

**İÇ SOĞUTMA KANALLARINDA TÜRBÜLATÖR
KULLANIMININ İNCELENMESİ VE RANS
TEMELLİ TÜRBÜLANS MODELLERİYLE
BENZETİMİ**

Seyhun DURMUŞ

Yüksek Lisans Tezi

Uçak Gövde Motor Bakım Anabilim Dalı

Ocak-2014

**Bu tez çalışması Anadolu Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri
Komisyonu Başkanlığı tarafından desteklenmiştir. Proje No: 1306F250**

JÜRİ VE ENSTİTÜ ONAYI

Seyhun Durmuş'un “İç Soğutma Kanallarında Türbülator Kullanımının İncelenmesi ve RANS Temelli Türbülans Modelleriyle Benzetimi” başlıklı Uçak Gövde Motor Bakım Anabilim Dalındaki, Yüksek Lisans Tezi 06.01.2014 tarihinde, aşağıdaki jüri tarafından Anadolu Üniversitesi Lisansüstü Eğitim-Öğretim ve Sınav Yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

	<u>Adı Soyadı</u>	<u>İmza</u>
Üye (Tez Danışmanı) :	Prof. Dr. T. Hikmet KARAKOÇ	
Üye(Tez 2. Danışmanı):	Doç. Dr. Oğuz UZOL	
Üye :	Prof. Dr. Barış ÖZERDEM	
Üye :	Prof. Dr. Ramazan KÖSE	
Üye :	Doç. Dr. Önder TURAN	

Anadolu Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun tarih ve sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Enstitü Müdürü

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

İÇ SOĞUTMA KANALLARINDA TÜRBÜLATÖR KULLANIMININ İNCELENMESİ VE RANS TEMELLİ TÜRBÜLANS MODELLERİYLE BENZETİMİ

Seyhun DURMUŞ

**Anadolu Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Uçak Gövde Motor Bakım Anabilim Dalı**

Danışman: Prof. Dr. T. Hikmet KARAKOÇ

2014, 104 Sayfa

Türbülatorler, gaz türbinli motorlarda ısı transferini arttırmak için türbin kanadının iç soğutma kanallarında kullanılan girdap oluşturuıcı mekanizmalardır. Bu çalışmada öncelikle gaz türbinli motorlarda genel soğutma konusu işlenmiş, sonra spesifik olarak türbin kanat soğutma kanallarında türbülator kullanımı detaylı bir şekilde incelenmiştir. Daha sonra türbülans modellemede kullanılan sayısal yöntemler ve RANS temelli türbülans modelleri incelenmiştir. Son olarak, trapezoid soğutma kanalları modellenmiş, modellere ağ atılmış ve modellerin ANSYS Fluent ile sayısal benzetimi yapılmıştır. Modellenen iki geçişli trapezoid kanalın alt ve üst yüzeylerine kare kesitli ribler yerleştirilmiştir. Rib adının rib boyuna oranı (P/e) 12 olarak seçilmiş; blokaj oranları(e/D_h) dar kanal, geniş kanal ve dönme bölgesi için sırasıyla 0.078, 0.066 ve 0.07 olarak alınmıştır. Ribler kanala önce ana akışa ortogonal(90°), sonra transvers(60°) ve V-şeklinde olacak şekilde yerleştirilerek; rib yerleşimlerinin üç değişik Reynolds sayılarında(16.800, 31.800 ve 57.200) ısı transfer artışı, sürtünme kaybı ve termal performans bakımından karşılaştırması yapılmıştır. Ayrıca iki geçişli kanalda 180° dönme bölgesindeki akış ve ısı transfer karakteristikleri incelenmiş ve kanallar eş genişlikte olmadığından bir nevi daralan-genişleyen türbülatorlü kanal akışı da incelenmiştir. Sayısal çözüm aracı olarak 4 çeşit RANS temelli türbülans

modelleri (RKE modeli, SST k- ω modeli, V2f modeli ve Reynolds gerilmeleri modeli) kullanılmıştır. Kanal konfigürasyonları için ikincil akışların, hız vektörlerinin, türbülans şiddetlerinin ve yerel Nusselt sayısı dağılımlarının gösterimi yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılarak çalışılan türbülans modellerinin deneysel çalışmayla doğruluk ve yakınsama bakımından paralel sonuçlar verip vermediği tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Gaz türbinli motorlar, Türbin soğutma, Rib türbülantörlü iç soğutma kanalları, Türbülans modelleme, RANS, ANSYS Fluent, HAD.

ABSTRACT

Master of Science Thesis

INVESTIGATION ON USE OF TURBULATORS IN INTERNAL COOLING CHANNELS AND SIMULATION WITH RANS BASED TURBULENCE MODELS

Seyhun DURMUŞ

**Anadolu University
Graduate School of Sciences
Civil Aviation Program**

Supervisor: Prof. Dr. T. Hikmet KARAKOÇ

2014, 104 pages

Turbulators are the turbulence forming mechanisms used in turbine blade internal cooling channels to improve heat transfer in gas turbine engines. In this study, firstly general cooling issues in gas turbine engines have been discussed and later specifically the use of turbulators in cooling channels of turbine blades have been studied in detail. Then, numerical methods in turbulence modeling and RANS based turbulence models have examined. Finally trapezoidal cooling channels have been modeled, meshed and simulated numerically in ANSYS Fluent. Square cross-section ribs have been placed in upper and lower surfaces of designed two-pass trapezoidal smooth channel. Rib pitch to rib height has taken 12 and blockage ratios (e/D_h) of narrow channel, bend section and large channel have taken respectively 0.078, 0.066 and 0.07. Ribs have been positioned orthogonal to the main flow (90°), then transverse (60°) and V-shaped. Heat transfer enhancements, friction losses and thermal performance comparisons of the rib configurations have been made for three different Reynolds numbers (16.800, 31.800 and 57.200). In addition to this, heat transfer characteristics of 180° bend flow in two-pass channel and extraction-contraction of channel flow with turbulators have also examined due to inequality of channel widths.

Four kinds of RANS based turbulence models (RKE model, the SST k- ω model, V2F model and Reynolds stress model) have been used as a tool of numerical simulation. As a result, screenings of secondary flows, velocity vectors, turbulence intensities and distributions of Nusselt numbers have performed for each cooling channel configuration. Furthermore, the obtained results have been compared with the experimental data and the studied turbulence models have been identified in terms of accuracy and convergence whether give similar results with experimental data.

Keywords: Gas turbine engine, Turbine cooling, Internal cooling channels with rib turbulators, Turbulence modeling, RANS, ANSYS Fluent, CFD.

TEŞEKKÜR

Çalışmalarımnda desteğini sürekli yanımda hissettiğim değerli hocalarım Prof. Dr. T. Hikmet KARAKOÇ ve Doç. Dr. Oğuz UZOL'a teşekkürlerimi sunuyorum. Ayrıca anlayış ve desteklerinden dolayı eşime ve aileme sonsuz teşekkürlerimi sunuyorum.

Seyhun Durmuş

Ocak 2014

İÇİNDEKİLER

Sayfa:

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	iii
TEŞEKKÜR	v
İÇİNDEKİLER.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	x
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xiii

1. GAZ TÜRBİNLİ MOTORLARDA SOĞUTMA	1
1.1. Brayton Çevrimi.....	1
1.2. Türbin Kanatlarında Soğutma İhtiyacı.....	3
1.3. Yüksek Sıcaklık Problemi Karşısında Dört Temel Yaklaşım.....	4
1.4. Türbin Kanat Soğutma Teknolojilerinin Gelişim Süreci.....	5
1.5. Türbin Kanadında Isı Transferi ve Akış Özellikleri.....	6
1.5.1. Türbin kanadında ısı transferi.....	6
1.5.2. Türbin kanadında akış özellikleri.....	8
1.6. Türbin Kanatlarında Soğutma Yöntemleri.....	9
1.6.1. Konveksiyon soğutma.....	11
1.6.2. Çarpma soğutma.....	12
1.6.3. Film soğutma.....	13
1.6.4. Transpirasyon soğutma.....	13
1.7. Türbin Kanatlarında Soğutma Tasarımı Analizi.....	14
1.8. Yapılan Çalışmanın Ana Hatları.....	16

2. SOĞUTMA KANALLARINDA TÜRBÜLATÖR KULLANIMININ İNCELENMESİ	18
2.1. Pürüzsüz Kanal Akışı.....	18
2.2. Rib Türbülatoörlü Kanal Akışı.....	19
2.3. Boyutsuz Büyüklükler ve Isı Transfer Artış Denklemleri.....	21
2.4. İki Geçişli Kanallarda Akış ve Rotasyonun Akışa Etkisi.....	22

2.5. Soğutma Kanalı Performansına Etki Eden Parametreler ve Yapılan	
Deneyisel Çalışmalar Hakkında Literatür Taraması.....	24
2.5.1. Soğutma kanal geometrisi ve kanalın en boy oranı etkisi.....	25
2.5.2. Türbülator profili etkisi.....	26
2.5.3. Blokaj oranı etkisi.....	28
2.5.4. Rib adımı ve rib boyu etkisi.....	29
2.5.5. Rib hücum açısının etkisi.....	31
2.5.6. Rib konfigürasyonun (yerleşiminin) etkisi.....	32
2.5.7. 180 derecelik keskin dönüş etkisi.....	34
2.5.8. Kanat devir sayısının ve kanal yönelim açısının etkisi.....	35
2.5.9. Diğer faktörler.....	39
2.6. Yapılan Çalışmanın Literatüre Katkısı.....	40
3. RANS TEMELLİ TÜRBÜLANS MODELLERİ	42
3.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği.....	42
3.2. Temel Korunum Denklemleri.....	42
3.3. Türbülans ve Türbülans Modelleme.....	43
3.3.1. Doğrudan sayısal benzetim (DNS).....	45
3.3.2. Büyük girdap benzetim (LES).....	45
3.3.3. Ayrık girdap benzetim (DES).....	45
3.3.4. Duvar yakını türbülans modellemesi.....	46
3.4. Reynolds Ortalaması Alınmış Navier-Stokes (RANS) Türbülans	
Modelleri.....	46
3.4.1. Türbülanslı akışlarda önemli değişkenler.....	49
3.4.2. Lineer eddy viskozite modelleri.....	51
3.4.3. Standart k- ϵ türbülans modeli.....	51
3.4.4. ReNormalizasyon Grup(RNG) k- ϵ türbülans modeli.....	53
3.4.5. Realizable k- ϵ (RKE) türbülans modeli.....	54
3.4.6. Standart k- ω türbülans modeli.....	55
3.4.7. Shear stress transport (SST) k- ω türbülans modeli.....	57
3.4.8. Nonlinear eddy viskozite modelleri(V2f Modeli).....	58
3.4.9. Reynolds gerilmeleri modeli.....	59

3.5. RANS Temelli Türbülans Modelleriyle Yapılan Sayısal Çalışmalar	
Hakkında Literatür Taraması.....	60
3.6. Yapılan Çalışmada Kullanılan RANS Temelli Türbülans Modelleri.....	64

4. RİB TÜRBÜLATÖRLÜ SOĞUTMA KANALININ MODELLENMESİ ve ANALİZİ	65
4.1. Soğutma Kanalı Modelleme Kriterleri.....	65
4.1.1. Kanal geometrisi seçimi	65
4.1.2. Türbülator profili seçimi.....	67
4.1.3. Rib adımı/rib boyu oranı seçimi.....	68
4.1.4. Blokaj oranı seçimi.....	69
4.1.5. Rib hücum açısı ve rib konfigürasyonu seçimi.....	69
4.1.6. Kanal sayısının seçimi ve 180 derecelik keskin dönüş etkisinin incelenmesi.....	70
4.1.7. Rotasyon etkisi.....	70
4.1.8. Çalışılan Reynolds sayılarının seçimi.....	70
4.2. Soğutma Kanallarının ANSYS Design Modeler ile Tasarımı	71
4.2.1. Pürüzsüz kanal.....	71
4.2.2. Ortogonal rib dizili kanal.....	72
4.2.3. Transvers rib dizili kanal.....	73
4.2.4. V-şekli rib dizili kanal.....	74
4.3. ANSYS Meshing ile Modele Ağ Atılması.....	74
4.4. ANSYS Fluent ile Modelin Analizinin Yapılması.....	75
4.4.1. Sınır koşulları.....	75
4.4.2. Türbülans modelleri.....	77
4.4.3. Çözüm kontrol parametreleri ve iterasyon sayısı.....	78
4.5. Analiz Sonuçlarının Gösterimi.....	78
4.5.1. İkincil akışların gösterimi.....	78
4.5.2. Hız vektörlerinin gösterimi.....	80
4.5.3. Türbülans şiddetinin gösterimi.....	81
4.5.4. Yerel Nusselt sayısı konturlarının gösterimi.....	82
4.5.5. Isı transfer artış oranlarının segmental gösterimi.....	84

4.5.6. Sürtünme kaybı faktörlerinin gösterimi.....	87
4.5.7. Termal performansların gösterimi.....	88
5.SONUÇ VE ÖNERİLER	90
KAYNAKLAR.....	92

ŞEKİLLER DİZİNİ

1.1 Brayton çevrimi ve çevrimin P-v ve T-s diyagramları [1].....	2
1.2 Gaz türbinlerinde güç ile verim arasındaki ilişkinin, türbin giriş-çıkış sıcaklıkları ve basınç oranlarına bağlı olarak değişimi [2].....	2
1.3 Gaz türbinlerinde sıcaklık değerlerinin renklerle benzetimi [3].....	3
1.4 Malzeme teknolojileri ve türbin soğutma teknolojilerinin türbin giriş sıcaklığına etkisi [4].....	4
1.5 Türbin kanadının yıllara göre evrimi [5].....	5
1.6 Türbin giriş sıcaklığında yıllara göre artış trendi [5]	6
1.7 Gaz türbinde yanmış gaz akışının durağan ve hareketli kanatlarda oluşturduğu ısı akışının dağılımı [6].....	6
1.8 Zorlanmış taşınım ve Newton soğuma yasası.....	7
1.9 Taşınım ve konjuge ısı transferinde ısı akı dağılımlarının gösterimi.....	7
1.10 Türbin kanadının etrafında oluşan karmaşık akışın gösterimi [8].....	8
1.11 Düşük ve yüksek basınçlı kompresör kademelerinden alınan soğutma havasının türbindeki dağılımı [2].....	10
1.12 Türbin kanadının enine kesitinde soğutma yöntemlerinin gösterimi.....	10
1.13 Türbin kanadında film soğutma delikleri ve konveksiyon soğutma sistemlerinin görünümü [10].....	12
1.14 Çarpma yöntemi ile soğutma yöntemi [2].....	12
1.15 Film soğutma yöntemi [11].....	13
1.16 Transpirasyon(effusion) soğutma yöntemi [14].....	14
1.17 Basitten karmaşığa soğutma tasarımı analizi [15].....	15
2.1 Pürüzsüz bir kanalda aerodinamik ve termal sınır tabakanın gelişimi [16].....	18
2.2 Türbin kanat kesitinde rib türbülantörlü kanalın gösterimi.....	19
2.3 Rib türbülantörlü bir kanalda akış karakteristiklerinin gösterimi [17].....	19
2.4 Ana akış ve ribler arası akışın vektörel gösterimi [18].....	20
2.5 Ribler arasında oluşan ikincil akışların gösterimi [18].....	20
2.6 İki geçişli dönen kanallarda rotasyonun akışa etkisi [21].....	23
2.7 Dört bölgeye ayrılmış iki geçişli dönen bir kanalda ikincil akışların ve ısı transfer artış bölgelerinin gösterimi [22].....	24

2.8	Türbin kanadında soğutma kanalı modelleme	25
2.9	Keskin ve yuvarlak rib profillerinin karşılaştırılması [31].....	27
2.10	Ribli kanal akışında ısı transferine etkiyen temel parametrelerin gösterimi.....	28
2.11	Rib adımının optimizasyonu ve akışta ayrılmaların gösterimi [41].....	30
2.12	Değişik hücum açılarında ribler.....	31
2.13	Yüksek performanslı rib konfigürasyonları [49].....	32
2.14	Soğutma kanalların dönme eksenine göre konumunun ve yönelim açılarının gösterimi.....	35
3.1	Mikro ve makro ölçekli türbülans topaklarının gösterimi [95].....	44
3.2	DNS, LES ve RANS modellerinin karşılaştırması [95].....	47
4.1	Türbin kanat şekline uygun trapezoid soğutma kanalları [139,140].....	66
4.2	Eurojet EJ200 turbofan motorunun yüksek basınç türbininin kanat kesiti [141]..	66
4.3	Türbin kanat soğutma kanalları için geliştirilmiş değişik patentler [142, 143]....	67
4.4	Basit bir türbin kanat modelinde soğutma kanallarının gösterimi.	67
4.5	Çeşitli rib profillerinin ısı transfer oranında yaptığı iyileştirmelerin karşılaştırmalı gösterimi [32].....	68
4.6	Rib adımı ve rib boyunun gösterimi.....	68
4.7	Değişik hücum açılarında çeşitli rib konfigürasyonlarının ısı transfer iyileştirme oranlarının gösterimi [88].....	70
4.8	Soğutma kanalının ölçülendirilmesi.....	71
4.9	Pürüzsüz kanalın izometrik görünümü	72
4.10	Ortogonal rib dizili kanalın izometrik görünümü ve üstten görünümü.....	73
4.11	Transvers rib dizili kanalın izometrik görünümü ve üstten görünümü.....	73
4.12	V-şekli rib dizili kanalın izometrik görünümü ve üstten görünümü.....	74
4.13	Ortogonal rib dizili kanala atılmış çözüm ağının gösterimi.....	75
4.14	Ortalama Nusselt değerleri alınan 16 farklı bölgenin adlandırılması.....	75
4.15	Lee[139] ve Oh[140]'un çalıştığı deney düzeneğinin gösterimi.....	76
4.16	Fluent'te model seçme ara yüzünün gösterimi.....	78
4.17	Transvers rib dizili kanaldaki ikincil akışların gösterimi.....	79
4.18	V-şekli rib dizili kanaldaki ikincil akışların gösterimi.....	79
4.19	Ortogonal rib dizili kanalında orta kesitinde akış vektörlerinin gösterimi.....	80
4.20	Riblerle temas eden akışta ayrılma ve sirkülasyon oluşumların gösterimi.....	81

4.21 Ortogonal rib dizili kanalda türbülans şiddetinin gösterimi.....	81
4.22 V-şekli rib dizili kanalda türbülans şiddetinin gösterimi.....	82
4.23 Pürüzsüz kanal dönme bölgesinde yerel Nusselt sayısı konturlarının gösterimi..	82
4.24 Ortogonal rib dizili kanalda yerel Nusselt sayısı konturlarının gösterimi.....	83
4.25 Transvers rib dizili kanalda yerel Nusselt sayısı konturlarının gösterimi.....	83
4.26 V-şekli rib dizili kanalda yerel Nusselt sayısı konturlarının gösterimi.....	84
4.27 Pürüzsüz kanalda ısı transfer artış oranlarının segmental gösterimi.....	85
4.28 Ortogonal rib dizili kanalda ısı transfer artış oranlarının segmental gösterimi....	85
4.29 Transvers rib dizili kanalda ısı transfer artış oranlarının segmental gösterimi....	86
4.30 V-şekli rib dizili kanalda ısı transfer artış oranlarının segmental gösterimi.....	86
4.31 Sürtünme faktörünün deneysel ölçümü.....	87
4.32 Dört çeşit kanal konfigürasyonu için sürtünme kaybı faktörlerinin gösterimi....	88
4.33 Dört çeşit kanal konfigürasyonu için termal performansların gösterimi.....	88

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

AR	: en boy oranı(aspect ratio)
Bi	: Biot sayısı
Bo	: kaldırma kuvveti parametresi
C _p	: özgül ısı, J/kg.K
D _h	: hidrolik çap, m
e	: rib yüksekliği, m
e/D _h	: blokaj oranı
f	: Darcy sürtünme faktörü
f ₀	: ortalama sürtünme faktörü
h	: yerel ısı transfer katsayısı, W/m ² K
H	: kanal yüksekliği, m
G	: türbülans kinetik enerji üretimi
I	: türbülans şiddeti
k	: türbülans kinetik enerjisi
L	: kanal uzunluğu, m
m	: kütle debisi, kg/s
Nu	: yerel Nusselt sayısı
Nu ₀	: ortalama Nusselt sayısı
P	: rib adımı, m
ΔP	: statik basınç farkı, N/ m ²
Pr	: Prandtl sayısı
q	: ısı akısı, W/m ²
R	: rotasyon çapı, m
Re	: Reynolds sayısı
Ro	: rotasyon sayısı
T _w	: duvar sıcaklığı, K
T _b	: akışkan sıcaklığı, K
TP	: termal performans
U	: akışkan hızı, m/s
W	: kanal genişliği, m
Y _m	: disipasyon(yıkım) oranı

α	: rib hücum açısı, derece
β	: kanal oryantasyon açısı, derece
μ	: viskozite, kg/m.s
μ_t	: türbülans viskozite, kg/m.s
κ	: termal iletkenlik, W/mK
ν	: kinematik viskozite, m ² /s
Ω	: rotorun dönme hızı, rad/s
ρ	: yoğunluk, kg/m ³
τ	: kayma gerilmesi, Pa
ε	: türbülans kinetik enerjisinin disipasyon hızı
ω	: spesifik türbülans disipasyon hızı
σ	: türbülans Prandtl sayısı
Γ	: efektif yayılım oranı

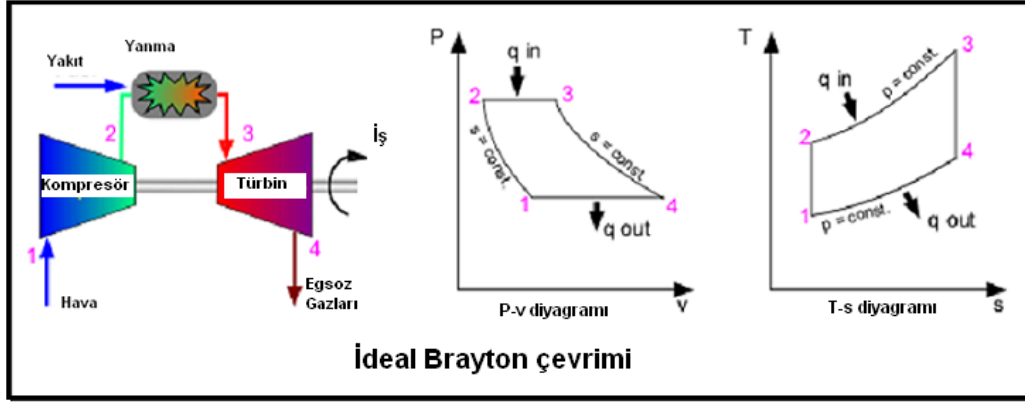
CFD	: Computational fluid dynamics
DES	: Ayrık girdap benzetimi
DNS	: Doğrudan sayısal benzetim
EVM	: Eddy viskozite modelleri
GTM	: Gaz türbinli motorlar
HAD	: Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
LES	: Büyük girdap benzetimi
LDV	: Lazer doppler velosimetri
PIV	: Parçacık görüntüleme velosimetri
RANS	: Reynolds ortalaması alınmış Navier-Stokes
RKE	: Realizable k- ε modeli
RNG	: Renormalizasyon grup modeli
RSM	: Reynolds gerilmeleri modeli
SST	: Shear stress transport modeli
TGS	: Türbin giriş sıcaklığı
V2f	: k- ε -v ² -f modeli

1. GAZ TÜRBİNLİ MOTORLARDA SOĞUTMA

Gaz türbinleri, ısı enerjisini mekanik enerjiye çeviren makineler olup havacılıkta, elektrik üretim santrallerinde ve endüstriyel uygulamalarda yaygın olarak kullanılan motorlardır. Gaz türbinlerinin çalışma esnasında oluşan yüksek sıcaklık gerek termal gerilme gerekse mekanik gerilmelere yol açarak hem malzeme ömrünü kısaltmakta hem de motorun verimini düşürmektedir. Gaz türbinlerinde yanma odası çıkış sıcaklıkları birçok malzemenin erime sıcaklıklarının üstündedir. Yüksek basınç türbin kademeleri yanma odasından çıkan yüksek sıcaklıktaki akışkanla ilk karşılaşan motor elemanıdır. Bu sebeple, yüksek sıcaklık koşulları altında, türbinin kendisinden beklenen termal ve mekanik dayanım şartlarını sağlaması için türbin kanatları, kompresör kademesinden gelen basınçlandırılmış soğutma havası ile soğutulmaktadır. Türbin kanatlarının içine soğutma havası gönderilip soğutma havasının türbin kanatçıklar(rotor-stator) içerisinde dolaşarak metalden ısı çekme vasıtasıyla, kanatçığın metal sıcaklığının istenilen mertebelerde tutulması sağlanır. Gaz türbinli motorlarda etkin soğutma teknolojileri sayesinde; motorların yakıt tüketimleri düşürülmesi, parça ömürlerinin arttırılması, termal verimin arttırılması ve özgül çekirdek güç çıktısının arttırılması gibi sonuçlar elde edilir. Türbin kanatçıklarında yüksek sıcaklık problemleri karşısında; yüksek sıcaklığa dayanıklı alt tabaka malzemeleri geliştirmek, termal bariyer kaplama benzeri kaplama teknikleri geliştirmek, türbin kanadı etrafında yüksek aerodinamik performanslı akış yolları için kanat tasarım teknolojisini ilerletmek ve türbin soğutma teknolojilerini ilerletmek yapılan temel çalışmaların başında gelir.

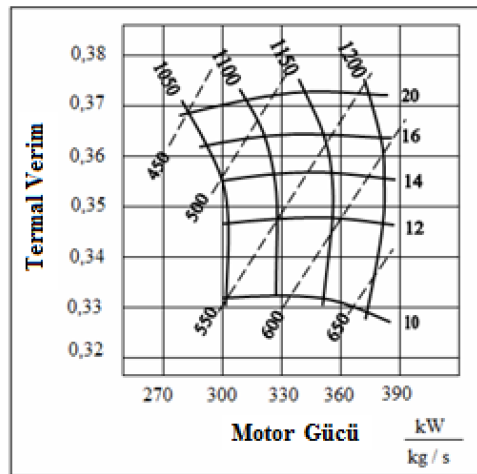
1.1.Brayton Çevrimi

Gaz türbinlerinin teorik termodinamik çevrimi Brayton çevrimidir. Bu çevrimde basitçe kompresör atmosferden aldığı havayı basınçlandırarak yanma odasına gönderir. Yanma odasına gelen yakıt, basınçlı hava ile karışarak yanar ve yanmış sıcak gazlar türbine gönderilir. Yanma odasından türbine gelen sıcaklığı ve basıncı yüksek gazların ısı enerjisi, türbinden geçerken mekanik enerjiye dönüşür. Türbini terk eden gazlar egzozdan atmosfere atılır. Şekil 1.1’de, ideal Brayton çevriminin bileşenleri ve çevrimin basınç-özgül hacim (P-v) ve sıcaklık-entropi(T-s) diyagramları gösterilmiştir[1].



Şekil 1.1 Brayton çevrimi ve çevrimin P-v ve T-s diyagramları[1]

Gaz türbinlerinde ısı verim ve motor çekirdek gücü önemli ölçüde türbin giriş sıcaklığına bağlıdır. Gaz türbinlerde motor çekirdek gücü, türbin giriş sıcaklığı ile doğru orantılı olarak artar, yani türbin giriş sıcaklığının artırılması özgül motor çekirdek gücünü artırmada anahtar teknolojilerden biridir. Gaz türbinlerinde türbin giriş-çıkış sıcaklıkları ile güç ve verim arasındaki ilişki Şekil 1.2’de verilmiştir. Türbin giriş sıcaklığı, özgül motor çekirdek gücünü ve Brayton çevriminin basınç oranını sınırlamaktadır. Şekil 1.2’den açıkça görüleceği üzere düşük türbin giriş sıcaklıklarında bir motorun verimi her ne kadar yüksek olsa bile motor gücü sınırlı ve yetersiz kalmaktadır. Bu da özgül motor çekirdek gücünü artırmak ve Brayton çevriminin basınç oranını artırmak için türbin soğutmanın kaçınılmaz bir gereksinim olduğu anlamına gelmektedir.

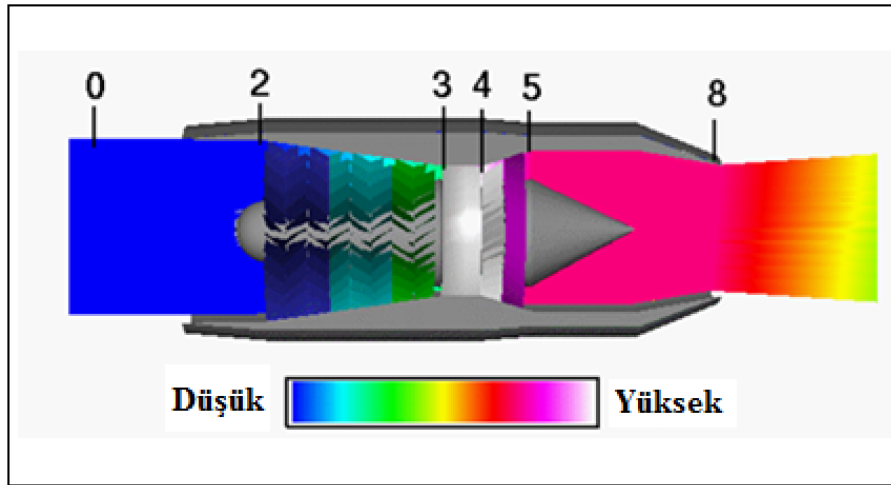


Şekil 1.2 Gaz türbinlerinde güç ile verim arasındaki ilişkinin, türbin giriş sıcaklıkları ve basınç oranlarına bağlı olarak değişimi[2]

1.2. Türbin Kanatlarında Soğutma İhtiyacı

Türbin soğutma ile elde edilecek avantajlar temel olarak malzeme ömrü ve maliyet ile gaz türbinli motorun çıkış gücü ve termal verimi olmak üzere iki temel kategoride toplanabilir. Etkin türbin soğutma teknolojileriyle malzeme ömrü, malzemenin emre-amadelik süreleri ve kapasite kullanım faktörü artırılabilir; böylece bakım maliyetleri düşer ve işletme birim maliyeti azaltılabilir. Ayrıca, etkin türbin soğutma teknolojileriyle türbin giriş sıcaklığı yüksek seviyelere çıkacağından motor çıkış gücünde ve motorun termal veriminde önemli artışlar sağlanabilir[2].

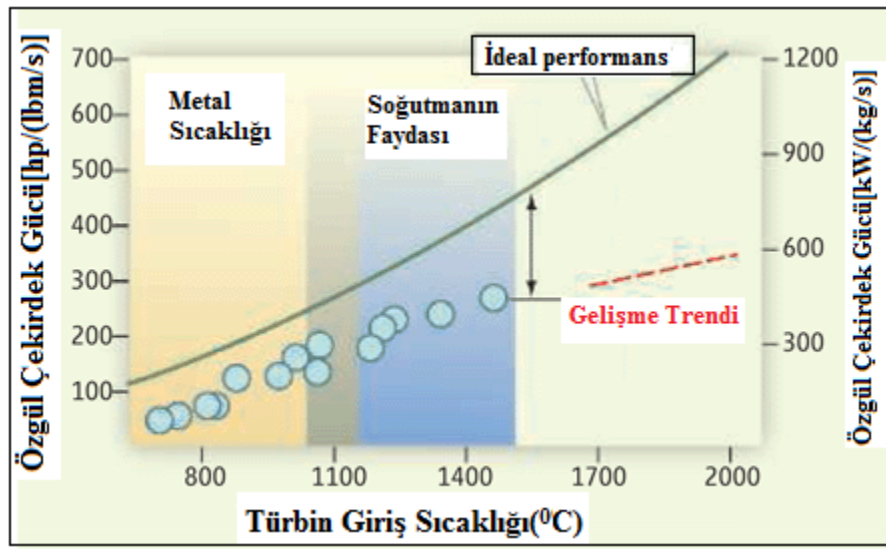
Şekil 1.3'ten görüleceği üzere gaz türbini çevrimindeki en yüksek sıcaklık, yanma işlemi sonucunda oluşan ısıya maruz kalan yüksek basınç türbininde gerçekleşmektedir[3]. Bu sıcaklık, türbin kanat malzemelerinin dayanımıyla sınırlıdır. Malzemeye sınırlanan bu sıcaklık değeri, aynı zamanda Brayton çevriminin basınç oranını dolayısıyla da motor çekirdek gücünü sınırlamaktadır.



Şekil 1.3 Gaz türbinlerinde sıcaklık değerlerinin renklerle benzetimi [3]

Gaz türbin motorlarında kullanılan yaygın yapısal malzemeler çelik, nikel ve titanyum alaşımlarıdır. Gelişmiş gaz türbinlerinde soğutma teknolojisi sayesinde türbin giriş sıcaklıkları kanat malzemeleri erime noktası sıcaklıklarının üstüne çıkabilmektedir. Türbin kanatları, yüksek sıcaklık ve mekanik yükler altında sürünme ve yorulma gibi mekanik gerilmelere; oksidasyon ve yüksek sıcaklık korozyonu gibi ısı gerilmelere maruz kalırlar. Günümüzde, malzeme teknolojisi oldukça ileri düzeylere ulaşmasına rağmen gaz türbinlerinin giriş sıcaklıkları, kanat

malzemelerinin dayanma sıcaklıklarından çok daha yüksektir. Bu nedenle, en ileri malzeme teknolojisi ile üretilen türbin kanatlarının bile mutlak surette soğutulması gerekmektedir. Şekil 1.4'te yüksek sıcaklıklara dayanıklı metaller ve türbin soğutma teknolojileriyle türbin giriş sıcaklığında(TGS) sağlanan faydalar gösterilmiştir. Türbini soğutmadan, sadece malzeme teknolojileri ile geline nokta(1000°C) özgül motor çekirdek gücü bakımından yetersiz bir performans sağlamaktadır. Soğutmanın bu denli önemli olması, gaz türbin üreticilerini kanat soğutma teknolojileri konusunda yoğun araştırmalar yapmaya yöneltmiştir.



Şekil 1.4 Malzeme teknolojileri ve türbin soğutma teknolojilerinin türbin giriş sıcaklığına ve özgül motor çekirdek gücüne etkisi [4]

1.3.Yüksek Sıcaklık Problemi Karşısında Dört Temel Yaklaşım

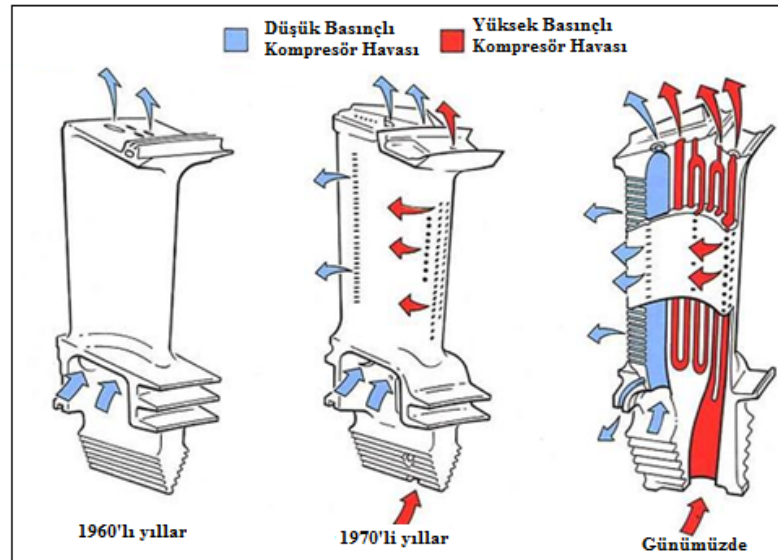
Gelişmiş gaz türbinlerinde soğutma teknolojileri sayesinde türbin giriş sıcaklıkları, kanat malzemesinin erime noktası sıcaklığının üstüne çıkabilmektedir. Günümüz gaz türbinlerinde yüksek sıcaklık problemleri karşısında yapılan araştırma ve geliştirme(Ar-ge) faaliyetleri arasında dört temel yaklaşım vardır:

- Yüksek sıcaklığa dayanıklı alt tabaka malzemeleri geliştirme
- Termal bariyer kaplama gibi kaplama teknolojileri geliştirme
- Aerodinamik performansı yüksek kanat tasarımı geliştirme
- Türbin soğutma teknolojilerini geliştirme

Bu çalışmada bu dört temel yaklaşım arasından türbin soğutma teknolojilerini geliştirme ana yaklaşımı esas alınmıştır.

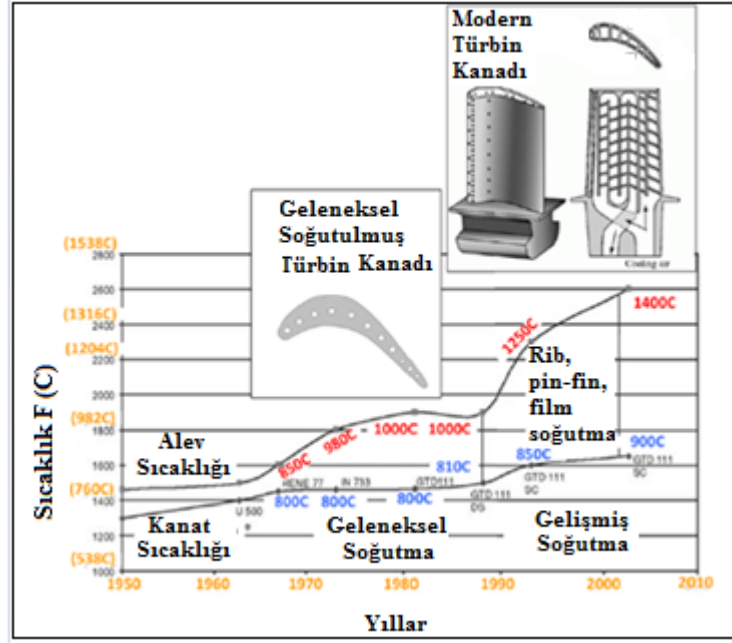
1.4. Türbin Kanat Soğutma Teknolojilerinin Gelişim Süreci

İçten hava ile soğutulmuş türbin kanatları ilk olarak 1929 yılında üretilmiştir. Kanatları soğutulmuş ilk türbin, II. Dünya Savaşı'ndan kısa bir süre önce üretilen Alman savaş uçağı turbo-jetlerinde kullanılmıştır. NASA'nın kanat soğutma ile ilgili 1947 yılında yaptığı deneysel çalışmalar üzerine yayınladığı raporlar literatürde türbin soğutma hakkında yayınlanan ilk dokümanlardır. Modern gaz türbinlerinde ise 1960 yılından günümüze kadar yapılan araştırmalar neticesinde türbin giriş sıcaklıklarında genel olarak her yıl ortalama 20 °C'lik artış sağlanmıştır[2].



Şekil 1.5 Türbin kanadının yıllara göre evrimi[5]

Şekil 1.5'ten anlaşılacağı üzere tek geçişli pürüzsüz kanal soğutma yerini zamanla çok geçişli, çok beslemeli, rib türbülantörli soğutma ve film soğutma ile desteklenmiş modern soğutma teknolojilerine bırakmıştır. Şekil 1.6'da geleneksel pürüzsüz kanal soğutma tekniklerinin yerini gelişmiş soğutma tekniklerine bıraktığı görülmektedir. Gelişmiş soğutma teknikleri sayesinde günümüzde türbin giriş sıcaklığı 1800 Kelvin'e yaklaşmıştır.

