	2	1	1	8,094	0,19
5	1	2	2	2	2	2	8,01	0,19
6	1	2	2	2	3	3	8,829	0,19
7	1	3	3	3	1	1	4,971	0,08
8	1	3	3	3	2	2	6,028	0,08
9	1	3	3	3	3	3	7,444	0,08
10	2	1	2	3	1	2	5,197	6,89
11	2	1	2	3	2	3	6,794	6,89
12	2	1	2	3	3	1	18,123	6,89
13	2	2	3	1	1	2	12,326	1,8
14	2	2	3	1	2	3	13,38	1,8
15	2	2	3	1	3	1	27,93	1,8
16	2	3	1	2	1	2	4,142	0,73
17	2	3	1	2	2	3	4,861	0,73
18	2	3	1	2	3	1	11,216	0,73
19	3	1	3	2	1	3	8,973	17,88
20	3	1	3	2	2	1	23,832	17,88
21	3	1	3	2	3	2	19,129	17,88
22	3	2	1	3	1	3	2,269	4,66
23	3	2	1	3	2	1	7,453	4,66
24	3	2	1	3	3	2	6,132	4,66
25	3	3	2	1	1	3	8,922	1,91
26	3	3	2	1	2	1	18,774	1,91
27	3	3	2	1	3	2	15,991	1,91

Bir sonraki adım normalizasyon matrisinin oluşturulmasıdır. Tez çalışması kapsamında ısı transferinin maksimize edilmesi istendiği için “En Büyük-En İyi”, basınç kaybının ise minimize edilmesi istendiği için “En Küçük-En İyi” performans karakteristiği kullanılmıştır. Böylelikle hem ısı transferi hem de basınç kaybı için her bir analiz sonucu eşitlik (3.36) ve (3.37) kullanılarak 0-1 arasında bir değere normalize edilmiştir.

Oluşturulan normalizasyon matrisi de Çizelge 4.10’da verilmiştir. Normalizasyon matrisi için hem ısı transferi için hem de basınç kaybı için referans değeri 1 olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 4.10. Isı transferi ve basınç kaybı için referans serisi ve normalizasyon matrisi

	Referans Serisi		Normalizasyon Matrisi	
	Q (kW)	ΔP (kPa)	Q	ΔP
Referans	27,930	0,080	1,000	1,000
1	9,048	0,720	0,264	0,964
2	7,622	0,720	0,209	0,964
3	7,622	0,720	0,209	0,964
4	8,094	0,190	0,227	0,994
5	8,010	0,190	0,224	0,994
6	8,829	0,190	0,256	0,994
7	4,971	0,080	0,105	1,000
8	6,028	0,080	0,146	1,000
9	7,444	0,080	0,202	1,000
10	5,197	6,890	0,114	0,617
11	6,794	6,890	0,176	0,617
12	18,123	6,890	0,618	0,617
13	12,326	1,800	0,392	0,903
14	13,380	1,800	0,433	0,903
15	27,930	1,800	1,000	0,903
16	4,142	0,730	0,073	0,963
17	4,861	0,730	0,101	0,963
18	11,216	0,730	0,349	0,963
19	8,973	17,880	0,261	0,000
20	23,832	17,880	0,840	0,000
21	19,129	17,880	0,657	0,000
22	2,269	4,660	0,000	0,743
23	7,453	4,660	0,202	0,743
24	6,132	4,660	0,151	0,743
25	8,922	1,910	0,259	0,897
26	18,774	1,910	0,643	0,897
27	15,991	1,910	0,535	0,897

Sonraki adım normalize edilmiş değerlerin referans değerine olan uzaklıklarının hesaplanarak uzaklık matrisinin oluşturulmasıdır. Uzaklık matrisi Çizelge 4.11’de

verilmiştir. Uzaklık matrisi de elde edildikten sonra gerçek değerlerle ve normalize edilmiş değerler arasındaki ilişkiyi ifade eden katsayı matrisi eşitlik (3.38)-(3.41) kullanılarak oluşturulmuştur. Katsayı matrisi hesaplanırken ϕ katsayısı 0,5 olarak alınmıştır. Oluşturulan katsayı matrisi de Çizelge 4.11’de verilmiştir.

Çizelge 4.11. Isı transferi ve basınç kaybı için uzaklık ve katsayı matrisi

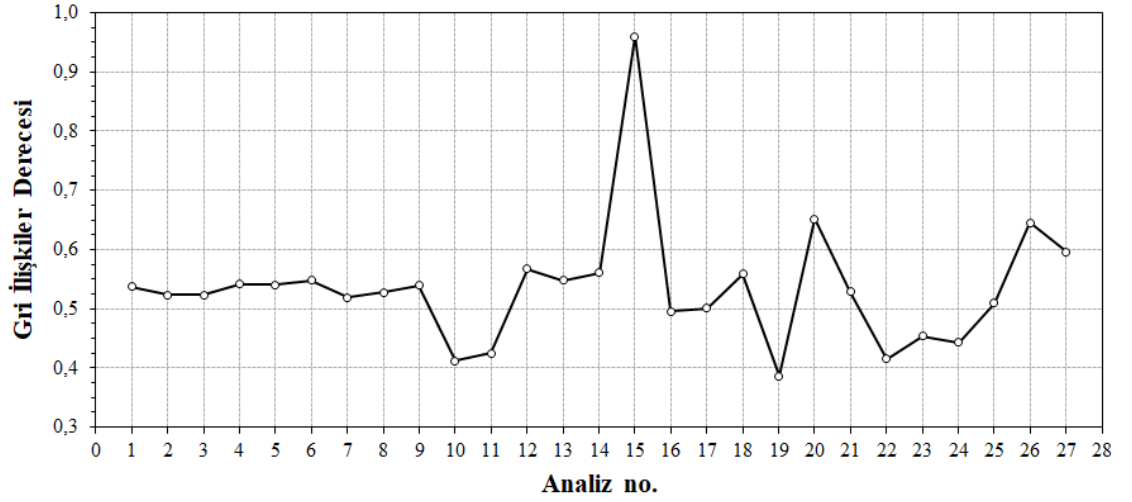
	Uzaklık Matrisi		Katsayı Matrisi	
	Q	ΔP	Q	ΔP
Referans	1,000	1,000	1,000	1,000
1	0,736	0,036	0,405	0,933
2	0,791	0,036	0,387	0,933
3	0,791	0,036	0,387	0,933
4	0,773	0,006	0,393	0,988
5	0,776	0,006	0,392	0,988
6	0,744	0,006	0,402	0,988
7	0,895	0,000	0,358	1,000
8	0,854	0,000	0,369	1,000
9	0,798	0,000	0,385	1,000
10	0,886	0,383	0,361	0,567
11	0,824	0,383	0,378	0,567
12	0,382	0,383	0,567	0,567
13	0,608	0,097	0,451	0,838
14	0,567	0,097	0,469	0,838
15	0,000	0,097	1,000	0,838
16	0,927	0,037	0,350	0,932
17	0,899	0,037	0,357	0,932
18	0,651	0,037	0,434	0,932
19	0,739	1,000	0,404	0,333
20	0,160	1,000	0,758	0,333
21	0,343	1,000	0,593	0,333
22	1,000	0,257	0,333	0,660
23	0,798	0,257	0,385	0,660
24	0,849	0,257	0,371	0,660
25	0,741	0,103	0,403	0,829
26	0,357	0,103	0,584	0,829
27	0,465	0,103	0,518	0,829

Tez çalışmasındaki asıl amaç ısı transferini maksimize etmek olduğu için ağırlık faktörleri ısı transferi ve basınç kaybı için sırasıyla 0,75 ve 0,25 olarak seçilmiştir. Katsayı matrisinde verilen değerler ve ağırlık faktörleri kullanılarak referans değeri ve normalizasyon serisi arasındaki korelasyon seviyesini gösteren gri ilişkiler dereceleri hesaplanmıştır. Çizelge 4.12’de her bir analiz için hesaplanan gri ilişkiler derecesi ve bu sonuçların sıralaması verilmiştir.

Çizelge 4.12. Gri ilişkiler derecesi ve sıralaması

Analiz no.	Gri İlişkiler Derecesi	Sıralama
1	0,537	13
2	0,524	16
3	0,524	17
4	0,542	10
5	0,541	11
6	0,548	8
7	0,519	18
8	0,527	15
9	0,539	12
10	0,412	26
11	0,425	24
12	0,567	5
13	0,548	9
14	0,561	6
15	0,960	1
16	0,496	21
17	0,501	20
18	0,559	7
19	0,386	27
20	0,652	2
21	0,528	14
22	0,415	25
23	0,454	22
24	0,443	23
25	0,510	19
26	0,645	3
27	0,596	4

Şekil 4.40’da gri ilişkiler derecesinin değişim grafiği verilmiştir. En büyük gri ilişkiler derecesine sahip analiz, maksimum çoklu performans karakteristiğini vermektedir. Bu çalışmada da 15 nolu analizin bu çalışma koşullarında en iyi çoklu performans karakteristiğine sahip olduğu görülmektedir.



Şekil 4.40. Maksimum çoklu performans karakteristiği için gri ilişkiler dereceleri

Gri ilişkiler dereceleri hesaplandıktan sonra analiz faktörlerinin yeni seviyeleri hesaplanmıştır. Çizelge 4.13’de her bir faktör seviyesinin hangi analizlerde kullanıldığı ve buna bağlı olarak hesaplanan gri ilişkiler derece ortalamaları verilmiştir.

Çizelge 4.13. Faktör seviyelerinin yeniden hesaplanması

Faktör ve Seviyesi	Analiz no.	Gri İlişkiler Derecesi Ortalaması
A1	1,2,3,4,5,6,7,8,9	0,5333
A2	10,11,12,13,14,15,16,17,18	0,5586
A3	19,20,21,22,23,24,25,26,27	0,5143
B1	1,2,3,10,11,12,19,20,21	0,5060
B2	4,5,6,13,14,15,22,23,24	0,5568
B3	7,8,9,16,17,18,25,26,27	0,5434
C1	1,2,3,16,17,18,22,23,24	0,4946
C2	4,5,6,10,11,12,25,26,27	0,5317
C3	7,8,9,13,14,15,19,20,21	0,5799
D1	1,2,3,13,14,15,25,26,27	0,6003
D2	4,5,6,16,17,18,19,20,21	0,528
D3	7,8,9,10,11,12,22,23,24	0,4778
E1	1,4,7,10,13,16,19,22,25	0,4849
E2	2,5,8,11,14,17,20,23,26	0,5366
E3	3,6,9,12,15,18,21,24,27	0,5847
F1	1,4,7,12,15,18,20,23,26	0,6036
F2	2,5,8,10,13,16,21,24,27	0,5127
F3	3,6,9,11,14,17,19,22,25	0,4898