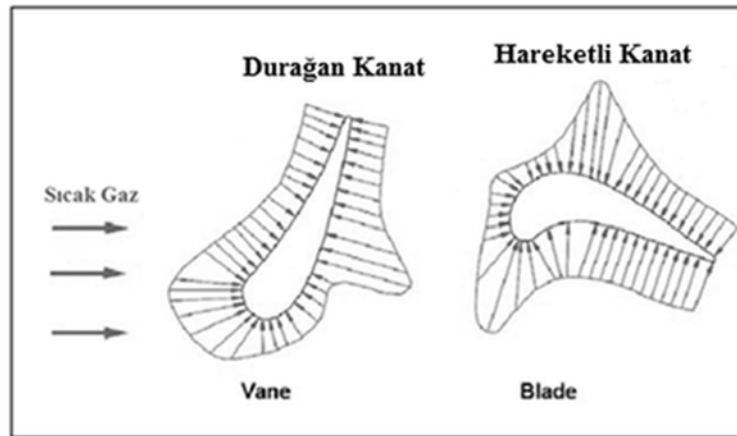


Şekil 1.6 Türbin giriş sıcaklığında yıllara göre artış trendi [5]

1.5. Türbin Kanadında Isı Transferi ve Akış Özellikleri

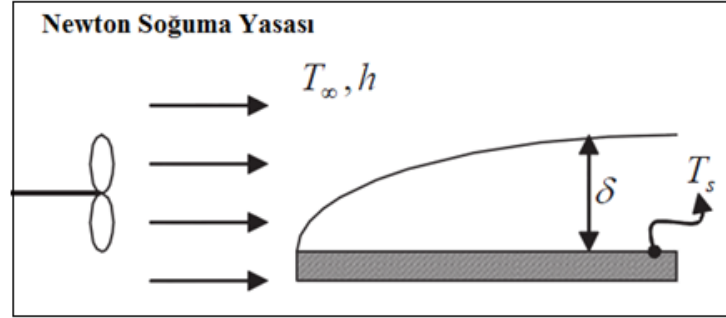
1.5.1. Türbin kanadında ısı transferi

Yanma odasından çıkan yanmış sıcak gaz akışının durağan ve hareketli türbin kanatlarında oluşturduğu ısı akılarının dağılımı Şekil 1.7'de gösterilmiştir.



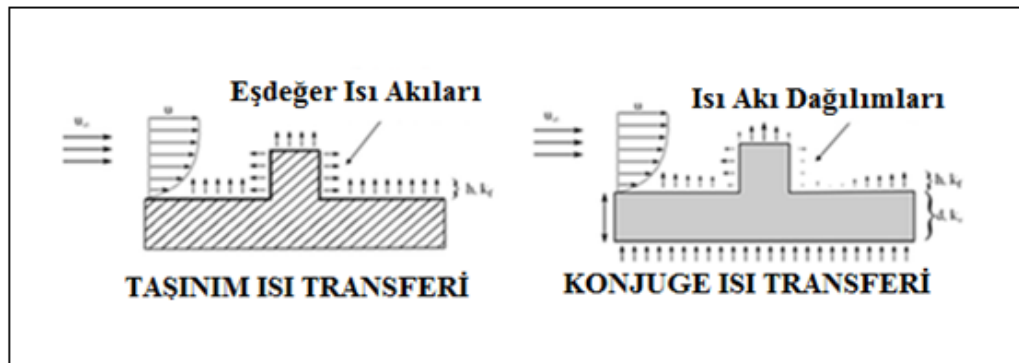
Şekil 1.7 Gaz türbinde yanmış gaz akışının durağan ve hareketli kanatlarda oluşturduğu ısı akılarının dağılımı [6]

Türbin kanadında ısı transfer mekanizmasını anlamak için katı ve akışkan ısı transfer etkileşimini ele alan taşınım ısı transferi ve iletim ısı transferi birlikte incelenmelidir. Zorlanmış taşınım, akışkan hareketi harici bir kaynak (pompa, fan vb.) tarafından oluşan bir ısı enerjisi taşıma mekanizmasıdır. Zorlanmış taşınımında aktarılan ısı miktarı Newton soğuma yasasından bulunur. Şekil 1.8’de bir plaka etrafında zorlanmış taşınımında aktarılan ısıyla ilgili bir çizim verilmiştir.



Şekil 1.8 Zorlanmış taşınım ve Newton soğuma yasası

Biot sayısı($Bi=hL/k$) boyutsuz bir parametre olup, katı iç ısı direncinin yüzey sınır tabaka direncine oranını vermektedir. Katı malzeme içerisindeki sıcaklık değişiminin, yüzey akışkan sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkına göre değerini belirler. Genel olarak Biot sayısı (Bi) çok küçükse, katı madde içerisindeki sıcaklık değişimi de çok küçüktür ve katı malzemedeki sabit sıcaklık varsayımı büyük ölçüde geçerli olmaktadır. Türbin kanatlarında iletim ısı transferi ve taşınım ısı transferi aynı anda ele alınıp modellendiği zaman konjuge(birleşik) ısı transferi kavramı ortaya çıkmaktadır. Birleşik ısı transferi benzetiminde en önemli konu akışkan-katı ara yüzündeki ısı transferi özelliklerini iyi derecede tahmin etmektir[7].

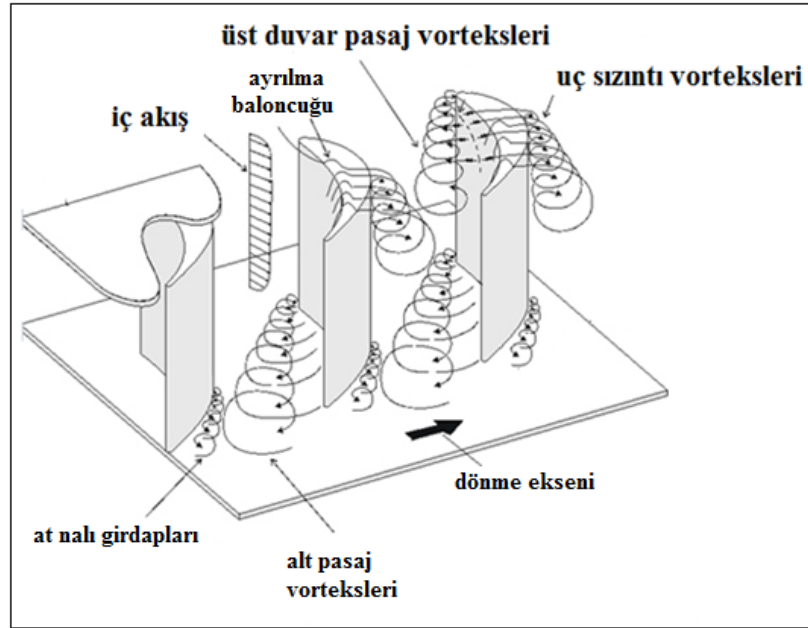


Şekil 1.9 Taşınım ve konjuge ısı transferinde ısı akı dağılımlarının gösterimi

Şekil 1.9’da taşınım ve konjuge ısı transferinin ısı akı dağılımlarının karşılaştırılması yapılmıştır. Taşınım ısı transferinde ısı akıları yüzeyde eşit akılar şeklinde dağılırken, konjuge ısı transferinde ısı akıları düzensiz akılar şeklinde dağılım gösterir.

1.5.2. Türbin kanadında akış özellikleri

Türbin kanatlarında akış özellikleri oldukça karmaşık bir yapıya sahiptir. Kanat geometrisi(airfoil), film soğutma deliklerinin varlığı, türbin kapağıyla kanat ucu arasındaki boşluk, uç duvar vorteksleri vb. etkenler karmaşık akışın temel nedenleridir. Türbin kanadında akış, kanal akışı, türbülantörlerden kaynaklı sınır tabakasının etkileri, geçişte basınç farklarından ortaya çıkan ikincil akışlar ve ön kenar at nalı girdapları, uç-kaçak akış vorteksleri ve köşe girdapları gibi akış yapıları ile karakterize edilir. Şekil 1.10’da türbin kanadı etrafında oluşan temel akış karakteristikleri gösterilmiştir. Uç cidarlarda, akış yapısında üç boyutlu güçlü bir pasaj vorteksi, merkez tarafında soğutucu enjeksiyon ve üst uç tarafında uç-sızıntısı vorteksleri oluşur. Dönmeden kaynaklı merkezkaç-kaldırma kuvveti etkileri, şok sınır tabaka etkileşimleri ve stator-rotor arasında oluşan akış etkileşimleri türbin kanatçıklarındaki akış alanını daha da karmaşık yapmaktadır.



Şekil 1.10 Türbin kanadında oluşan karmaşık akışın gösterimi [8]

1.6. Türbin Kanatlarında Soğutma Yöntemleri

Gaz türbin kanatlarında soğutma işlemi iç ve dış soğutma olmak üzere ikiye ayrılır. İçten soğutmada, kompresör kademesinden alınan soğutucu akışkan türbin kanatçıklarının iç kanallarından geçirilerek soğutucu akışkanın ısıyı kendi üstüne almasıyla soğutma yapılır. İç soğutma kendi içinde konveksiyon soğutma (pasaj soğutma, rib türbülatorlü kanal soğutma, pin-fin soğutma) ve çarpma soğutma diye ikiye ayrılır. Çarpma soğutma daha çok türbin kanadının ön kısmında, rib türbülatorlü soğutma orta kısmında ve pin-fin soğutma arka kısmında yapılan soğutma türleridir. Dıştan soğutma yönteminde ise kanada açılan delikler sayesinde soğutucu akışkan kanadın dış yüzeyinde yanmış gaz ile kanat yüzeyi arasında tampon bir tabaka oluşturarak soğutma yapılır. Dış soğutma yöntemi kendi içinde film soğutma ve transpirasyon soğutma diye ikiye ayrılır. Film soğutmada kanat dış yüzeyine açılan deliklerden geçen havanın kanat dış yüzeyinde ince, koruyucu, tampon bir film tabakası oluşturarak kanadı yüksek sıcaklıklardan korur. Transpirasyon soğutmada ise soğutucu akışkan, daimi gözenekli kanat yüzeyinin içinden geçmeye zorlanır ve böylece yüzeyi koruyan sürekli bir film tabakası oluşturarak soğutma yapılır[9].

Türbin kanatlarında soğutma yöntemleri temel olarak aşağıdaki şekilde sınıflandırılır.

1. İç Soğutma

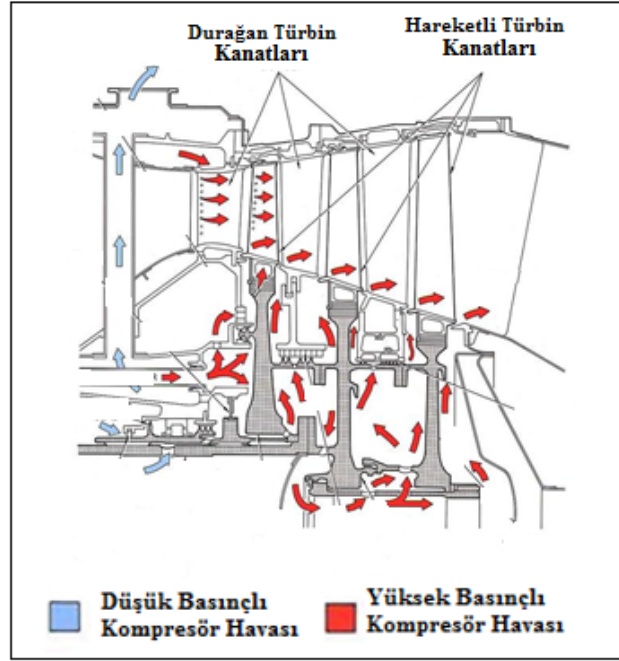
- Konveksiyon soğutma
 - Pürüzsüz kanal soğutma
 - Rib türbülatorlü kanal soğutma
 - Pin-fin soğutma

- Çarpma soğutma

2. Dış Soğutma

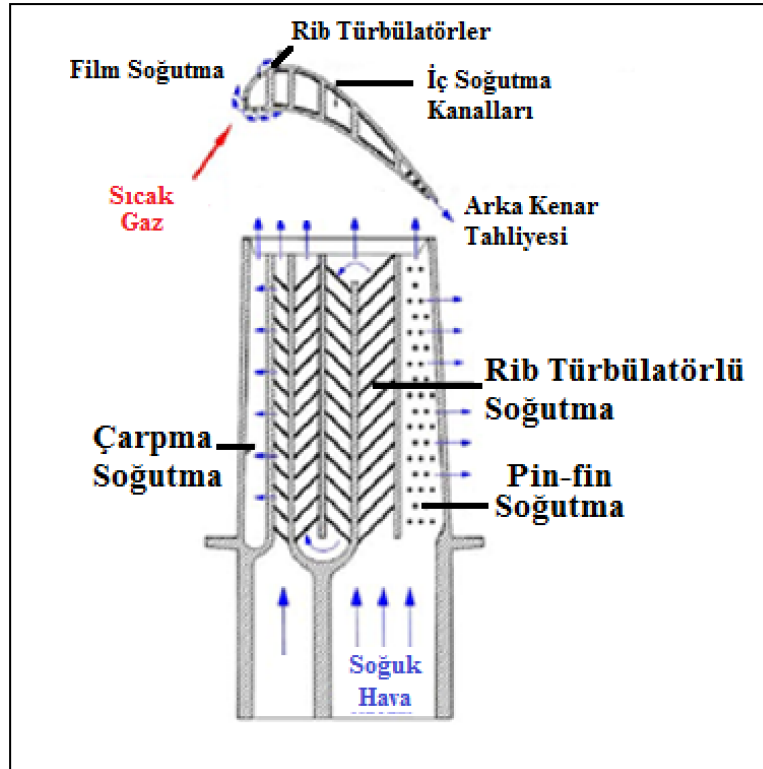
- Film soğutma
- Transpirasyon soğutma

Düşük ve yüksek basınç kompresör kademelerinden alınan soğutma havasının durağan ve hareketli türbin kanatlarında izlediği yol Şekil 1.11’de gösterilmiştir.



Şekil 1.11 Düşük ve yüksek basınçlı kompresör kademelerinden alınan soğutma havasının türbin kanatlarında izlediği yolların gösterimi [2]

Şekil 1.12’de ise türbin kanadının enine kesiti üzerinde soğutma yöntemlerinin gösterimi ve soğutma havasının izlediği yolların gösterimi verilmiştir.

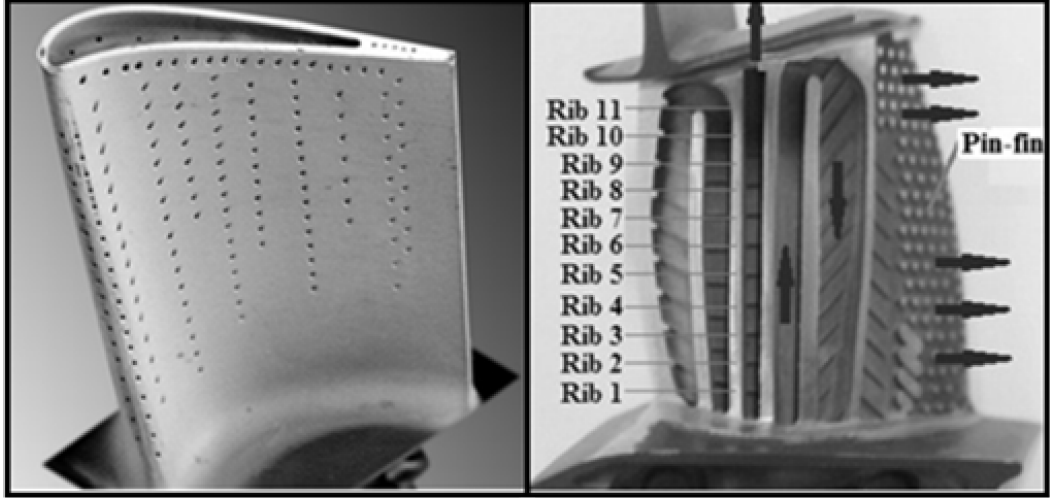


Şekil 1.12 Türbin kanadının enine kesitinde soğutma yöntemlerinin gösterimi

1.6.1. Konveksiyon soğutma

Konveksiyon soğutma metodu; pürüzsüz kanal soğutma, rib türbülantörlü kanal soğutma ve pin-fin soğutma olarak tasnif edilmektedir. Kanat soğutmada uygulanan ilk yöntem soğutucu akışkanın pürüzsüz kanal yoluyla soğutma yapmasıdır. Kanat içindeki kanallarda soğutucu akışkan kendisi ısınırken kanadın ısınısını çekerek kanadı soğutur. Isı transferini artırmak için soğutucu akışkan olarak görevlendirilen havanın türbülantlı olması istenir. Konveksiyon soğutmada, zorlanmış taşınım ile kanat içerisinde oluşturulan çeşitli kanal konfigürasyonları ve bu kanallara yerleştirilen türbülant üretici ek engeller(ribler) kanal içindeki türbülantın dolayısıyla da ısı transfer katsayılarının arttırılmasıyla soğutma yapılmaktadır. Türbülant oluşturmak için eklenen bu ribler soğutma verimini artıran sistemler olmasına karşın üretimi oldukça zahmetli ve maliyetlidir. Pin-finler ise kanadın kuyruk kenarına yakın bölgesinde yüzey alanını artırarak ısı transferinin artmasına yardımcı olur.

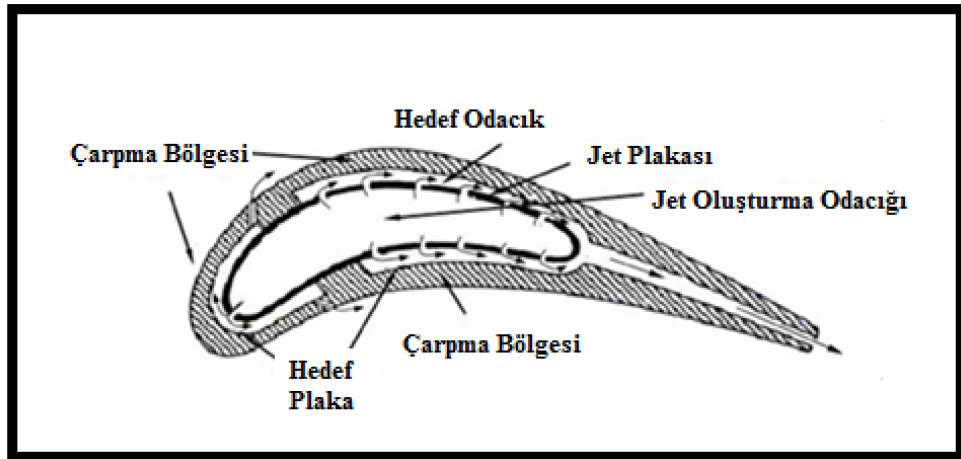
Kanal soğutmanın ilk uygulamalarında tek geçişli ve pürüzsüz pasajlar kullanılırken sonradan çok geçişli ve rib türbülantörlü pasajlar kullanılmaya başlanmıştır. Rib türbülantörlü soğutmada, türbülant oluşturucu ribler ısı transferini artırmak için iç soğutma kanallarının karşılıklı iki yüzeyine yerleştirilir. İç soğutma kanalları çoğunlukla değişik en boy oranlarında dikdörtgen kanallar şeklinde modellenirler. Ribler üzerinden geçen ana akışta ayrılmalar olur ve ribler arasında ayrılan akış tekrar birleşir. Riblerle karşılaşan ana akışta meydana gelen ayrılmalar sınır tabakasının periyodik olarak bozulmasına yol açarak ısı transferinin artmasına öncülük eder. Rib türbülantörlü bir kanal, pürüzsüz bir kanal soğutmasından 2-4 kat daha fazla soğutma sağlar. Pin-fin soğutmada, pinler kanadın dar kuyruk kenarında yüzey alanını artırarak soğutma yapar. Pin-finler, türbin kanadının arka kenarında yaygın olarak kullanılan soğutma türüdür. Pin-finler sadece ısı transferini artırmakla kalmaz bununla beraber ince türbin kanadı için ek yapısal destek de sağlar[2]. Günümüz modern gaz türbinli motorlarında kullanılan türbin kanadı ve kanadın enine kesitinde kullanılan konveksiyon soğutma sistemleri Şekil 1.13'te verilmiştir.



Şekil 1.13 Türbin kanadında film soğutma delikleri ve konveksiyon soğutma sistemlerinin görünümü[10]

1.6.2. Çarpma soğutma

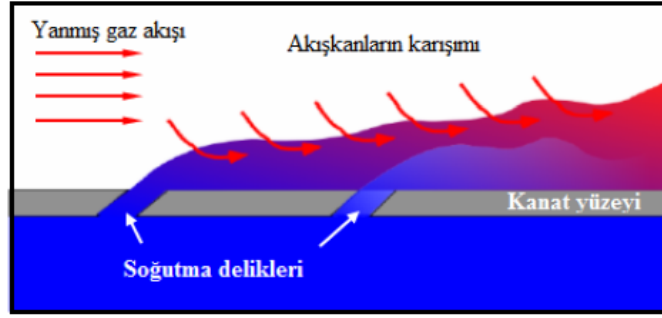
Çarpma soğutma yüksek basınç ve yüksek hızdaki soğuk hava jetinin sabit ve dönen kanatların hücum kenarına çarparak soğutma yapmasıdır. Jet çarpma ile soğutma daha çok termal yüklerin yüksek olduğu türbin kanadının ön kenarını yerel olarak soğutmak için kullanılır. Soğutucu akışkan kanat içindeki merkeze doğru radyal olarak yönlendirilir ve sonra aksiyel yöne döner ve kanadın iç yüzeyi üzerine açılan küçük delikler vasıtasıyla hava jetlerinin çarpma işlemi gerçekleşir. Çarpma jetlerinin düzenli dizilişleri, türbin kanat platformlarının üniform ve kontrollü soğutma yapmasını sağlar.



Şekil 1.14 Çarpma soğutma yöntemi ile soğutma yöntemi[2]

1.6.3. Film soğutma

Film soğutmada kanat dış yüzeyine açılan deliklerden geçen soğutma havası, kanadın dış yüzeyinde koruyucu ince tampon bir film tabakası oluşturarak kanadı yüksek sıcaklıklardan korur. Şekil 1.15’te film soğutma yöntemi gösterilmiştir.

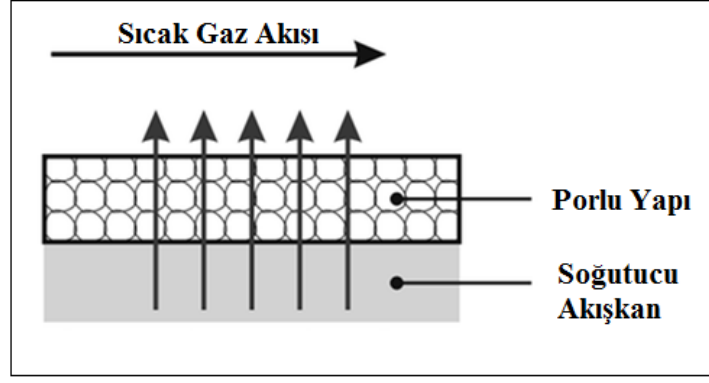


Şekil 1.15 Film soğutma yöntemi[11]

Film soğutmada soğutma verimi ve ısı transfer katsayıları, türbin kanadının aerodinamik ve geometrik parametrelerinin birer fonksiyonlarıdır. Film soğutma performansı; kanat üzerinde oluşan soğutucu film tabakasının uzunluğunun delik çapına oranına, soğutucu akışkana, yanmış gazın Mach sayısına ve akışkanın üfleme oranına bağlıdır[12].

1.6.4. Transpirasyon soğutma

Film soğutma uygulamasının komple kanat üzerine uyarlanmasıyla transpirasyon(transpiration) soğutma yöntemi geliştirilmiştir. Transpirasyon soğutmada kanat içyapısına ve yüzeylerine boyutları 10-50 mikron arasında değişen mikro porlar açılarak, soğutucu akışkan gözenekli kanat yüzeyinden geçmeye zorlanır. Böylece yüzeyi koruyan sürekli bir film tabakası oluşturularak soğutma işlemi yapılır. Şekil 1.16’da transpirasyon(effusion) soğutma yöntemi gösterilmiştir. Transpirasyon soğutma yönteminin, çoğunlukla en verimli soğutma metodu olduğu iddia edilir, fakat bu yöntem türbin kanadının mekanik ve termal zorlamalara karşı direncini azaltır[13].



Şekil 1.16 Transpirasyon soğutma yöntemi [14]

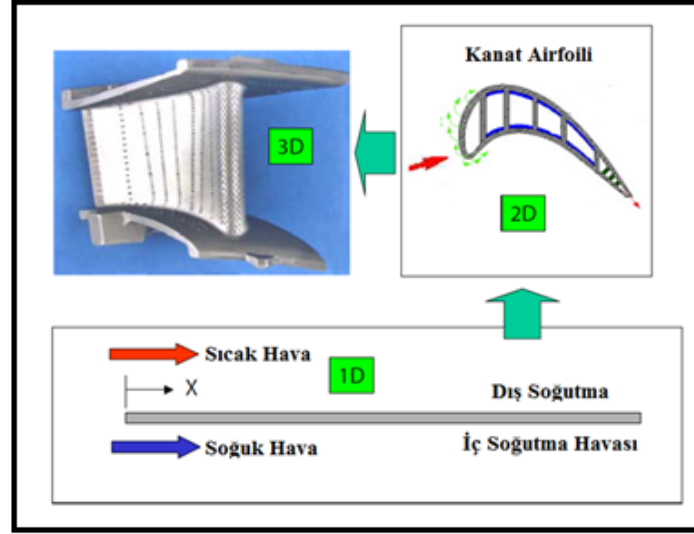
1.7.Türbin Kanatlarında Soğutma Tasarımı Analizi

GTM’de etkin soğutma tasarım analizi yapılırken birçok birleşik parametre göz önüne alınmalı ve bunlar arasında uzlaşma ve en iyileştirme yapılmalıdır. Soğutma tasarım analizi yapılırken ele alınacak başlıca parametreler aşağıda listelenmiştir:

- Temel alt tabaka malzeme seçimi,
- Kaplama malzemesi seçimi,
- Türbin kanadının termal tasarımı,
- Türbin kanadının mekanik tasarımı,
- Türbin kanadının aerodinamik tasarımı,
- Üretim ve maliyet(üretilebilirlik, emre-amadelik, sürdürülebilirlik).

Temel alt tabaka malzeme seçiminde malzemenin ömrünü etkileyen oksidasyona ve yüksek sıcaklık korozyonuna dayanıklı, yüksek kullanım ömrüne sahip ve yorulmaya dirençli temel metal seçimi yapılmalıdır. Temel alt tabaka malzemesini iyi seçilmiş olması çalışma sıcaklığını yükselterek sistemin verimini artırma amacına hizmet etmektedir. Termal bariyer kaplama temel alt tabaka malzemesini kaplama yöntemidir. Kaplamada dikkat edilmesi gereken temel nokta alt tabaka malzemesiyle kaplama malzemesi arasında termal genleşme sabitlerinin birbirine yakın seçilerek ortaya çıkacak olası termal gerilmelerin önüne geçmektir. Türbin kanadında ulaşılan maksimum sıcaklık, kısmi sıcaklıklar, iç ve dış ısı transfer katsayıları, film soğutma etkinliği, soğutma kanalı tasarımı, kullanılan soğutucu akışkan, soğutucu akışkan tahliye katsayıları vb. etkenler türbin kanadının termal

tasarımı kapsamında ele alınır. Sürünmeye, mekanik gerilmelere ve titreşime karşı türbin kanadında alınan önlemler ise türbin kanadının mekanik tasarımı kapsamına girer. Yüksek aerodinamik performansa sahip kanat airfoili ve akış yolu tasarımı türbin kanadının aerodinamik tasarımı kapsamında ele alınır. Üretilirlik, emre-amadelik, bakım onarım, sürdürülebilirlik vb. etkenler üretim ve maliyet kapsamında değerlendirilir[15].



Şekil 1.17 Basitten karmaşığa soğutma tasarım analizi [15]

Şekil 1.17’de türbin kanadının soğutma tasarım analizi yapılırken tek boyutlu basit plaka yapı(1D), iki boyutlu kanat airfoil yapısı(2D) ve üç boyutlu karmaşık kanat yapısı(3D) ile ilgili bir görsel verilmiştir. Tek boyutlu(1D) soğutma tasarım analizi düz bir plaka üzerindeki akış ve ısı transfer mekanizmasının incelenmesine dayanır. Temel metal seçimi, kaplama malzemesi seçimi, soğutucu akışkan seçimi, adyabatik duvar sıcaklığı vb. unsurlar bir boyutlu analizde dikkate alınan unsurlardır. İki boyutlu(2D) soğutma tasarım analizinde türbin kanat airfoil geometrisi tasarımı, kanadın duvar kalınlık seçimi, iç kanal soğutma tasarımı(rib, pin-fin), film soğutma etkinliği vb. unsurlar dikkate alınır. Üç boyutlu(3D) soğutma tasarım analizi ise gerçeğe en yakın analiz olup sabit ve hareketli türbin kanatları, uç açıklığı, shroud ve destek platformları da dikkate alınarak türbinin gerçek aerodinamik ve termal etkinliğini tespit etmek için yapılan soğutma tasarım analizidir.

1.8.Yapılan Çalışmanın Ana Hatları

İlk bölümde gaz türbinli motorlarda soğutmayla ilgili genel konular ele alınmıştır. Bu kapsamda, Brayton çevrimi, türbin kanatlarında soğutma ihtiyacı, yüksek sıcaklık problemi karşısında dört temel yaklaşım, türbin kanat soğutma teknolojilerinin gelişim süreci, türbin kanadında ısı transferi ve akış özellikleri, türbin kanatlarında soğutma yöntemleri ve türbin kanatlarında soğutma tasarımı analizi gibi genel konular ele alınmıştır.

İkinci bölümde türbin kanat soğutma kanallarında türbülator kullanımı etkisi incelenmiştir. Bu bağlamda pürüzsüz kanal ve rib türbülatorlü kanal akışı, boyutsuz büyüklükler ve ısı transferin artış denklemleri, iki geçişli kanallarda akış ve dönmenin akışa etkisi, soğutma kanalı performansına etki eden temel parametreler(soğutma kanal geometrisi ve kanalın en boy oranı etkisi, rib türbülator profili etkisi, blokaj oranı etkisi, rib boyu/rib adımının etkisi, ribin geliş havasıyla yaptığı hücum açısının etkisi, rib konfigürasyonunun etkisi, 180 derecelik dönüş etkisi, devir sayısı ve kanalın oryantasyon açısı etkisi, diğer faktörler) detaylı bir şekilde incelenmiş olup bu kapsamda yapılan deneysel çalışmalar hakkında literatür taraması yapılmış ve yapılan çalışmanın literatüre katkısı ele alınmıştır.

Üçüncü bölümde RANS temelli türbülans modelleri incelenmiştir. Bu bağlamda; hesaplamalı akışkanlar dinamiği, temel korunum denklemleri, türbülans ve türbülans benzetim modellerinde doğrudan sayısal benzetim(DES), büyük girdap benzetimi(LES), ayrık girdap benzetim(DES), duvar yakını türbülans modellemesi ve RANS temelli türbülans modelleri (lineer eddy viskozite modelleri, nonlineer eddy viskozite modelleri ve Reynolds gerilmeleri türbülans modelleri) incelenmiştir. Çalışmada kullanılan RANS temelli türbülans modelleri ilgili detaylar verilmiştir. Ayrıca RANS temelli türbülans modelleri kullanılarak soğutma kanallarında türbülator kullanımı ile ilgili yapılan sayısal benzetim çalışmalarıyla ilgili literatür taraması yapılmış ve yapılan çalışmada kullanılan RANS temelli türbülans modelleri gerekçeleriyle açıklanmıştır.

Dördüncü bölümde iki geçişli rib türbülatorlü trapezoid soğutma kanalları modellenmiş, modellere ağ atma işlemi yapılmış ve modeller ANSYS Fluent'te ile sayısal olarak çözdürülmüştür. Bu bağlamda ilk olarak soğutma kanalı modelleme kriterleri (kanal geometrisi, türbülator profili, rib adımı/rib boyu oranı seçimi, blokaj oranı, rib konfigürasyonu, rib hücum açısı) ve çalışılan Reynolds sayısı aralıklarının

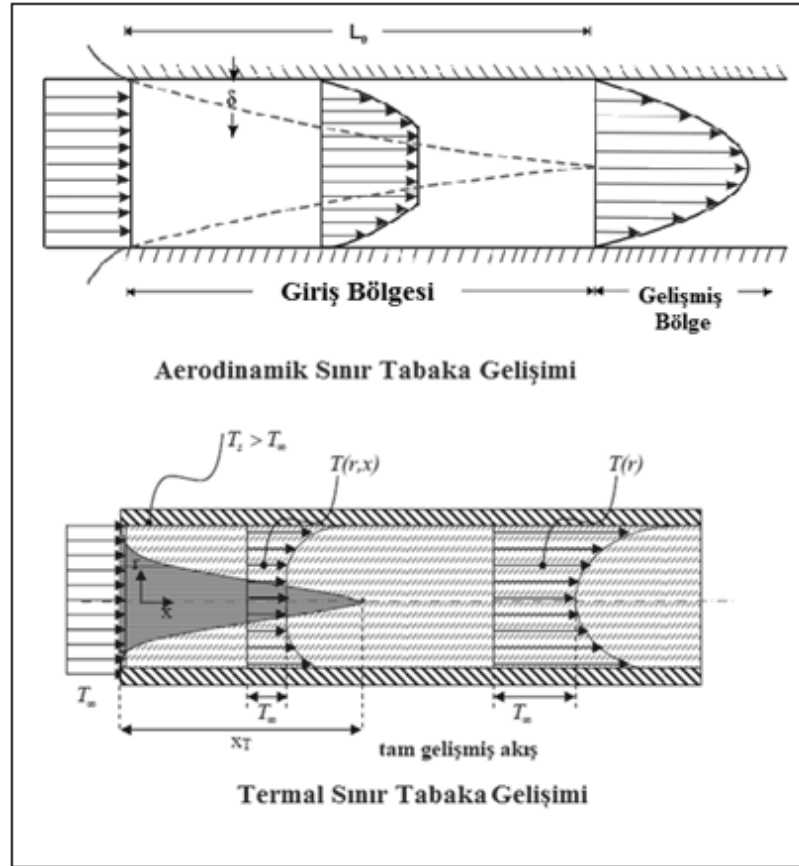
seçimi yapılmıştır. Kare kesitli ribler modellenen pürüzsüz kanalın alt ve üst yüzeylerine rib adının rib boyuna oranı (P/e) 12 olacak şekilde yerleştirilmiştir. Blokaj oranları(e/D_h) dar kanal, geniş kanal ve dönme bölgesi için sırasıyla 0.078, 0.066 ve 0.07 alınmıştır. Ribler kanala; ana akışa ortogonal(90°), transvers(60°) ve V-şeklinde yerleştirilerek değişik rib yerleşimlerinin, üç değişik Reynolds sayılarında(16.800, 31.800, 57.200), ısı transfer iyileştirme oranı, sürtünme kaybı faktörü ve termal performans bakımından karşılaştırması yapılmıştır. Ayrıca 2 geçişli kanalda 180 derecelik dönme bölgesindeki akış ve ısı transfer karakteristikleri incelenmiştir. Sayısal çözüm aracı olarak 4 değişik RANS temelli türbülans modelleri (Realizable k- ϵ model, SST k- ω model, V2f modeli ve Reynolds gerilmeleri modeli) kullanılmıştır. Kanal konfigürasyonları için ikincil akışlar, hız vektörleri, türbülans şiddetleri, ısı transfer artış oranları(Nusselt sayısı oranları) sonuç olarak gösterilmiştir. Ayrıca elde edilen sonuçlar Lee[139] ve Oh[140]'un doktora çalışmasında yaptığı deneysel verilerle karşılaştırılarak bu 4 çeşit türbülans modellerinin deneysel çalışmayla doğruluk ve yakınsama bakımından paralel sonuçlar verip vermediği tespit edilmiştir.

Son bölümde yapılan analizlerden elde edilen sonuçlar değerlendirilmiş ve gelecek çalışmalarla ilgili öneriler sunulmuştur. Bu kapsamda, 4 çeşit kanal konfigürasyonunun ısı transfer iyileştirme oranları, sürtünme faktörleri ve termal performans bakımından karşılaştırması yapılmıştır. Ayrıca çalışılan RANS temelli türbülans modellerinin hangi kanal konfigürasyonunda gerçeğe daha yakın tahminler verdiği ile ilgili sonuçlar elde edilmiştir. Gelecek çalışmalarla ilgili olarak; trapezoid kanallarla yapılan çalışmaların artırılması, kırık rib dizilimleri ile ilgili çalışmalar yapılması, yüksek blokaj oranlarında çalışmalar yapılması, dönme etkisini kapsayan çalışmalar yapılması, kanala etkiyen çoklu parametreler arasında kısmi optimizasyon çalışmalarının yapılması ve yeni akış görüntüleme teknolojileri kullanılarak akış karakteristiklerinin ısı transferine nasıl etkidiğiyle ilgili olarak yapılacak deneysel çalışmaların kapsamının geliştirilmesi gibi konular ele alınmıştır.

2. SOĞUTMA KANALLARINDA TÜRBÜLATÖR KULLANIMININ İNCELENMESİ

2.1. Pürüzsüz Kanal Akışı

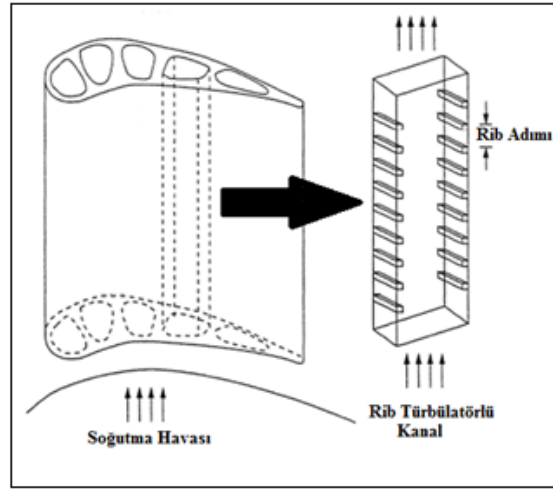
Türbin kanatlarında kanal soğutma, kompresörden alınan basınçlandırılmış soğutma havasının türbin kanatlarının iç kanallarına enjekte edilmesiyle yapılır. Soğutucu akışkan soğutma pasajları boyunca kanattan ısı çekerek hareket eder. Pürüzsüz kanal içi akışlarda aerodinamik ve termal sınır tabaka her iki duvarda bağımsız gelişerek, merkezden geçen bir eksenle birleşme noktasından itibaren akış tam gelişmiş akış koşullarına ulaşır. Bu nokta öncesi akış, gelişmekte olan akış ya da giriş bölgesi akışı olarak adlandırılır. Tam gelişmiş akışa ulaşana kadar olan bölge uzunluğuna da giriş bölgesi uzunluğu denir[16]. Şekil 2.1’de soğutma kanallarında sırasıyla aerodinamik ve termal sınır tabakanın gelişimi gösterilmiştir.



Şekil 2.1 Pürüzsüz bir kanalda aerodinamik ve termal sınır tabakanın gelişimi[16]

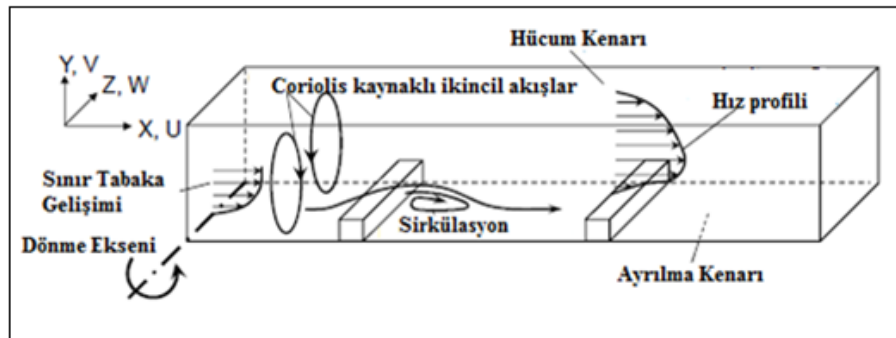
2.2. Rib Türbülantörlü Kanal Akışı

Türbülans oluşturuu rib türbülantörler, ısı transferini artırmak için iç soğutma kanallarının karşılıklı iki yüzeyine yerleştirilir. Şekil 2.2’de türbin kanadının iç soğutma kanalları ve kanallara yerleştirilen rib türbülantörlerin dizilimi görölmektedir. Rib türbülantörlerle karşılaşan ana akışta sınır tabakada bozulmalar olur, ana akışta ayrılmalar olurken rib arkasında hava dolaşımı(sirkülasyon) meydana gelir ve ribler arasında ayrılan akış tekrar birleşir. Sınır tabakanın riblerle her karşılaştığında periyodik olarak bozulması, soğutma kanalarında ısı transfer oranının artmasına öncülük eden temel olgudur.

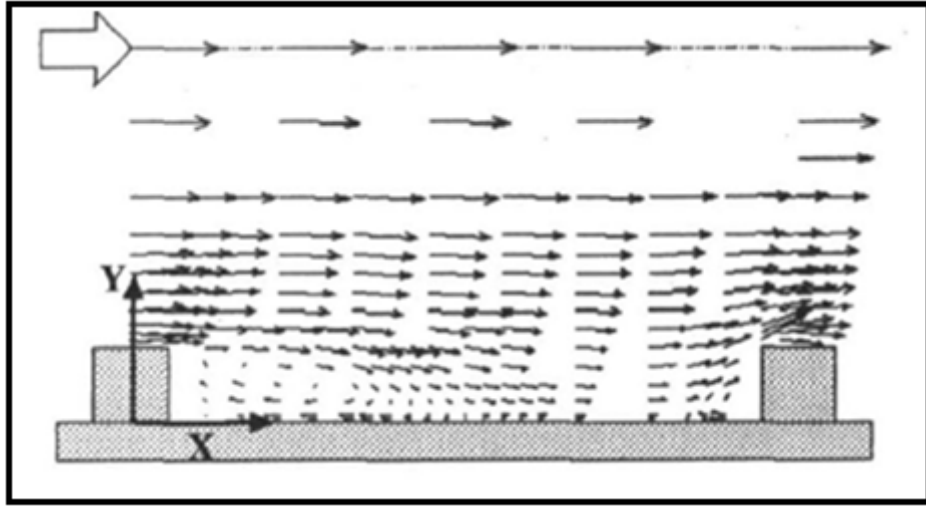


Şekil 2.2 Türbin kanat kesitinde rib türbülantörlü kanalın gösterimi

Şekil 2.3’te rib türbülantörlü bir kanalda akış karakteristikleri şematize edilmiş ve Şekil 2.4’te ana akış ve ribler arası akışın vektörel gösterimi verilmiştir.

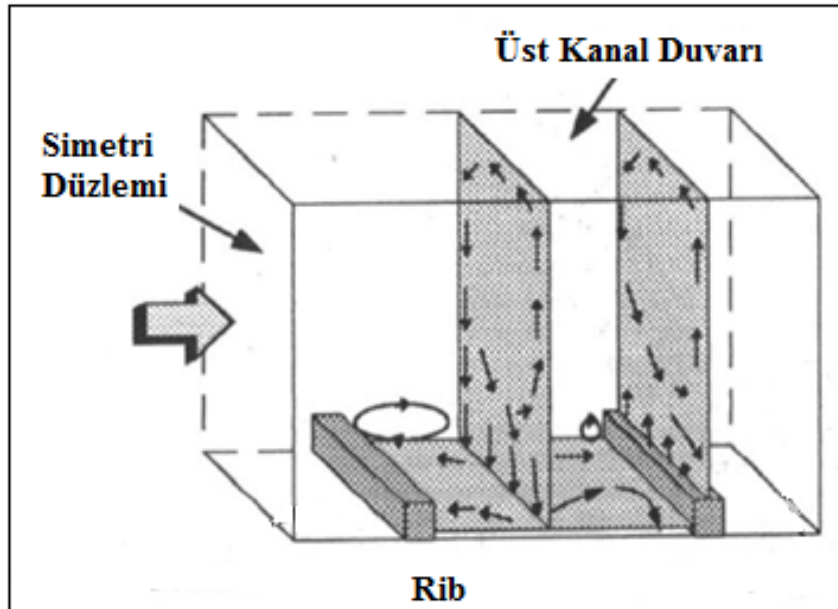


Şekil 2.3 Rib türbülantörlü bir kanalda akış karakteristiklerinin gösterimi [17]



Şekil 2.4 Ana akış ve ribler arası akışın vektörel gösterimi [18]

Ayrıca akış riblerle karşılaştığında ana akıştan farklı olarak akış yönünde artarak gelişen ikincil akışlar da ısı transferinin artmasına öncülük eder. Şekil 2.5'te ikincil akışların simetri yüzeylerinde vektörel gösterimi verilmiştir. Yapılan deneysel çalışmalarda, rib türbülantör bir kanalın pürüzsüz bir kanala nazaran 2-4 kat arası fazla soğutma yaptığı ortaya çıkmıştır[19].



Şekil 2.5 Ribler arasında oluşan ikincil akışların gösterimi [18]

2.3.Boyutsuz Büyüklükler ve Isı Transfer Artış Denklemleri

Reynolds Sayısı: Reynolds sayısı bir akışkanın, atalet kuvvetlerinin viskozite kuvvetlerine oranıdır ve kanal akışlarında genel olarak kanal akışlarında Reynolds sayısı 2300 değerinden küçük akışlar laminar, büyük akışlar ise türbülans akış rejimlerini nitelemeye kullanılır.

$$Re = (\rho U D_h) / \mu \quad (2.1)$$

Denklem (2.1)'de μ (kg/m.s) akışkanın dinamik viskozitesini, ρ (kg/m³) akışkanın yoğunluğunu, U (m/s) akışkanın kanal içerisindeki ortalama hızını ve D_h (m) ise kanalın hidrolik çapını ifade etmektedir.

Nusselt Sayısı: Nusselt sayısı taşınım ısı transfer katsayısının iletim ısı transfer katsayısına oranları arasındaki ilişkiyi ifade eden bir boyutsuz sayıdır.

$$Nu = h D_h / k \quad (2.2)$$

Denklem (2.2)'de h (W/m²K) yerel taşınım ısı transfer katsayısını, D_h (m) kanalın hidrolik çapını ve k (W/mK) akışkanın ısı iletim katsayısını ifade etmektedir.

Prandtl Sayısı: Prandtl sayısı momentum difüzyonunun, termal difüzyona oranıdır.

$$Pr = C_p \mu / k \quad (2.3)$$

Denklem (2.3)'te C_p (J/kg.K) özgül ısı değerini, μ (kg/m.s) akışkanın dinamik viskozitesini k (W/mK) akışkanın ısı iletim katsayısını ifade etmektedir.

Stanton Sayısı: Stanton sayısı akışkana aktarılan ısı transferinin, akışkanın termal kapasitesine oranı olarak tanımlanan boyutsuz bir sayıdır.

$$St = \frac{Nu}{Re Pr} \quad (2.4)$$

Dittus-Boelter Korelasyonu: Dittus-Boelter Korelasyonu zorlanmış taşınımında Nusselt sayısını tahmin etmede kullanılan bir korelasyondur. Akışkan duvarı soğutuyorsa $n=0,4$ ısıtılıyorsa $n=0,3$ alınır.

$$Nu_o = 0,023 Re^{0,8} Pr^n \quad (2.5)$$

Yerel Taşınım Isı Transfer Katsayısı: Yerel taşınım ısı transfer katsayısı duvar ısı akısının duvar ile akışkan arasındaki sıcaklık farkına oranı olarak tanımlanabilir.

$$h = q / (T_w - T_b) \quad (2.6)$$

Denklem (2.6)'da $q(W/m^2K)$ yerel ısı akısı, $T_w(K)$ duvar sıcaklığını ve $T_b(K)$ ortalama akışkan sıcaklığını ifade etmektedir.

Isı Transfer Artış Oranı: Isı transfer iyileşme oranı yerel Nusselt değerinin ortalama Nusselt değerine oranından elde edilen bir değerdir.

$$\frac{Nu}{Nu_0} = \frac{q \cdot D_h}{0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot (T_w - T_b)k} \quad (2.7)$$

Darcy–Weisbach Sürtünme Katsayısı: Türbülanslı akış şartında akışkan hareketi oldukça düzensizdir ve dalgalanma hızlarıyla karakterize edilir. Bu dalgalanmalar momentum ve enerji transferini artırır ve yüzey sürtünmelerinin artmasına neden olur. Sürtünme kuvvetinin oluşturduğu kayma gerilmesine bağlı yüzey sürtünme katsayısı ifade etmek için Darcy–Weisbach sürtünme katsayısı kullanılır[20].

$$f = \frac{\Delta P (D_h / L)}{\rho U^2 / 2} \quad (2.8)$$

Denklem (2.8)'de $\Delta P(Pa)$ basınç farkını, $\rho (kg/m^3)$ akışkan yoğunluğunu, $U(m/s)$ akışkanın kanal içerisindeki ortalama hızını ifade etmektedir.

Pürüzsüz Yüzey Sürtünme Faktörü : Pürüzsüz yüzeyde ortalama sürtünme faktörü Gnielinski denkleminde hesaplanır.

$$f_0 = (0,79 \ln Re - 1,64)^{-2} \quad (2.9)$$

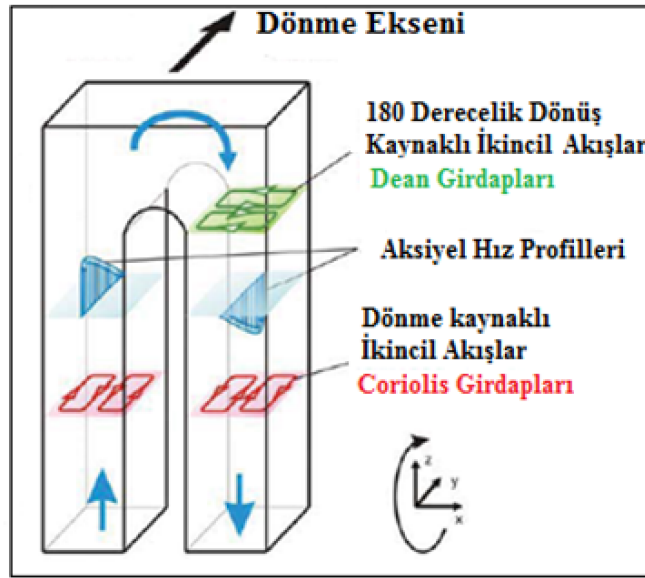
Kanalın Termal Performansı: Kanalın termal performansı, ısı transfer iyileşme oranı ve sürtünme kaybı faktörü oranından elde edilen bir değerdir.

$$TP = \left(\frac{Nu}{Nu_0} \right) \left(\frac{f}{f_0} \right)^{-1/3} \quad (2.10)$$

2.4.İki Geçişli Kanallarda Akış ve Rotasyonun Akışa Etkisi

Türbin kanatlarının iç soğutma kanallarında kanadın dönme etkisinden kaynaklı hem Coriolis kuvveti hem de kaldırma kuvveti(buoyancy) etkisi oluşur. Coriolis etkisi genel olarak dönen bir referans çerçevesinde hareket eden nesnelerde gözlenen

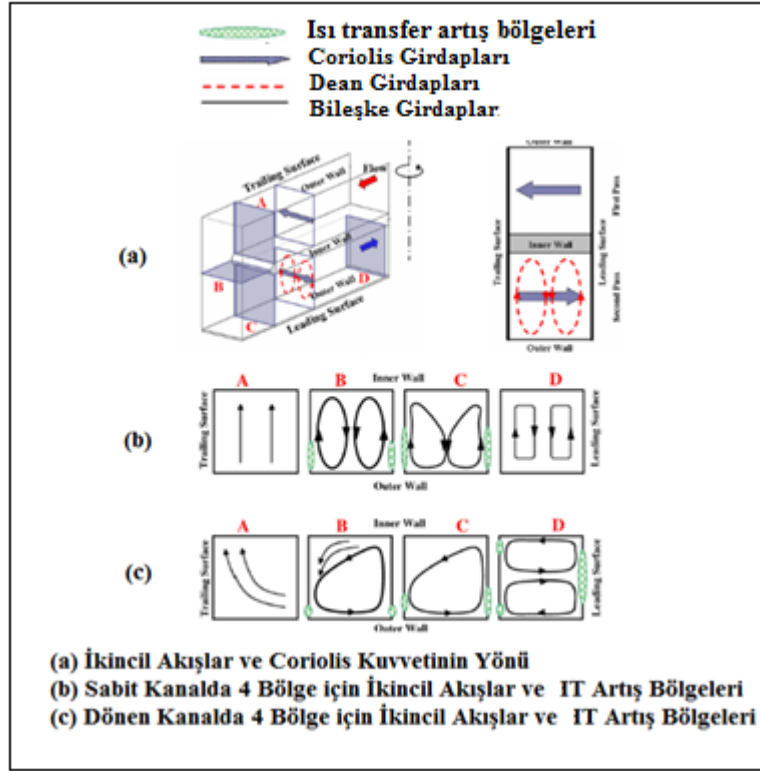
sapmadır. Saat yönünde dönen bir referans çerçevesinde, nesnenin hareketinin soluna doğru sapma olurken, saat yönünün tersine rotasyonda ise sağa sapma sağa gözlemlenir. Dönen kanallarda Coriolis kuvveti kanaldaki soğutucu akışkanın hız ve sıcaklık profillerini değiştirir. Radyal olarak dışa akışlı bir kanallarda (ilk geçişte) soğutucu akışkan, kanalın arka yüzeyine doğru zorlanırken, radyal olarak içe akışlı kanallarda (ikinci geçişte) soğutucu akışkan kanalın ön yüzeyine doğru zorlanır. Şekil 2.6'da iki geçişli dönen kanallarda rotasyonun akışa etkisi gösterilmiştir. Coriolis kuvveti soğutucu akışkana, kanal geometrisine ve kanalın dönüş hızına bağlı olarak değişir[19].



Şekil 2.6 İki geçişli dönen kanallarda rotasyonun akışa etkisi [21]

Türbin kanadında güçlü bir merkezkaç kuvveti soğutucu akışkanı dönme merkezinden dışa doğru itmesi sıcaklık farklarının dolayısıyla da yoğunluk farklarının oluşmasına yol açtığından kanalda bir dönel kaldırma kuvveti oluşmasına neden olur. Şayet ön ve arka duvarlar eşit derecede ısıtılsaydı, arka kenarda hızlı hareket eden soğutucu akışkan ön kenarda yavaş hareket eden akışkandan daha soğuk olurdu. Kanat duvarı ile soğutucu akışkan arasında sıcaklık farkı olduğu sürece dönel kaldırma kuvveti oluşur ve kanaldaki ısı transfer özelliklerine etki eder. İlk geçişte dönel kaldırma kuvveti Coriolis kuvvetine benzer bir şekilde akışı etkiler. Yani ilk geçişte kanalın arka duvar yakınında ısı transferinin daha da artmasına neden olur.

İkinci geçişte ise Coriolis kuvveti ön kenar lehinde davranır. İkinci geçişte dönel kaldırma kuvveti kanalda akış dağılımını daha üniform hale getirir[21].



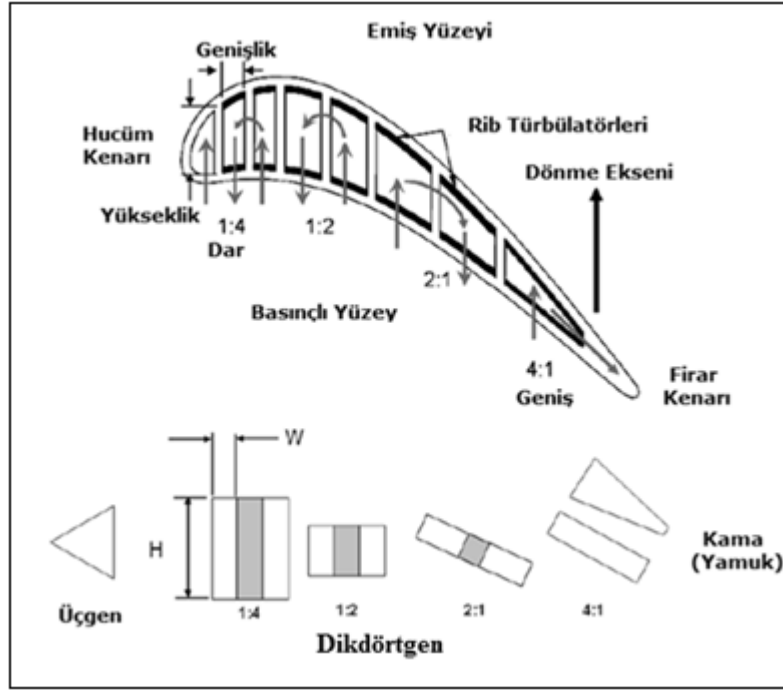
Şekil 2.7 Dört bölgeye ayrılmış iki geçişli dönen bir kanalda ikincil akışların ve ısı transfer artış bölgelerinin gösterimi[22]

Şekil 2.7’de dört bölgeye ayrılmış iki geçişli dönen bir kanalda ikincil akışlar, Corolis kuvvetinin yönü ve ısı transfer artış bölgelerinin gösterimi verilmiştir. Dört bölgeye ayrılmış iki geçişli dönen bir kanalda 1. ve 2. geçişte Corolis kuvvetlerinin yönünü nasıl değiştiğini Şekil 2.7(a)’da ve ayrıca dönme etkisinin ikincil akışlarda akışın yönünü ve ısı transfer artışını nasıl etkilediği de Şekil 2.7(b) ve 2.7(c)’de gösterilmiştir[22].

2.5. Soğutma Kanalı Performansına Etki Eden Parametreler ve Yapılan Deneyisel Çalışmalar Hakkında Literatür Taraması

İlk soğutma çalışmalarında türbin kanat soğutma kanalları olarak tek geçişli yüzeyi pürüzsüz kanallarla soğutma yapılmıştır. Zamanla kanal sayısı artırılmış ve yüzeyler riblerle pürüzlendirilerek ısı transferinde iyileşme sağlanmış ve gaz türbinlerin termal veriminde ciddi artışlar sağlanmıştır[23].

2.5.1. Soğutma kanal geometrisi ve kanalın en boy oranı etkisi



Şekil 2.8 Türbin kanadında soğutma kanalı modelleme

Şekil 2.8’de görüldüğü üzere türbin kanadının şekline göre iç soğutma kanallarının geometrisi üçgen, dikdörtgen ya da yamuk gibi değişik kanal şekilleriyle modellenirler. Türbin kanat airfolinin hücum kenarına yakın bölge eşkenar üçgen şeklinde modellenirken arka kenarına yakın bölge yamuk şeklinde modellenir. Orta bölgedeki kanallar ise sırasıyla $AR=1:4$, $1:2$, $1:1$ (kare), $2:1$ ve $4:1$ gibi 5 değişik en boy oranına(AR) sahip dikdörtgen kanal şeklinde modellenir. Türbin kanadının hücum kenarına yakın kısmı dar en boy oranına ($AR=1:4$, $1:2$) sahipken, arka kenarına yakın kısmı ise geniş en boy oranına($AR=2:1$, $4:1$) sahip kanallar şeklinde modellenirler. Literatürde yaygın olarak dikdörtgen kanallar çalışılış olmasına rağmen, türbin kanatlarının iç soğutma kanalları gerçeğe en yakın şekilde modellenmek isteniyorsa dikdörtgen şeklinde değil de kanat airfoilinden içeriye belirli bir duvar kalınlığı verildiğinde ortaya çıkan geometrik şekle en yakın şekil olan yamuk kanallar şeklinde modellenmesi gerekmektedir.

Metzger ve Vedula [24] ve Luo ve ark. [25] her iki yüzeyi açılı riblerle pürüzlendirilmiş üçgen kanallarda çalışmışlardır. Bu kanallarda V-şekli dizili riblerin 90 derecelik dizili riblere göre daha iyi ısı transfer artışı sağlarken, 60° V-şeklinde

dizili ribler ise 30° V-şeklinde dizili riblerden daha iyi ısı transfer artışı sağlamıştır. Üçgen kanallar için elde edilen optimum P/e oranı 7,5'tur. Yapılan çalışmada ısı transfer katsayılarının kanal boyunca maksimum bir değere ulaştığını ve kanalın sonuna doğru ikincil akışların yansımaları akış düzeni bozduğundan ısı transferinde azalma meydana geldiğini söylemişlerdir. Ayrıca üçgen kanallardaki ısı transfer artışının kare kanallardaki artıştan daha büyük olduğunu ifade etmişlerdir.

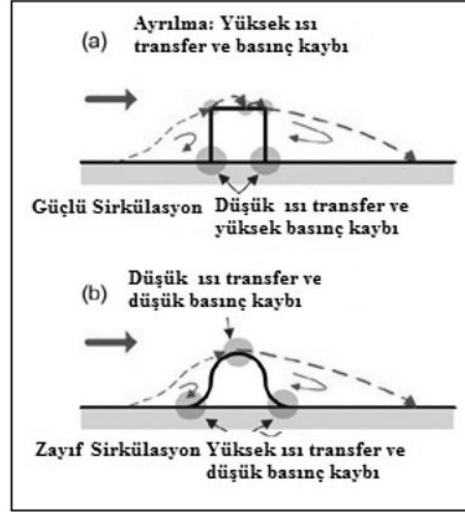
Taslim ve ark. [26] yamuk kanallarda sıvı kristal tekniğiyle yaptığı deneysel çalışmada üniform olmayan rib şekilleri ve kanal geometrilerden kaynaklı ısı transfer katsayıları üzerinde daha büyük eksenel değişimlerin olduğunu öne sürmüşlerdir. Lee ve ark. [27] iki geçişli yamuk kanallarda naftalin süblimleşmesi tekniğini kullanarak 10,000 -60,000 Reynolds sayılarında ısı transfer kütle transfer analojisiyle yaptıkları çalışmada Nusselt sayısının kanaldaki dağılımını incelemişlerdir. Yamuk kanalın geniş kanal kesitinde ribin ortalama ısı transferi üzerindeki etkisi dar kanal kesitindeki etkiden daha yüksek olduğunu ve dönüşlerde, dönüş akıntısı yönünde yerel ısı transfer dağılımlarının daha büyük değişiklik gösterdiğini öne sürmüşlerdir.

Park ve Han [28,29] kanalın en boy oranının ısı transferini nasıl etkilediğini çalışmak üzere $AR=1:4$, $1:2$, $1:1$, $2:1$ ve $4:1$ gibi 5 değişik en boy oranına sahip 60 derecelik hücum açısıyla yerleştirilmiş rib dizili kanallarda ısı transfer artışı ve basınç düşüşü üzerine çalışmışlardır. Dar en boy oranına sahip kanallar, geniş en boy oranına sahip kanallara göre daha iyi ısı transfer artışı verdiği sonucuna varmışlardır. Değişik en boy oranlarına sahip kanallarda değişken rib açıları (30° - 90° arası) yaptığı deneysel çalışma sonuçlarına göre dar en boy oranına ($AR=1:2$, $AR=1:4$) sahip kanallarda ortogonal dizili ribler kötü termal performans verirken, 60° yerleştirilmiş rib dizilimleri en iyi ısı transfer artışını vermiştir. Geniş en boy oranına ($AR=2:1$, $AR=4:1$) sahip kanallarda ise 30 derecelik dizili ribler en kötü performansı verirken, 60 derecelik dizili ve ortogonal dizili ribler daha iyi performans vermişlerdir.

2.5.2. Türbülator profili etkisi

Türbülatorler, soğutma kanallarında sınır tabakayı periyodik olarak bozup türbülansa yol açarak ısı transferini artırmak için akışın önüne engel olarak konulan araçlardır. Bu engeller kare, yuvarlak, kübik, delta, yarı küre, üçgen ve eğimli(tapered) şekillerde olabilirler. Şekil 2.9'da keskin kenarlı ve yuvarlak riblerin karşılaştırılması verilmiştir. Keskin kenarlı riblerde akışta ayrılmalardan dolayı ısı

transferi daha yüksek iken basınç düşüşü yuvarlak riblere nazaran daha fazladır. Rib profil seçiminde, termal performansın yanı sıra üretim sınırlamaları da önemli bir unsurdur.



Şekil 2.9 Keskin ve yuvarlak rib profillerinin karşılaştırılması[31]

Lockett ve Collins [30] kare ve yuvarlak rib geometrileri için ısı transfer dağılımını incelemişlerdir. Yuvarlanmış riblerde daha akıcı bir akış olurken, kare riblerin arka kısımlarında ısı transferinde daha keskin düşüşler olmaktadır. Rallabandi ve ark. [31] 30,000 - 400,000 arası değişen yüksek Reynolds sayılarında keskin kenarlı ribler ve yuvarlak riblerle çalışma yapmışlardır. Yüksek Reynolds sayılarında, yuvarlak ribler ile keskin kenarlı ribler ısı transferi açısından yakın sonuçlar verse de daha yüksek rib boylarında yuvarlak riblerin az basınç düşüşü sağladıklarından daha düşük sürtünme faktörüne sebep olduklarını öne sürmüşlerdir.

Chandra ve ark. [32] kare kesitli kanalda üçgen, keskin kenarlı, yuvarlak, yarı küre rib şekillerinin ısı transfer artışına ve basınç düşüşüne etkisini incelemişlerdir. Sabit bir sürtünme faktöründe değişik rib geometrilerinde ısı transfer performansı karşılaştırması yapılmış ve kare ribler haricindeki riblerin birbirine yakın oranlarda ısı transfer artışı sağladığını söylemişlerdir. Değişik rib geometrileri için Ahn [33] benzer bir çalışma yapmış ve önceki çalışmaların aksine üçgen şekilli riblerin daha yüksek performans sağladıklarını söylemiştir. Wang ve Sunden [34] değişken rib şekilleri ile yaptıkları çalışmada Ahn'ın[33] sonuçlarıyla örtüşmeyen sonuçlar elde etmişlerdir ve yüksekliği akış yönünde azalan eğimli(tapered) riblerin daha yüksek performans sağladıklarını söylemişlerdir. Han ve ark. [35] üç boyutlu yapılar kullanarak kama

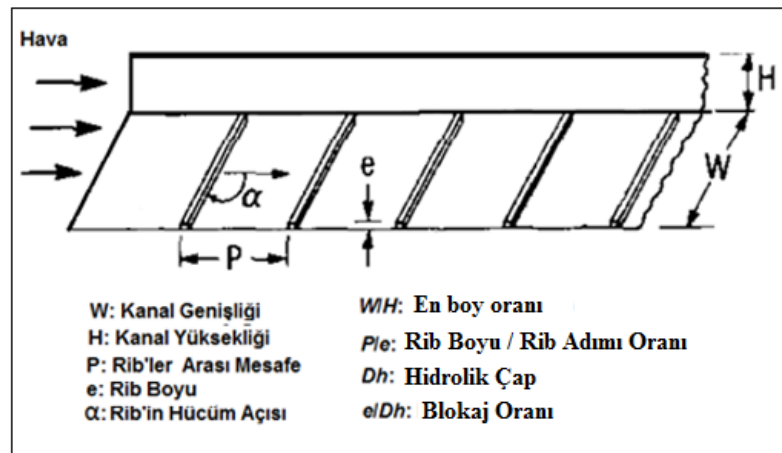
biçiminde ve delta şeklinde türbülantörlerle yaptıkları çalışmada rib profilleriyle ilgili deneysel çalışmaların kapsamını genişletmişlerdir. Delta şeklinde ribler kama şeklinde riblerden daha iyi termal performans verirken, pürüzsüz kanala nazaran 3 ila 4 kat arası ısı transfer oranında iyileşme sağladığı sonucuna varmıştır. Ganmol [36] kübik elmas ve delta şeklinde riblerle yaptığı çalışmada iki geçişli dönmeyen bir kanalda riblerin ilk geçişte pürüzsüz kanala nazaran yaklaşık 3,5 kat ısı transfer oranında iyileşme sağlarken ikinci geçişte yaklaşık 2 kat ısı transfer oranında iyileşme sağladığı sonucuna ulaşmıştır.

2.5.3. Blokaj oranı etkisi

Rib boyu soğutma kanalında ısı transfer ve akış karakteristiklerine etki eden önemli bir parametredir. Rib boyunun ısı ve akış karakteristiklerine etkisini incelemek için rib boyunun(e) kanal hidrolik çapına oranı(D_h), blokaj oranı(e/D_h) olarak tanımlanmıştır. Üç boyutlu kanallarda hidrolik çap (2.11)'deki denklemden hesaplanır. Üç boyutlu kanallarda işlem kolaylığı olsun diye orta kesitten alınan iki boyutlu bir kesit için hidrolik çap hesabı yapılırken de $[(4 \times \text{Alan}) / \text{Çevre}]$ şeklinde hesaplama yapılır.

$$D_h = \frac{4 \times \text{Akışkan Hacmi}}{\text{Islak Alan}} \quad (2.11)$$

Rib türbülantörlü kanal akışında ısı transferine etkiyen temel parametrelerin gösterimi Şekil 2.10'da verilmiştir.



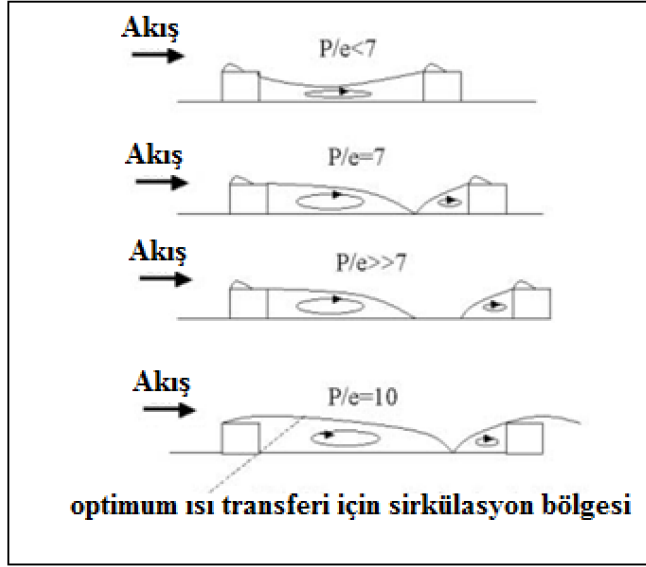
Şekil 2.10 Ribli kanal akışında ısı transferine etkiyen temel parametrelerin gösterimi

Rib yüksekliği, ısı transferi üzerinde yumuşak bir etkiye sahiptir. Yapılan çalışmalarda blokaj oranı(e/D_h) genel olarak 0,1-0,2 olarak alınmıştır. Genel olarak düşük blokaj oranları yüksek Reynolds sayılı akışlarda daha etkindir. Uzun riblerin kısa riblere oranla akışta daha büyük ayrılma ve yeniden birleşme bölgeleri oluşturmalarından dolayı yüksek blokaj oranı akış alanında daha fazla türbülans oluşumu sağlarlar. Ancak yüksek blokaj oranları sürtünme miktarını artırdıkları için termal performansta ciddi oranda düşüş sağlar. Ayrıca yüksek blokaj oranları Nusselt sayısının rib aralığı(P/e) üzerindeki duyarlılığının da azalmasına yol açar [19].

Han [37] 0.021, 0.042 ve 0.063 blokaj oranlarında kare bir kanalda yaptığı çalışmada blokaj oranının artmasıyla Stanton sayısı ve sürtünme faktörünün arttığını öne sürmüştür. Taslim ve ark. [38] 0.133, 0.25, ve 0.333 blokaj oranlarında kare bir kanalda yaptığı çalışmada sabit bir Reynolds sayısı için yüksek seviyelerdeki hava karışımından kaynaklı blokaj oranı arttıkça Nusselt sayısının da arttığını söylemişlerdir. Taslim ve Spring [39] 0.15 ila 0.285 blokaj oranlarında 1:2 en boy oranına sahip bir kanalda blokaj oranı artarken Nusselt sayısının rib adımı üzerindeki duyarlılığı azaldığını söylemişlerdir. Taslim ve Lengkong [40] kare bir kanalda 0.133, 0.167 ve 0.25 blokaj oranlarında yaptıkları çalışmada blokaj oranı artarken sürtünme kayıplarından kaynaklı termal performansın düştüğünü söylemişlerdir.

2.5.4. Rib adımı ve rib boyu etkisi

Ribler arası mesafenin(rib aralığı ya da rib adımı) iç soğutma kanallarında akış karakteristikleri ve ısı transfer karakteristikleri üzerinde mutlak bir etkisi vardır. Rib boyunun ve rib adımının ısı ve akış karakteristiklerine etkisi rib adımı/rib boyu(P/e) şeklinde bir parametre üzerinden incelenir. Soğutma kanallarında ana akış ribe yaklaştığında akış ayrılır ve ribler arasında tekrar birleşme olur. Dar rib adımı($P/e < 7$) ise ayrılmaya müsaade etmediği için tam girdap oluşumuna sebep vermediğinden yeniden birleşme alanını tehlikeye atar ve ısı transfer artışına az etki eder. Ribler arası mesafeyi çok artırmak($P/e \gg 7$) da akışın yeniden birleştiği bölgede sınır tabakanın büyümesine böylece ısı transferinin azalmasına yol açar. Dikdörtgen şeklinde modellenen kanallarda yapılan çalışmalarda optimum ısı transfer artışı için ideal rib adımı/rib boyu(P/e) oranı 10 olarak bulunmuştur[19]. Şekil 2.11’de değişik rib aralıkları için akışın şematize edilmiş hali verilmiştir.

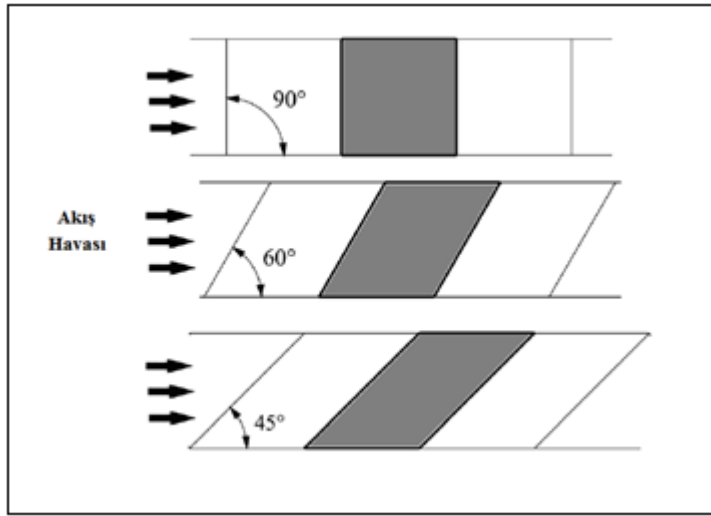


Şekil 2.11 Rib adımının optimizasyonu ve akışta ayrılmaların gösterimi [41]

Taslim ve Spring [39] sıvı kristal tekniği kullanarak ribler arası mesafenin etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Deney sonucunda belirli bir blokaj oranı için ribler arası optimumum bir rib adımı/rib boyu(P/e oranı) olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Han ve ark. [42] değişik hücum açıları, rib profilleri ve P/e oranları için 45° rib hücum açısının ortogonal dizili riblere nazaran üstün bir ısı transfer performansı sağladığını öne sürmüştür. Ayrıca ısı transfer iyileşme oranının $P/e=10$ iken maksimum değere ulaştığı öne sürmüştür. Han [43] 10,000 ile 60,000 arasında Reynolds sayıları ve P/e oranları sırasıyla 10 ve 20 olan kanalda deneysel çalışma yapmıştır. Rib aralığı ve Reynolds sayısının artışıyla yerel Nusselt sayısı düşer ve belirli bir Reynolds sayısına kadar Nusselt sayısı P/e oranındaki artışla düşer. Sabit bir pompa gücünde düşük en boy oranına sahip kanalda ısı transferinde daha fazla artış olur. Transvers dizili riblerin ortogonal dizili riblere nazaran daha iyi soğutma sağladığını ve $P/e=10$ 'un, $P/e=20$ 'den daha fazla avantaj sağladığı sonucuna ulaşmışlardır. Taslim ve Wadsworth [44] P/e oranları 5, 7.5, 8.5 ve 10 olan kare bir kanal için bir çalışma yapmış ve kare kanalda $P/e = 8.5$ iken optimum ısı transfer artışının oluştuğunu öne sürmüşlerdir. Liu ve ark. [45] P/e oranları 3, 5, 7.5 ve 10 olan 1:2 en boy oranına sahip döner bir kanalda yaptığı çalışmada P/e oranı düşerken yerel Nusselt sayısının arttığını söylemişlerdir. Ancak sürtünme faktörü de göz önüne alınırsa termal performans P/e oranı 5'e düşünceye kadar artış gösterir.

2.5.5. Rib hücum açısının etkisi

Literatürde değişik rib hücum açıları ve rib konfigürasyonları üzerinde çalışmalar yapılmış ve bunların ısı transferi ve akışı nasıl etkilediğine açıklık getirilmek istenmiştir. Rib hücum açısının aslında rib yerleşimiyle iç içe ele alınması gerekir. Fakat örneğin V şekilli rib dizilimi(oryantasyonu) 45 derecelik açılarla da 60 derecelik açılarla da oluşturulabildiği için bu çalışmada rib hücum açıları ve rib konfigürasyonları ayrı ayrı ele alınmıştır. Şekil 2.12’de yaygın kullanılan hücum açılarında riblerin gösterimi verilmiştir. İlk çalışmalar ortogonal (ana akış havasına 90 derece açı yapan) riblerle yapılmıştır. Daha sonraki çalışmalarda ise transvers riblerle(ana akış havasına 30°, 45° ve 60 derecelik açı yapan) çalışmalar yapılmış ve transvers dizili riblerin 90 derecelik ortogonal dizili riblerden daha iyi termal performans sağladığını tespit etmiştir [19].



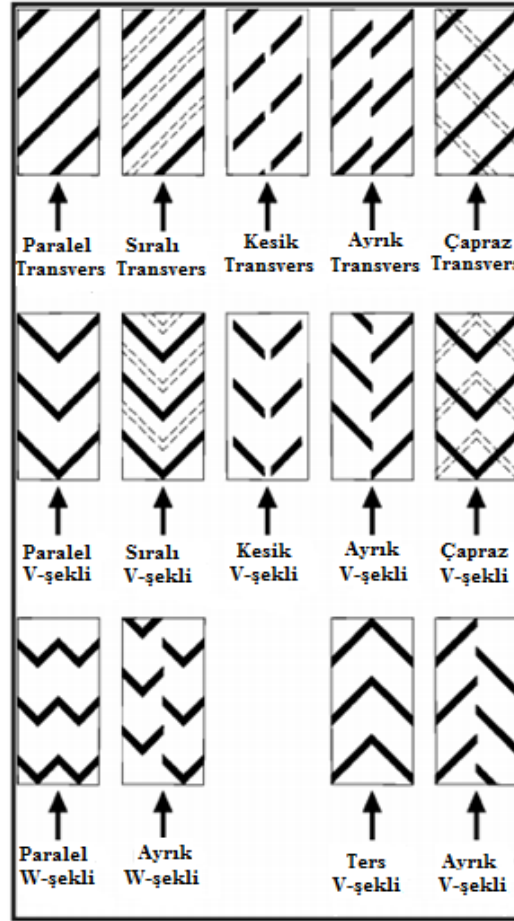
Şekil 2.12 Değişik hücum açılarındaki ribler

Han ve Park [46] ortogonal (90°) ve transvers (60°, 45°, 30° vb.) rib hücum açısı ve kanal en-boy oranının kombine etkisini incelemiştir. Ortogonal ribler düşük en boy oranında daha iyi performans sağlarken geniş en boy oranlarında 60° dizili ribler en iyi termal performansı sağlar. Lau ve ark. [47] sabit bir pompa gücü ve hava akış oranı için yapılan deneysel çalışmada kare kanalda 60°, 45° ve 30° açıyla dizili riblerin toplam ısı performansı 90 derecelik ortogonal dizili ribe nazaran ısı performansta %20 daha fazla artış sağladığı sonucuna ulaşmışlardır. Park ve ark. [48] değişik en

boy oranlarına sahip kanallarda değişken rib açılarında(30°-90°) yaptığı deneysel çalışma sonuçlarına göre; büyük en boy oranına sahip kanallarda 45°/30° rib açıları en iyi ısı transfer artışı sağlarken, dar en boy oranına sahip kanallarda 45°/60° rib açıları en iyi ısı transfer artışı sağladığı sonucuna ulaşmışlardır.