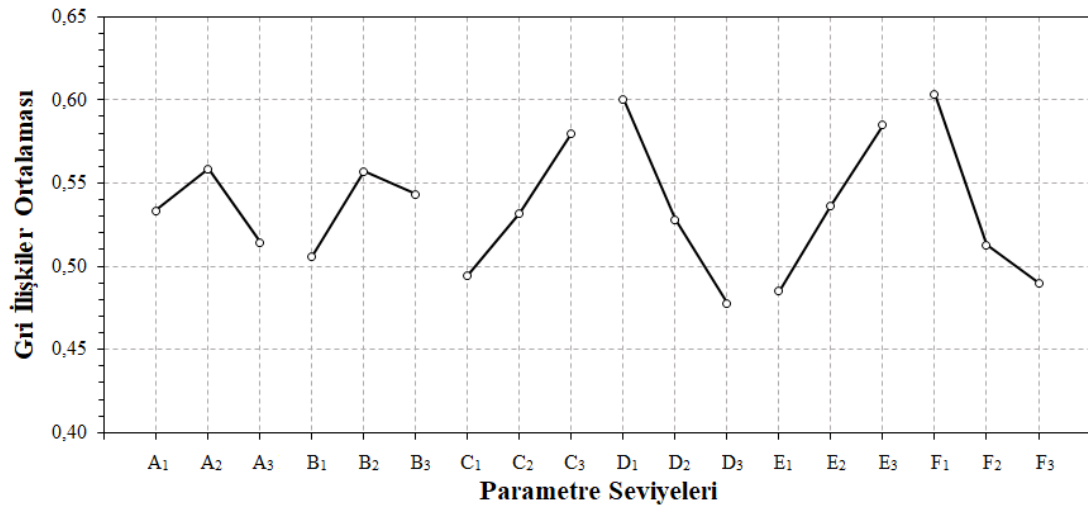
Çizelge 4.13’de gri ilişkiler derece ortalamalarını kullanarak, parametrelerin çoklu performans karakteristiği açısından önem sıralamasını veren Çizelge 4.14 oluşturulmuştur. Buradan, parametrelerin çoklu performans karakteristiği üzerindeki önem sıralaması şu şekilde elde edilmiştir: hava giriş sıcaklığı (D) > kanatçık adımı (F) > soğutucu akışkan giriş sıcaklığı (E) > hava hızı (C) > boru yüksekliği (B) > soğutucu debisi (A). Şekil 4.41’de de incelenen her parametrenin çoklu performans karakteristiği üzerindeki etkisi görülmektedir. Maksimum çoklu performans karakteristiğini elde etmek için her parametrenin en yüksek gri ilişkiler ortalamasına sahip seviyesini kullanmak gerekmektedir. Bu bağlamda, soğutucu akışkan debisi = 0,725 kg/s (A₂), boru yüksekliği = 4,5 mm (B₂), hava hızı = 15 m/s (C₃), hava giriş sıcaklığı = 5 °C (D₁), soğutucu akışkan giriş sıcaklığı = 90 °C (E₃), kanatçık adımı = 0,5 mm (F₁) maksimum çoklu performans karakteristiğini veren optimum çalışma ve dizayn koşulu olarak tespit edilmiştir. Isı transferi ve basınç kaybı için yapılan optimizasyon çalışmaları dikkatli irdelendiğinde,

soğutucu akışkan debisi ve boru yüksekliğindeki artış/azalışların ısı transferi ve basınç kaybını ters bir şekilde etkilediği görülmektedir. Soğutucu akışkan debisini arttırmak ısı transferini olumlu yönde etkilerken, basınç kaybını artırmaktadır. Boru yüksekliğini arttırmanın da ısı transferi üzerinde olumsuz bir etkisi olsa da basınç kaybını azaltmaktadır. Yapılan çoklu optimizasyon çalışmasında bu iki parametre için (A ve B) optimum değerlerin elde edildiği görülmektedir (Şekil 4.41).

Çoklu performans karakteristiği açısından optimum koşulda ($A_2B_2C_3D_1E_3F_1$) analiz yapıldığında radyatördeki ısı transfer miktarı 27,932 kW, soğutucu akışkan tarafındaki basınç kaybı ise 1,8 kPa olarak hesap edilmiştir. Bu değerler, verilen çalışma koşulları altında ısı transferini olabildiğince yüksek ve aynı zamanda basınç kaybını da olabildiğince düşük tutarak optimum çalışma ve dizayn koşulunda elde edilecek değerlerdir. Ayrıca bu koşul ($A_2B_2C_3D_1E_3F_1$) Çizelge 4.9’da verilen 27 analiz koşulu içerisinde yer almaktadır (15 nolu analiz). Çoklu performans karakteristiği açısından en kötü çalışma ve dizayn koşulu ise; soğutucu akışkan debisi = 1,25 kg/s (A_3), kanatçık adımı = 3 mm (B_1), hava hızı = 3 m/s (C_1), hava giriş sıcaklığı = 35 °C (D_3), soğutucu akışkan giriş sıcaklığı = 60 °C (E_1), kanatçık adımı = 3,5 mm (F_3) için elde edilmiş ve bu koşulda ısı transferi 2,589 kW, soğutucu akışkan tarafındaki basınç kaybı ise 17,88 kPa olarak hesaplanmıştır ($A_3B_1C_1D_3E_1F_3$). Bu koşul Çizelge 4.9’da verilen 27 analiz koşulu içerisinde yer almamaktadır, Taguchi yöntemi ile elde edilmiştir.

Çizelge 4.14. Gri ilişkiler derecesi ortalamaları ve parametrelerin önem sıralaması

Seviye	Parametre					
	A	B	C	D	E	F
1	0,5333	0,506	0,4946	0,6003	0,4849	0,6036
2	0,5586	0,5568	0,5317	0,528	0,5366	0,5127
3	0,5143	0,5434	0,5799	0,4778	0,5847	0,4898
Delta	0,0444	0,0508	0,0853	0,1225	0,0999	0,1138
Sıra	6	5	4	1	3	2