2.5.6. Rib konfigürasyonun (yerleşiminin) etkisi

Rib yerleşimi; ortogonal dizili, transvers dizili, paralel düzenlenmiş açılı ribler, çakışan sıralı ribler, boşluklu ribler, sürekli ribler, çapraz ribler, ayrık ribler, V şeklinde dizili ribler, ters V şeklinde dizili ribler, W şeklinde dizili ribler, ters W şeklinde dizili ribler vb. düzenlenmiş bir sürü kombinasyonları mevcuttur. Şekil 2.13'te yüksek performanslı bazı değişik rib konfigürasyonları gösterilmiştir[49].



Şekil 2.13 Yüksek performanslı rib konfigürasyonları [49]

Han ve ark. [50] 45° ve 60° açılı riblerle V-şekli riblerin karşılaştırmasına yapacak bir çalışma yapmışlardır. V-şekli riblerin, 45° ve 60° açılı transvers dizili

riblerden daha iyi performans sağladığı sonucuna ulaşmışlardır. Daha sonraki çalışmalarda ise Han ve Zhang [51] V-şekli kırık riblerin, 60° ve 45° daimi riblerden daha iyi sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. V şeklindeki ribler ısı transferinde en iyi iyileştirme oranı sağlarken, ters V şeklinde dizili ribler en yüksek basınç düşüşüne yol açmışlardır.

Han ve ark. [52] kare kanalda blokaj oranı 0.0625, P/e oranı 10 olan 15,000 ile 80,000 aralıklarındaki Reynolds sayılarında paralel, çapraz ve V şekilli riblerle yapılan çalışmada yüzeyin ısı akısının ısı transferindeki artışa etkisini incelemişlerdir. 60° derecelik açıyla yerleştirilmiş V şekilli ribler çapraz dizili riblerden daha iyi performans sağlarken, ortogonal dizili riblerin ise duvarın ısı akı oranından ve Reynolds sayısından etkilenmediğini öne sürmüşlerdir. Taslim ve ark. [53] sıvı kristal tekniği ile 5,000 ila 30,000 Reynolds sayıları aralıklarında ortogonal dizili, transvers dizili ve V şekli dizili riblerin daimi ve ayırık durumları için ısı transfer oranındaki artışını incelemek için deneysel çalışma yapmışlardır. Sonuç olarak, ortogonal dizili riblerin transvers dizili riblere göre daha düşük termal performans sağladığını öne sürmüşlerdir. Ayırık ribler, daimi transvers riblerden daha iyi termal performans gösterirken; 45° V-şekli ayırık dizili ribler diğer rib yapılandırmalarına nazaran en iyi termal performansı vermiştir. Ayrıca V-şeklinde dizili riblerin düşük blokaj oranlarında daha iyi soğutma sağladığını öne sürmüşlerdir. Ekkad ve Han [54] sıvı kristal tekniği ile 2 geçişli kanalda paralel daimi V şekilli ve kırık V şekilli ribler üzerinde çalışma yapmıştır. İlk geçişte paralel daimi V şekilli ve kırık V şekilli riblerin benzer şekilde ısı transfer artışı gösterdiğini, fakat kırık V şekilli riblerin ikinci geçişte daimi riblerden daha iyi ısı transfer artışı sağladığını öne sürmüşlerdir. Cho ve ark. [55] tek geçişli kütle transfer yöntemi ile en boy oranı 4:1 olan kanalda yaptıkları çalışmada ayırık ortogonal dizili riblerin daimi ortogonal dizili riblere göre daha iyi ısı transfer artışı sağladığını öne sürmüş ve 45° dizili transvers riblerin ise ayırık ve daimi riblerle benzer performans gösterdiği sonucuna ulaşmışlardır.

Rhee ve ark. [56] değişik en boy oranları ve Reynolds sayıları için 60° sürekli V-şekli ribler ve 45° ayırık V-şekli rib konfigürasyonları için yerel ısı/kütle transferi karakteristiklerini incelemişlerdir. Merkez bölgede ortalama lokal değerler ikincil akışın azalmasıyla azalma gösterdiğinden, bütün Reynolds sayılarında artan en boy oranları için ortalama ısı ve kütle transfer katsayılarında azalma olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Gao ve Suden [57] en boy oranı 8:1 olan kanalda V-şekli, Λ -şekli ve transvers dizili riblerle sıvı kristal tekniğiyle yaptığı çalışmalarda V-şekli, riblerin

en iyi termal performans verdiği sonucuna ulaşmışlardır. Lee ve ark. [58] en boy oranı 4:1 olan tek geçişli kanalda V-şekilli, ayrıık ve transvers dizili riblerin ısı transferindeki iyileşme oranının etkisini gözlemlemişlerdir. Hem sabit kanatlarda hem döner kanallarda V-şekilli rib konfigürasyonlarının daha iyi ısı transfer artışı sağladığını gözlemlemişlerdir. Lee ve ark. [59] en boy oranı 4:1 olan tek geçişli kanalda 6 değişik rib konfigürasyonlarıyla yaptığı çalışmada yine ayrıık V şekilli riblerin hem dönen hem de durağan koşullarda en iyi ısı transfer artış oranı verdiği sonucuna ulaşmışlardır. Alkhamis ve ark. [60] 45 derecelik yerleştirilmiş ribler ve V şekilli ribler kullanarak yüksek Reynolds sayılarında yaptığı çalışmada V şekilli riblerin sürtünme-basınç kayıpları önemsenmeksizin 45 derecelik dizili riblere göre daha yüksek termal performans sağladığı sonucuna ulaşmışlardır.

2.5.7. 180 derecelik keskin dönüş etkisi

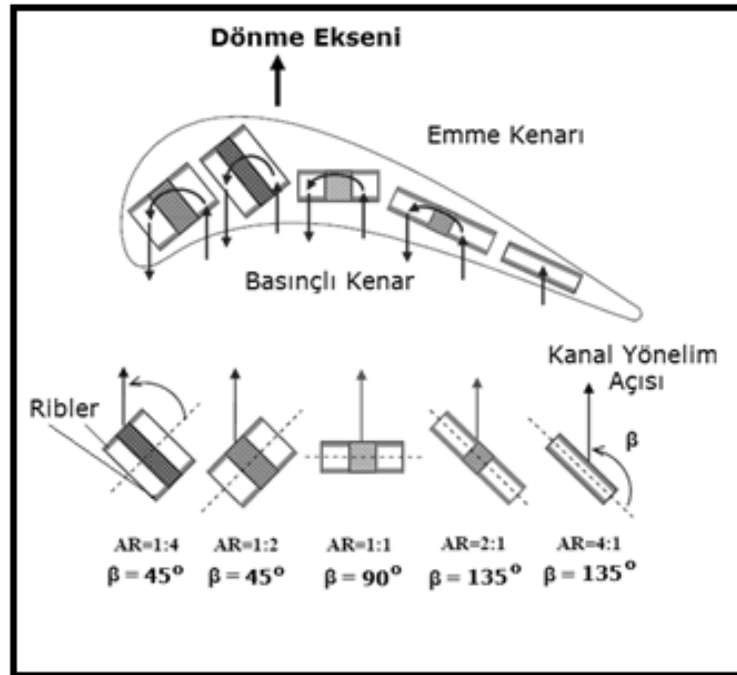
Modern gaz türbinlerinde içten soğutma birden çok kanalla yapılır. Bu yüzden çok geçişli kanallarda iki kanal arasında 180 derecelik keskin dönüş etkisinin ısı transferine nasıl etkideğinin de incelenmesi gerekmektedir. Gaz türbin kanatlarında 180 derecelik dönme iki ya da daha çok geçişli kanallarda ilk kanal ve ikinci kanal arasında bağlantı sağlar. 180 derecelik dönme etkisi üzerine ilk incelemeler pürüzsüz kanallar üzerinde yapılmıştır. Dönme bölgesinde dönüş geometrisinden kaynaklı ikincil akışların, ikinci kanalın giriş kısmında ısı transferinde artış sağladığı görülmüştür[61,62]. Daha sonraki incelemeler ise pürüzsüz döner kanallarda yapılmıştır. Han ve ark. [63] dönmeyen pürüzsüz bir kare kanalda keskin dönüşte ısı/kütle transferinin etkisini incelemişlerdir. Dönüşte merkezkaç kuvvetinin etkisiyle oluşan ikincil akışlardan kaynaklı kütle taşınımının daha fazla olduğunu öne sürmüştür. Liou ve ark. [64] Laser Doppler Velocimetry(LDV) ile ölçüm yaparak 2 geçişli dönen kare bir kanalda 180 derecelik dönüş etkisini incelemişlerdir. Soğutma kanalında 180° dönüşe yakın kısımda akış ve kinetik enerji dağılımını ölçmüşlerdir. Dönme bölgesinde türbülans yoğunluğundaki artışın ısı transfer artış oranını arttırdığı sonucuna ulaşmışlardır.

Daha sonra ise pürüzlü kanallarda dönüş etkisi incelenmiştir. Han ve Zhang [65] durağan 3 geçişli bir kanalda rib açısının ve rib yerleşiminin 180° dönüşte ısı/kütle transferini önemli oranda etkilediğinin gözlemlemişlerdir. Ekkad ve Han [54] sıvı kristal tekniğiyle 180 derecelik dönüş etkisini incelemişlerdir. İlk geçişte V şekilli

ribler en iyi ısı transfer artışı sağlarken, 60° paralel ribler dönüş bölgesinde ve ikinci geçişte en iyi ısı transfer artışı sağlamışlardır. Ribli yüzeylerin pürüzsüz yüzeylere nazaran yayılma yönünde daha üniform bir akış sağladığı sonucuna ulaşmışlardır. Chen ve ark. [66] iki geçişli blokaj oranı 0.1 olan ve P/e oranı 10.5 ve 21 olan kanalda 180 derecelik dönüş etkisini incelemiş ve dönüşü takip eden ilk ribde akışın gözle görülür derecede etkilendiğini söylemişlerdir.

2.5.8. Kanat devir sayısının ve kanal yönelim açısının etkisi

Dönmeyen, durağan kanallarda yapılan çalışmaların eksik tarafı dönme kaynaklı oluşan önemli iki etkinin Coriolis kuvveti ve kaldırma kuvvetinin hesaba katılmamasıdır. Türbin kanadında dönme etkisinden kaynaklı hem Coriolis kuvveti ve hem de kaldırma kuvveti etkisi oluşur. Coriolis kuvveti ve kaldırma kuvveti güçlü Reynolds gerilmelerine yol açtığından ve anizotropik türbülans oluşumunu tetiklediğinden kanalın ısı transfer ve akış profillerini değiştirir. İki geçişli dönen bir kanalda radyal olarak dışa akışlı bir kanallarda (ilk geçişte) soğutucu akışkan, kanalın arka yüzeyine doğru zorlanırken, radyal olarak içe akışlı kanallarda (ikinci geçişte) soğutucu akışkan kanalın ön yüzeyine doğru zorlanır. Şekil 2.14'te soğutma kanallarının dönme eksenine göre konumları ve yönelim açıları gösterilmiştir.



Şekil 2.14 Soğutma kanallarının dönme eksenine göre konumunun ve yönelim açılarının gösterimi

Coriolis kuvveti soğutucu akışkana, kanal geometrisine ve kanalın dönüş hızına bağlı olarak değişir. Bu faktörler, devir sayısını(Ro) tanımlamak üzere birleştirilebilir.

$$Ro = (\Omega \cdot D_h) / U \quad (2.12)$$

Denklem (2.12)'de; Ω (rad/s) dönme sayısını, D_h (m) kanalın hidrolik çapını, U (m/s) ise soğutucu akışkan hızını temsil etmektedir. Türbin kanadında devir sayısı ve 0 ile 0,25 arası değişebilir. Türbin kanadında yüksek dönme hızından kaynaklı merkezkaç kuvvetinden kaynaklı türbin kanadı ile soğutucu akışkan arasındaki sıcaklık farkının sebep olduğu kaldırma kuvveti kanaldaki ısı transferini etkileyen önemli bir parametredir. Radyal olarak dışa akışlarda, rotasyona bağlı kaldırma kuvveti eylemsizlik kuvvetine yardımcı olur. İkinci geçişte akış yönü tersine döndüğünden rotasyon bağlı kaldırma kuvveti atalet kuvvetine karşı çıkar. Kaldırma kuvveti parametresi (Buoyancy Number-Bo) boyutsuz bir sayı olup kaldırma kuvvetinin atalet kuvvetine oranı şeklinde tanımlanır.

$$Bo = \frac{(\Delta\rho/\rho).R}{D_h.Ro^2} \quad (2.13)$$

Denklem (2.13)'ten anlaşılabacağı üzere kaldırma kuvveti parametresi duvar ile iç akış arasındaki sıcaklık farkından kaynaklı yoğunluk farkının yoğunluğa oranına($\Delta\rho/\rho$), dönme yarıçapına(R), kanalın hidrolik çapına ve dönme sayısının karesine bağlı olarak değişir. Yoğunluk farkı da duvar ve akışkan sıcaklığına göre değişen bir parametredir. Türbin kanat içindeki soğutma kanallarının en boy oranları ve kanalın dönme eksenine göre yönelim(oryantasyon) açıları kanadın hücum kenarından arka kenarına doğru değişir. Türbin kanadı arka kenarına doğru incelendiğinden soğutma kanalları daha geniş hale gelir ve kanalın yönelim açısı (β) artar. Kanalın yönelim açısı da türbin kanadında ısı transfer karakteristiklerinde ve akış özelliklerinde önemli bir etkiye sahiptir.

Guidez [67] dönme sayısı 0,2 olan ve Reynolds sayısı 17.000 olan, 1:2 en boy oranına sahip pürüzsüz bir kanalda çalışma yapmıştır. Sonuçlar, Coriolis ivmesinin ortalama ısı transferi üzerinde olumlu etkisinin olduğunu göstermiştir. Arka kenarında ısı transferi dönme sayısı ile artarken hücum kenarında azalır. Bu etkinin dönme koşullarında oluşan çarpık hız ve sıcaklık profillerinden kaynaklandığını söylemiştir.

Wagner ve ark. [68] iki geçişli pürüzsüz bir kanalda 0.48 dönme sayısı ve 25,000 Reynolds sayısı ile yaptığı çalışmada başta ilk geçişteki radyal olarak içe akışın daha sonra ise ikinci geçişte radyal olarak dışa olan akışın etkisini göstermişlerdir. Arka kenarda ısı transferinin dönme sayısı ile artışıyla yaklaşık 3,5 kat artış sağladığını söylemişlerdir. Coriolis kuvvetinin soğuk ana akışı arka yüzeyine doğru ivmelendirdiğini öne sürmüşlerdir. Ön kenarda ısı transferi belirli bir devir sayısına kadar artarken daha sonra devir sayısının artmasıyla ısı transferinde azalma başlamıştır. Bu değişikliğin kanal uzunluğu boyunca dönen geniş ölçekte Coriolis kaynaklı ikincil akış hücrelerinin büyümesinden kaynaklandığını öne sürmüşlerdir. Wagner ve ark. [69] soğutucu akışkanın döner kanalda ilk geçişte arka kenarda daha ince sınır tabaka oluştururken ön kenarda daha kalın bir sınır tabaka oluşmasına neden olduğunu öne sürmüşlerdir. Bunun da kanalın ön ve arka kenarlarında ısı transferinde artma ve azalma sağladığını söylemişlerdir. Dönmeyen kanala nazaran ön kenardaki ısı transferinde dönme sayısı ile yaklaşık %50 artış olurken ve dönme sayısının artmasıyla arka kenarda ısı transferinde %30'a kadar düşme olmuştur. İkinci geçişte Coriolis kuvveti ters etkidinden ön kenar Nusselt sayısı oranları, arka kenar Nusselt sayısı oranlarından daha yüksek çıkmıştır. Liou ve Chen [70] 5,000 Reynolds sayısı ve 0.44 dönme sayısında 1:4 en boy oranına sahip pürüzsüz kanalda; alüminyum plakalar ve termokupllar kullanarak ısı transfer etkilerini çalışmış ve Laser Doppler Velocimetry (LDV) tekniğiyle akış hız profillerini ölçmüşlerdir. İlk geçişte radyal olarak dışa olan akışta hız profillerinin asimetrik (çarpık) olduğunu göstermişlerdir.

Taslim ve ark. [71] tek geçişli kare kanalda dönme etkisini sıvı kristal tekniğiyle deneysel olarak incelemiş ve büyük en boy oranlarına sahip kanallarda ve düşük blokaj oranına sahip kanallarda dönme etkisinin daha açık şekilde etkisini gösterdiğini öne sürmüşlerdir. Han ve ark. [72] 2 geçişli dönen ortogonal rib dizili kare kanalda düzensiz yüzey sıcaklığın düzensiz lokal kaldırma kuvvetlerine neden olduğunu bunun da ısı transfer katsayılarının değişmesine neden olduğunu öne sürmüşlerdir. Parsons ve ark. [73,74] iki geçişli dönen kare kanalda yaptıkları çalışmada hem kanal oryantasyonunun hem de yüzey ısıtma durumlarının etkisini incelemişlerdir. Coriolis kuvveti etkisinin kanalın oryantasyonu normalden ($\beta=90^\circ$), $\beta=135^\circ$ 'e yönelmesiyle azaldığını öne sürmüşlerdir. Sabit yüzey sıcaklıkları, sabit ısı akısı ve sadece arka kenarı ısıtılan deneysel üç çalışma durumunun karşılaştırmasını da yapmışlardır. 1. durumda pürüzsüz kanala göre ribli döner kanalın ısı transferinde 2 ila 3 kat arasında bir artış gözlemlediğini söylemişlerdir. Devir sayısı arttıkça arka kenardaki ısı transfer

katsayıları artarken ön kenardaki ısı transfer katsayılarının düştüğünü söylemişlerdir. 2. ve 3. durumların, 1. durumdan %50 daha fazla ısı transfer artışı gösterdiğini öne sürmüşlerdir. Johnson ve ark. [75] ribler ana akışa 45 derecelik açı yapacak şekilde kanala yerleştirilmiştir. Radyal olarak dışa akış durumunda (ilk geçişte) ısı transfer pürüzsüz duruma göre benzer eğilimler gösterirken yani arka kenarda dönme sayısı ile ısı transferi artarken ön kenarda ısı transferi dönme sayısı ile azalma olduğunu göstermişlerdir. Ancak radyal olarak içe akış durumunda (2. geçişte) dönme sayısının etkisi pürüzsüz kanaldaki güçlü etkiden uzaktır. Transvers açılı riblerin ikincil akıştan dolayı hem firar hem de hücum yüzeyinde benzer ısı transfer seviyeleri göstermişlerdir. Dutta ve ark. [76] iki geçişli, dönen üçgen bir kanalda deneysel çalışma yapmış ve değişik kanal yönelimlerinin etkisini de incelemişlerdir. Kısmen istikrarlı olmayan yüzeylerdeki Nusselt sayısı oranı dönme sayısı oranıyla artarken ve belirli dönme sayısı oranlarından sonra Nusselt sayısı oranında düşme başlamıştır. Park ve Lau [77] naftalin süblimleşme tekniğiyle farklı rib yerleşimlerinin ısı ve kütle transferini nasıl etkilediğiyle ilgili deneysel çalışmışlardır. Coriolis kuvvetinin pürüzsüz kanal nazaran ribli kanalda daha az etki gösterdiğini söylemişlerdir. Geniş en boy oranlarında ve yüksek yönelim açılarında Coriolis ve kaldırma kuvvetinin etkisi artmıştır. Murata ve ark. [78] radyal olarak içe ve dışa doğru akış, ortalama Nusselt sayılarında çok büyük farklılık yapmadığını ve rib kaynaklı ikincil akışların ek ısı transfer artışı sağladığını öne sürmüştür.

Willett ve Bergles [79] dönme eksenine 150° lik açı yapan tek geçişli 10:1 en boy oranına sahip kanalda kaldırma kuvvetinin etkisini incelemişlerdir. Ortalama Nusselt sayısı oranının devir sayısı ve kaldırma kuvvetinin güçlü bir fonksiyonu olduğu ve dönme koşullarında Nusselt sayısı oranında eksenel olarak önemli değişiklikler olduğu sonucu ulaşmışlardır. Kiml ve ark. [80] 90°, 75°, 60° ve 45° dizili rib konfigürasyonlarında AR=2:1 olan kanalda 60° riblerde ikincil akışın sebep olduğu güçlü dönel momentum etkisinden kaynaklı yüksek ısı transfer artışı olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Kiml ve ark. [81] V ve ters V(Λ) şekilli riblerle akış görüntüleme teknikleri kullanarak ikincil akışların davranışları üzerine çalışma yapmışlardır. Azad ve ark. [82] 0.11 devir sayısı, 10.000 Reynolds sayısı ve 2:1 en boy oranına sahip iki geçişli 45° rib dizili kanalda ısı transfer katsayılarının ilk geçişte ön kenarda azalırken ve arka kenara doğru artış göstermiştir. 90 derecelik kanal yöneliminde 135 derecelik kanal yönelimine nazaran dönme etkisi daha açık şekilde kendini göstermiştir. Al-Hadhrani ve ark. [83] 2:1 en boy oranına sahip iki geçişli kanalda 45° ribli, V-şekilli,

ayrık 45° ribli, ayrık V-şekilli ve çapraz V konfigürasyonları üzerinde çalışmışlardır. V-şekilli riblerin, 45° riblere nazaran hem dönen hem de dönmeyen durumlarda üstünlük sağladığını söylemişlerdir. Ayrıca yüksek basınç kayıplarından dolayı 45° ribler en büyük sürtünme kayıplarına yol açtığını söylemiş ve ayrık V şekli riblerin en iyi termal verimi sağladığını söylemişlerdir. Kanal yönelimi 90° ve 135° olan kanallar üzerine de çalışmış ve Azad ve ark.[82] ile benzer sonuçlar elde etmişlerdir. Griffith ve ark.[84] en boy oranı 4:1 olan tek geçişli kanalda yaptığı çalışmada geniş en boy oranına sahip kanalın düşük en boy oranına sahip kanala göre daha fazla ısı transfer artışı sağladığını öne sürmüşlerdir. Al-Hadhrami ve Han [85] 5 değişik rib dizili iki geçişli kare kanalda yaptıkları çalışmada paralel rib yerleşiminin çapraz rib yerleşimine göre özellikle artan dönme sayılarında daha yüksek Nusselt sayısı oranı sağladığı sonucuna ulaşmışlardır. Cho ve ark. [86] 70° açılı ribli en boy oranı 1:2 olan iki geçişli döner kanalda kütle transfer metodu kullanarak dönüş etkisini çalışmış ve 180° derecelik dönüşten kaynaklı ikinci geçişte dönme etkisinde hafifleme olduğunu söylemişlerdir. Agarwal ve ark. [87] kütle transfer metodu kullanarak en boy oranı 1:4 iki geçişli döner pürüzsüz kanalda çalışmış ve 1:4 olan kanalda, kare kanala(1:1) nazaran düşük kütle/ısı transferi olduğunu söylemişlerdir. Wright ve ark.[88] tek geçişli yüksek en boy oranına sahip kanallarda (AR=4:1) V-şekilli ve W-şekilli rib türbülatorlerle yaptıkları çalışmada ayrık V-şekilli ve W-şekilli riblerin hem dönen kanal hem de durağan koşullarda daha iyi termal verim sağladığını öne sürmüşlerdir.

2.5.9. Diğer faktörler

Giriş etkisi, soğutucu akışkan cinsi, ribli duvar sayısı, çalışılan Reynolds sayısı ve Prandtl sayısı gibi faktörler soğutma kanal performansına etkiyen diğer parametreler olarak ele alınabilir.

Soğutma kanallarında akış tam gelişmiş akışa ulaşınca kadar olan mesafe giriş bölgesi uzunluğu denir. Bu uzunluk kanalın hidrolik çapına ve çalışılan Reynolds sayısına bağlıdır.

$$\frac{L}{D_h} = 0.05Re \quad (2.14)$$

Kanal girişinde hem termal hem de aerodinamik sınır tabaka geliştiğinden kanalın giriş bölgesindeki akış ve ısı transfer davranışının tam gelişmiş akıştan farklıdır. Boelter ve ark. [89] giriş etkisinden kaynaklı ortalama Nusselt sayısı oranının tam

gelişmiş akışa nazaran %6 daha büyük olduğunu öne sürmüşlerdir. Liou ve Hwang [90] ise kanal uzunluğunun %12-18'lik kısmının giriş etkisinden etkilendiği söylemişlerdir. Ribli kanallarda girişte ani daralmadan kaynaklı akışlar için bir korelasyon geliştirmiş ve bu korelasyonun Reynolds sayısı ve rib adımı/rib boyu (P/e) oranından bağımsız olduğunu söylemişlerdir. Wright ve ark. [91] üç farklı giriş geometrileriyle yaptıkları deneysel çalışmada girişteki daralmanın giriş bölgesine yakın kısımlarda ısı transferini arttırdığını söylemişlerdir ve giriş etkisinin devir sayısındaki artışla zayıfladığını söylemişlerdir. Ribli kanala nazaran pürüzsüz bir kanalda giriş geometrisi etkisinin daha güçlü hissedildiğini de söylemişlerdir.

Wang ve ark. [92] soğutucu akışkan olarak hava yerine aşırı ısıtılmış buharı kullanmış ve havadan daha iyi termal performans verdiğini ileri sürmüşlerdir. Chandra ve ark.[93] dikdörtgen bir kanalda tekli, ikili ve dörtlü rib duvarlarla bir çalışma yapmış ve her ribli duvarın eklenmesiyle ısı transferinde artış olurken ribli duvar sayısının etkisini yüksek Reynolds sayılarında yitirmekte olduğunu ileri sürmüşlerdir.

Bunların yanında Reynolds sayısı Prandtl sayısı yine kanalda ısı transferine etki eden temel boyutsuz büyüklüklerdir[19].

2.6.Yapılan Çalışmanın Literatüre Katkısı

Yapılan çalışmanın ilk bölümünde gaz türbinli motorlarda genel soğutma konusu öz olarak verilmiş olup ikinci bölümde soğutma kanalı performansına etki eden parametreler geniş ve detaylı şekilde ele alınıp, derleme bir kaynak literatür oluşturulmuştur. Ayrıca üçüncü bölümde RANS temelli türbülans modelleri detaylı bir şekilde ele alınmış ve bu kapsamda yapılan numerik çözümleme çalışmaları için ek bir derleme literatür çalışması yapılmıştır.

Soğutma kanal modeli olarak literatürde üzerinde çok az çalışılan iki geçişli trapezoid kanallar ele alınmıştır. Bu kapsamda iki geçişli trapezoid kanallar modellenmiş, modellere ağ atma işlemi yapılmış ve modeller ANSYS Fluent'te ile sayısal benzetimi yapılmıştır. Ayrıca 2 kanalı birbirine bağlayan 180 derecelik dönme bölgesindeki akış ve ısı transfer karakteristikleri de incelenmiştir. Türbülator profili olarak yapılan çalışmalarda en iyi sonucu veren kare kesitli ribler kullanılmıştır. Rib adımının rib boyuna oranı 12 olarak seçilmiştir. Tasarımı yapılan soğutma kanalının

blokaj oranları sırasıyla dar girişli kanal, geniş girişli kanal ve dönme bölgesi için 0.078, 0.066 ve 0.07 olarak alınmıştır.

Modellemesi yapılan pürüzsüz kanala ribler önce ortogonal(90°), sonra transvers(60°) ve V-şeklinde yerleştirilmiştir. Rib eklentilerinin üç değişik Reynolds sayılarında(16.800, 31.800 ve 57.200) pürüzsüz kanal akışına göre ısı transferini ne derece artırdığı, ne derece sürtünme kaybına yol açtıklarını ve termal performansı ne derece etkiledikleri sonuç olarak gösterilmiştir. Böylece ribin geliş havasıyla yaptığı hücum açısının etkisi ve değişik rib konfigürasyonlarının etkisi de incelenmiş ve değişik rib yerleşimleri için ısı transfer artış oranı, sürtünme kaybı faktörü ve termal performansların karşılaştırılması yapılmıştır. Sonuç olarak oluşturulan kanal konfigürasyonları için ikincil akışlar, hız vektörleri, türbülans şiddetleri ve Nusselt sayısı dağılımları gösterilmiştir.

Sayısal çözüm aracı olarak kullanılan dört çeşit RANS temelli türbülans modellerinden (Realizable k- ϵ model, SST k- ω model, V2f modeli ve Reynolds gerilmeleri modeli) elde edilen sonuçlar, Lee[139] ve Oh[140]'un doktora çalışmasında yaptığı deneysel verilerle karşılaştırılarak bu dört çeşit türbülans modellerinin deneysel çalışmayla doğruluk ve yakınsama bakımından paralel sonuçlar verip vermediği tespit edilmiştir.

3. RANS TEMELLİ TÜRBÜLANS MODELLERİ

3.1.Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

Deneysel yöntemler, sayısal çözümlere göre daha gerçekçi ve daha güvenilir sonuçlar vermesine karşın yüksek bütçeli donanım gereksinimleri, ölçekleme problemleri, ölçüm güçlükleri, ölçümdeki hata payları ve işletme maliyetleri gibi dezavantajlar deneysel yöntemlerin kullanımına kısıtlama getirir. Yüksek kapasiteli bilgisayar sistemlerinin gelişmesiyle birlikte, deneysel akışkanlar dinamiği yerini büyük oranda hesaplamalı akışkanlar dinamiğine (Computational Fluid Dynamics, CFD) bırakmıştır. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), ısı transferi ve akışkanlar dinamiği alanlarında karmaşık akış ve ısı transfer benzetim problemlerinin çözümü için geliştirilmiş modelleme yapma, sayısal ağ yaratma ve analiz yapma sistemidir. HAD karmaşık fiziksel durumlar için benzetim yapabilme özeliği, akışın zamana bağlı gelişimini elde edebilmesi, kısa sürede ve az maliyetle sonuç alabilme özellikleri bakımından deneysel yöntemlerden çok daha avantajlıdır. Bu avantajlarını yanı sıra ağ atma problemleri, sınır koşulları problemleri ve güçlü bilgisayar tedariki istemesi de HAD'ın dezavantajları arasında gösterilebilir. Bu yüzden ısı transfer ve akışkanlar dinamiği uygulamalarında HAD ve deneysel yöntemler geri beslemeli olarak birlikte hareket eder. Yani deneysel verilerden alınan sonuçlarla CFD kodları geliştirilerek deneysel koşulların benzetimi yapılır ve yapılan sayısal çalışmalarda elde edilen farklı sonuçların fiziksel olarak bir anlam ifade edip etmediği deneysel çalışmalarla teyit edilir.

Sayısal çözüm yöntemlerinde temel prensip oluşturulan modelin çözüm bölgesinin alt bölgelere(sonlu sayıda hücre) ayrılmasıdır. Bu yöntemde ağlar(mesh) oluşturularak ilgili diferansiyel formdaki korunum denklemlerinin bu çözüm ağı boyunca ayrıklaştırılıp lineer denklem sistemlerine dönüştürülmesiyle çözüm yapılır. Böylece tüm hesaplama alanı içindeki nihai çözümün elde edilmesi için sonuçların fiziksel anlam taşıyıp taşımadığının kontrol edilerek sonuçların değerlendirilmesi yapılır.

3.2.Temel Korunum Denklemleri

Akışkanlar hareketini tanımlamaya yarayan, Navier-Stokes denklemleri ismini Claude-Louis Navier ve George Gabriel Stokes'tan alır. Navier-Stokes denklemleri

temel korunum yasalarından türetilen kısmi diferansiyel denklemler takımından oluşan denklemlerdir. Günümüzde bu denklemlerin bilinen bir analitik çözümü olmadığından bu denklemler ayrıklaştırılır ve sayısal olarak çözülür. Bu denklemler matematiksel olarak akışkan içerisindeki birim kütleye etki eden momentum değişimlerinin, basınç değişimleri ve sürtünme kayıplarına neden olan viskoz kuvvetlerin toplamının eşit olduğunun doğruluğunu ortaya koymaktadır.

Akışkanlar dinamiğinde temel korunum denklemleri olarak bilinen süreklilik, momentum ve enerji denklemleri aşağıda sırasıyla verilmiştir.

Süreklilik Denklemi:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.1)$$

Momentum(Navier-Stokes) Denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right\} \quad (3.2)$$

Enerji Denklemi:

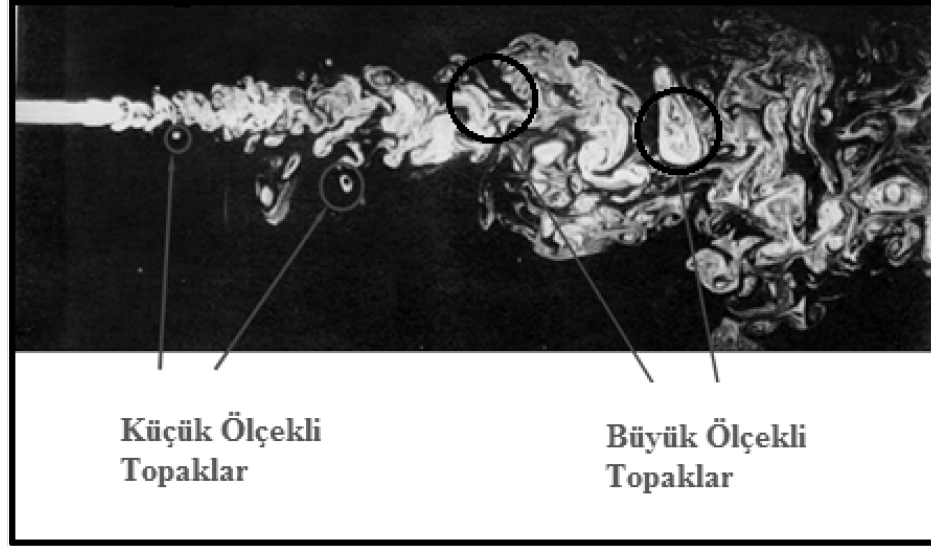
$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_j} [\rho u_j (E + p)] &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left[\mu \left(\frac{\partial u_k}{\partial x_l} + \frac{\partial u_l}{\partial x_k} \right) - \frac{2}{3} \mu \delta_{kl} \frac{\partial u_m}{\partial x_m} \right] u_j \right\} \end{aligned} \quad (3.3)$$

3.3.Türbülans ve Türbülans Modelleme

Türbülans, akışkanda üç boyutlu şekilde meydana gelen, konum ve zamandaki düzensiz dalgalanmalar ve rastlantısal çevrıntiler olarak tanımlanır. Bu karmaşık akışın fizikini tanımlamada düzensiz hareketleri karakterize eden en az birer boyut ve zaman ölçeğine(skalasına) ihtiyaç vardır. Kanal içi akışlarda genel olarak Reynolds sayısı 2300 değerinden büyük akışlar türbülanslı akış olarak tanımlanır ve Reynolds sayısı arttıkça türbülans şiddeti de o derece artar.

Akışkanda atalet kuvvetleri viskoz kuvvetlere göre aşırı baskın olduğunda türbülans gerçekleşir. Türbülanslı akışlarda akış esnasında oluşup, belli bir hareket ve deformasyon gösterdikten sonra dağıldığı gözlenen yapılara eddy(topak) denmektedir. Topak boyutlarının çok büyük boyutlardan çok küçük boyutlara kadar

devamlı bir spektrum içerisinde değiştiği gözlemlenmektedir. Büyük topakların boyutu "makro boyut ölçeği" (macro length scale) denen bir boyut ölçeği ile, türbülansın izotropik olduğu boyut ölçekleri "Taylor boyut ölçeği" (Taylor length scale) denen bir boyut ölçeği ile ve küçük topakların boyutu da "Kolmogorov boyut ölçeği" (Kolmogorov length scale) denen bir boyut ölçeği ile karakterize edilmektedir[94].



Şekil 3.1 Mikro ve makro ölçekli türbülans topaklarının gösterimi [95]

Türbülanslı akışta hız ve basınç değerlerinde çok küçük dalgalanmalar olmaktadır. Sayısal ağımızın bu dalgalanmaları yakalayabilmesi için o boyutlarda ađ elemanları kullanmamız gerekmektedir. Bu dalgalanmalar taşınan miktarlardaki momentum, enerji vb. değerleri değiştirdiği için taşınan miktarlarda da ek dalgalanmalara neden olur. Bu dalgalanmalar küçük ölçeklerde ve yüksek frekanslarda olabildiği için pratik mühendislik hesaplamalarında doğrudan benzetimde çok meşakkatli hesaplamalar gerektirir. Bu yüzden HAD ile sayısal çözüm yaparken türbülanslı akış için türbülans modelleri geliştirilmiştir[96].

Türbülans modellerini 5 ana başlıkta inceleyebiliriz. Bunlar:

- Doğrudan Sayısal Benzetim (DNS)
- Büyük Girdap Benzetimi (LES)
- Ayrık Girdap Benzetimi (DES)
- Duvar Yakını Türbülans Modellemesi
- Reynolds Ortalaması Alınmış Navier-Stokes (RANS) Modelleri

3.3.1. Doğrudan sayısal benzetim(DNS)

Doğrudan sayısal benzetim(Direct Numerical Simulation) sayısal çözüm yaparken temel denklemleri nümerik olarak çözer ve zaman-mekan içerisinde üç boyutlu olarak tüm türbülans uzunluk ölçekleriyle bağdaştırmaya çalışır. Bununla birlikte, türbülans skalası ve zaman açısından çok küçük uzunluk ölçeklerine sahip dağılmış ölçekler(Kolmogorov microscales) de olduğundan ve bunu sayısal olarak bağdaştırmanın zorluğu DNS'yi dezavantajlı kılar. DNS ile grid boyutu ve zaman bakımından kaba ölçekleri tahmin etme, çalışılan model geometrisi ve çalışılan Reynolds sayısı ile ilgilidir. Mevcut bilgisayar kapasitesi nedeniyle, DNS uygulamaları nispeten düşük Reynolds sayılarında ve basit geometrilerde daha avantajlı çözüm sağlar.

3.3.2. Büyük girdap benzetimi (LES)

Büyük girdap benzetimi (Large Eddy Simulation) türbülansı tüm ölçeklerde çözümleyen ve modelleyen DNS ile RANS modellerinin kombinasyonu bir modeldir. Büyük girdap benzetimi, düşük geçişli girdapları filtreleme işlemidir. Bu işlem, Navier Stokes denklemlerinin çözümünü küçük ölçeklerde elimine ederek türbülanslı akış skalası ve zaman ölçekleri bakımından geniş yelpazeli girdaplarla karakterize edilir. Büyük ölçekli girdapları doğrudan çözümleyen LES, küçük ölçekli girdaplarda subgrid ölçekli türbülans modeli sayesinde, modelin geniş yelpazeli akış rejimleri ve akış koşullarına uygulanabilmesine olanak sağlar.

3.3.3. Ayırık girdap benzetimi (DES)

Ayrık girdap benzetimi (Detached Eddy Simulation) yaklaşımında sınır tabakaları kararsız RANS modelleriyle çözülür. Kalan bölgeler ise LES ile çözülür. RANS bölgesi doğal türbülans yapıları ile ilişkili olup izotropik kabul edilebilir, LES ise büyük kararsız girdap ölçeklerinin de gerçekleştiği türbülanslı bölgeler ile ilgilidir. Bu yüzden RANS modeli LES subgrid ölçekli modeli gibi davranır. Büyük Reynolds sayılarında sınır tabakada kararsız RANS yöntemlerin uygulanması LES'e göre daha az engelleyici ağ(mesh) gereksinimlerine neden olduğundan DES modeli kullanılabilir. DES yaklaşımı, daha çok LES'in

kullanılmadığı yüksek Reynolds sayılarında ve dış aerodinamik benzetim uygulamaları için kullanılır. Mevcut DES metodolojisi girdap uzunluk ölçeğine bağlı olduğundan grid yoğunluğundan daha bağımsız hesaplama yapmak için RANS ve LES arasında sıçramalar yapmaktadır.