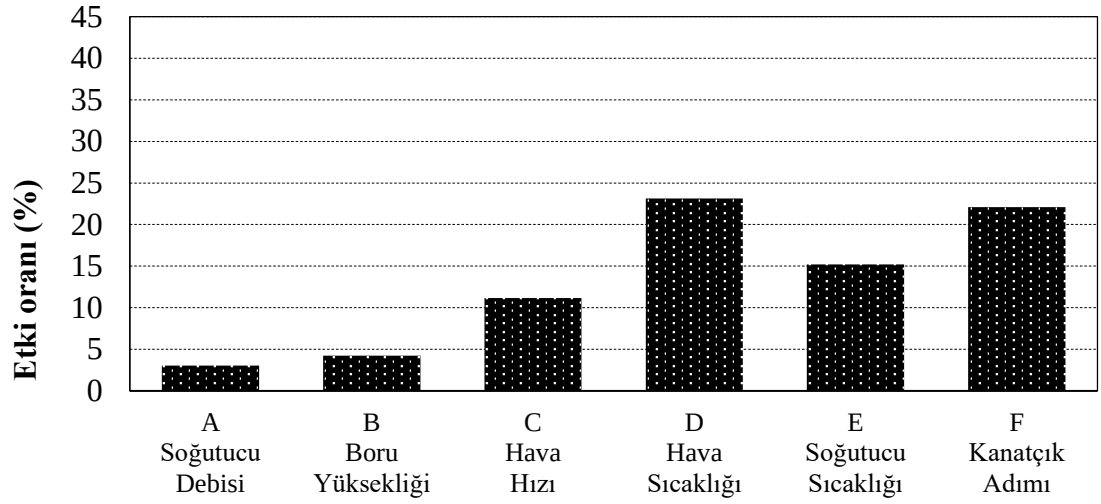


Şekil 4.41. Her bir parametrenin çoklu performans karakteristiği üzerine etkisi

Çoklu optimizasyon çalışmasının son adımında ANOVA metodu ile parametrelerin etki oranları hesaplanmıştır ve sonuçlar Çizelge 4.15’de sunulmuştur. Parametrelerin çoklu performans karakteristiği üzerindeki etki oranlarının yüzdesel dağılımı ise Şekil 4.42’de grafiksel olarak gösterilmiştir. Hava giriş sıcaklığı (%23,12) ve kanatçık adımı (%22,11) çoklu performans karakteristiği üzerinde en çok etkisi olan parametreler olarak tespit edilmiştir. Bunları takiben %15,22’lik oran ile soğutucu giriş sıcaklığı ve %11,16’lık oran ile hava hızı gelmektedir. Boru yüksekliğinin (%4,23) ve soğutucu debisinin (%3,02) etkisinin diğer parametrelerle kıyaslandığında oldukça düşük olduğu görülmektedir. ANOVA sonuçlarından elde edilen etki oranlarına göre parametrelerin çoklu performans karakteristiği üzerindeki önem sıralaması şu şekildedir: hava giriş sıcaklığı (D) > kanatçık adımı (F) > soğutucu akışkan giriş sıcaklığı (E) > hava hızı (C) > boru yüksekliği (B) > soğutucu debisi (A). Bu sonuç Çizelge 4.14’den elde edilen sıralama ile birebir aynıdır ve istatistiki analiz sonuçlarını doğrulamaktadır.

Çizelge 4.15. ANOVA Tablosu (Çoklu performans karakteristiği)

Parametre	SD	SS	MS	F	Etki Oranı (%)
<i>A</i>	2	0,008918	0,004459	1	3,02
<i>B</i>	2	0,012483	0,006242	1,4	4,23
<i>C</i>	2	0,03294	0,01647	3,7	11,16
<i>D</i>	2	0,068225	0,034112	7,66	23,12
<i>E</i>	2	0,044915	0,022457	5,04	15,22
<i>F</i>	2	0,065242	0,032621	7,32	22,11
Hata	14	0,062375	0,004455		21,14
Toplam	26	0,295098			100



Şekil 4.42. Her bir parametrenin çoklu performans karakteristiği üzerindeki etki oranı

5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Bu tez çalışması kapsamında taşıt radyatörlerinin termal ve hidrolik performansı üzerine kapsamlı analizler yapılmıştır. Çalışmanın ilk kısmında özel olarak üretilmiş kanatçıklı ve kanatçıksız radyatör modelleri kullanılarak farklı hava hızı ve soğutucu debileri için deneyler yapılarak radyatörün ısı transferi ve basınç kaybı karakteristikleri belirlenmiştir. Daha sonra radyatördeki ısı transferi ve basınç kaybını hesaplamak amacıyla bir program oluşturulmuştur. Bu programdan elde edilen çıktılar ile deneysel çalışmanın sonuçları kullanılarak bir validasyon çalışması yapılmıştır. Bir sonraki kısımda radyatördeki temel hedeflerden olan ısı performans ve basınç kaybı karakteristiklerinin iyileştirilmesi üzerine etkili parametreler (soğutucu tarafındaki taşınım katsayısı, hava tarafındaki taşınım katsayısı, kanatçık verimi, toplam kanatçık etkenliği, radyatördeki ısı transferi ve soğutucu akışkan tarafındaki basınç kaybı) için kapsamlı bir parametrik çalışma yapılmıştır.

Son olarak radyatörün ısı ve hidrolik performansları hem ayrı ayrı hem birlikte istatistiki yaklaşımla incelenmiştir. İlk önce Taguchi ve ANOVA yöntemleri kullanılarak ısı transferine etki eden parametrelerin önem sıralaması, etki ağırlıkları, optimum dizayn ve çalışma koşulları tespit edilmiştir. Daha sonra aynı işlemler soğutucu akışkan tarafındaki basınç kaybı için de uygulanmış, basınç kayıpları üzerinde etkili parametreler, bu parametrelerin etki ağırlıkları, optimum dizayn ve çalışma koşulları tespit edilmiştir. Ardından hem ısı transferi hem de basınç kaybı birlikte ele alınarak değerlendirilmiş ve ısı performansını iyileştirirken basınç kayıplarını minimize eden hedef fonksiyonu Gri İlişkiler Analiz yöntemiyle çözümlenmiştir. Tez çalışması kapsamında elde edilen sonuçlar aşağıda maddeler halinde verilmiştir:

- Oluşturulan programdan elde edilen sonuçlar, tez kapsamında yapılan deney sonuçları ile karşılaştırılmış ve sonuçlar birbirine oldukça yakın çıkmıştır. Böylece oluşturulan bu program ile radyatörün ısı performans ve basınç kaybı hesaplamalarının güvenle yapılabileceği sonucuna varılmıştır.
- Parametrik çalışmadan elde edilen sonuçlara göre; soğutucu debisi artınca soğutucu tarafındaki taşınım katsayısı da artmaktadır. Fakat boru sayısı ve boru

yüksekliği arttıkça soğutucu tarafındaki taşınım katsayısının azaldığı görülmüştür.