3.3.4. Duvar yakını türbülans modellemesi

Duvar yakını bölgesindeki akışta yüksek viskoz etkiler ve yüksek hız gradyenleri oluşur. Duvara yakın bölgede; viskoz sönümlenme teğet hız dalgalanmalarını azaltırken, kinematik bloklama normal hız dalgalanmalarını azaltır. Numerik çözümde duvardaki viskoz etkilerin nasıl hesaplanacağı ve sınır tabaka bölgesinde akış değişkenlerindeki ani değişimin nasıl hesaplanacağı gibi sorunlar ortaya çıkar. Duvar fonksiyonu yaklaşımında duvara yakın bölgeler sayısal olarak çözümlenmeden, logaritmik duvar kanunu ile hıza bağlı bir fonksiyon olan ölçeklendirilebilir duvar fonksiyonu ile temsil edilirler. Bu sayede bilgisayar hafızasından ve çözüm zamanından tasarruf edilirken, sonuçların hassasiyeti de artmış olur[97].

3.4.Reynolds Ortalaması Alınmış Navier-Stokes (RANS) Temelli Türbülans Modelleri

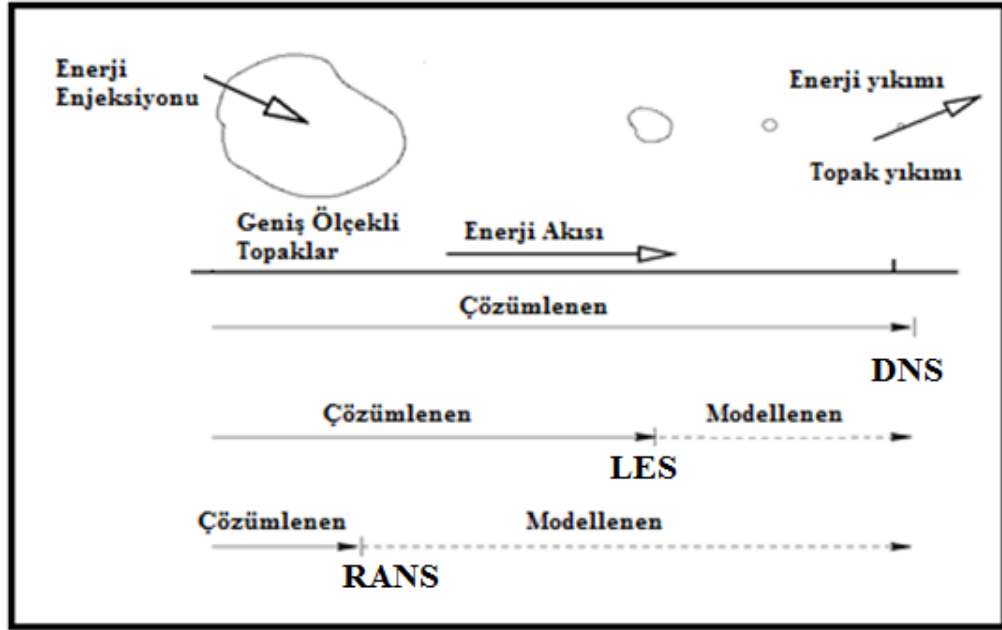
Reynolds-ortalaması alınmış Navier-Stokes(RANS) denklemleri bir akışkanın zamana göre ortalaması alınmış taşıma denklemleridir. Denklemlerin altında yatan temel düşünce Reynolds ayrıklaştırmasıdır. İlk olarak Osborne Reynolds tarafından önerilen bu düşünce taşıma denklemlerinde bir anlık miktarı, onun zamana göre ortalanmış hız miktarları ve dalgalanan hız miktarları olarak ayrıştırılmasıyla temel denklemlerin modifiye edilmesi sağlanır. Mühendislik problemlerinde kullanılan temel yaklaşım üç boyutlu ve zamana bağlı yöneten denklemlerin değil, onların zaman ile bütünleşmiş ve ortalaması alınmış hallerinin çözülmesidir. Zamana göre ortalanmış denklemlerin değişkenleri de yine zamana göre ortalanmış değişkenler olmaktadır.

$$u(t) = \bar{u} + u'(t) \quad (3.4)$$

RANS temelli türbülans model denklemleri, orijinal Navier-Stokes denklemlerine ortalaması alınmış hız ve zamana bağlı hız dalgalanma terimlerinin

eklenmesiyle elde edilir. Bu modelleme terimleri sayesinde türbülans dalgalanmalarının etkileri de sayısal çözüme katılabilmektedir. LES ve DNS modelleri küçük türbülans skalası ölçmek için yetersiz kalırken, RANS temelli modeller türetilen ekstra denklemler sayesinde tüm türbülans ölçeklerinde başarılı modelleme olanağı sağlar.

Şekil 3.2’den görüleceği üzere DNS’de hem geniş ölçekli topaklar hem enerji akıları hem de enerji disipasyonları ve topak disipasyonları doğrudan çözülür. LES’te geniş ölçekli topaklar ve enerji akıları doğrudan çözülürken, enerji disipasyonları ve topak disipasyonlarının modellemesi yapılır. RANS’ta ise geniş ölçekli topaklar doğrudan çözülürken, hem enerji akılarının hem de enerji disipasyonları ve topak disipasyonlarının modellemesi yapılır.



Şekil 3.2 DNS, LES ve RANS modellerinin karşılaştırılması [95]

Durağan sıkıştırılamaz Newtonyen akışkanlar için RANS denklemi aşağıdaki gibi yazılır.

$$\rho \frac{\partial}{\partial t} (\bar{u}_i) + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} \delta_{ij} \right) + \rho g_i + F_i + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (3.5)$$

Denklem (3.5)'in sol tarafındaki akışkan elemanın ortalama akış içinde verilen kararsızlık nedeniyle ve ortalama akış konveksiyonu için ortalama ivme değişimini temsil eder. RANS temelli modellerin dezavantajı, ortalama alma işlemi esnasında, denklemler içinde, yeni ve bilinmeyen terimlerin ortaya çıkması ve bu terimlerin hesaplanabilmesi için varsayımlara dayalı modellerin kullanılmasının kaçınılmaz olduğudur. Denklem (3.5)'te yer alan $-\overline{\rho u_i' u_j'}$ terimi türbülans etkilerinden dolayı oluşan ek bir terim olup Reynolds gerilimi olarak bilinir. RANS temelli denklemler, Reynolds gerilmeleri gibi ek terimler getirmesine rağmen DNS gibi çok küçük ağ elemanları kullanma zorunluluğunu ortadan kaldırarak standart ağ elemanlarıyla çözüm alma imkanı sağlamaktadır. Türbülans modellerinin, belli bir akış için hassas sonuçlar verip vermemesi, o türbülans modelinin dayandığı kabullerin o akış için ne oranda geçerli olup olmadığına bağlıdır. Modelin içerdiği varsayımların uygulamanın karakteristiği ile uyuma derecesini öngörebilmek ise, bazı çok basit akış yapıları haricinde mümkün olmamaktadır[98].

Türbülanslı akışlar her ne kadar zamana bağlı, karmaşık ve düzensiz çalkalanma değerlerinin özelliğini gösterebilirler de, mühendislik uygulamalarında istenen değerler ortalama değerlerdir. Bir değişken için ortalama değerler bilindikten sonra bunun zaman içerisinde ortalama değerler etrafında nasıl çalkalandığının detaylı olarak bilinmesi uygulama açısından gerekmemektedir. RANS yaklaşımı, ortalama akışı yöneten denklemleri bulma ve bu değer etrafında zamana bağlı çalkalanmaları mümkün olduğu kadar arka plana atarak bunların ancak ortalama akışı etkilemeleri ölçüsünde hesaba katmaya dayanmaktadır. Ancak, gerçekte çalkalanma ve ortalama değerleri birbirinden ayırmak çok zordur ve akışın ortalama bir akış ve bunun etrafında oluşan çalkalanma hareketleri diye basite indirgenmesi, fiziksel olarak gerçeğe aykırıdır. Tüm bu olumsuzluklara rağmen mühendislik problemlerinin çözümünde hala en yaygın olarak kullanılan ve tüm modeller içerisinde zaman-doğruluk açısından en optimum çözümü sunan türbülans modelleri RANS temelli türbülans modelleridir[99].

Bu tez çalışmasında, türbülanslı akışların sayısal hesabı için RANS yaklaşımı kullanılmıştır. Reynolds Ortalaması Alınmış Navier-Stokes (RANS) türbülans modellerinin sınıflandırılması aşağıda verilmiştir[100].

RANS Temelli Türbülans Modelleri:

1. Lineer Eddy Viskozite Modelleri
 - Standart k- ε türbülans modeli
 - Realizable k- ε (RKE) türbülans modeli
 - ReNormalizasyon Grup(RNG) k- ε türbülans modeli
 - Standart k-ω türbülans modeli
 - Shear stress transport (SST) k-ω türbülans modeli
2. Nonlinear Eddy Viskozite Modelleri(V2f Modeli)
3. Reynolds Gerilmeleri Modeli

3.4.1. Türbülanslı akışlarda önemli değişkenler

Reynolds Gerilme Tensörü: Reynolds gerilme tensörü; üç boyutta dokuz elemanlı bir tensörü ifade edip, türbülansa bağlı çalkalanmaların ortalama hızda yarattığı momentum transferini temsil eder.

$$\tau_{ij} = -\overline{\rho u_i' u_j'} \quad (3.6)$$

ya da açılmış haliyle

$$\boldsymbol{\tau} = \begin{pmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\overline{\rho u'^2} & -\overline{\rho u'v'} & -\overline{\rho u'w'} \\ -\overline{\rho u'v'} & -\overline{\rho v'^2} & -\overline{\rho v'w'} \\ -\overline{\rho u'w'} & -\overline{\rho v'w'} & -\overline{\rho w'^2} \end{pmatrix} \quad (3.7)$$

Türbülans Kinetik Enerji(k): Türbülans kinetik enerji, türbülansı karakterize eden en önemli değişkenlerden biri olan bütün koordinat yönlerindeki çalkalanma hareketinin doğurduğu tüm kinetik enerjilerin toplamıdır.

$$k = \frac{1}{2} \left(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2} \right) \quad (3.8)$$

Türbülans Şiddeti(Intensity,I): Türbülans çalkalanmalarının ortalama hıza oranı, türbülans şiddeti olarak adlandırılır.

$$I = \frac{\sqrt{\frac{2}{3} k}}{u} \quad (3.9)$$

Türbülans Kinetik Enerjisinin Disipasyon Hızı (ε): Türbülans kinetik enerjisinin disipasyon hızı, türbülans makro boyut ölçeği(L) kullanılarak aşağıdaki gibi ifade

edilebilir. Bu ifade yüksek Reynolds sayısında ve tam gelişmiş türbülanslı akışlarda geçerlidir.

$$\varepsilon = \frac{k^{3/2}}{L} \quad (3.10)$$

Kinematik Viskozite(v): Kinematik viskozite, dinamik viskozitenin yoğunluğa oranıdır.

$$v = \eta / \rho \quad (3.11)$$

Spesifik Türbülans Disipasyon Oranı (ω): Spesifik türbülans disipasyon oranı; türbülans çalkalanma hareketinin karakteristik frekansı ya da spesifik disipasyon oranı(ω), türbülans kinetik enerjisi (k) ve onun disipasyon hızına (ε) oranı olarak tanımlanır.

$$\omega = \frac{\varepsilon}{k} \quad (3.12)$$

Türbülans(Eddy) Viskozite: Boussinesq, viskoziteye bağlı moleküler transfer mekanizması ile türbülansa bağlı transfer mekanizması arasında analogi kurmuştur. Bu analogiye göre; nasıl moleküler momentum transferi yani moleküler gerilme ile hız gradyeni ile doğru orantılı ise türbülans momentum transferi gerilmesi ile ortalama hız gradyeni arasında da bir orantı olmalıdır. Boussinesq bu analogiye dayanarak (3.6)'yı aşağıdaki şekilde yazmıştır.

$$\tau_{ij} = -\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.13)$$

Denklem (3.13)'te μ_t katsayısı, moleküler viskoziteye benzetilerek düşünülmüş bir oran katsayısı olup, *türbülans viskozite* olarak adlandırılmaktadır. Burada bilhassa vurgulanması gerekir ki türbülans viskozitesi kesinlikle fiziksel bir özellik olmayıp çok kompleks yapıları türbülanslı akışları daha kolay kavrayabilme amaçlı geliştirilmiş, tamamen düşünsel bir modeldir. Bu nedenle türbülans viskozite kavramının kullanıldığı türbülans modellerinde, bu değişkenin mümkün olduğunca hassas belirlenebilmesi amaçlanmaktadır[99].

Genel Transport(Taşıma) Denklemleri: Genel bir değişken için yazılmış, tipik bir diferansiyel taşıma denge denklemi (3.14)'teki gibi yazılmaktadır.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \phi u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + S_\phi \quad (3.14)$$

Denklem (3.14)'ün sol tarafındaki terimler sırasıyla zamana bağlı değişim hızı ve taşınım terimlerini, sağ taraftaki terimler ise sırasıyla yayılım ve kaynak terimlerini temsil etmektedirler[99].

3.4.2. Lineer eddy viskozite modelleri

Lineer eddy viskozite modelleri laminar Newtonyen akışta gerilme ile gerinme tensörleri arasındaki ilişkinin Reynolds gerilmelerinin ortalama hız gradyanları ve türbülans viskozite ilgili olabileceğini varsayan modellerdir. Lineer eddy viskozite modelleri cebirsel modeller (Cebeci-Smith model, Baldwin-Lomax model, Johnson-King model), tek denklemliler (Prandtl's one-equation model, Baldwin-Barth model, Spalart-Allmaras model) ve iki denklemliler (k - ϵ modelleri, k - ω modelleri) olarak basitçe üçe ayrılır. Bu çalışmada cebirsel ve tek denklemliler ele alınmamıştır. İki denklemliler türbülans modellerinde, hız ve uzunluk ölçekleri iki ayrı transport (taşıma) denklemi ile çözülmektedir. Bu modeller zaman-hassasiyet arasında optimum sonucu sunduğundan endüstride ve bilimsel araştırmalarda sıklıkla kullanılmaktadır[98].

İki denklemlilerde türbülans hız ölçeği, türbülans kinetik enerjisinden türbülans kinetik enerjisi de türbülans kinetik enerjisi taşıma denkleminden hesap edilir. Türbülans uzunluk ölçeği ise genellikle türbülans kinetik enerji ve disipasyon oranından (dissipation rate) hesaplanır.

3.4.3. Standart k - ϵ türbülans modeli

İki eşitlikli standart k - ϵ türbülans modeli, türbülans hız ve uzunluk ölçeklerini bağımsız tanımlayan ve taşıma denklemlerine ayrı ayrı çözüm getiren en basit türbülans modelleridir. Standart k - ϵ modeli, Launder ve Spalding [101] tarafından önerilmiş olup pratik akış hesaplamalarında ve ısı transfer benzetimlerinde kullanılır. Standart k - ϵ modelinin taşıma denklemleri yarı empirik model olan türbülans kinetik enerjisi(k) ve yayılım oranı(ϵ) üzerinden temellendirilmiştir. Türbülans kinetik enerjisi(k) gerçek fiziksel denklemlerden türetilirken, yayılım oranı(ϵ) matematiksel düşünsel denklemlerden türemiştir. Basit uygulamalarda ve kolay yakınsayan akışlarda çok makul sonuç vermesi modelin avantajları arasında gösterilebilir. Dönen akışlarda, güçlü akış ayrılımlarında, aksisimetrik jetleri modellemede kötü sonuçlar vermesi ve

sadece tam gelişmiş akışlar için geçerli olması modelin dezavantajları arasında gösterilebilir.

Taşıma Denklemleri: Türbülans kinetik enerjisi(k) ve yayılım oranını(ε) aşağıda sırasıyla verilen taşıma denklemlerinden elde edilir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.15)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) \\ & - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (3.16)$$

Denklem (3.15) ve (3.16)'nın sol tarafı sırasıyla türbülans kinetik enerjisi(k) ve yayılım oranının(ε) zamana bağlı artış oranı ile konvektif taşıma denklemlerinden oluşurken, sağ tarafı difüzyif taşıma denklemi, türbülans üretimi ve türbülans disipasyon(yıkım) denklemlerinden oluşur.

Denklem (3.15) ve (3.16)'da:

G_k , ortalama hız gradyenlerinden kaynaklı türbülans kinetik üretimi,

G_b , kaldırma kuvvetinden kaynaklı türbülans kinetik enerjisi üretimi,

Y_M , disipasyon oranı,

$C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ ve $C_{3\varepsilon}$ sabit katsayılar,

σ_ε ve σ_k kinetik enerjisi(k) ve yayılım oranını(ε) için türbülans Prandtl sayıları,

S_ε ve S_k kullanıcı tanımlı kaynak terimlerdir.

Türbülans viskozite (eddy viskozite): Denklem (3.17)'de C_μ , türbülans viskozite sabiti olup değeri 0.09'dur.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.17)$$

Model sabitleri: Taşıma denklemleri ve türbülans viskozite denklemleri türetilirken ara kademelerde belli sabitler elde edilir. Bunlar:

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, \quad C_{2\varepsilon} = 1.92, \quad C_\mu = 0.09, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\varepsilon = 1.3$$

3.4.4. ReNormalizasyon Grup(RNG) k- ε türbülans modeli

RNG k-ε türbülans modeli anlık Navier-Stokes denklemlerinin ReNormalizasyon Grup(RNG) analizini taban almakta olup Orszag ve ark. [102] tarafından türetilmiştir. Standart k-ε türbülans modelinde türbülans kinetik enerjisi ve onun yayılım hızı için çözülen taşıma denklemlerine ek terimler eklenmiştir ve k- ε terimi bir fonksiyona bağlanmıştır. RNG k-ε modelinde, standart k-ε modelinden farklı olarak ε'ye ek bir terim eklenerek türbülans dağılımı ve ortalama kesme(shear) kuvveti arasındaki etkileşim de ele alınmıştır. Böylece vorteks etkisi de incelenebilmiştir. Standart k-ε modelinde kullanıcı tanımlı sabitler kullanılırken RNG k-ε modelinde türbülans Prandtl sayısı için analitik formül geliştirilmiştir. Standart k-ε kullanarak RNG k-ε modeli düşük Reynolds sayılarında efektif viskozite için differansiyel formül geliştirilmiştir. Streamline kavisi ve gerginlik oranındaki(strain rate) iyileştirmeler, RNG k-ε modelini, Standart k-ε modelinden üstün kılar.

Taşıma denklemleri: Türbülans kinetik enerjisi(k) ve yayılım oranını(ε) aşağıda sırasıyla verilen taşıma denklemlerden elde edilir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(a_{k\mu} \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.18)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = & \frac{\partial}{\partial x_j} \left(a_{\varepsilon\mu} \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) \\ & - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (3.19)$$

Denklem(3.18) ve (3.19)'un sol tarafı sırasıyla türbülans kinetik enerjisi(k) ve yayılım oranının(ε) zamana bağlı artış oranı ile konvektif taşıma denklemlerinden oluşurken sağ tarafı difüzyif taşıma denklemi, türbülans üretim ve türbülans yıkım denklemlerinden oluşur.

Denklem (3.18) ve (3.19)'da:

G_k , ortalama hız gradyenlerinden kaynaklı türbülans kinetik üretimi,

G_b , kaldırma kuvvetinden kaynaklı türbülans kinetik enerjisi üretimi,

Y_M , disipasyon oranı,

$C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ ve $C_{3\varepsilon}$ sabit katsayılar,

σ_ε ve σ_k kinetik enerjisi(k) ve yayılım oranını(ε) için türbülans Prandtl sayıları,

R ortalama gerinmeden kaynaklı ek terim,

S_ε ve S_k kullanıcı tanımlı kaynak terimlerdir.

Türbülans viskozite: Standart k- ε modeline benzer şekilde hesaplanır. $C_\mu=0,0845$ alınıp bu oran k- ε model elde edilen 0,09'a çok yakındır.

Model sabitleri: Taşıma denklemleri ve türbülans viskozite denklemleri türetilirken ara kademelerde belli sabitler elde edilir. Bunlar:

$$C_{1\varepsilon} = 1.42, \quad C_{2\varepsilon} = 1.68$$

3.4.5. Realizable k- ε (RKE) türbülans modeli

Shih ve ark. [103] tarafından önerilen Realizable k- ε modeli, ε için gelişmiş ek denklemler ve değişken türbülans viskozite katsayısı önerir. Bu model jet akışı, dönen akışlar, güçlü basınç gradyenleri altındaki sınır koşullarındaki akışlarda ve ayrılma-yeniden birleşmelerin olduğu akışlarda üstün performans sağlar.

Realizable k- ε (RKE) türbülans modeli sıkışmaz, gergin, ortalama bir akışta Boussinesq denklemi ve eddy viskozite denkleminin kombinasyonundan türetilmiş bir modeldir.

$$\overline{u^2} = \frac{2}{3}k - 2\nu_t \frac{\partial U}{\partial x} \quad (3.20)$$

Taşıma denklemleri: Türbülans kinetik enerjisi(k) ve yayılım oranını(ε) aşağıda sırasıyla verilen taşıma denklemlerden elde edilir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.21)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \\ &+ \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (3.22)$$

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \quad \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, \quad S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (3.23)$$

Denklem (3.21) ve (3.22)'de

G_k , ortalama hız gradyenlerinden kaynaklı türbülans kinetik üretimi,

G_b , kaldırma kuvvetinden kaynaklı türbülans kinetik enerjisi üretimi,

Y_M , disipasyon oranı,

$C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ ve $C_{3\varepsilon}$ sabit katsayıları,

σ_ε ve σ_k kinetik enerjisi(k) ve yayılım oranını(ε) için türbülans Prandtl Sayıları,

S_ε ve S_k kullanıcı tanımlı kaynak terimlerdir.

Türbülans viskozite: Türbülans viskozite, diğer modellerden farklı olarak C_μ değeri sabit olmayıp belli değişkene göre değişen bir fonksiyondur.

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad (3.24)$$

$$U^* \equiv \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}} \quad (3.25)$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k \quad (3.26)$$

$$\Omega_{ij} = \overline{\Omega_{ij}} - \varepsilon_{ijk}\omega_k \quad (3.27)$$

Denklem (3.25)-(3.27)'de:

$$A_0 = 4.04, \quad A_s = \sqrt{6} \cos \phi \quad (3.28)$$

$$\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W), \quad W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3}, \quad \tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}}, \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (3.29)$$

$\tilde{\Omega}_{ij}$ ortalama dönme tensör oranını ve ω_k açısal dönme hızını temsil eder.

Model sabitleri: Taşıma denklemleri ve türbülans viskozite denklemleri türetilirken ara kademelerde belli sabitler elde edilir. Bunlar:

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, \quad C_2 = 1.9, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\varepsilon = 1.2$$

Bunların dışında k- ε modellerinin daha hassas sonuçlar vermesi için türbülans üretimi, dönme etkisi ve sıkıştırılabilirlik etkisi üzerinde çalışmalar halen devam etmektedir.

3.4.6. Standart k- ω türbülans modeli

Standart k- ω türbülans modeli, düşük Reynolds sayılı bölgede ve duvar yakınındaki bölgede avantaj sunmaktadır. Standart k- ω modeli, düşük Reynolds sayılarında, Standart k- ε modeli gibi karmaşık lineer olmayan sönümleme fonksiyonları içermediğinden daha doğru sonuçlar elde edilmektedir. Standart k- ω modeli, Wilcox'un [104] önerdiği k- ω modeline dayanır. Bu model her ne kadar

düşük Reynolds sayılarında başarılı sonuçlar verse de türbülans viskoziteyi izotropik kabul etmesi gerçeğe yakın sonuçlar alınmasına engel teşkil eder.

Taşıma denklemleri: Türbülans kinetik enerjisi(k) ve spesifik disipasyon oranı(ω) aşağıda sırasıyla verilen taşıma denklemlerden elde edilir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (3.30)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (3.31)$$

Denklem (3.30) ve (3.31)'de:

G_k , ortalama hız gradyenlerinden kaynaklı üretilen türbülans kinetik enerjisi,

G_ω , türbülans çalkalanma frekansından kaynaklı üretilen spesifik yayınım oranı,

Y_k ve Y_ω türbülans kinetik enerjisi ve spesifik yayınım oranı için disipasyon oranları,

Γ_k ve Γ_ω türbülans kinetik enerjisi ve spesifik yayınım oranı için efektif yayınımlar,

S_k ve S_ω kullanıcı tanımlı kaynak terimlerdir.

Türbülans kinetik enerjisi ve spesifik yayınım oranı için efektif yayınım oranları (3.32) ve (3.33)'ten hesaplanmaktadır.

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (3.32)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (3.33)$$

Türbülans viskozite: Düşük Reynolds sayılarında gerçekçi çözümler vermesi için türbülans viskozite denklemi modifiye edilmiştir. Denklem (3.34)'te yer alan α^* türbülans viskozitede sönümleme etkisi yapıp modeli düşük Reynolds sayılarında modeli daha efektif kılar.

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega} \quad (3.34)$$

Model Sabitleri: Taşıma denklemleri, türbülans viskozite denklemleri, türbülans üretim ve türbülans disipasyon denklemleri türetilirken ara adımlarda belli sabitler elde edilir. Bunlar:

$$\alpha_\infty^* = 1, \alpha_\infty = 0.52, \alpha_0 = \frac{1}{9}, \beta_\infty^* = 0.09, \beta_i = 0.072, R_\beta = 8$$

$$R_k = 6, R_\omega = 2.95, \zeta^* = 1.5, M_{l0} = 0.25, \sigma_k = 2.0, \sigma_\omega = 2.0$$

3.4.7. Shear stress transport (SST) k- ω türbülans modeli

Menter [105] tarafından geliştirilen SST k- ω modeli, Standart k- ϵ modelini Standart k- ω modeline dönüştürerek türbülans kayma gerilmelerinin taşınımını yüksek hassasiyette hesaplar. Model böylece eğimli yüzeylerdeki akışta ve ters basınç gradyeni altındaki ayrılmış akışlarda daha hassas sonuçlar verir. Diğer modeller türbülans kayma gerilmelerinin taşınımını çözmemektedir. Bu da eddy viskozitesinin olması gerekenden yüksek tahminlerde çıkmasına sebep olmaktadır. Uygun kayma gerilmelerinin hesaplanması için eddy viskozite formülüne ek bir terim eklenmektedir.

Taşıma denklemleri: Türbülans kinetik enerjisi(k) ve spesifik disipasyon oranı(ω) aşağıda sırasıyla verilen taşıma denklemlerden elde edilir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \widetilde{G_k} - Y_k + S_k \quad (3.35)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \omega u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (3.36)$$

Denklem (3.35) ve (3.36)'da

$\widetilde{G_k}$, ortalama hız gradyenlerinden kaynaklı üretilen türbülans kinetik enerji,
 G_ω , türbülans çalkalanma frekansından kaynaklı üretilen spesifik yayılım oranı,
 Y_k ve Y_ω türbülans kinetik enerjisi ve spesifik yayılım oranı için disipasyon oranları,
 Γ_k ve Γ_ω türbülans kinetik enerjisi ve spesifik yayılım oranı için efektif yayınımlar,
 D_ω , çapraz difüzyon terimi,
 S_k ve S_ω kullanıcı tanımlı kaynak terimlerdir.

Türbülans viskozite: Efektif yayılım denklemleri Standart k- ω modeli ile aynı olup türbülans viskozite hesaplanırken türbülans Prandtl sayısı, gerinme oranı büyüklüğü(S) ve harmanlama fonksiyonları(F) ayrıca hesaplanır.

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{S F_2}{a_1 \omega} \right]} \quad (3.37)$$

Model Sabitleri: Taşıma denklemleri, türbülans viskozite efektif yayılımı, türbülans üretimi ve disipasyonu denklemleri türetilirken ara kademelerde belli sabitler elde edilir. Bunlar:

$$\sigma_{k,1} = 1.176, \sigma_{\omega,1} = 2.0, \sigma_{k,2} = 1.0, \sigma_{\omega,2} = 1.168$$

$$a_1 = 0.31, \beta_{i,1} = 0.075, \beta_{i,2} = 0.0828$$

3.4.8. Nonlinear eddy viskozite modelleri(V2f Modeli)

Nonlinear eddy viskozite türbülans modelleri, ortalama hız alanını ortalama türbülans alanıyla ilişkilendirirken eddy viskozite katsayısını doğrusal olmayan bir şekilde(non-linear) kullanır. En çok kullanılan nonlinear eddy viskozite modeli V2f modelidir.

V2f modeli: Durbin'nin[106] k-ε-v² modeline dayanan alternatif bir eddy viskozite modelidir. Model standart modellere benzerdir, fakat duvar yakını türbülans anizotropisi ve lokal olmayan basınç gerinim etkilerinde başarılı sonuçlar verir. V2f modeli 4 eşitlikli(türbülans kinetik enerji, yayılım oranı, hız varyans ölçeği, eliptik gevşeme fonksiyonu) taşıma denkleminde oluşur.V2f modelini diğer modellerden farklı kılan eddy viskoziteyi tanımlamak için türbülans kinetik enerji yerine hız varyans ölçeğini kullanmasıdır[107].

Taşıma denklemleri:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = P - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + S_k \quad (3.38)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{C'_{\varepsilon 1} P - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon}{T} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon}} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + S_{\varepsilon} \quad (3.39)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \overline{v^2}) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \overline{v^2} u_i) = \rho k f - 6 \rho \overline{v^2} \frac{\varepsilon}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \overline{v^2}}{\partial x_j} \right] + S_{\overline{v^2}} \quad (3.40)$$

$$f - L^2 \frac{\partial^2 f}{\partial x_j^2} = (C_1 - 1) \frac{\frac{2}{3} - \overline{v^2}/k}{T} + C_2 \frac{P}{\rho k} + \frac{5 \overline{v^2}/k}{T} + S_f \quad (3.41)$$

Denklem (3.38)-(3.41)'de ilk iki denklem kinetik enerjinin ve disipasyonun zamana bağlı türevleri iken; son iki denklem hız varyans ölçeği ve eliptik gevşeme fonksiyonudur. Denklem (3.38)-(3.41)'de yer alan türbülans kinetik üretimi (P),

türbülans zaman ölçeği(T), türbülans uzunluk ölçeği(L)'nin denklemleri (3.42)-(3.44)'te verilmiştir.

$$P = 2\mu_t S^2, S^2 \equiv S_{ij}S_{ij}, S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.42)$$

$$T = \max \left[\frac{k}{\varepsilon}, C_T \left(\frac{\nu}{\varepsilon} \right)^{1/2} \right] \quad (3.43)$$

$$L = C_L \max \left[\frac{k^{3/2}}{\varepsilon}, C_\eta \left(\frac{\nu^3}{\varepsilon} \right)^{1/4} \right] \quad (3.44)$$

Türbülans Viskozite: Hız varyans ölçeği ve türbülans zaman ölçeği hesaba katılarak hesaplanmıştır.

$$\mu_t = \rho C_\mu \overline{v^2} T \quad (3.45)$$

Model Sabitleri: Bu modelde taşıma denklemleri ve türbülans viskozite denklemleri türetilirken ara kademelerde elde edilen belli sabitler vardır. Bunlar:

$$\alpha = 0.6, C_l = 1.4, C_2 = 0.3, C_{\varepsilon 1} = 1.4, C_{\varepsilon 2} = 1.9, C_\eta = 70,$$

$$C_\mu = 0.22, C_L = 0.23, \sigma_k = 1, \sigma_\varepsilon = 1.3, C'_{\varepsilon 1} = C_{\varepsilon 1} \left(1 + 0.045 \sqrt{k/\nu^2} \right)$$

3.4.9. Reynolds gerilmeleri modeli

Reynolds gerilmeleri modeli ikinci dereceden bir RANS temelli türbülans modelidir ve toplamda yedi denklemden oluşur. Bu türbülans modeli Reynolds gerilmelerinin taşıma denklemlerini, disipasyon oranı denklemi ile birlikte çözer. Bu da üç boyutlu akış için yedi ek taşıma denklemleri olacak anlamına gelir. RSM anizotropik karakteristikleri iyi tahmin ettiğinden karmaşık akışların doğru tahmin açısından RKE k-ε ve SSTk-ω'ya göre üstünlük sağlamaktadır. Ancak, çeşitli terimleri modellemek için uygulanan Reynolds gerilmeleri denklemlerinin kalitesi yakınsama varsayımlarına dayanır. Buna rağmen RSM'nin sonuçları izotropik türbülans modellerinden her zaman üstün olmayabilir. Reynolds gerilmeleri modelleri üç boyutlu bir türbülanslı akış alanında altı ek taşıma denklemleriyle çözüm yaptığından önceki modellere göre daha fazla işlem gücü gerektirir. Ek hesaplamalara rağmen bu model iki geçişli döner kanallarda deneysel verilere yakın tahminler verir.

RANS temelli modellerin her biri ile ilgili sorunlar ve eksiklikler karmaşık üç boyutlu akış fiziğinde gerçekten uzak tahminlere yol açabilir[108].

Taşıma denklemleri:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \overline{u'_i u'_j}) + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k \overline{u'_i u'_j}) &= - \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\rho \overline{u'_i u'_j u'_k} + p' (\delta_{kj} \overline{u'_i} + \delta_{ik} \overline{u'_j}) \right] \\ + \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u'_i u'_j}) \right] - \rho \left(\overline{u'_i u'_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) - \rho \beta (g_i \overline{u'_j \theta} + g_j \overline{u'_i \theta}) \\ + p' \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right) - 2\mu \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k} - 2\rho \Omega_k (\overline{u'_j u'_m} \varepsilon_{ikm} + \overline{u'_i u'_m} \varepsilon_{jkm}) \\ + S_{kullanıcı} \end{aligned} \quad (3.46)$$

Denklem (3.46)'nın sol tarafı sırasıyla lokal zaman türevi ve konveksiyon teriminden oluşurken; sağ tarafı ise sırasıyla türbülans difüzyon, moleküler difüzyon, gerilme üretimi, kaldırma üretimi, basınç gerinimi disipasyonu, sistem dönmesinden kaynaklı ek terim ve kullanıcı tanımlı terimlerden oluşur.

Türbülans viskozite: Standart k-ε modelindeki gibi $C_\mu=0,09$ alınır. Bunların dışında türbülans yayınımlı, basınç gerinimi, türbülans kinetik enerjisi ve disipasyon oranları bu modelde ayrıca tanımlanır.

3.5.RANS Temelli Türbülans Modelleriyle Yapılan Sayısal Çalışmalar

Hakkında Literatür Taraması

Rib türbülantörlü soğutma kanallarında sayısal çözümleme çalışmaları ilk olarak düşük Reynolds sayılarında ve iki boyutlu akışlarla yapılmıştır. Stephens ve Shih [109] ve Rigby ve ark. [110] düşük Reynolds k-ω türbülans modeli kullanarak ortogonal dizili riblerin bulunduğu tek geçişli kanalda türbülans benzetimi için numerik çözümler sunmuşlardır. Prakash ve Zerkle [111] k-ε ve düşük Reynolds sayısı k-ω türbülans modelleriyle rib türbülantörlü kanalda ısı transfer ve akış benzetimi yapmışlardır. Bu modellerin izotropik türbülans varsayımını kullanması ve yakın yüzey duvar fonksiyonu girdisi kullanmadığından iki geçişli ve dönen kanallarda uygun sonuçlar vermeyeceğini öne sürmüşlerdir. Ayrıca ikinci kapanma momenti (second closure moment) ile modelleme yapan Reynolds gerilme modellerinin anizotropik etkileri öğrenmek için faydalı olduğu sonucuna varmışlardır. Stephens ve ark. [112] karşılıklı zıt kenarlara yerleştirilmiş yuvarlak riblerin

bulunduğu durağan bir kanalda akış ve ısı transfer karakteristikleri için sayısal çalışma yapmışlardır.

Stephens ve Shih [113] ve Shih ve ark. [114] düşük-Re $k-\omega$ türbülans modeli kullanarak Reynolds sayısı, dönme sayısı ve kaldırma kuvveti etkilerinin iki geçişli rib türbülantörlü dönen bir kanalın ısı transfer katsayıları üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Rigby [115] ortogonal rib dizili, 0 ila 0.24 arası dönme sayılarında ve 180° keskin dönüş etkisinin de incelendiği kapsamlı bir çalışma yapmıştır. RANS modellerinin yüksek ısı/kütle transfer bölgelerinde ikincil akış modellemesinde başarılı sonuçlar verdiğini öne sürmüşlerdir. Bonhoff ve ark. [116,117] riblerin 45° dizili olduğu iki geçişli U bend kare kanalda akış karakteristikleri ile ilgili numerik çalışmışlardır. FLUENT CFD kodlarından RSM modelinin ve $k-\epsilon$ modelinin karşılaştırmasını yapmış ve RSM modeli, $k-\epsilon$ modeline göre daha tutarlı sonuçlar verdiğini öne sürmüşlerdir. Iacovides ve Raisee [118] U-dönüslü ribli bir kanalda eddy-viskozite modelleri(EVM) ve Reynolds gerilmeleri modelleriyle sayısal çözümleme yapmışlardır. Reynolds gerilmeleri yaklaşımlarının akışın ayrılma bölgelerinde daha iyi tahmin verecek bir şekilde modelleme olanağı sunduğundan, diğer modellere nispeten başarılı bir model olduğunu öne sürmüşlerdir.

Chen ve ark. [119] çok bloklu RANS modelleri ve Reynolds gerilmeleri modellerini kullanarak değişik en boy oranları ve rib konfigürasyonları için çalışma yürütmüşlerdir. Coriolis ve kaldırma kuvvetlerinin etkilerinden kaynaklı izotropik olmayan etkileri bu modellerin kısmi oranda tahmin ettiğini söylemişlerdir. Aynı model Jang ve ark. [120,121] 45° dizili ve 60° dizili riblerin numerik benzetimlerinden elde edilen ısı transfer katsayı tahminlerinin deneysel çalışmalarla uzlaştığı sonucuna ulaşmışlardır. Blokaj oranı 0,125 ve P/e oranı 10 olan, 60° rib dizili iki geçişli durağan kare kanalda ve pürüzsüz kanalda, Reynolds gerilmeleri modelleri ve $k-\epsilon$ modeli gibi RANS temelli modellerle sayısal çözüm yapmışlardır. Rib türbülantörlerin ve 180 derecelik keskin dönüşün güçlü non-izotropik türbülansa yol açtığını söylemişlerdir. Böylece Reynolds gerilmeleri modellerinin, $k-\epsilon$ modeline göre daha iyi ısı transfer tahmini verdiği bulgusuna ulaşmışlardır.

Lin ve ark. [122] ise düşük Reynolds $k-\omega$ modelinin türbülans kinetik enerjinin türbülans disipasyonu sağladığından yakın duvar bölgesinde duvar fonksiyonu yerine geçeceğinden uygun bir model olacağını öne sürmüşlerdir. Döner iki geçişli kanalda Reynolds sayısı, dönme sayısı ve kaldırma kuvvetlerinin etkisini shear-stress transport (SST) $k-\omega$ modeli ile incelemişlerdir. Al-Qahtani ve ark. [123] iki geçişli 2:1 en boy

oranında 45° rib dizili dönen bir kanalda; kanalın yönelim açısını 90° ve 135° olarak kanal yöneliminin etkisini de sayısal olarak incelemişlerdir. Çok bloklu RANS metodu kullanarak Reynolds gerilmeleri modelinin 3 boyutlu karmaşık akış ve ısı transfer karakteristiklerinin deneysel çalışmalardaki sonuçlarla makul şekilde uyduğu sonucuna varmışlardır. Jia ve ark. [124] Reynolds gerilme modeli kullanarak dönmeyen kanalda transvers ve V-şekilli riblerle 14,000 ila 35,000 Reynolds sayılarında çalışmışlardır. V şekilli riblerin transvers riblerden daha iyi performans sağladığını söylemişlerdir. Su ve ark. [125] soğutma kanallarında değişik en boy oranlarında (1:1, 1:2 ve 4:1) dönme etkisini de kapsayacak şekilde Reynolds gerilme modeliyle numerik çözümleme yapmışlardır. Gerçek motor çalışma etkisi altındaki durumlarda yüksek Reynolds sayılarında ve yüksek dönme sayılarında dönme etkisinin kanalın en boy oranına nazaran azaldığını rapor etmişlerdir. Su ve ark. [126] V-şekilli rib dizili kanalda çok bloklu RANS çözücü ve Reynolds gerilmeleri modelini sayısal çözümde kullanmış ve bu modelin deneysel sonuçlarla tutarlı sonuçlar verdiğini söylemişlerdir. İkinci moment kapanma modeli olan RSM'nin deneysel çalışmalarda elde edilemeyen 3 boyutlu hız, basınç, sıcaklık, Reynolds gerilimi ve türbülans ısı akıları ile ilgili başarılı benzetim olanağı sağladığını öne sürmüşlerdir.

Saha ve ark. [127] 4:1 ve 1:4 en boy oranlarına sahip dikdörtgen kanallarda 0.12 ila 0.5 arasında dönme sayılarında 25,000 Reynolds sayısında iki denklemlili düzensiz RANS modelinin deneysel sonuçlarla uyumlu sonuçlar verdiğini söylemişlerdir. York ve ark. [128] rib türbülantörlü kanalda düzensiz RANS metodolojisiyle yaptıkları çalışmada RSM'nin RKE'den daha iyi tahminler verdiğini söylese de her iki modelin düzensiz girdap dağılımını tahminde yetersiz kaldığını iddia etmişlerdir. Sleiti ve Kapat [129] pürüzsüz ve rib türbülantörlü döner kanalda, izotropik k- ϵ , k- ω ve anizotropik RSM türbülans modellerini kullanarak Coriolis ve kaldırma kuvvetlerinin etkilerini ayrı ayrı incelemişlerdir. RSM'nin anizotropik türbülans modeli olduğundan 2 denklemlili modellere (k- ϵ , k- ω) göre daha iyi sonuçlar verdiğini elde etmişlerdir. Hermanson ve ark. [130] Reynolds sayısı 30,000 olan en boy oranı 2.04:1 olan ve rib hücum açısı 90° ile 33° arası değişen kanalda V2f modelinin, k- ϵ modelinden daha iyi sonuçlar verdiğini söylemişlerdir. Iaccarino ve ark. [131] ısı transferi tahminlerinde termal sınır koşullarının etkisini gözlemlemiş ve deneysel ile nümerik çalışmalar arasındaki bağdaşmazlıkların aşılması için konjuge ısı transferinin ele alınması gerektiğinin söylemişlerdir. Ribin akış yukarısında konveksiyonel ve akış aşağısında

ise iletimsel şekilde ısı transferinden etkilendiğini öne sürmüşlerdir. Ooi ve ark. [132] kullandıkları V2f modeli ribli yüzeyde etkin sonuçlar verirken, pürüzsüz yüzeyde gerçekten uzak sonuçlar vermiştir. Buna gerekçe olarak da güçlü ikincil akışların eddy viskozite modellerince yeterince benzetilemediğini öne sürmüşlerdir.

Kim ve ark. [133] RANS temelli türbülans modelleriyle 3 boyutlu ribli kanalda kanal geometrisi ve rib dizilimleri ile ilgili şekil optimizasyon çalışması yapmışlardır. Optimal tasarım için ısı transferi ile sürtünme faktörü arasında bir ağırlık faktörü geliştirmişlerdir. Bu ağırlık faktörü sürtünme faktörü yönünde kaydığında rib adımı artarken hücum açısı ve rib yüksekliğinin azalması şeklinde kendini gösterdiğini söylemişlerdir. Kamali ve Binesh [134] dört değişik rib profili (üçgen, kare, dikdörtgen, akış yönüne göre değişken yükseklikte yamuk) için ısı transferi ve sürtünme etkisini incelemek için numerik çalışma yapmışlardır. Rib aralığı ve rib geometrisinin ısı transfer dağılımını derinden etkilediğini öne sürmüşlerdir. Ayrıca hem Kamali ve Binesh [134]'in yaptığı nümerik benzetim çalışmaları ve hem de Jia ve ark. [124]'in yaptıkları deneysel çalışmalarda, eğimli riblerin diğer tüm rib geometrileri içinde en iyi ısı transfer iyileştirme oranını verdiğini söylemişlerdir. Bu sonuç Ahn'ın [33] yaptığı deneysel çıkarımlarla örtüşmemektedir. Keshmiri ve ark. [135] P/e oranı 6, 9 ve 12 olan ve blokaj oranı 0,1 olan dikdörtgen kanalda 30,000 Reynolds sayısında k- ϵ model ve V2f modeliyle çalışma yapmışlardır. Sonuç olarak V2f'nin daha iyi sonuçlar verdiğini ve P/e oranı 9 olan kanalın daha iyi ısı transfer iyileştirme oranı sağladığını söylemişlerdir. Keshmiri [136] üç boyutlu bir kanalın, iki boyutlu CFD kodu olan STAR-CD ile benzetimini yapmış ve deneysel verilerle uygun sonuçlar almıştır. Sohankar [137] 0.71 Prandtl sayısı ve 100,000 Reynolds sayısında k- ω ve k- ϵ modellerini karşılaştırarak yaptığı çalışma sonucunda Nusselt sayıları tahmin arasında önemli fark bulunduğunu söylemiştir. Bu farkın k- ϵ modeli k- ω modellerine göre göre daha yüksek düzeyde türbülans viskozite ve kinetik enerji üretiminden kaynaklandığını söylemiştir. Schöler ve ark. [138] SST k- ω modelinin ikincil akışları, 180 derecelik keskin dönüşü ve rotasyon etkisini tahmin edip edemeyeceği üzerinde çalışmış ve akışta karmaşık 3 boyutlu anizotropik etkilerden kaynaklı büyük sapmalar olduğu için modelin bu tür akışları tahminde yetersiz kaldığını öne sürmüşlerdir.

3.6.Yapılan Çalışmada Kullanılan RANS Temelli Türbülans Modelleri

RANS türbülans modellerini sınıflandırma yapılırken temelde 3 ana kısımda sınıflandırma yapılmıştır. Bunlar lineer eddy viskozitesi modelleri, nonlinear eddy viskozite modelleri ve Reynolds gerilmeleri modelidir. Bu çalışmada lineer eddy viskozite modeli olarak Realizable $k-\epsilon$ model (RKE) ve SST $k-\omega$ modelleri seçilmiştir. Nonlinear eddy viskozitesi modeli olarak V2f modeli seçilmiştir. Ayrıca Reynolds gerilmeleri modeli(RSM) de incelenmiştir. Böylece RKE, SST $k-\omega$, V2f ve RSM olmak üzere temel 4 çeşit RANS temelli türbülans modelinin değişik kanal konfigürasyonlarında ısı transfer artış oranlarındaki iyileştirme oranları, sürtünme kaybı oranları ve termal performanslar bakımından incelenip deneysel verilerle doğruluk ve yakınsama bakımından karşılaştırılması yapılmıştır.

4. RİB TÜRBÜLATÖRLÜ SOĞUTMA KANALININ MODELLENMESİ VE ANALİZİ

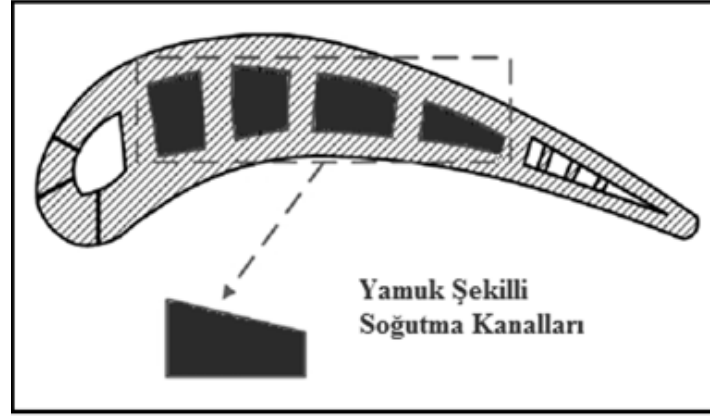
Bu kısımda öncelikle soğutma kanalı modelleme ölçütleri ele alınmıştır. Bu ölçütler temel alınarak oluşturulan soğutma kanalları(pürüzsüz kanal, ortogonal rib dizili kanal, transvers rib dizili kanal ve V- şekli rib dizili kanal) ANSYS Design Modeler ile modellenmiştir. Daha sonra, ANSYS Meshing kullanılarak modele ağ atma ve elde edilen sonuçların tutarlılığı göz önüne alınarak ağın optimizasyon işlemleri yapılmıştır. Daha sonra, modelin sınır koşulları ve çözüm kontrol parametreleri girilerek ANSYS Fluent'te analizi gerçekleştirilmiştir. Son olarak, CFD-Post ile ikincil akışlar, hız vektörleri, türbülans şiddeti ve kanaldaki Nusselt sayısı dağılımları ile ilgili elde edilen sonuçların görüntülenmesi işlemleri yapılmıştır. Ayrıca sayısal çözüm sonuçlarından alınan ortalama Nusselt değerleri ile dört kanal konfigürasyonu için dört çeşit RANS temelli türbülans modelinin ısı transfer iyileştirme oranları deneysel verilerle karşılaştırılarak, bu modellerin doğruluk ve yakınsama bakımından karşılaştırılma çalışması yapılmıştır. Sonuç olarak ısı transfer iyileştirme oranları(Nusselt sayısı oranları), sürtünme kaybı faktörü oranları ve termal performans bakımından 4 çeşit kanal konfigürasyonun mukayese işlemleri yapılarak elde edilen sonuçların değerlendirilmesi yapılmıştır.

4.1. Soğutma Kanalı Modelleme Kriterleri

4.1.1. Kanal geometrisi seçimi

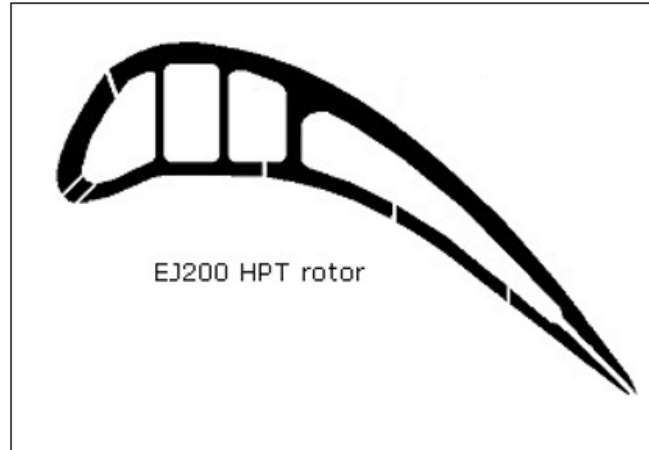
Literatürde soğutma kanalları türbin kanadının şekline göre işlem kolaylığı sağlamak için yaygın olarak üçgen, dikdörtgen ve yamuk gibi değişik geometrik kanallar şeklinde modellenirler. Türbin kanat airfolinin ön kenarına yakın bölge eşkenar üçgen şeklinde modellenirken arka kenarına yakın bölge yamuk şeklinde modellenir. Arada kalan orta bölgede, en boy oranları sırasıyla dar en boy oranından ($AR=1:4$, $AR=1:2$) geniş en boy oranına ($AR=2:1$, $AR=4:1$) sahip dikdörtgen kanallar şeklinde modellenirler. Rib türbülatorlerle soğutma yapılan orta bölgedeki kanallar her ne kadar dikdörtgen kanallar şeklinde modellenirse de gerçeğe en yakın modelleme trapezoid(yamuk) kanal modelleridir. Şekil 4.1'de türbin kanat şekline göre belirli bir duvar kalınlığı girildiğinde içte kalan geometri için en uygun şekil yamuk şekilli soğutma kanallarıdır. Trapezoid kanallarda naftalin süblimleşmesi tekniğiyle kütle

transferi ile ısı transfer analojisi kullanılarak, pürüzsüz trapezoid kanal ve değişik rib yerleşimlerindeki trapeziod kanalların ısı transfer iyileştirme oranlarıyla ilgili olarak Lee[139] ve Oh[140] tarafından yapılan deneysel çalışmalar mevcuttur.

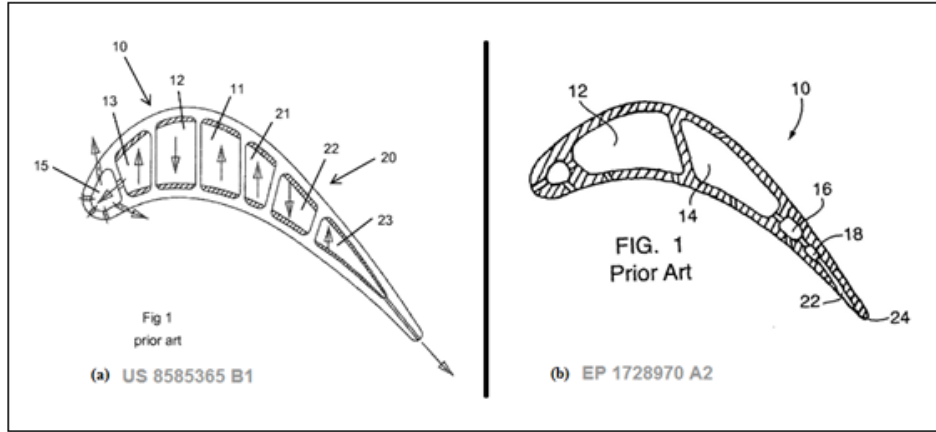


Şekil 4.1 Türbin kanat şekline uygun trapezoid soğutma kanalları[139,140]

Şekil 4.2’de Eurojet askeri savaş uçağının EJ200 model turbofan motorunun yüksek basınç türbinin kanat kesiti verilmiştir. Şekil 4.3’te ise türbin kanal soğutma üzerine alınan 2 patent(US8585365, EP1728970A2) ile ilgili görseller verilmiştir. Görsellerden anlaşılacağı üzere orta ve arka bölgede, türbin kanat şekline göre soğutma kanalları gerçeğe en yakın şekilde trapezoid kanallar şeklinde modellenirler.

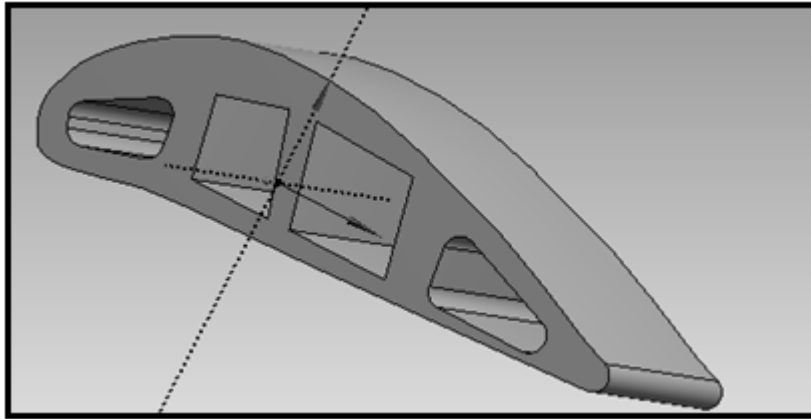


Şekil 4.2 Eurojet EJ200 turbofan motorunun yüksek basınç türbininin kanat kesiti[141]



Şekil 4.3 Türbin kanat soğutma kanalları için geliştirilmiş değişik patentler[142,143]

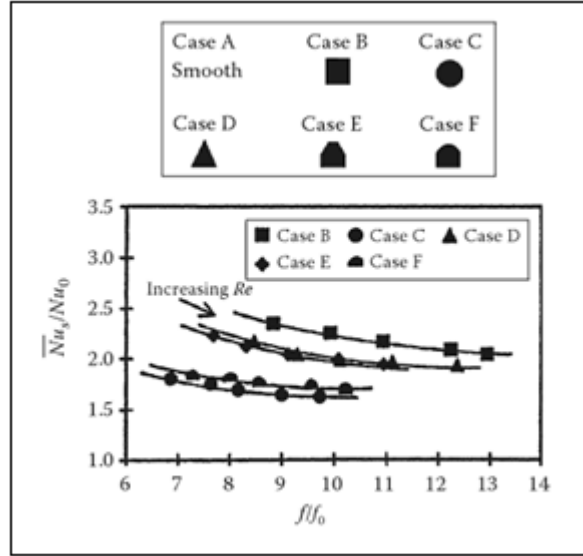
Bu çalışmadan iki geçişli kanaldan biri dar diğeri geniş kanal olarak seçilmiş olup bir nevi daralma-genişleme çalışması da yapılmıştır. Çalışmada hava girişinin geniş kanaldan girdiği varsayılmıştır. Böylece hava ikinci kanala geçerken aynı zamanda daralmaya uğramaktadır. Şekil 4.4'te ANSYS Design Modeler ile oluşturulmuş basit bir türbin kanat modelinin iç soğutma kanalları gösterilmiştir.



Şekil 4.4 Basit bir türbin kanat modelinde soğutma kanallarının gösterimi

4.1.2. Türbülötör profili seçimi

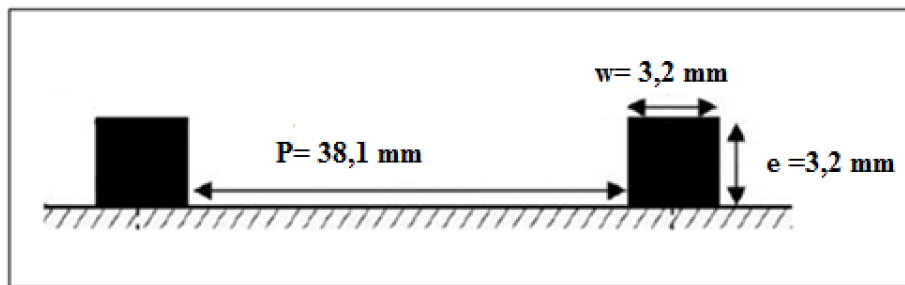
Chandra ve ark. [32] değişik riblerle yaptığı çalışmaların sonucu Şekil 4.5'te verilmiştir. Bu çalışmada kare türbülötörler diğer türbülötörlere göre ısı transfer iyileşme oranında daha iyi sonuçlar verdiğiinden bu çalışmada kare türbülötörler(3,2x3,2 mm) kullanılmıştır.



Şekil 4.5 Çeşitli rib profillerinin ısı transferinde yaptığı iyileşmelerin oranının karşılaştırmalı gösterimi [32]

4.1.3. Rib adımı/rib boyu oranı seçimi

İkinci kısımda yapılan literatür çalışmasında ele alındığı şekliyle soğutma kanallarında rib boyunun ısı ve akış karakteristiklerine etkisi rib adımı/rib boyu(P/e) şeklinde bir parametre üzerinden incelenir. Dar rib adımı($P/e < 7$) akışta ayrılmaya müsaade etmediğinden türbülans oluşumunu önler ve yeniden birleşme alanını tehlikeye atarak ısı transfer artışını azaltır. Ribler arası mesafeyi çok artırmak($P/e \gg 10$) da sınır tabakayı çok büyütür ve ısı transfer oranını azaltır[144].



Şekil 4.6 Rib adımı ve rib boyunun gösterimi

Şekil 4.6’da rib adımı ve rib boyunun gösterimi verilmiştir. Hem akışta ayrılmaya müsaade eden hem de sınır tabakanın fazla büyümeden akışın engeli aşarak

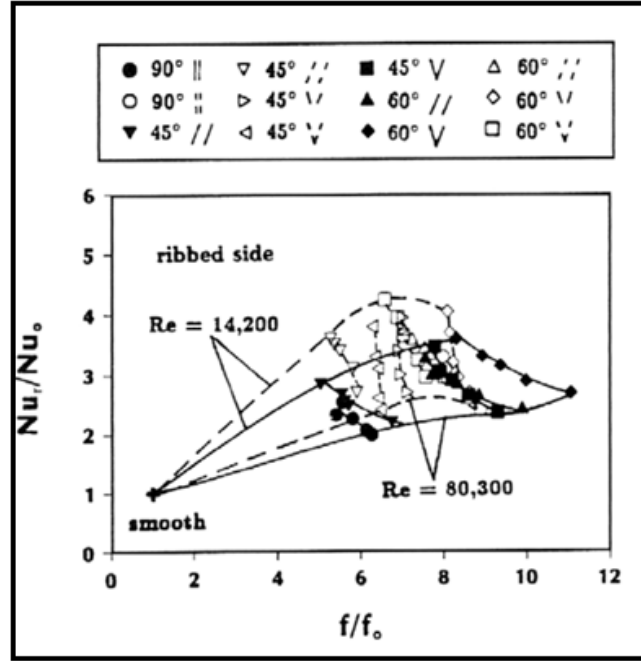
yoluna devam etmesini sağlayan optimum rib adımı/rib boyu oranı yaklaşık olarak 10'dur. Bu çalışmada ise rib adımı/rib boyu oranı (P/e) yaklaşık olarak 12 alınmıştır.

4.1.4. Blokaj oranı seçimi

İkinci kısımda yapılan literatür çalışmasında ele alındığı şekliyle soğutma kanalı tasarımlarında blokaj oranı (rib yüksekliği/kanalın hidrolik çapı) genel olarak %10'a yakın değerlerde alınmıştır. Ancak, Casarsa [145] Particle Image Velocimetry(PIV) teknolojisini kullanarak soğutma kanallarında yüksek blokaj oranı etkisini incelemek için e/D_h oranını 0,3 gibi yüksek bir değer almıştır. Bu tez çalışmasında P/e oranı 12 olarak seçildiği için ve yüksek blokaj etkisi incelenmediğinden soğutma kanalı tasarımı yapılırken ortalama bir değer atayarak blokaj oranları %7-8'e yakın değerlerde seçilmiştir. İki geçişli ve yamuk bir kanalda hidrolik çap hesabı yapılırken dar kanal, geniş kanal ve dönme bölgesi için üç farklı hidrolik çap hesabı yapılır. Kanalların orta kesitinden alınan kesit geometrisi baz alınarak hidrolik çap hesapları yapılmıştır. Dar kanal, geniş kanal ve dönme bölgesi için hidrolik çaplar sırasıyla 40.9 mm, 48.3 mm ve 45.7 mm'dir. Rib adımı 38,1 mm ve rib boyu(e) 3,2 mm olarak alındığı için dar kanal, geniş kanal ve dönme bölgesi için blokaj oranları(e/D_h) yaklaşık olarak 0.078, 0.066 ve 0.07'dir.

4.1.5. Rib hücum açısı ve rib konfigürasyonu seçimi

Dikdörtgen bir kanalda ribin geliş havasıyla yaptığı hücum açısının seçiminde ise Şekil 4.7'de gösterimi verilen Han ve Zhang[51]'ın yaptığı çalışmada görüleceği üzere V şekli dizili rib konfigürasyonunda 60 derecelik açılı rib diziliminin, 45 derecelik ve 30 derecelik açılı rib dizilimlerine göre daha iyi ısı transfer artış oranı vermiştir. Bu yüzden bu çalışmada kullanılan V-şekli rib yerleşiminde ribler soğutma kanallarına 60 derecelik açı yapacak şekilde yerleştirilmişlerdir.



Şekil 4.7 Değişik hücum açılarında çeşitli rib konfigürasyonlarının ısı transfer iyileştirmelerinin gösterimi[51]

4.1.6. Kanal sayısının seçimi ve 180 derecelik dönüş etkisinin incelenmesi

Modern gaz türbinlerinde içten soğutma birden çok kanalla yapılır. Bu yüzden soğutma havası 180 derecelik keskin dönüş yaparak bir sonraki kanala geçmektedir. Bu yüzden bu çalışmada sadece tek geçişli kanal çalışılmamış, iki geçişli bir kanalda çalışma yapılarak 180 derecelik dönüş etkisinin de incelenmesi hedeflenmiştir.

4.1.7. Rotasyon etkisi

RANS temelli türbülans modellerinin tamamına yakını dönme koşullarının etkisini iyi derecede benzetim yapacak CFD kodları henüz geliştirilmemiştir. RANS temelli modeller sayısal çözümde iyi derecede benzetim yetkinliğine sahip olmadığından bu tez çalışmasında dönme etkisi incelenmemiştir.

4.1.8. Çalışılan Reynolds sayılarının seçimi

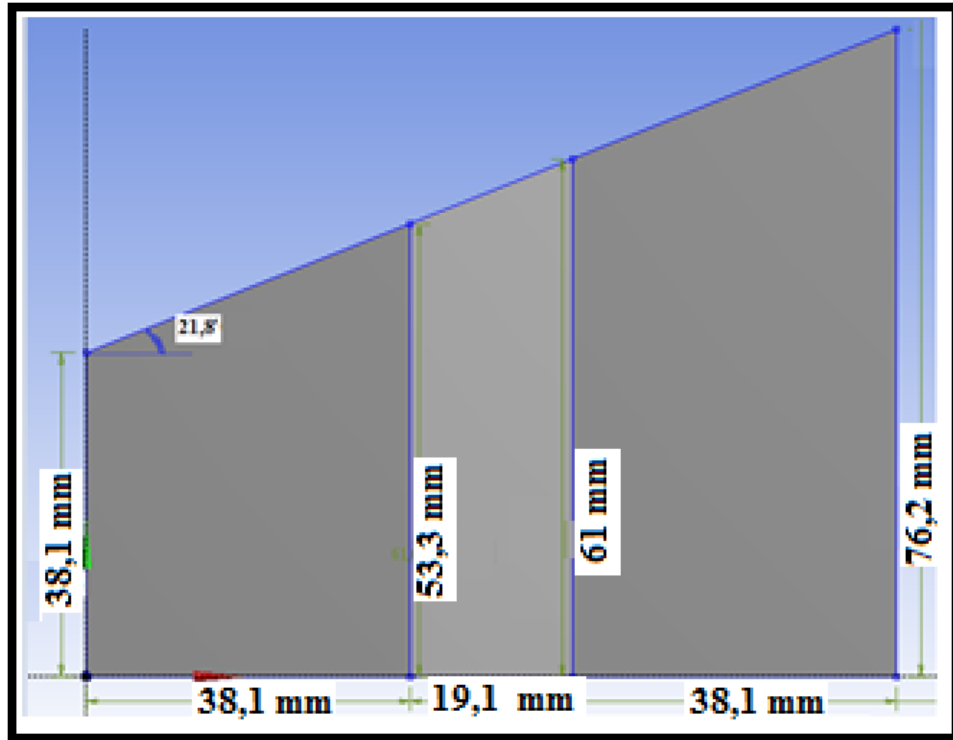
Genel olarak kanal akışlarında 10.000 Reynolds sayısından itibaren tam türbülans oluşumu gözlemlenmektedir. Bu çalışmada 16.800, 31.800 ve 57.200

Reynolds sayılarında trapezoid kanalın ısı transfer karakteristikleri ve dönme bölgesinde sürtünme kaybı faktörleri hesaplanmıştır.

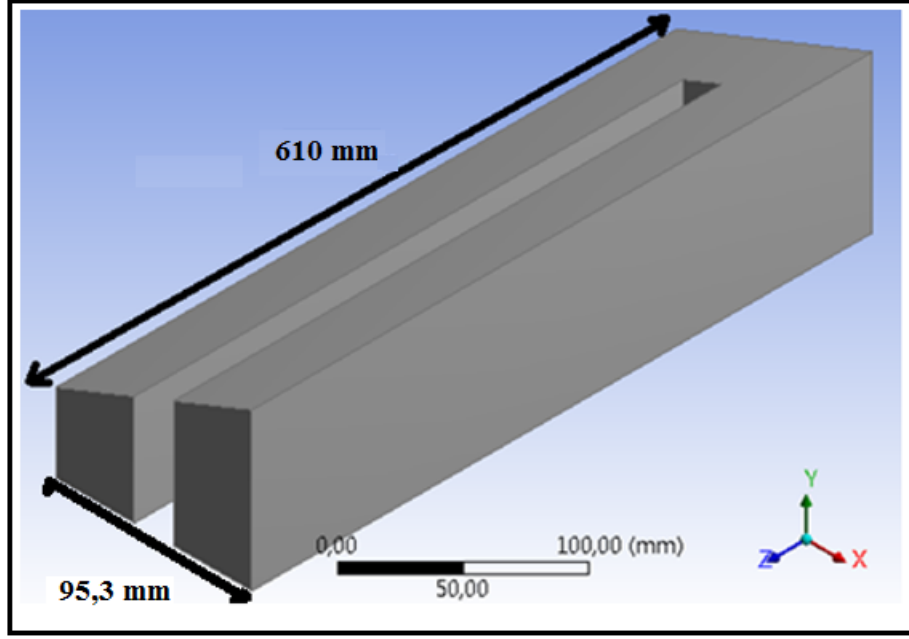
4.2. Soğutma Kanalının ANSYS Design Modeler ile Tasarımı

4.2.1. Pürüzsüz kanal

Bu çalışmada ilk olarak 2 geçişli pürüzsüz trapezoid bir kanal modeli üzerinde çalışılmıştır. Küçük kanalın eni 38,1 mm ve dikey boyları sırasıyla 38,1 mm ve 53,3 mm olarak seçilmiştir. Büyük kanalın ise eni yine 38,1 mm boyları sırasıyla 61 mm ve 76,2 mm olarak seçilmiştir. Kanalın üst duvarının yataya açısı $21,8^\circ$ olarak alınmıştır. Dar kanal, geniş kanal ve dönme bölgesi blokaj oranları sırasıyla 0.078, 0.066 ve 0.07 olarak hesaplanmıştır. Kanal uzunluğu 610 mm olarak seçilmiş ve iki kanal arası boşluk genişliği daha doğrusu iki kanal arası bölme kalınlığı da 19,1 mm olarak seçilmiştir. Şekil 4.8’de ve Şekil 4.9’da sırasıyla kanalın enine kesiti ve izometrik görünümü ölçüleriyle verilmiştir.



Şekil 4.8 Soğutma kanalının ölçülendirilmesi

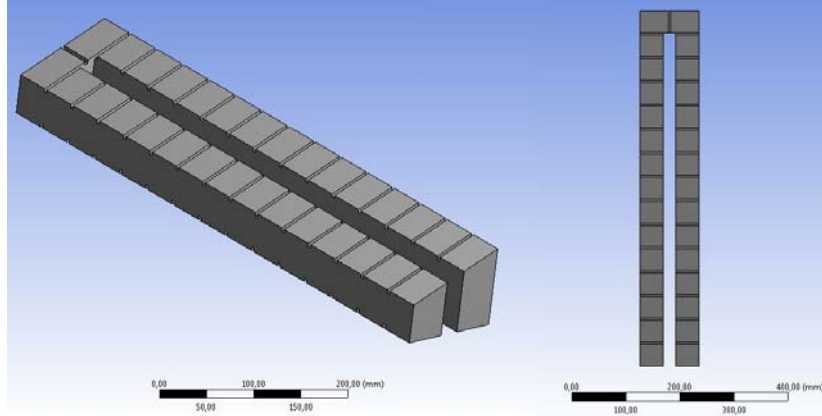


Şekil 4.9 Pürüzsüz kanalın izometrik görünümü

Daha sonra modellemesi yapılan pürüzsüz kanala ribler sırasıyla ortogonal, transvers ve V-şekli gibi değişik rib konfigürasyonlarında yerleştirilerek değişik rib konfigürasyonlarının ısı transfer oranında ne derece iyileşme yaptığı ve sürtünme kaybı faktörünü ne derecede etkilediği çalışılmıştır.

4.2.2. Ortogonal rib dizili kanal

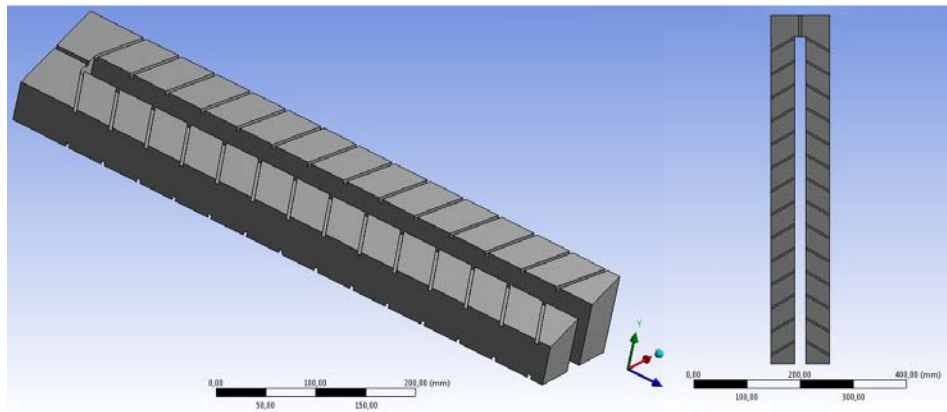
Pürüzsüz kanala ribler ana akış havasına 90 derece açı yapacak şekilde ortogonal olarak dizilmiştir. İki rib arası mesafe 38,1 mm olarak alınıp rib genişliği ve boyu 3,2 mm olarak alınmıştır. Küçük kanalın eni 38,1 mm ve boyları sırasıyla 38,1 mm ve 53,3 mm olarak seçilmiştir. Büyük kanalın ise eni yine 38,1 mm dikey boyları sırasıyla 61 mm ve 76,2 mm olarak seçilmiştir. Kanalın üst duvarının yataya açısı 21.8° olarak alınmıştır. Dar kanal, geniş kanal ve dönme bölgesi blokaj oranları sırasıyla 0.078, 0.066 ve 0.07 olarak hesaplanmıştır. Kanal uzunluğu 610 mm olarak seçilmiş ve iki kanal arası boşluk genişliği daha doğrusu iki kanal arası bölme kalınlığı da 19,1 mm olarak seçilmiştir. Kanalın izometrik görünümü ve üstten görünümü Şekil 4.10'da verilmiştir.



Şekil 4.10 Ortogonal rib dizili kanalın izometrik görünümü ve üstten görünümü

4.2.3. Transvers rib dizili kanal

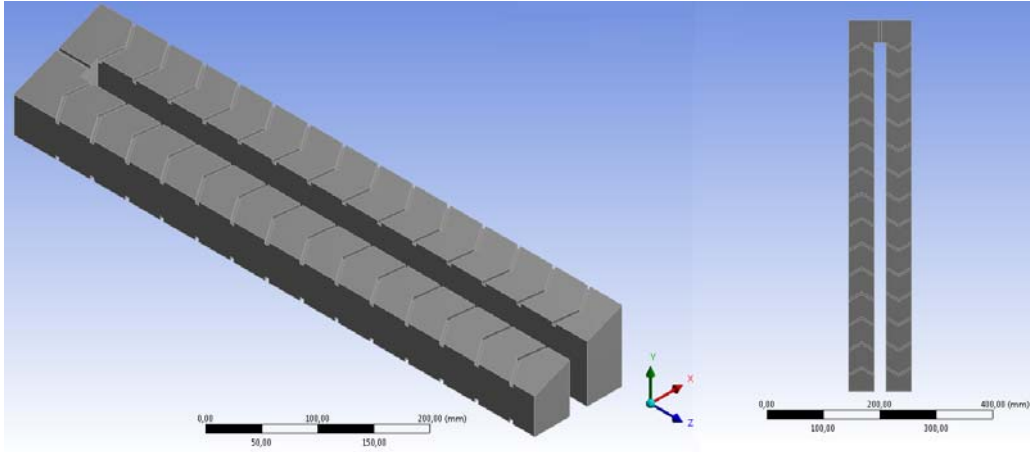
Pürüzsüz kanala ribler ana akış havasına 60 derece yapacak şekilde transvers olarak dizilmiştir. İki rib arası mesafe 38,1 mm olarak alınıp rib genişliği ve boyu 3,2 mm olarak alınmıştır. Küçük kanalın eni 38,1 mm ve boyları sırasıyla 38,1 mm ve 53,3 mm olarak seçilmiştir. Büyük kanalın ise eni yine 38,1 mm dikey boyları sırasıyla 61 mm ve 76,2 mm olarak seçilmiştir. Kanalın üst duvarının yataya açısı 21.8° olarak alınmıştır. Dar kanal, geniş kanal ve dönme bölgesi blokaj oranları sırasıyla 0.078, 0.066 ve 0.07 olarak hesaplanmıştır. Kanal uzunluğu 610 mm olarak seçilmiş ve iki kanal arası boşluk genişliği daha doğrusu iki kanal arası bölme kalınlığı da 19,1 mm olarak seçilmiştir. Kanalın izometrik görünümü ve üstten görünümü Şekil 4.11’de verilmiştir.



Şekil 4.11 Transvers rib dizili kanalın izometrik görünümü ve üstten görünümü

4.2.4. V-şekli rib dizili kanal

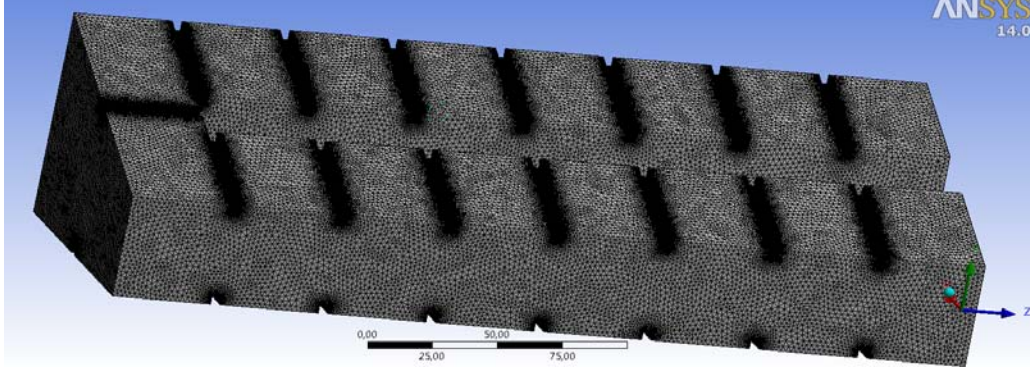
Pürüzsüz kanala ribler ana akış havasına 60 derecelik açı yapacak V şeklinde dizilmiştir. İki rib arası mesafe 38,1 mm olarak alınıp rib genişliği ve boyu 3,2 mm olarak alınmıştır. Küçük kanalın eni 38,1 mm ve boyları sırasıyla 38,1 mm ve 53,3 mm olarak seçilmiştir. Büyük kanalın ise eni yine 38,1 mm dikey boyları sırasıyla 61 mm ve 76,2 mm olarak seçilmiştir. Kanalın üst duvarının yataya açısı 21.8° olarak alınmıştır. Dar kanal, geniş kanal ve dönme bölgesi blokaj oranları sırasıyla 0.078, 0.066 ve 0.07 olarak hesaplanmıştır. Kanal uzunluğu 610 mm olarak seçilmiş ve iki kanal arası boşluk genişliği daha doğrusu iki kanal arası bölme kalınlığı da 19,1 mm olarak seçilmiştir. Kanalın izometrik görünümü ve üstten görünümü Şekil 4.12’de verilmiştir.



Şekil 4.12 V-şekli rib dizili kanalın izometrik görünümü ve üstten görünümü

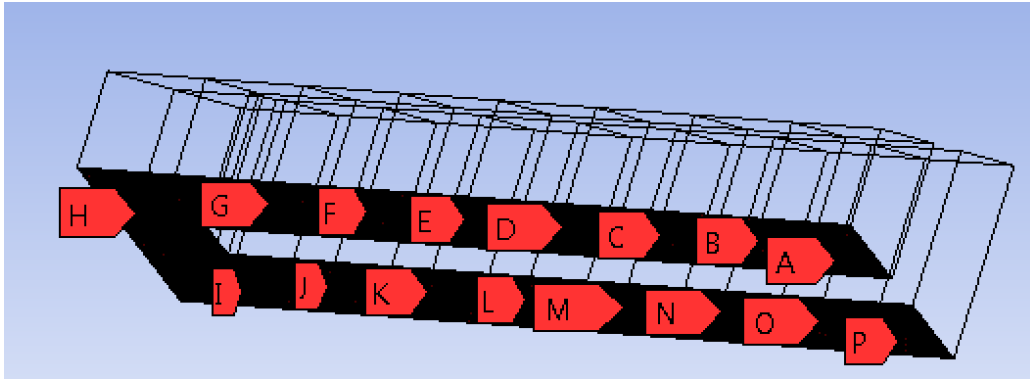
4.3.ANSYS Meshing ile Modele Ağ Atılması

Tasarlanan rib dizili kanallara, özellikle Nusselt değerleri alınan bölgelere, kenar ölçeklendirme (edge sizing) ve şişirme(inflation) işlemleri uygulanmış olup toplamda her bir konfigürasyon için ortalama 8 milyon sayısında düğüm(node) ve ortalama olarak 17 milyonun üzerinde hücre(cell) sayısında çözüm ağı atılmıştır. Şekil 4.13’te ortogonal rib dizili kanala atılmış çözüm ağının gösterimi verilmiştir.