- Hava tarafındaki taşınım katsayısı ise hava hızı ve boru sayısı arttıkça artmaktadır. Kanatçık adımındaki artış hava tarafındaki taşınım katsayısını azaltmaktadır. Boru yüksekliği arttıkça hava tarafındaki taşınım katsayısı önce azalmakta daha sonra ise artmaktadır.
- Boru sayısı, boru yüksekliği ve kanatçık adımı arttıkça kanatçık verimi artmıştır. Hava hızı arttıkça ise kanatçık veriminin azaldığı görülmüştür.
- Toplam kanatçık etkenliğinin ise hava hızı, boru sayısı, boru yüksekliği ve kanatçık adımı arttıkça azaldığı görülmüştür.
- Isı transferini etkileyen parametrelere bakıldığı zaman, hava hızı, soğutucu debisi, boru sayısı ve soğutucu giriş sıcaklığı arttıkça radyatördeki ısı transferinin de arttığı görülmüştür. Fakat boru yüksekliğindeki, kanatçık adımındaki ve hava giriş sıcaklığındaki artışın ısı transferini azalttığı görülmüştür.
- Soğutucu debisi arttıkça soğutucu tarafındaki basınç kaybının da arttığı görülmüştür. Tersî şekilde boru sayısı ve boru yüksekliği arttıkça ise soğutucu tarafındaki basınç kaybı azalmıştır.
- Radyatördeki ısı transferini etkileyen parametreler üzerine yapılan istatistiki analiz sonucunda, bu parametrelerin ısı transferi üzerindeki önem sıralaması ve etki oranları şu şekilde elde edilmiştir: hava hızı (%28,52) > hava giriş sıcaklığı (%24,86) > soğutucu akışkan giriş sıcaklığı (%18,35) > kanatçık adımı (%16,04) > soğutucu debisi (%4,45) > boru sayısı (%3,78) > boru yüksekliği (%2,73) > boru/kanatçık malzemesi (%0,01). Buradan ısı transferi üzerindeki en etkili parametrenin hava hızı, en az etkiye sahip parametrenin ise boru/kanatçık malzemesi olduğu görülmektedir. Isı transferini maksimize eden çalışma ve dizayn koşulu; boru/kanatçık malzemesi = Bakır, kanatçık adımı = 0,5 mm, hava hızı = 15 m/s, hava giriş sıcaklığı = 5 °C, soğutucu akışkanın giriş sıcaklığı = 90 °C, boru sayısı = 46, boru yüksekliği = 3 mm, soğutucu akışkan debisi = 1,25 kg/s olarak tespit edilmiştir. Bu koşullar sağlandığında radyatördeki ısı transfer miktarı 43,676 kW olarak hesaplanmıştır.
- Radyatörde soğutucu akışkan tarafındaki basınç kaybını etkileyen parametreler üzerine yapılan istatistiki analiz sonucunda, bu parametrelerin basınç kaybı

üzerindeki önem sıralaması ve etki oranları şu şekilde elde edilmiştir: soğutucu debisi (%67,04) > boru yüksekliği (%32,06) > boru sayısı (%0,9). Bu üç parametre dışındaki parametrelerin soğutucu akışkan tarafındaki basınç kaybına etkilerinin olmadığı tespit edilmiştir. Basınç kaybını minimize eden çalışma ve dizayn koşulu; boru sayısı = 46, boru yüksekliği = 6 mm, soğutucu akışkan debisi = 0,2 kg/s olarak tespit edilmiştir. Bu koşullar sağlandığında radyatörde soğutucu akışkan tarafındaki basınç kaybı 0,120 kPa olarak hesaplanmıştır.

- Radyatördeki ısı transferini maksimize ederken, basınç kaybını minimize eden çoklu optimizasyon çalışması sonucunda, parametrelerin çoklu performans karakteristiği üzerindeki önem sıralaması ve etki oranları şu şekilde elde edilmiştir: hava giriş sıcaklığı (%23,12) > kanatçık adımı (%22,11) > soğutucu akışkan giriş sıcaklığı (%15,22) > hava hızı (%11,16) > boru yüksekliği (%4,23) > soğutucu debisi (%3,02). Isı transferini maksimize ederken aynı zamanda basınç kaybını minimize eden yani maksimum çoklu performans karakteristiğini veren çalışma ve dizayn koşulu; soğutucu akışkan debisi = 0,725 kg/s, boru yüksekliği = 4,5 mm, hava hızı = 15 m/s, hava giriş sıcaklığı = 5 °C, soğutucu akışkan giriş sıcaklığı = 90 °C, kanatçık adımı = 0,5 mm olarak tespit edilmiştir. Çoklu performans karakteristiği açısından optimum koşulda radyatördeki ısı transfer miktarı 27,932 kW, soğutucu akışkan tarafındaki basınç kaybı ise 1,8 kPa olarak hesap edilmiştir.

KAYNAKLAR

- Acir, A., Canlı, M.E., Ata, İ., Çakıroğlu, R. 2017.** Parametric optimization of energy and exergy analyses of a novel solar air heater with grey relational analysis. *Applied Thermal Engineering*, 122:330-338.
- Ali, H.M., Ali, H., Liaquat, H., Maqsood, H.T.B., Nadir, M.A. 2015.** Experimental investigation of convective heat transfer augmentation for car radiator using ZnO-water nanofluids. *Energy*, 84:317-324.
- Bademlioglu, A.H., Canbolat, A.S., Yamankaradeniz, N., Kaynaklı, Ö. 2018.** Investigation of parameters affecting Organic Rankine Cycle efficiency by using Taguchi and ANOVA methods. *Applied Thermal Engineering*, 145:221-228.
- Barzegarian, R., Aloueyan, A., Yousefi, T. 2017.** Thermal performance augmentation using water based Al₂O₃ gamma nanofluid in a horizontal shell and tube heat exchanger under forced circulation. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 86: 52-59.
- Canbolat, A.S., Bademlioglu, A.H., Arslanoğlu, N., Kaynaklı, Ö. 2019.** Performance Optimization of Absorption Refrigeration Systems Using Taguchi, ANOVA and Grey Relational Analysis Methods. *Journal of Cleaner Production*, 229:874-885.
- Canbolat, A.S. 2014.** Otomobil Radyatörlerinin Isıl Performans Optimizasyonunun Nümerik İncelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, UÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.
- Celik, N., Pusat, G., Turgut, E. 2018.** Application of Taguchi method and grey relational analysis on a turbulated heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences*, 124: 85-97.
- Çengel, Y. 2011.** Isı ve Kütle Transferi: Pratik Bir Yaklaşım, Güven Kitabevi, İzmir, 877 s.
- Chamoli, S., Yu, P., Kumar, A. 2016.** Multi-response optimization of geometric and flow parameters in a heat exchanger tube with perforated disk inserts by Taguchi grey relational analysis. *Applied Thermal Engineering*, 103:1339-1350.
- Chen, H., Wang, Y., Zhao, Q., Ma, H., Li, Y., Chen, Z. 2014.** Experimental investigation of heat transfer and pressure drop characteristics of H-type finned tube banks. *Energies*, 7:7094-7104.
- Julong, D. 1989.** Introduction to Grey System Theory. *The Journal of Grey System*, 1:1-24.
- Sandhya, D., Reddy, M.C.S., Rao, V.V. 2016.** Improving the cooling performance of automobile radiator with ethylene glycol water based TiO₂ nanofluids. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 78:121-126.
- Dittus, F.W., Boelter, L.M.K. 1930.** Heat transfer in automobile radiators of tubular type. *University of California Press*, 2(13):443-461.
- Genceli, O.F. 1999.** Isı Değiştiricileri, Birsen Yayınevi, İstanbul, 424 s.
- Gnielinski, V. 1976.** New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *International Chemical Engineering*, 16(2):359-368.
- Goudarzi, K., Jamali, H. 2017.** Heat transfer enhancement of Al₂O₃-EG nanofluid in a car radiator with wire coil inserts. *Applied Thermal Engineering*, 118:510-517.
- Güler, K.G. 2014.** Gözenekli Ortam Yaklaşımı İle Fin Ve Tüp Tipi Araç Radyatörü Sayısal Modellemesi. *Yüksek Lisans Tezi*, ODTÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Ankara.

- Hu, Y., Yang, J., Wang, J., Wang, Q. 2018.** Investigation of hydrodynamic and heat transfer performances in grille-sphere composite pebble beds with DEM-CFD-Taguchi method. *Energy*, 155:909–920.
- Hussein, A.M., Bakar, R.A., Kadirgama, K. 2014.** Study of forced convection nanofluid heat transfer in the automotive cooling system. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2:50–61.
- Hussein, A.M., Bakar, R.A., Kadirgama, K., Sharma, K.V. 2014.** Heat transfer enhancement using nanofluids in an automotive cooling system. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 53:195–202.
- Incropera, F., Dewitt, D.P. 1993.** Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons, 1048 p.
- Kuo, C.J., Su, T., Jhang, P., Huang, C., Chiu, C. 2011.** Using the Taguchi method and grey relational analysis to optimize the flat-plate collector process with multiple quality characteristics in solar energy collector manufacturing. *Energy*, 36(5):3554–3562.
- Kays, W.M., London, A.L. 1984.** Compact heat exchangers, McGraw-Hill, New York, 335 p.
- Kılıç, M., Yiğit, A. 2010.** Isı Transferi, Alfa Aktüel, Bursa, 486 s.
- Soylu, S.K. 2018.** Otomobil Radyatörlerinde TiO₂ Esaslı Nanokışkan Kullanımının Isı Transfer Performansı Üzerine Etkisi. *Doktora Tezi*, AÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Antalya.
- Liang, Y.Y., Liu, C.C., Li, C.Z., Chen, J.P. 2015.** Experimental and simulation study on the air side thermal hydraulic performance of automotive heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 87:305–315.
- Naqiuddin, N.H., Saw, L.P., Yew, M.C., Yusof, F., Poon, H.M., Cai, Z., Thiam, H.S. 2018.** Numerical investigation for optimizing segmented micro-channel heat sink by Taguchi-Grey method. *Applied Energy*, 222:437–450.
- Oliet, C., Oliva, A., Castro, J., Perez-Segarra, C.D. 2007.** Parametric studies on automotive radiators. *Applied Thermal Engineering*, 27:2033–2043.
- Oliveira, G.A., Contreras, E.M.C., Filho, E.P.B. 2017.** Experimental study on the heat transfer of MWCNT/water nanofluid flowing in a car radiator. *Applied Thermal Engineering*, 111:1450–1456.
- Petukhov, B.S. 1970.** Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties. *Advances in Heat Transfer*, Academic Press, New York, 504–604.
- Peyghambarzadeh, S.M., Hashemabadi, S.H., Naraki, M., Vermahmoudi, Y. 2013.** Experimental study of overall heat transfer coefficient in the application of dilute nanofluids in the car radiator. *Applied Thermal Engineering*, 52:8–16.
- Qi, Z., Chen, J., Chen, Z. 2007.** Parametric study on the performance of a heat exchanger with corrugated louvered fins. *Applied Thermal Engineering*, 27:539–544.
- Sahin, B., Demir, A. 2008.** Performance analysis of a heat exchanger having perforated square fins. *Applied Thermal Engineering*, 28:621–632.
- Sahin, B., Yakut, K., Kotcioglu, I., Celik, C. 2005.** Optimum design parameters of a heat exchanger. *Applied Energy*, 82:90–106.
- Selvam, C., Raja, R.S., Lal, D.M., Harish, S. 2017.** Overall heat transfer coefficient improvement of an automobile radiator with graphene based suspensions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 115:580–588.
- Shah, R.K. 1975.** Thermal entry length solutions for the circular tube and parallel plates. Proceedings of the third national heat and mass transfer conference. Third national heat and mass transfer conference, 11–13 December, 1975, Bombay, India.

- Shah, R.K., Sekulic, D.P. 2004.** Fundamentals of Heat Exchangers Design, John Wiley & Sons, 941 pp.
- Taguchi, G. 1987.** Taguchi Techniques for Quality Engineering, Quality Resources, New York.
- Tosun, N. 2012.** Determination of optimum parameters for multi-performance characteristics in turning by using grey relational analysis. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 63:13-24.
- Turgut, E., Çakmak, G., Yıldız, C. 2012.** Optimization of the concentric heat exchanger with injector turbulators by Taguchi method. *Energy Conversion and Management*, 53: 268-275.
- Tutar, M., Aydın, H., Yüce, C., Yavuz, N., Bayram, A. 2014.** The optimisation of process parameters for friction stir spot-welded AA3003-H12 aluminium alloy using a Taguchi orthogonal array. *Materials and Design*, 63:789–797.
- Vakili, M., Mohebbi, A., Hashemipour, H. 2013.** Experimental study on convective heat transfer of TiO₂ nanofluids. *Heat and Mass Transfer*, 49:1159-1165.
- Vithayasai, S., Kiatsiriroat, T., Nuntaphan, A. 2006.** Effect of electric field on heat transfer performance of automobile radiator at low frontal air velocity. *Applied Thermal Engineering*, 26:2073–2078.