Şekil 4.13 Ortogonal rib dizili kanala atılmış çözüm ağıının gösterimi

Soğutma kanalının alttan ısıtılan bölgesi 16 farklı bölgeye ayrılarak bu bölgelerdeki ortalama Nusselt sayısı değerlerinin alınmasına imkan tanınmıştır. Şekil 4.14'te ortalama Nusselt değerleri hesaplanan 16 farklı bölgenin gösterimi verilmiştir.



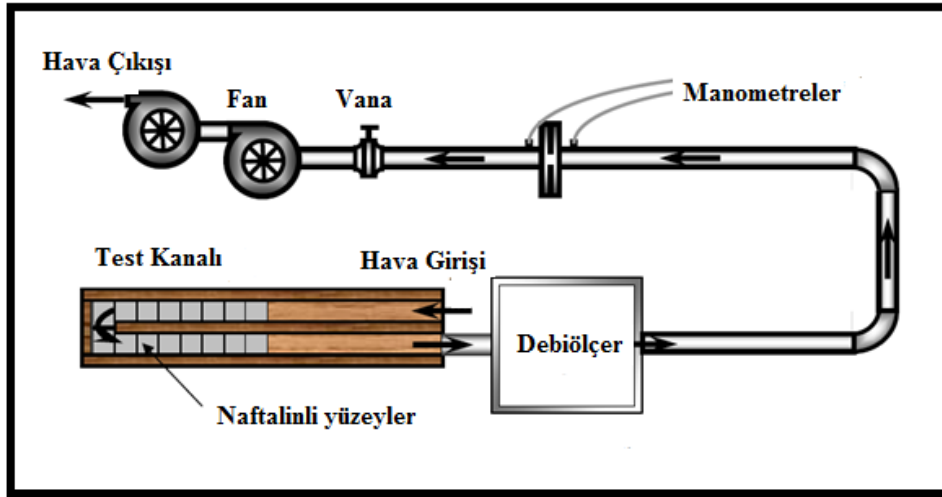
Şekil 4. 14 Ortalama Nusselt değerleri alınan 16 farklı bölgenin adlandırılması

4.4.ANSYS Fluent ile Modelin Analizinin Yapılması

4.4.1. Sınır koşulları

ANSYS Fluent'te sınır koşulları ele alınırken, Şekil 4.15'te gösterimi verilen deney düzeneğinde; Lee[139] ile Oh[140] naftalin süblimleşme tekniği kullanarak yaptıkları deneysel çalışmanın deneysel koşul değerleri baz alınmıştır. Lee[139] ve Oh[140], ısı transferi(Nusselt Sayısı) ile kütle transferi(Sherwood Sayısı) arasındaki analogiyi kullanarak ısı transfer artış oranını hesaplamışlardır. Nusselt sayısı, taşınım ısı transfer katsayısının iletim ısı transferine oranıyken; Sherwood sayısı, taşınım kütle transferinin difüzyon kütle transferine oranıdır. Nusselt sayısı, Reynolds sayısı ve

Prandtl sayısının(momentum difüzyonunun termal difüzyona oranı) bir fonksiyonu iken Sherwood sayısı Reynolds sayısı ve Schmidt sayısının(viskoz difüzyonun kütle difüzyonuna oranı) birer fonksiyonlarıdır. Yapılan çalışmada kullanılan analogi gereği kütle transfer Schmidt sayısına denk gelen ısı transfer Prandtl sayısı 0.69 olarak alınmıştır. Isı transfer ile kütle transfer arasındaki analogi deneysel çalışmalarda yaygın olarak kullanılan bir yöntemdir.



Şekil 4.15 Lee[139] ve Oh[140]'un çalıştığı deney düzeneğinin gösterimi

Değişik Reynolds sayıları ile giriş bölgesindeki havanın kütle debi arasındaki ilişki (4.1)'de verilmiştir. Denklem (4.1)'de P (perimeter,m) kanalın dönme bölgesindeki orta kesitin çevresini, μ (kg/m.s) ise akışkanın dinamik viskozitesini temsil etmektedir. Örneğin 31,800 Reynolds sayısı için kanal girişindeki kütle debisi 0.0279 kg/s olarak hesaplanmıştır.

$$Re_{Dh} = \frac{\rho \bar{V} D_h}{\mu} = \frac{4\dot{m}}{P\mu} \quad (4.1)$$

Kanal içi soğutucu akışkan olarak hava seçilmiştir. Havanın 300 K sıcaklıkta kanala giriş yaptığı varsayılmıştır. Türbülans şiddeti %4 olarak alınmış ve dönme bölgelerindeki hidrolik çap 0.0457 metre olarak seçilmiştir. Ribler haricindeki alt kanal ısıtıcıyla sabit bir sıcaklıkta(650 K) tutulduğu varsayılmıştır. Bunun dışındaki tüm duvarlar ve ribler adyabatik olarak kabul edilmiş ve hiçbir kayma olmadığı (no slip condition) koşul olarak alınmıştır. Çıkış olarak deneysel duruma benzer şekilde havanın serbest olarak dışarı aktığı(outflow) seçeneği kullanılmıştır. Havanın termal

kondaktivite değerinin sıcaklıkla parçalı doğrusal olarak değiştiği varsayılmıştır. Denklem (4.2)'de termal kondaktivitenin sıcaklıkla parçalı doğrusal(piecewise-linear) değişimi ile ilgili bir eşitlik verilmiştir. Benzer şekilde hava yoğunluğunun ve havanın özgül ısı değerinin(C_p) sıcaklıkla değişimi için de parçalı doğrusal değişen fonksiyon kullanılmıştır.

$$k(T) = k_n + \frac{k_{n+1} - k_n}{T_{n+1} - T_n} (T - T_n) \quad (4.2)$$

Bunun dışında havanın kinematik viskozitesinin sıcaklıkla değişimi için ise (4.3)'te yer alan Sutherland denklemi kullanılmıştır.

$$\mu = \frac{C_1 T^{3/2}}{T + C_2} \quad (4.3)$$

4.4.2. Türbülans modelleri

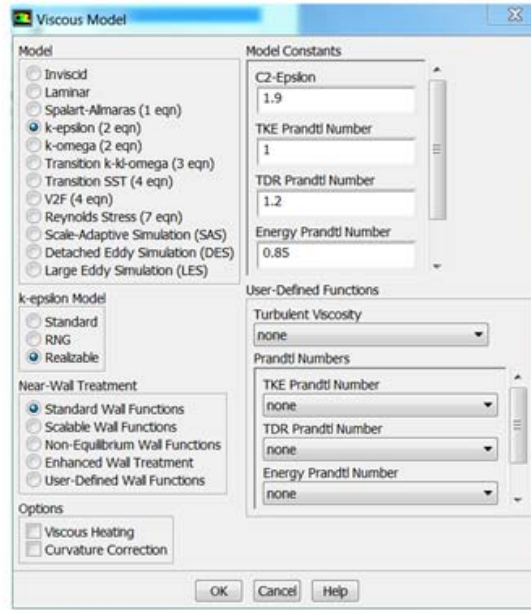
Bu çalışmada lineer eddy viskozite modeli olarak Realizable k- ϵ model (RKE) ve SST k- ω modelleri seçilmiştir. Nonlinear eddy viskozitesi modeli olarak V2f modeli seçilmiştir. Ayrıca Reynolds gerilmeleri modeli(RSM) de incelenmiştir. Böylece bu çalışmada RKE, SST k- ω , V2f ve RSM olmak üzere temel dört çeşit RANS temelli türbülans modelinin deneysel verilerle karşılaştırma çalışması yapılmıştır. Duvar yakını modellemesinde RKE ve RSM modelleri için ek olarak “Enhancement Wall Treatment” (İyileştirilmiş Duvar İşlemi) seçeneği kullanılarak sonuçlar hesaplanmıştır. Şekil 4.16’da ANSYS Fluent’in akış ve ısı transfer karakteristiklerini modellemede kullanılan model seçme ara yüzü gösterilmiştir. Bu arayüzde; viskoz bir model için türbülans model seçimi, bazı modellerin duvar yakını tavrı seçimi, ek türbülans seçenekleri, model sabitleri ve kullanıcı tanımlı fonksiyonların gösterimi verilmiştir.

**İnvisid, Laminer ya da
Türbülans Akış**

Türbülans Model Seçimi

Duvar Yakını Tavrı

Ek Türbülans Seçenekleri



**Model
Sabitleri**

**Kullanıcı
Tanımlı
Fonksiyonlar**

Şekil 4.16 Fluent'te model seçme ara yüzünün gösterimi

4.4.3. Çözüm kontrol parametreleri ve iterasyon sayısı

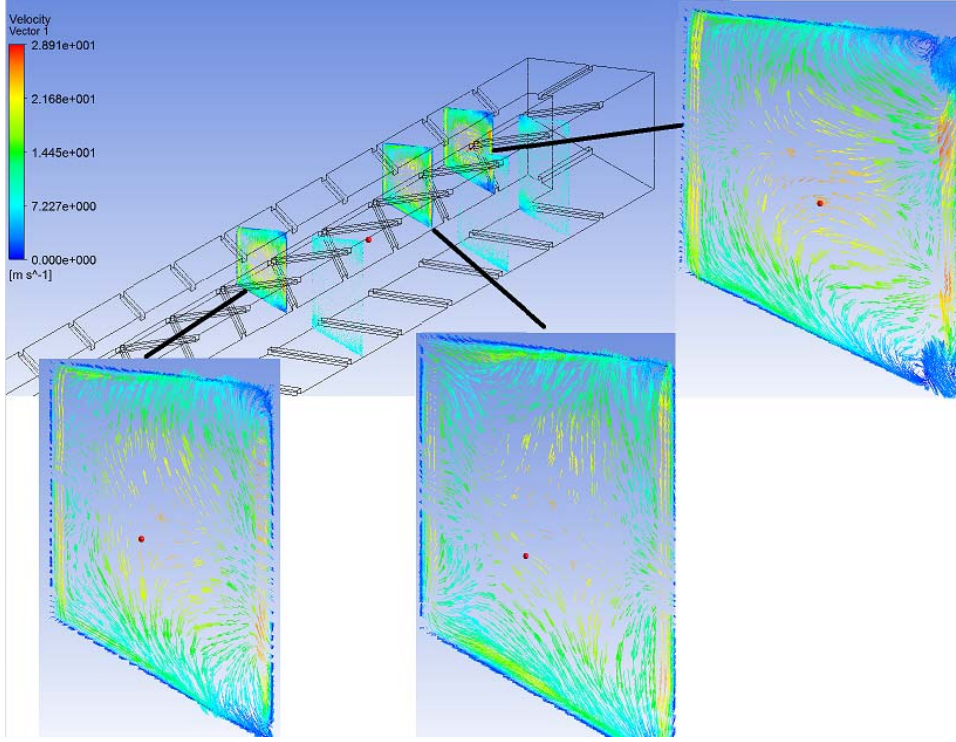
Yöneten temel denklemlerdeki basınç-hız çiftinin ayrıklaştırılması için SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation) algoritması seçilmiştir. Basınç interpolasyonu için hücre(cell) yüzeylerinde yüksek gradyenlere sahip basınç profillerinde daha iyi sonuçlar veren PRESTO! (PREssure Stagging Option) seçeneği kullanılmıştır. Momentum, türbülans kinetik enerji ve türbülans disipasyon oranını hesaplamak daha hassas ve kesin sonuçlar veren Second Order Upwind seçenekleri kullanılmıştır. Her bir çözümde iterasyon sayısı 60 olarak alınmıştır.

4.5. Analiz Sonuçlarının Görüntülenmesi

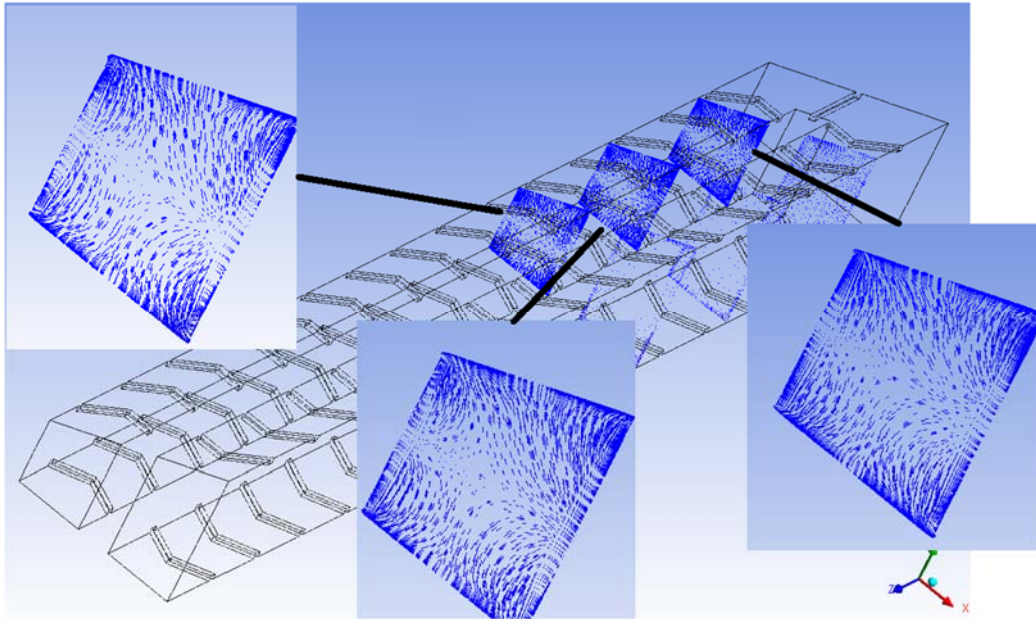
4.5.1. İkincil akışların gösterimi

Rib etkisinden dolayı akışın ayrılıp yeniden birleşmesinden kaynaklı orta bölge simetri düzleminde ikincil akışlar oluşur. İlk geçişte Reynolds gerilim anizotropisinden kaynaklı küçük ölçekte ikincil köşe vortisleri oluşur. Dönme bölgesinde oluşan merkezkaç kuvvetten kaynaklı vorteksler ve riblerin akış yukarı vortekslerin kombine etkisi güçlü vorteks oluşumlarını tetikler. Ayrıca ikinci kanalda,

180 derecelik keskin dönüş etkisinden dolayı ikincil akışlar, ilk kanaldan daha baskın ve daha bariz bir şekilde etkisini göstermiştir. Transvers rib dizili ve V-şekli rib dizili kanalda ikincil akışlarla ilgili görsel sonuçlar Şekil 4. 17’de ve Şekil 4.18’de verilmiştir.



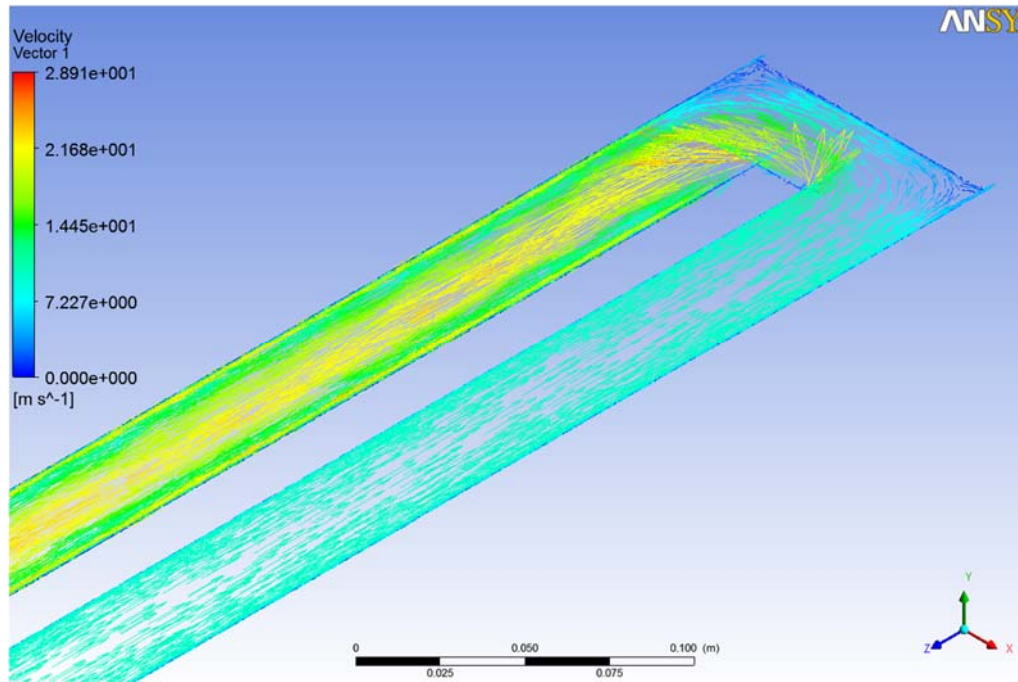
Şekil 4.17 Transvers rib dizili kanaldaki ikincil akışların gösterimi



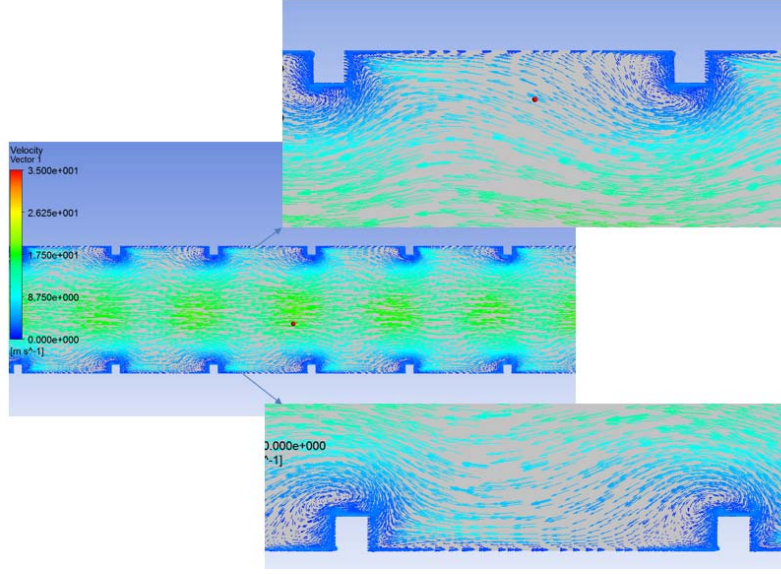
Şekil 4.18 V-şekli rib dizili kanalda ikincil akışların gösterimi

4.5.2. Hız vektörlerinin gösterimi

Kanal akışı ara bölme duvar ve dış duvar boyunca düz ve ters basınç gradyanlarının etkisinde kalır. Dönme bölgesinde ara bölme duvar boyunca akışta ivmelenme olurken, dış duvar boyunca akış ivmesinde yavaşlama görülmektedir. Ayrıca riblerin varlığı akışta ayrılmalara yol açtığından rib üzerinde ayrılma baloncukları ve rib arkasında sirkülasyon bölgeleri oluşturur. Ayrıca riblerin akış yukarı ve akış aşağısında kısmi anlık ters akışlar meydana gelmektedir. Orta kesitten alınmış kesitte hız vektörleri ve ribler etrafında oluşan akış vektörleriyle ilgili görseller Şekil 4.19'da ve Şekil 4.20'de verilmiştir. Şekil 4.19'da dönme bölgesinde, iç kenara doğru yoğun akış çarpması olurken dış kenarda az akış çarpması olur. İkinci kanalın arka yüzeyine doğru akışta hızlanmalar şiddetli çarpmalara yol açmaktadır. Şekil 4.20'de riblerle temas eden akışta ayrılmalar, yeniden birleşmeler ve sirkülasyon oluşumları açık şekilde görülmektedir.



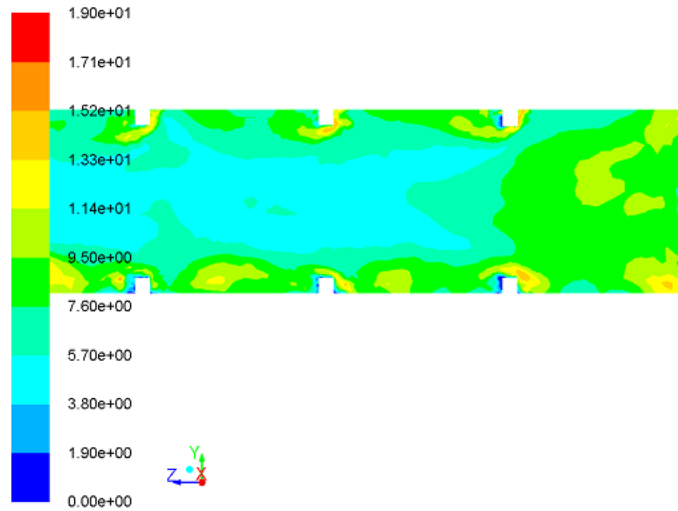
Şekil 4.19 Ortogonal rib dizili kanalın orta kesitinde akış vektörlerinin gösterimi



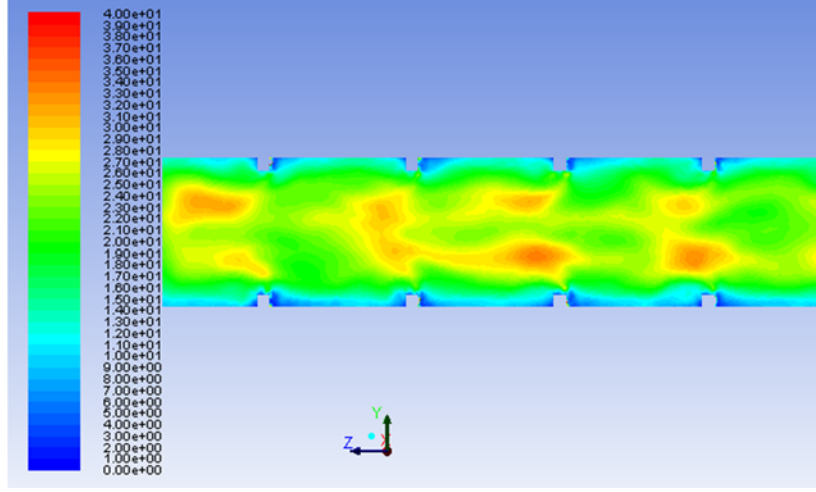
Şekil 4.20 Riblerle temas eden akışta ayrılma ve sirkülasyon oluşumlarının gösterimi

4.5.3. Türbülans şiddetinin gösterimi

Dar kanala nazaran geniş kanalda blokaj oranı(e/D_h) düşük olduğundan ve rib etkisi azaldığından ikincil akışların etkisi de azalmaktadır. Bu da düşük akış çarpımlarına yol açacağından türbülans şiddeti etkisi düşük oranda çıkmaktadır. Türbülans şiddet konturlarıyla ilgili görseller Şekil 4.21’de ve Şekil 4.22’de verilmiştir. İkinci kanal geçişi için; ortogonal rib dizili kanalda en yoğun türbülans şiddeti % 20 civarında çıkarken, V-şekli rib dizili kanalda ise bu yoğunluk % 40’lara yaklaşmaktadır.



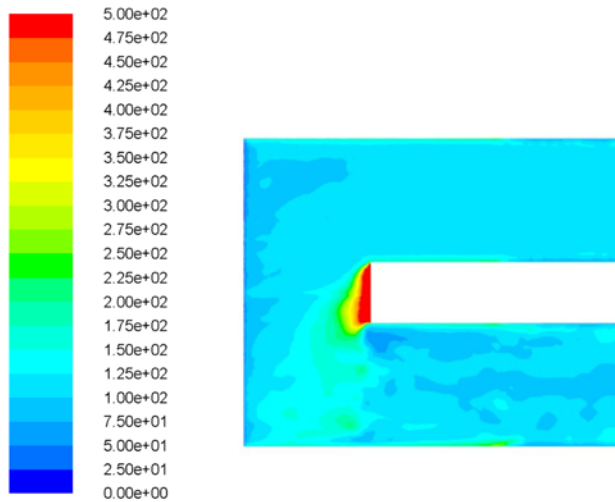
Şekil 4.21 Ortogonal rib dizili kanalda türbülans şiddetinin gösterimi



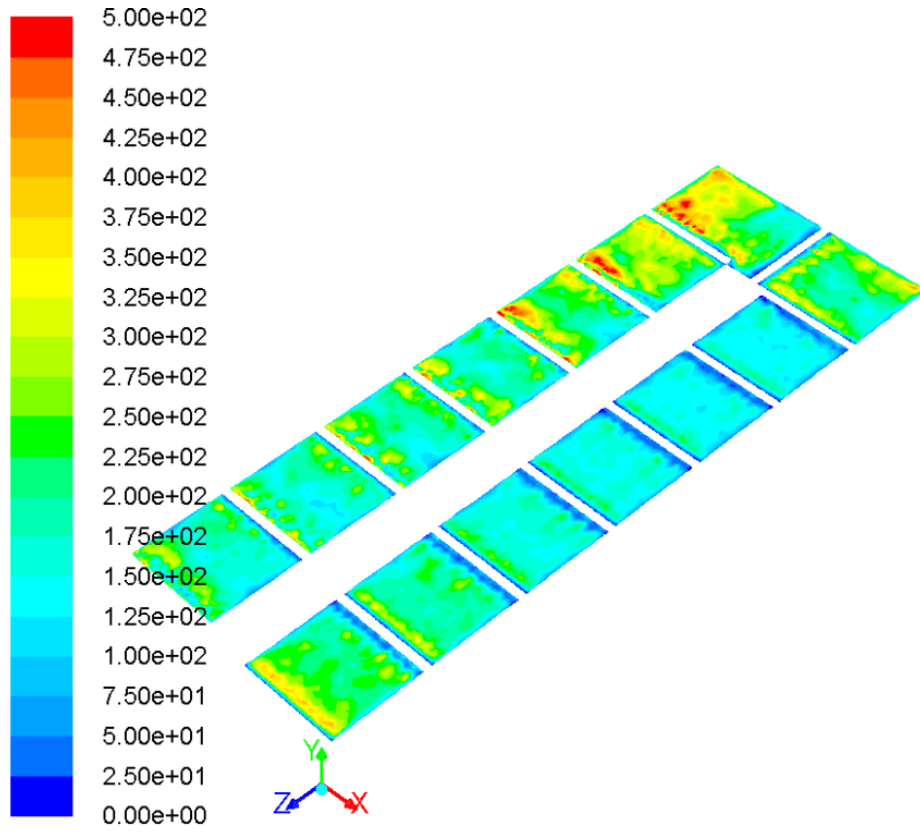
Şekil 4.22 V-şekli rib dizili kanalda türbülans şiddetinin gösterimi

4.5.4. Yerel Nusselt sayısı konturlarının gösterimi

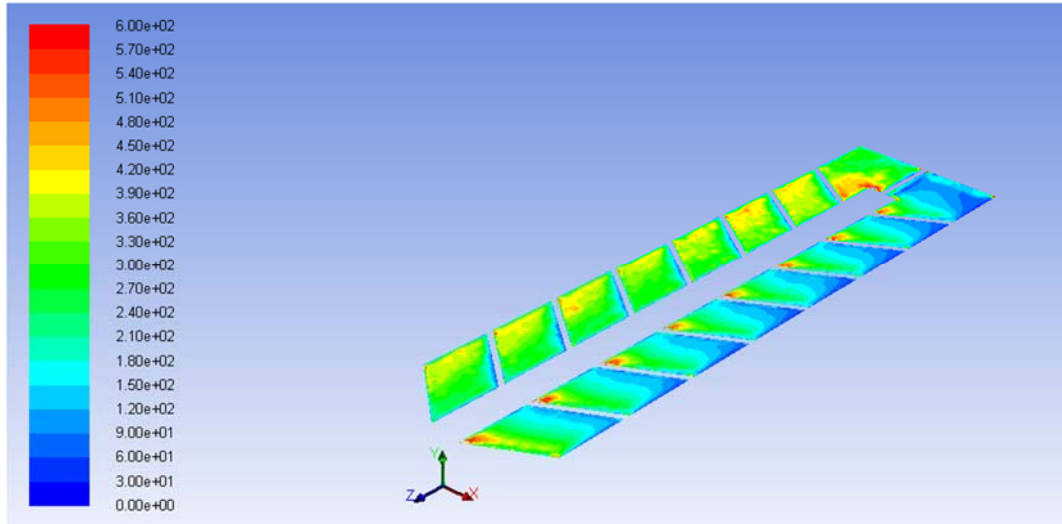
Fluent’te analiz sonuçlarından 16 farklı segmentte her bir segment için ortalama alan hesabından ortalama yerel Nusselt sayıları(Nu) hesaplanmıştır. Ribler etrafında akışın tekrardan birleşmesi ve sınır tabakada incelmeden dolayı Nusselt oranlarında yükselme olur. Ayrıca dönme bölgesinde ikinci kanala doğru Nusselt oranlarında keskin dönüş etkisinden kaynaklı artış olmaktadır. Her bir kanal konfigürasyonu için yerel Nusselt sayısı konturlarının gösterimi Şekil 4. 23’te, Şekil 4. 24’te, Şekil 4. 25’te ve Şekil 4. 26 ‘da sırasıyla verilmiştir.



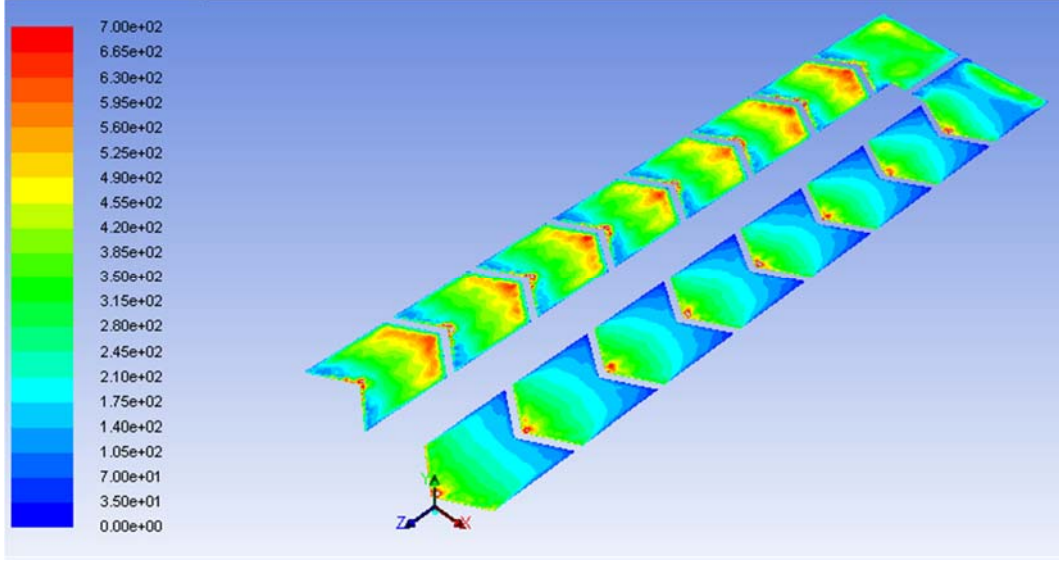
Şekil 4.23 Pürüzsüz kanal dönme bölgesinde yerel Nusselt sayısı konturlarının gösterimi



Şekil 4.24 Ortogonal rib dizili kanalda yerel Nusselt sayısı konturlarının gösterimi



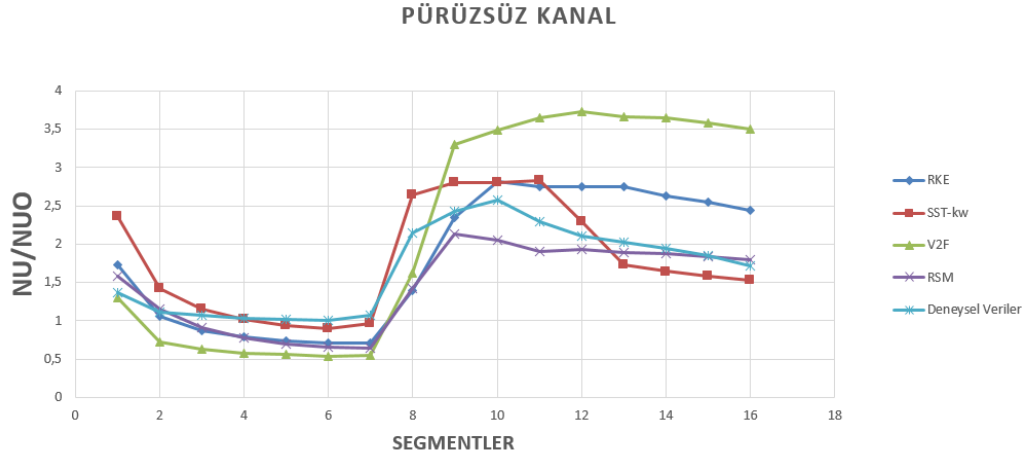
Şekil 4.25 Transvers rib dizili kanalda yerel Nusselt sayısı konturlarının gösterimi



Şekil 4.26 V-şekli rib dizili kanalda yerel Nusselt sayısı konturlarının gösterimi

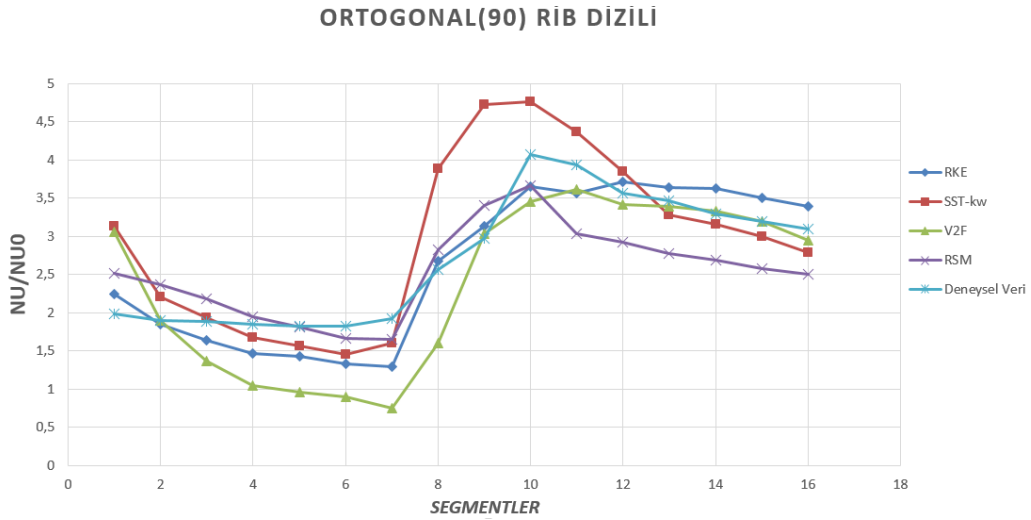
4.5.5. Isı transfer artış oranlarının segmental gösterimi

Tam gelişmiş akışta pürüzsüz kanalda ortalama Nusselt sayısı değeri Dittus-Boelter Korelasyonu kullanılarak hesaplanmıştır. Denklem (2.5)'ten Prandtl sayısı(Pr)=0.69 ve $Re=31,800$ için bu değer yaklaşık $Nu_0=79.3$ olarak hesaplanmıştır. Yerel Nusselt değerinin ortalama Nusselt değerine oranı(Nu/Nu_0) ısı transfer artış oranını yani riblerin ısı transferinde yaptığı iyileştirme oranını vermektedir. Fluent sonuç raporlarında ısı transfer artış oranı tespit edilmek istenen 16 farklı segmentte her bir segment için yüzey integral hesabından ortalama yerel Nusselt sayıları(Nu) hesaplanmıştır Dört çeşit RANS temelli türbülans modelleri(RKE, SST- $k\omega$, V2f, RSM) kullanılarak modellenen tüm kanal konfigürasyonları (pürüzsüz, ortogonal, transvers, V-şekli) için dönüş bölgesini kapsayan 2 segment dahil toplamda 16 farklı segmentte elde edilen sayısal sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılarak, bu modellerin ilgili kanal konfigürasyonlarında yakınsama ve doğruluk çalışması yapılmıştır.



Şekil 4.27 Pürüzsüz kanalda ısı transfer artış oranlarının segmental gösterimi

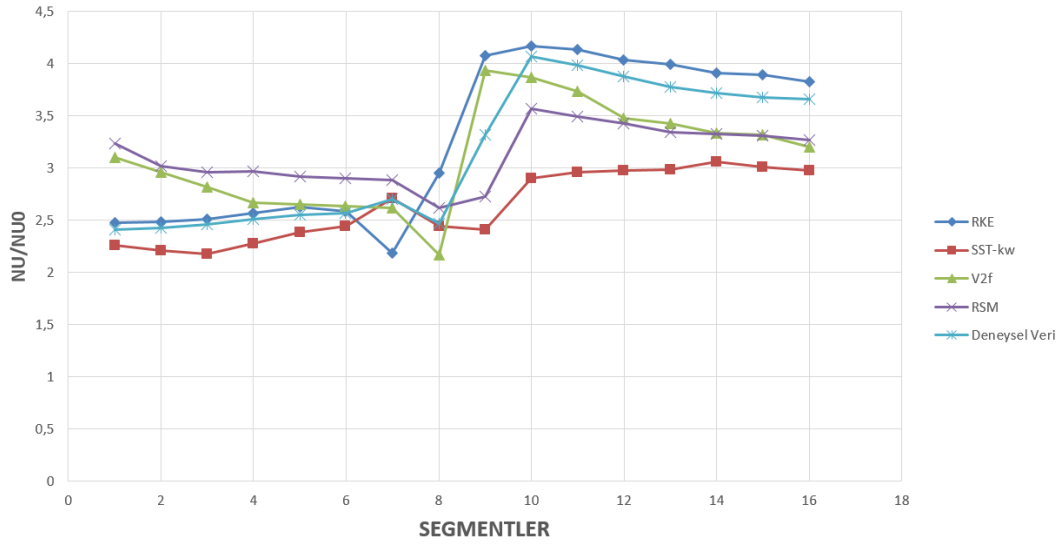
Şekil 4. 27’de pürüzsüz kanalda ısı transfer artış oranlarının segmental gösterimi verilmiştir. Pürüzsüz kanalda deneysel verilere en yakın sonucu Reynolds gerilmeleri modeli(RSM) verirken, V2F ve SST-k- ω modelleri kötü sonuçlar vermiştir.



Şekil 4. 28 Ortogonal rib dizili kanalda ısı transfer artış oranlarının segmental gösterimi

Şekil 4. 28’de ortogonal rib dizili kanalda ısı transfer artış oranlarının segmental gösterimi verilmiştir. Ortogonal rib dizili kanalda deneysel verilere en yakın sonucu Realizable k- ϵ model (RKE) modeli verirken, SST-k- ω modeli en kötü sonuçları veren RANS temelli model olmuştur.