ÖZGEÇMİŞ

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

Eğitim Durumu

Lise : Milli Piyango Anadolu Lisesi
Lisans : Uludağ Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi,
Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine
Mühendisliği Bölümü

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : Bursa Uludağ Üniversitesi

İletişim (e-posta) : ascanbolat@uludag.edu.tr

Yayınları :

Bademlioglu, A.H., Canbolat, A.S., Yamankaradeniz, N., Kaynakli, O. 2018. Investigation of parameters affecting Organic Rankine Cycle efficiency by using Taguchi and ANOVA methods. *Applied Thermal Engineering*, 145: 221-228.

Bademlioglu, A.H., Canbolat, A.S., Yamankaradeniz, N., Kaynakli, O. 2019. A Parametric Analysis of the Performance of Organic Rankine Cycle with Heat Recovery Exchanger and Its Statistical Evaluation. *Türk Isı Bilimi Ve Tekniği Dergisi*, 39(2):121-135.

Bademlioglu, A.H., Canbolat, A.S., Kaynakli, O. 2020. Multi-objective optimization of parameters affecting Organic Rankine Cycle performance characteristics with Taguchi-Grey Relational Analysis. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 117.

Bademlioglu, A.H., Canbolat, A.S., Kaynakli, O. 2018. Calculation Of Optimum Insulation Thickness Using The Heating Degree-Days Method For The Different Cost Approaches. *International Research Journal of Advanced Engineering and Science*, 3(4):189-192.

Bademlioglu, A.H., Canbolat, A.S., Kaynakli, O. 2018. Bina Dış Duvarlarında Yoğuşma Dikkate Alınarak Gerekli Yalıtım Kalınlığının Belirlenmesi: Bitlis İli Örnek Çalışma. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi*, 23(3):333-340.

Bademlioglu, A.H., Canbolat, A.S., Türkan, B., Kaynakli, O. 2018. Güneş Radyasyonu Hesaba Katılarak Optimum Yalıtım Kalınlığının Duvar Yönlerine Bağlı İncelenmesi. IV. Uluslararası Katılımlı Anadolu Enerji Sempozyumu, 18-20 Nisan 2018, Edirne, Türkiye.

Bademlioglu, A.H., Canbolat, A.S., Kaynakli, F., Kaynakli, O. 2018. Otomobillerde Kabin İçi Soğutma Sürecinin İncelenmesi Ve Isıl Konfor Açısından Değerlendirilmesi. 9th International Automotive Technologies Congress, 7-8 May 2018, Bursa, Türkiye.

- Canbolat, A.S., Türkan, B. 2016.** Otomobil Radyatörlerinin Isıl Performansına Etki Eden Parametrelerin Nümerik İncelenmesi. *Türk Isı Bilimi Ve Tekniği Dergisi*, 36(2):29-40.
- Canbolat, A.S., Bademlioglu, A.H., Arslanoglu, N., Kaynakli, O. 2019.** Performance optimization of absorption refrigeration systems using Taguchi, ANOVA and Grey Relational Analysis methods. *Journal of Cleaner Production*, 229:874-885.
- Canbolat, A.S., Bademlioglu, A.H., Kaynakli, O. 2019.** A Modelling of Electricity Generation by Using Geothermal Assisted Organic Rankine Cycle with Internal Heat Recovery. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*. <https://doi.org/10.1080/15567036.2019.1684598>
- Canbolat, A.S., Bademlioglu, A.H., Saka, K., Kaynakli, O. 2019.** Investigation of parameters affecting the optimum thermal insulation thickness for buildings in hot and cold climates. *Thermal Science*. doi: <https://doi.org/10.2298/TSCI181105068C>
- Canbolat, A.S., Türkan, B., Etemoğlu, A.B., Can, M., Avcı, A., 2016.** Plaka, Gövde-Boru Ve Minyatür Boru Tip Isı Eşanjörlerinin Teknik Ve Ekonomik Açından Karşılaştırılması. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi*, 21(2):107-121.
- Canbolat, A.S., Türkan, B., Etemoğlu, A.B., Can, M. 2016.** Numerical Investigation Into Thermal Comfort Conditions In A Midibus. *The Journal of MacroTrends in Applied Science*, 4(6):13-23.
- Canbolat, A.S., Kaynakli, O., Turkan, B., Yamankaradeniz, R. 2017.** Investigation Of Different Turbulance Models On Thermal And Hydraulic Behaviour Of Automotive Cooling System. *International Journal of Mechanical and Production Engineering*, 5(9):77-82.
- Canbolat, A.S., Kaynakli, O., Turkan, B. 2017.** Cfd Study Of Heat Transfer And Pressure Drop Characteristics in Vehicle Radiators. *International Journal of Mechanical and Production Engineering*, 5(4):66-70.
- Canbolat, A.S., Kaynakli, O., Türkan, B., Etemoğlu, A.B., Yamankaradeniz, R. 2018.** Farklı İklimsel Bölgelerde Bulunan Binalarda Yapılan Yalıtımın Termal Ve Ekonomik Analizi. *Engineering Sciences*, 13(2):85-95.
- Canbolat, A.S., Türkan, B., Kaynakli, O., Etemoğlu, A.B., 2018.** Odun İçerisindeki Sıcaklık Dağılımına Etki Eden Parametrelerin Farklı Sonlu Elemanlar Yazılımları İle İncelenmesi. *El-Cezerî Fen ve Mühendislik Dergisi*, 5(1):556-565.
- Canbolat, A.S., Bademlioglu, A.H., Kaynakli, O. 2018.** Determination Of Proper Insulation Thickness For Building Walls Regarding Economic Consideration. *International Research Journal of Advanced Engineering and Science*, 3(4):173-176.
- Canbolat, A.S., Bademlioglu, A.H., Kaynakli, O. 2018.** Sandviç Duvarlar İçin Yalıtım Kalınlığının Belirlenmesinde Yoğuşma Faktörünün Etkisi. IV. Uluslararası Katılımlı Anadolu Enerji Sempozyumu, 18-20 Nisan 2018, Edirne, Türkiye.
- Canbolat, A.S., Saka, K., Kaynakli, F., Yamankaradeniz, N., Kaynakli, O. 2018.** A Practical Software For Thermodynamic Analysis Of Absorption Refrigeration Cycles Using H₂O/LiBr And NH₃/H₂O Solution Pairs. IV. Uluslararası Katılımlı Anadolu Enerji Sempozyumu, 18-20 Nisan 2018, Edirne, Türkiye.
- Canbolat, A.S., Bademlioglu, A.H., Kaynakli, O. 2018.** A Study on Optimum Insulation Thicknesses and Payback Periods for The Use of a Building During Heating and Cooling Seasons. 3th Conference of Interdisciplinary Research On Real Estate, September 20-21, 2018, Groningen, Holland.

- Canbolat, A.S., Kaynakli, O., Bademlioglu, A.H., Turkan, B. 2018.** İki Farkli Akış Konfigürasyonu İçin Otomobil Radyatörlerinde Isı Ve Akış Analizinin Nümerik İncelenmesi. 9th International Automotive Technologies Congress, 7-8 May 2018, Bursa, Türkiye.
- Canbolat, A.S., Türkan, B., Yamankaradeniz, R., Can, M., Etemoğlu, A.B. 2014.** Otomobil Radyatörlerinde Boru Sayısının Isıl Performansa Ve Etkenliğe Etkisinin İncelenmesi. 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 26 – 27 Mayıs 2014, Bursa, Türkiye.
- Canbolat, A.S., Kaynakli, O., Türkan, B., Yamankaradeniz, N. 2017.** Klima Cihazı Üfleme Çıkış Açısının Isıl Konfor Üzerindeki Etkisinin Nümerik Olarak İncelenmesi. 13. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 19-22 Nisan 2017, İzmir, Türkiye.
- Canbolat, A.S., Kaynakli, O., Yamankaradeniz, R. 2017.** Menfez Çıkış Hızının Mahal İçindeki Isıl Konfor Şartlarına Etkisinin İncelenmesi. 13. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 19-22 Nisan 2017, İzmir, Türkiye.
- Etemoğlu, A.B., Etemoglu, N., Türkan, B., Canbolat, A.S. 2018.** Araç Fren Sistemlerinin Isıl Performansının Parametrik Olarak İncelenmesi. *El-Cezerî Fen ve Mühendislik Dergisi*, 5(2):556-565.
- Kaynakli, O., Canbolat, A.S., Bademlioglu, A.H. 2017.** A Study On The Parameters Affecting Insulation Thickness On External Wall Of Buildings. *International Journal of Mechanical and Production Engineering*, 5(2):81-84.
- Kaynakli, O., Canbolat, A.S., Saka, K., Yamankaradeniz, R. 2017.** Optimization Of Insulation Thickness For External Walls Considering Different Climatic Conditions. *International Journal of Advances in Mechanical and Civil Engineering*, 4(2):1-5.
- Saka, K., Yilmaz, İ.H., Canbolat, A.S., Kaynakli, O. 2018.** Energy Potential Of Animal Biomass In Turkey. *European Journal of Technic*, 8(2):160-167.
- Saka, K., Canbolat, A.S. 2018.** An Evaluation On Solar Powered Hydrogen Production. *The International Journal of Energy & Engineering Sciences*, 3(2):26-35.
- Tan, F., Canbolat, A.S., Yuce, B.E., Türkan, B. 2016.** Experimental and Numerical Investigation Of Strawberry Drying. *Uludag University Journal of The Faculty of Engineering*, 21(1):205-217.
- Tan, F., Canbolat, A.S., Türkan, B., Yüce, B.E. 2015.** Elektronik Cihazların Soğutulmasının Farklı Türbülans Modelleri Ve Duvar Yaklaşımları İle CFD Simülasyonu. 12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 8-11 Nisan 2015, İzmir, Türkiye.
- Turkan, B., Canbolat, A.S., Etemoglu, A.B. 2019.** Numerical Investigation of Multiphase Transport Model for Hot-Air Drying of Food. *Journal of Agricultural Sciences*, 25:518-529.
- Turkan, B., Canbolat, A.S., Can, M., Etemoglu, A.B. 2016.** Numerical Investigation Into The Temperature Distribution On The Disc Brake System. *The Journal of MacroTrends in Technology and Innovation*, 4(1):8-20.
- Turkan, B., Canbolat, A.S., Etemoglu, A.B. 2017.** Numerical Analysis Of Thermal Behaviors Of Column Beam Structures With Different Insulation Thickness. *International Journal of Mechanical and Production Engineering*, 5(9):69-76.
- Turkan, B., Canbolat, A.S., Etemoglu, A.B., Kaynakli, O. 2018.** Türkiye'deki Tüm İller İçin Optimum Yalıtım Kalınlığının Nümerik İncelenmesi. *Technological Applied Sciences*, 13(2):75-88.
- Turkan, B., Canbolat, A.S., Etemoglu, A.B. 2018.** 3-D simulation of simultaneous heat and mass transfer, *Bulgarian Chemical Communications*, 50:215-224.

Turkan, B., Sen, Y., Etemoglu, A.B., Canbolat, A.S. 2018. Experimental and Numerical Verification of Drying Kinetics of Different Foodstuffs and Investigation of Shrinkage Effects. International Conference on Science and Technology, 5-9 September 2018, Prizren – Kosovo.

Turkan, B., Canbolat, A.S., Etemoglu, A.B. 2017. Isı Yalıtım Uygulamalarında Isı Köprüsü Etkisinin Nümerik Olarak İncelenmesi. 13. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 19-22 Nisan 2017, İzmir, Türkiye.

Yüce, B.E., Türkan, B., Tan, F., Canbolat, A.S. 2014. Ülkemizdeki Tüketim Tipli Gıda Ürünlerine Ve Kurutma Tekniklerine Genel Bir Bakış. 2. Ulusal İklimlendirme Soğutma Eğitimi Sempozyumu ve Sergisi, 23-25 Ekim 2014, Balıkesir, Türkiye.