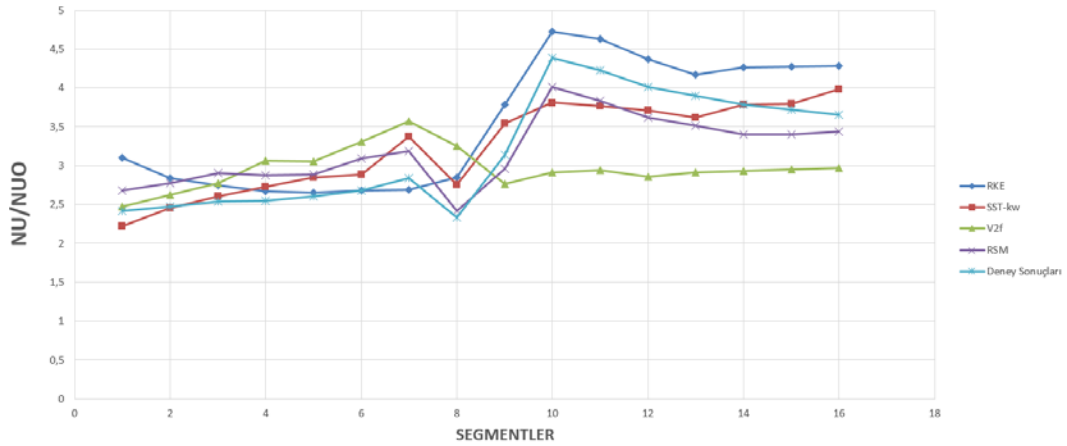
TRANSVERS(60) RİB DİZİLİ KANAL



Şekil 4.29 Transvers rib dizili kanalda ısı transfer artış oranlarının segmental gösterimi

Şekil 4. 29’da transvers rib dizili kanalda ısı transfer artış oranlarının segmental gösterimi verilmiştir. Transvers rib dizili kanalda deneysel verilere en yakın sonucu Realizable k- ϵ model (RKE) modeli verirken, SST k- ω modeli en kötü sonuçları veren model olmuştur.

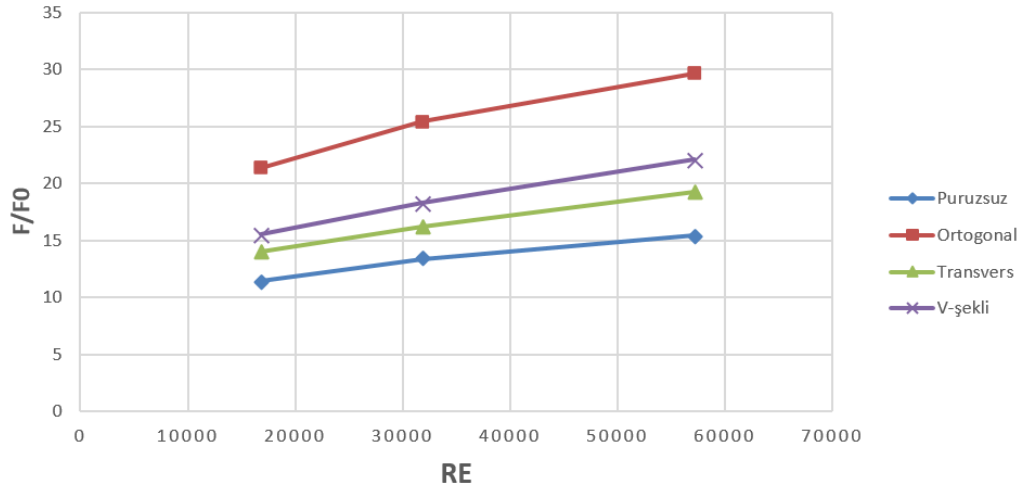
V-ŞEKLİ KANAL



Şekil 4.30 V-şekli rib dizili kanalda ısı transfer artış oranlarının segmental gösterimi

Şekil 4. 30’da V-şekli rib dizili kanalda ısı transfer artış oranlarının segmental gösterimi verilmiştir. V-şekli rib dizili kanalda deneysel verilere en yakın sonucu Reynolds gerilmeleri modeli(RSM) verirken, V2f modeli en kötü sonuçları veren RANS temelli türbülans modeli olmuştur.

SÜRTÜNME KAYBI ORANLARI



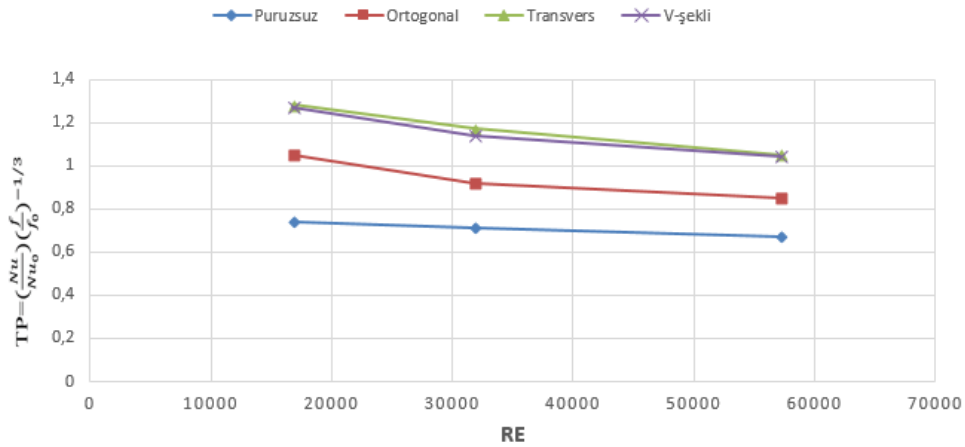
Şekil 4.32 Dört çeşit kanal konfigürasyonu için sürtünme kaybı faktörlerinin gösterimi

Şekil 4.32’de elde edilen sonuçlardan görüleceği üzere soğutma kanal konfigürasyonlarındaki sürtünme kaybı faktörleri bakımından en büyük sürtünme faktörü oranı bir anlamda da basınç kaybı ortogonal rib dizili kanalda, daha sonra ise V-şekli rib dizili kanalda gerçekleşmiştir.

4.5.7. Termal performansların gösterimi

Yerel Nusselt değerinin ortalama Nusselt değerine oranı (Nu/Nu_0) ve sürtünme kaybı faktörü oranı (f/f_0) hesabı yapıldıktan sonra $(Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{-1/3}$ oranı bize kanalın tam termal performansını vermektedir.

TERMAL PERFORMANS



Şekil 4.33 Dört çeşit kanal konfigürasyonu için termal performansların gösterimi

Şekil 4.33'te elde edilen sonuçlardan görüleceği üzere soğutma kanal konfigürasyonlarındaki termal performans bakımından en iyi sonucu transvers rib dizili kanallar ve V-şekli rib dizili kanallar vermişlerdir. V-şekli rib dizili kanallar her ne kadar yüksek ısı transfer oranına sahipken termal performansta sürtünme kaybı faktörü de devreye girdiğinden transvers dizili ribler diğer konfigürasyonlar içinde en iyi termal performansı veren soğutma kanal konfigürasyonu olmuştur.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Analiz sonuçlarından elde edilen Nusselt sayısı oranları(Nu/Nu_0) ısı transfer iyileştirme oranlarını göstermektedir. Bu bağlamda V-şekli rib dizili kanal en büyük ısı transfer iyileştirme oranını vermiştir. Soğutma kanallarındaki sürtünme faktörleri bakımından en büyük sürtünme faktörü, bir anlamda en büyük basınç kaybı, ortogonal dizili riblerde gerçekleşmiştir. Son olarak da termal performans bakımından en iyi sonucu ise 60° açı ile yerleştirilmiş transvers dizili ribler vermiştir. İki geçişli ve rib türbülantörlü trapezoid soğutma kanallarında rib yerleşimi etkisi ve dönme bölgesinde oluşan etkilerden kaynaklı oluşan ikincil akışların, akış hız profillerinin, türbülans şiddetlerinin ve Nusselt sayısı dağılımlarının nasıl etkilendiği ilgili sonuçlar görsel olarak elde edilmiş ve elde edilen sonuçlar yorumlanmıştır. Ayrıca değişik modellerden elde edilen sayısal sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılarak, modellerin bu konfigürasyonlarda yakınsama ve doğruluk bakımından karşılaştırma çalışması yapılmıştır.

Literatürde yamuk kanal şekilleriyle ilgili yapılan deneysel çalışmalar çok sınırlıdır. Gelecek çalışmalarda trapezoid kanallar için farklı teknikler kullanılarak değişik sınır koşullarında çalışmalar yapılabilir. Yamuk kanalların, kare ya da değişik en boy oranlarına sahip dikdörtgen kanallara göre ısı transfer oranındaki iyileşme oranı, sürtünme kaybı faktörü ve termal performans bakımından ne tür üstünlük sağladığı konusuna açıklık getirilebilir. Ayrıca ortogonal, transvers ve V-şekli gibi temel rib dizilimleriyle ilgili olarak daimi rib dizilimlerinin yanı sıra kırık rib dizilimleri ve paralel rib dizilimlerinin yanı sıra sıralı rib dizilimleri gibi değişik rib konfigürasyonları için termal performans bakımından karşılaştırma çalışmaları yapılabilir. Ayrıca keskin kenarlı dönüş ile U bend dönüşün, dönüş bölgesinde ısı transfer ve akış karakteristiklerine nasıl etkilediğiyle ilgili yine bir karşılaştırma çalışması yapılabilir. Bu çalışmada düşük blokaj oranları çalışıldığı için, yüksek blokaj oranlarının(%20-%30) yamuk kanalların ısı transfer ve akış karakteristiklerinde ne tür etkiler yaptığıyla ilgili çalışmalar da yapılabilir.

Türbin kanatlarında dönme etkisinden kaynaklı Coriolis kuvveti ve kaldırma kuvveti ısı transfer ve akış karakteristiklerini büyük oranda değiştirdiğinden dönme etkisinin de hesaba katıldığı deneysel çalışmaların kapsamı genişletilebilir. Yapılan deneysel çalışmaların ANSYS Fluent ile benzetimi yapılarak, dönme etkisiyle ilgili

olarak geliştirilen CFD kodlarının ne derece başarılı benzetim yaptığı tespit edilip, bu tür kod yazılımlarının geliştirilmesine yönelik en iyileştirme çalışmaları yapılabilir.

Ayrıca iç soğutma kanalları performansına etki eden soğutma kanal geometrisi, türbülator profili, blokaj oranı, rib adımı, ribin geliş havasıyla yaptığı hücum açısı, rib konfigürasyonu, 180 derecelik dönüş etkisi, devir sayısı ve kanalın oryantasyon açısı gibi çoklu parametreler arasında kısmi optimizasyon çalışmaları da yapılabilir. Örneğin belli bir geometri için termal performansı eniyilemiş blokaj oranının, eniyilemiş rib adımının, eniyilemiş rib hücum açısının vb. tespiti yapılabilir.

Bunun yanı sıra parçacık görüntülemeli hız ölçümü (Particle Image Velocimetry) teknikleri, lazer doppler hız ölçümü (Laser Doppler Velocimetry) teknikleri ve interferometrik parçacık görüntüleme teknikleri gibi akış görüntüleme teknolojileri kullanılarak soğutma kanallarında akış profillerinin ısı transfer karakteristiklerini nasıl etkilediğiyle ilgili çalışmalar yapılarak deneysel çalışmaların kapsamı geliştirilebilir. Soğutma kanallarına eklenen türbülatorların oluşturduğu türbülans mekanizmaları incelenmeli ve oluşan girdap yapıları ile soğutma etkinliği arasındaki bağlantılar netleştirilerek bu yapıların türbin kanat soğutma kanalı ısı transfer özellikleri üzerinde ne tür sonuçlar verdiğiyle ilgili çalışmaların kapsamı genişletilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] Cengel, Y. A. ve Boles, M. A., *Thermodynamics: an engineering approach* (Vol. 5), McGraw-Hill, New York, ABD, 2011.
- [2] Toprak, S., *Gaz türbin kanatlarının soğutulmasının önemi ve soğutma yöntemlerinin incelenmesi*, Master Tezi, Trakya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Edirne, 2007.
- [3] Benson, T., Engine temperature ratio, 2011.
<http://www.grc.nasa.gov/WWW/k-12/airplane/Images/etr.gif>
- [4] Perepezko, J. H., “The hotter the engine, the better,” *Science*, **326**(5956), 1068-1069, 2009.
- [5] Boyce, M. P., *Gas turbine engineering handbook*, Access Online via Elsevier, 2012.
- [6] Han, J. C. ve Wright, L. M., “Enhanced internal cooling of turbine blades and vanes,” *The Gas Turbine Handbook*, National Energy Technology Laboratory (NETL), 2006.
- [7] Rathore, M. M. ve Kapuno, R., *Engineering heat transfer*, Jones and Bartlett Publishers, 2011.
- [8] Simoneau, R. J. ve Simon, F. F., “Progress towards understanding and predicting heat transfer in the turbine gas path,” *International journal of heat and fluid flow*, **14**(2), 106-128, 1993.
- [9] Carcasci, C., “A numerical procedure to design internal cooling of gas turbine stator blades”, University of Florence, 1996.
- [10] Chang, S. W., Liou, T. M. ve Lee, T. H., “Thermal performance of developing flow in a radially rotating parallelogram channel with 45° ribs,” *International Journal of Thermal Sciences*, **52**, 186-204, 2012.
- [11] Jovanovic, M., “*Film Cooling Through Imperfect Holes*”, Belgrado, 2006.
- [12] Teng, S., “Gas Turbine Blade Film Cooling And Blade Tip Heat Transfer”, Texas A&M University, 2000.
- [13] Kuhn, M. ve Hald, H., “Application of transpiration cooling for hot structures,” In *RESPACE–Key Technologies for Reusable Space Systems* (pp. 82-103). Springer Berlin Heidelberg, 2008.

- [14] Cho, H. H. ve Rhee, D. H., “Local heat/mass transfer measurement on the effusion plate in impingement/effusion cooling systems,” *Journal of turbomachinery*, **123**(3), 601-608,2001.
- [15] Bunker, R. S., “Gas Turbine Handbook, chapter 4.2.1,”*Turbine Cooling Design Analysis*”. US Department of Energy, 2005.
- [16] Yesilata, B., *Taşınm ile ısı transferi*, 2012
http://eng.harran.edu.tr/moodle/moodledata/20/Yesilata/Ders_Notlari/3HeatT_ch3_pg79-109.pdf
- [17] Coletti, F., Cresci, I., Arts, T., “Time-Resolved PIV Measurements of Turbulent Flow in Rotating Rib-Roughened Channel With Coriolis and Buoyancy Forces,” *ASME Paper No.GT2012-69406*, 2012.
- [18] Rau, G., Cakan, M., Moeller, D. ve Arts, T., “The effect of periodic ribs on the local aerodynamic and heat transfer performance of a straight cooling channel,” *Journal of turbomachinery*, **120**(2), 368-375,1998.
- [19] Han, J. C., Datta, S. ve Ekkad, S., *Gas turbine heat transfer and cooling technology*, CRC Press, 2013.
- [20] Incropera, F. P., Lavine, A. S. ve DeWitt, D. P., *Fundamentals of heat and mass transfer*, John Wiley and Sons Incorporated, 2011.
- [21] Elfert, M., Voges, M., Klinner, J., “Detailed Flow Investigation Using PIV in a Rotating Square-Sectioned Two-Pass Cooling System with Ribbed Walls,” *ASME Paper No.GT2008-51183*, 2008.
- [22] Kim, K. M., Kim, Y. Y., Lee, D. H., Rhee, D. H. ve Cho, H. H., “Influence of duct aspect ratio on heat/mass transfer in coolant passages with rotation,” *International journal of heat and fluid flow*, **28**(3), 357-373, 2007.
- [23] Han, J.C. ve Dutta, S., “Recent Developments in Turbine Blade Internal Cooling,”*Annals of the New York Academy of Sciences*, Vol. **934**, No. 1, pp. 162-178, 2001.
- [24] Metzger, D. E., Vedula, R. P., “Heat Transfer in Triangular Channel with Angled Roughness Ribs on Two Walls,” *Experimental Heat Transfer*, Vol. **1**, pp.31-44,1987.
- [25] Luo, D. D., Leung, C. W., Chan, T. L., “Forced Convection and Flow Friction Characteristics of Air Cooled Horizontal Equilateral Triangular Ducts with Ribbed Internal Surfaces,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. **47**, pp. 5439-5450, 2004.

- [26] Taslim, M.E., Li, T. ve Spring, S.D., “Experimental Study of the Effects of Bleed Holes on Heat Transfer and Pressure Drop in Trapezoidal Passages with Tapered Turbulators,” *ASME J. Turbomachinery* **117**, pp. 281-289.35,1995.
- [27] Lee, S.W., Ahn, H.S. ve Lau, S.C., “Heat (Mass) Transfer Distribution in a Two-Pass Trapezoidal Channel With a 180 deg Turn,” *Journal of Heat Transfer* **129**, pp. 1529-1537, 2007.
- [28] Park, J.S., Han, J.C., Huang, Y., Ou, S., “Heat Transfer Performance Comparisons of Five Different Rectangular Channels with Parallel Angled Ribs,” *Int. J. of Heat Mass Transfer*, **35**, (11), pp. 2891-2903,1992.
- [29] Han, J. C., Park J. S., “Developing Heat Transfer in Rectangular Channels with Rib Turbulators,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. **31**, No. 1, pp. 183-195, 1988.
- [30] Lockett, J.F. ve Collins, M.W., “ Holographic Interferometry Applied to Rib-Roughness Heat Transfer in Turbulent Flow,” *International Journal of Heat Mass Transfer*, Vol. **33**, No. 11, pp. 2439-2449, 1990.
- [31] Rallabandi, A.P., Nawaf, A. ve Han J.C., “Heat Transfer and Pressure Drop Measurements for Square Channels with 45 Deg Round Edged Ribs at High Reynolds Numbers”, *ASME Paper No. GT2009-59546*, 2009.
- [32] Chandra, P.R., Fontenot, M.L. ve Han, J.C., “Effect of Rib Profiles on Turbulent Channel Flow Heat Transfer,” *AIAA Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol.**12**, No. 1, pp. 116-118, 1998.
- [33] Ahn, S.W., “The Effect of Roughness Type on Friction Factors and Heat Transfer in Roughened Rectangular Duct,” *International Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. **28**, No.7, pp. 933-942, 2001.
- [34] Wang, L. ve Sunden, B, “Experimental Investigation of Local Heat transfer in a Square Duct with Various-Shaped Ribs,” *Heat and Mass Transfer*, Vol. **43**, pp. 759-766, 2007.
- [35] Han J.C., Huang, J.J. ve Lee, C.P., “Augmented Heat Transfer in Square Channels with Wedge-Shaped and Delta-Shaped Turbulence Promoters”, *Enhanced Heat Transfer*, Vol. **1**, No. 1, pp. 37-52, 1993.
- [36] Ganmol, P., “*Heat Transfer in Two-Pass Channel with Vortex Generators*,” PhD Dissertation, Dept. of Mechanical Engineering and Materials Science, University of Pittsburgh, 2010.

- [37] Han, J.C., “Heat Transfer ve Friction in Channels with Two Opposite Rib-Roughened Walls,” *ASME J. Heat Transfer*, **106**, pp. 774-78, 1984.
- [38] Taslim, M.E., Bondi, L.A., Kercher, D.M., “An Experimental Investigation of Heat Transfer in an Orthogonally Rotating Channel Roughened With 45 deg Criss-Cross Ribs on Two Opposite Walls,” *ASME J. Turbomachinery*, **113**, pp. 346-353, 1991.
- [39] Taslim, M. E. ve Spring, S. D., “Effects of turbulator profile and spacing on heat transfer and friction in a channel,” *Journal of thermophysics and heat transfer*, **8**(3), 555-562, 1994.
- [40] Taslim, M.E., Lengkong, A., “45 deg Staggered Rib Heat Transfer Coefficient Measurements in a Square Channel,” *ASME J. Turbomachinery*, 120 pp.571-580, 1998.
- [41] Webb, R. L., Eckert, E. R. G. ve Goldstein, R., “Heat transfer and friction in tubes with repeated-rib roughness,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **14**(4), 601-617, 1971.
- [42] Han, J. C., Glicksman, L. R., Rohsenow, W. M., “An Investigation of Heat Transfer and Friction for Rib Roughened Surfaces,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. **21**, pp. 1143-1156, 1978.
- [43] Han, J. C., “Heat Transfer and Friction Characteristics in Rectangular Channel with Rib Turbulators,” *Journal of Heat Transfer*, Vol. **110**, , pp. 321-328, 1988.
- [44] Taslim, M.E., Wadsworth, C.M., “An Experimental Investigation of The Rib Surface-Averaged Heat Transfer Coefficient in a Rib-Roughened Square Passage,” *ASME J. Turbomachinery*, **119**, pp. 381-389, 1997.
- [45] Liu, Y.H., Wright, L.M., Fu, W.L., Han, J.C., “Rib Spacing Effect on Heat Transfer and Pressure Loss in a Rotating Two-Pass Rectangular Channel (AR=1:2) with 45-Degree Angled Ribs,” *ASME Paper No. GT2006-90368*, 2006.
- [46] Han, J. C., Park J. S., “Developing Heat Transfer in Rectangular Channels with Rib Turbulators,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. **31**, No.1, pp. 183-195, 1988.
- [47] Lau, S. C., McMillian, R. D., Han, J. C., “Turbulent Heat Transfer and Friction in a Square Channel with Discrete Rib Turbulators,” *Heat Transfer in Gas Turbine Engines*, pp. 33-41, 1989.
- [48] Park, J. S., Han, J. C., Huang, Y., Ou, S. ve Boyle, R. J., “Heat transfer performance comparisons of five different rectangular channels with parallel angled ribs,” *International Journal of heat and mass transfer*, **35**(11), 2891-2903, 1992.

- [49] Han, J. C. ve Chen, H. C., “Turbine Blade Internal Cooling Passages with Rib Turbulators,” *Journal of propulsion and power*, **22**(2), 226-248, 2006.
- [50] Han, J.C., Zhang, Y.M. ve Lee, C.P., “Augmented Heat Transfer in Square Channels with Parellel, Crossed, and V-Shaped Angled Ribs,” *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. **113**, pp. 590-596, 1991.
- [51] Han, J.C. ve Zhang, Y.M., “High Performance Heat Transfer Ducts with Parellel Broken and V-Shaped Broken Ribs,” *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. **35**, No. 2, pp. 513-523, 1992.
- [52] Han, J. C., Zhang, Y. M., Lee C. P., “Influence of Surface Heat Flux Ratio on Heat Transfer Augmentation in Square Channel with Parallel, Crossed and VShaped Angled Ribs,” *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. **114**, pp. 872-880, 1992.
- [53] Taslim, M. E., Li, T., Kercher, T. M., “Experimental Heat Transfer and Friction in Channel Roughened with Angled, V-Shaped and Discrete Ribs on Two Opposite Walls,” *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. **118**, pp. 20-28, 1996.
- [54] Ekkad, S.V. ve Han, J.C., “Detailed Heat Transfer Distribution in Two-Pass Square Channels with Rib Turbulators,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **40**, pp. 2525-2537, 1997.
- [55] Cho, H. H., Wu, S. J. ve Kwon, H. J., “Local Heat/Mass Transfer Measurements in a Rectangular Duct with Discrete Ribs,” *Journal of Turbomachinery* **122**, pp. 579–586, 2000.
- [56] Rhee, D.H., Lee, D.H., Cho, H.H. ve Moon, H.K., “Effects of Duct Aspect Ratios on Heat/Mass Transfer with Discrete V-Shaped Ribs,” *ASME Paper No. GT2003-38622*, 2003.
- [57] Gao, X. ve Suden, B., “Heat Transfer and Pressure Drop Measurements in Rib-roughened Rectangular Ducts,” *Experimental Thermal and Fluid Science*, **24**, pp. 25-34, 2001.
- [58] Lee, E., Wright, L.M. ve Han, J.C., “Heat Transfer in Rotating Rectangular Channels (AR=4:1) with V-Shaped and Angled Rib Turbulators with and without Gaps,” *ASME Paper No. GT2003-38900*, 2003.
- [59] Lee, E., Wright, L. M. ve Han, J. C., “Heat Transfer in Rotating Rectangular Channels with V-Shaped and Angled Ribs,” *Journal of Thermophysics and Heat Transfer* **19** (1), pp. 48–56, 2005.

- [60] Alkhamis N.Y., Rallabandi, A.P. ve Han, J.C., “Heat transfer and Pressure Drop Correlations for Square Channels with V-Shaped Ribs at High Reynolds Numbers,” *Journal of Heat Transfer*, Nol. **133**, pp. 1-8, 2011.
- [61] Metzger, D. E. ve Sahm, M. K., “Heat Transfer around Sharp 180° Turns in Smooth Rectangular Channels,” *ASME J. Heat Transfer*, **108**, pp. 500–506, 1986.
- [62] Fan, C. S. ve Metzger, D. E., “Effects of Channel Aspect Ratio on Heat Transfer in Rectangular Passage Sharp 180° Turn,” *ASME Paper No. 87-GT-113*, 1987.
- [63] Han, J.C., Chandra, P.R., Lau, S.C., “Local Heat/Mass Transfer Distributions around Sharp 180 Deg Turns in Two-Pass Smooth and Rib-Roughened Channels,” *ASME J. of Heat Transfer*, **110**, pp. 91-98, 1988.
- [64] Liou, T. M., Chen, C. C. ve Chen, M. Y., “Rotating Effect on fluid Flow in Two Smooth Ducts Connected by a 180-degree Bend,” *J. of Fluid Engineering*, **125**, pp.138-148, 2003.
- [65] Han, J. C. ve Zhang, P., “Effect of Rib-Angle Orientation on Local Mass Transfer Distribution in a Three-Pass Rib-Roughened Channel,” *ASME J. Turbomachinery*, **113**, pp. 123–130, 1991.
- [66] Chen, Y., Nikitopoulos, D. E., Hibbs, R., Acharya, S. ve Myrum, T. A., “Detailed Mass Transfer Distribution in a Ribbed Coolant Passage with a 180° Bend,” *Int. J. Heat and Mass Transfer*, **43**, pp. 1479-1492, 2000.
- [67] Guidez, J., “Study of the Convective Heat Transfer in a Rotating Coolant Channel,” *ASME J. of Turbomachinery*, **111**, pp. 43-50, 1989.
- [68] Wagner, J.H., Johnson, B.V., Hajek, T.J., “Heat Transfer in Rotating Passages with Smooth Walls and Radial Outward Flow,” *ASME J. Turbomachinery*, **113**, pp. 42-51, 1991.
- [69] Wagner, J.H., Johnson, B.V., Kooper, F.C., “Heat Transfer in Rotating Passage with Smooth Walls,” *ASME J. Turbomachinery*, **113**, pp. 321-330, 1991.
- [70] Liou, T.-M. ve Chen, C. C., “Heat Transfer in a Rotating Two-Pass Smooth Passage with a 180° Turn,” *International J. of Heat and Mass Transfer*, **42**, pp. 231-247, 1999.
- [71] Taslim, M. E., Bondi, L. A. ve Kercher, D. M., “An Experimental Investigation of Heat Transfer in an Orthogonally Rotating Channel Roughened with 45 Deg Criss-Cross Ribs on Two Opposite Walls,” *ASME J. Turbomachinery*, **113**, pp. 346–353, 1991.

- [72] Han, J. C., Zhang, Y. M. ve Kalkuehler, K., “Uneven Wall Temperature Effect on Local Heat Transfer in a Rotating Two-Pass Square Channel with Smooth Walls,” *ASME J. Heat Transfer*, **115**(4), pp. 912–920, 1993.
- [73] Parsons, J. A., Han, J. C. ve Zhang, Y. M., “Wall Heating Effect on Local Heat Transfer in a Rotating Two-Pass Square Channel with 90° Rib Turbulators,” *Int. J. Heat Mass Transfer*, **37**(9), pp. 1411–1420, 1994.
- [74] Parsons, J.A., Han, J. C. ve Zhang, Y. M., “Effects of Model Orientation and Wall Heating Condition on Local Heat Transfer in a Rotating Two-Pass Square Channel with Rib Turbulators,” *Int. J. Heat Mass Transfer*, **38**(7), pp.1151–1159, 1995.
- [75] Johnson, B.V., Wagner, J.H., Steuber, G.D., Yeh, F.C., “Heat Transfer in Rotating Serpentine Passages With Trips Skewed to the Flow,” *ASME J.Turbomachinery*, **116**, pp. 113-123, 1994.
- [76] Dutta, S., Han, J. C. ve Lee, C. P., “Local Heat Transfer in a Rotating Two-Pass Ribbed Triangular Duct with Two Model Orientations,” *Int. J. Heat Mass Transfer*, **39**, pp. 707–715, 1996.
- [77] Park, C. W. ve Lau, S. C., “Effect of Channel Orientation of Local Heat (Mass) Distributions in a Rotating Two-Pass Square Channel with Smooth Walls,” *ASME J. Heat Transfer*, **120**, pp. 624–632, 1998.
- [78] Murata, A., Mochizuki, S. ve Takahashi, T., “Local Heat Transfer Measurement of an Orthogonally Rotating Square Duct with Angled Rib Turbulators,” *Int. J. Heat and Mass Transfer*, **42**, pp. 3047-3056, 1999.
- [79] Willett, F. T. ve Bergles, A. E., “Heat Transfer in Rotating Narrow Rectangular Ducts with Heated Sides Orientated at 60° to the R-Z Plane,” *ASME J. Turbomachinery*, **123**, pp. 288-295, 2001.
- [80] Kiml, R., Mochizuki S, Murata, A., “Effects of Rib Arrangements on Heat Transfer and Flow Behavior in a Rectangular Rib-Roughened Passage: Application to Cooling of Gas Turbine Blade Trailing Edge,” *ASME Journal of Heat Transfer*, **123**, pp.675-681, 2001.
- [81] Kiml, R., Mochizuki S, Murata, A., “Heat Transfer Enhancement Mechanism in a Rectangular Passage with V and A haped Ribs,” *Journal of Flow Visualization and Image Processing*, **8**, pp. 51-68, 2001.
- [82] Azad, G.S., Han, J.C., Moon, H.K., Glezer, B., “Heat Transfer in a Two-Pass Rectangular Rotating Channel With 45-deg Angled Rib Turbulators,” *ASME J.Turbomachinery*, **124**, pp. 251-259, 2002.

- [83] Al-Hadhrami, L.M., Griffith, T.S., Han, J.C., “Heat Transfer in Two-Pass Rotating Rectangular Channels (AR=2) with Parallel and Crossed 45° V-Shaped Rib Turbulators,” *AIAA Paper No. 2002-0789*, 2002.
- [84] Griffith, T. S., Al-Hadhrami, L. ve Han, J. C., “Heat Transfer in Rotating Rectangular Cooling Channels (AR=4) with Angled Ribs,” *ASME J. Heat Transfer*, **124**, pp. 617-625, 2002.
- [85] Al-Hadhrami, L. ve Han, J. C., “Effect of Rotation on Heat Transfer in Two-Pass Square Channels with Five Different Orientations of 45° Angled Rib Turbulators,” *Int. J. Heat Mass Transfer*, **46**, pp. 653-669, 2003.
- [86] Cho, H. H., Kim, Y. Y., Kim, K. M. ve Rhee, D. H., “Effects of Rib Arrangements and Rotation Speed on Heat Transfer in a Two-Pass Duct,” *ASME Paper No. 2003-GT-38609*, 2003.
- [87] Agarwal, P., Acharya, S. ve Nikitopoulos, D. E., “Heat/Mass Transfer in 1:4 Rectangular Passages with Rotation,” *ASME Paper No. 2003-GT-38615*, 2003.
- [88] Wright, L.M., Fu, W.L. ve Han, J.C., “Thermal Performance of Angled, VShaped, and W-Shaped Rib-Turbulators in Rotating Rectangular Cooling Channels (AR4:1),” *ASME Paper GT2004-54073*, 2004.
- [89] Boelter, L.M.K., Young, G. ve Iverson, H.W., “An Investigation on Aircraft Heaters – Distribution of Heat Transfer Rate in the Entrance Section of a Circular Tube,” *NACA Technical Note No. 1451*, 1948.
- [90] Liou, T.M., Hwang, J.J., “Developing Heat Transfer and Friction in a Ribbed Rectangular Duct with Flow Separation at Inlet,” *J. of Heat Transfer*, **114**, pp. 565-573, 1992.
- [91] Wright, L. M., Fu, W. L. ve Han, J. C., “Influence of Entrance Geometry on Heat Transfer in Rotating Rectangular Cooling Channels (AR=4:1) with Angled Ribs,” *J. of Heat Transfer*, **127**, pp. 378-387, 2005.
- [92] Wang, W., Gao, J., Xu, L. ve Shi, X., “Flow and Heat Transfer Characteristics in Rotating Two-pass Channels Cooled by Superheated Steam,” *Chinese Journal of Aeronautics*, **25**(4), 524-532, 2012.
- [93] Chandra, P. R., Niland, M. E. ve Han, J. C. “Turbulent flow heat transfer and friction in a rectangular channel with varying numbers of ribbed walls,”. *Journal of turbomachinery*, **119**(2), 374-380, 1997.
- [94] Hinze, J.O., *Turbulence*, 2. Ed., McGraw-Hill, New York, 1975.

- [95] Bakker, A., *Applied computational fluid dynamics*, 2006.
<http://www.bakker.org/dartmouth06/engs150/10-rans.pdf>
- [96] Pope, S. B., *Turbulent Flows*, Cambridge University Press, 2000.
- [97] Lai, Y. G. ve So, R. M. C., “On near-wall turbulent flow modelling,” *Journal of Fluid Mechanics*, **221**, 641-673, 1990.
- [98] Ansys, A. F., 14.0 Theory Guide. *ANSYS inc.*, 2011.
- [99] Çağan, M., *Gaz türbini soğutması ön-çevri sistemlerinin sayısal olarak modellenmesi ve incelenmesi*, Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2007.
- [100] Davidson, L., *An introduction to turbulence models*, Department of Thermo and Fluid Dynamics, Chalmers University of Technology, Sweden, 2003.
- [101] Launder, B. E. ve Spalding, D. B., *Lectures in mathematical models of turbulence*, Academic Press, London, England, 1972.
- [102] Orszag, S. A., Yakhot, V., Flannery, W. S., Boysan, F., Choudhury, D., Maruzewski, J. ve Patel, B., “Renormalization group modeling and turbulence simulations,” *Near-wall turbulent flows*, 1031-1046, 1993.
- [103] Shih, T. H., Liou, W. W., Shabbir, A., Yang, Z. ve Zhu, J., “A new k- ϵ eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows,” *Computers and Fluids*, **24**(3), 227-238, 1995.
- [104] Wilcox, D. C., *Turbulence modeling for CFD*, Vol. 2, pp. 103-217, DCW industries, Canada, 1998.
- [105] Menter, F. R., “Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications,” *AIAA journal*, **32**(8), 1598-1605, 1994.
- [106] Durbin, P. A., “Separated flow computations with the k-epsilon-v-squared model,” *AIAA journal*, **33**(4), 659-664, 1995.
- [107] Ansys, A. F., V2F Turbulence Model Manual. *ANSYS inc.*, 2011.
- [108] Launder, B. E., Reece, G. J. ve Rodi, W. “Progress in the development of a Reynolds-stress turbulence closure,” *Journal of fluid mechanics*, **68**(03), 537-566, 1975.
- [109] Stephens, M.A. ve Shih, T.I-P., “Computation of Flow and Heat transfer in a Rectangular Channel with Ribs,” *AIAA Paper*, 95-0180, 1995.
- [110] Rigby, D. L., Steinthorsson, E. ve Ameri, A. A., “Numerical Prediction of Heat Transfer in a Channel with Ribs and Bleed,” *ASME Paper* 97-GT-431, 1997.

- [111] Prakash, C. ve Zerkle, R., “Prediction of Turbulent Flow and Heat Transfer in a Ribbed Rectangular Duct with and without Rotation,” *ASME J. Turbomachinery*, **177**, pp.255–264, 1995.
- [112] Stephens, M. A., Chyu, M. K. ve Shih, T. I-P., “Computation of Convective Heat Transfer in a Square Duct with Inclined Ribs of Rounded Cross Section,” *ASME Paper 96-WA/HT-12*, 1996.
- [113] Stephens, M. A. ve Shih T. I-P., “Computation of Compressible Flow and Heat Transfer in a Rotating Duct With Inclined Ribs a 180 deg Bend,” *ASME Paper 97-GT-192*, 1997.
- [114] Shih, T. I-P., Lin, Y.-L., Stephens, M. A. ve Chyu, M. K., “Flow and Heat Transfer in a Ribbed U-Duct under Typical Engine Conditions,” *ASME Paper 98-GT-213*, 1998.
- [115] Rigby, D. L. “Prediction of heat and mass transfer in a rotating ribbed coolant passage with a 180 degree turn,” *National Aeronautics and Space Administration*, Lewis Research Center, 1999.
- [116] Bonhoff, B., Tomm, U., Johnson, B. V. ve Jennions, I., “Heat Transfer Predictions for Rotating U-Shaped Coolant Channels with Skewed Ribs and with Smooth Walls,” *ASME Paper 97-GT-162*, 1997.
- [117] Bonhoff, B., Parneix, S., Leusch, J., Johnson, B. V., Schabacker, J. ve Bolcs, A., “Experimental and Numerical Study of Developed Flow and Heat Transfer in Coolant Channels with 45deg Ribs,” *Int. J. Heat Fluid Flow* **20**, pp. 311–319, 1999.
- [118] Iacovides, H. ve Raisee, M., “Recent Progress in the Computation of Flow and Heat Transfer in Internal Cooling Passages of Turbine Blades,” *International Journal of Heat and Fluid Flow* **20**, 320–328, 1999.
- [119] Chen, H.C., Jang, Y.J. ve Han, J.C., “Near-Wall Second Moment Closure for Rotating Multiple-Pass Cooling Channels,” *AIAA Journal of Thermophysics and Heat Transfer*,” Vol. **14**, No. 2, pp. 201-209. 2000.
- [120] Jang, Y. J., Chen, H. C. ve Han, J. C., “Flow and heat transfer in a rotating square channel with 45 deg angled ribs by Reynolds stress turbulence model,” *Journal of turbomachinery*, **123**(1), 124-132, 2001.
- [121] Jang, Y. J., Chen, H. C. ve Han, J. C., “Computation of flow and heat transfer in two-pass channels with 60 deg ribs,” *Journal of heat transfer*, **123**(3), 563-575, 2001.

- [122] Lin, Y.-L., Shih, T. I-P., Stephens, M. A. ve Chyu, M. K., “A Numerical Study of Flow and Heat Transfer in a Smooth and a Ribbed U-duct with and without Rotation,” *Journal of Heat Transfer*, Vol. **123**, pp. 219-232, 2001.
- [123] Al-Qahtani, M., Jang, Y. J., Chen, H. C. ve Han, J. C., “Prediction of Flow and Heat Transfer in Rotating Two-Pass Rectangular Channels with 45-Degree Rib Turbulators,” *Journal of Turbomachinery* **124**, pp. 242–250, 2002.
- [124] Jia, R., Saidi, A. ve Sunden, B., “Heat Transfer Enhancement in Square Ducts with V-Shaped Ribs of Various Angles,” *ASME Paper GT-2002-30209*, 2002.
- [125] Su, G., Chen, H.C., Han, J.C. ve Heidmann, D., “Computation of Flow and Heat Transfer in Two-Pass Rotating Rectangular Channels (AR=1:1, AR=1:2, AR=1:4) with 45-Deg Angled Ribs by a Reynolds Stress Turbulence Model,” *ASME Paper No. GT2004-53662*, 2004.
- [126] Su, G., Teng, S., Chen, H. C. ve Han, J. C., “Flow and Heat-Transfer Computations in Rotating Rectangular Channels with V-Shaped Ribs,” *Journal of Thermophysics and Heat Transfer* **18** (4), pp. 534-547, 2004.
- [127] Saha, A.K. ve Acharya, S., “Unsteady RANS Simulation of Turbulent Flow and Heat Transfer in Ribbed Coolant Passages of Different Aspect Ratios,” *ASME Paper No. GT2004-53986*, 2004.
- [128] York, W.D., Holloway, D.S. ve Leylek, J.H., “Prediction of Heat Transfer in a Ribbed Channel: Evaluation of Unsteady RANS Methodology,” *ASME Paper No. GT2005-68821*, 2005.
- [129] Sleiti, A.K., Kapat, J.S., “Comparison Between EVM and RSM Turbulence Models in Predicting Flow and Heat Transfer in Rib-roughened Channels,” *Journal of Turbulence* **7** (29), pp. 1 – 21, 2006.
- [130] Hermanson, K., Parneix, S., Wolfersdorf, J. ve Semmler, K., “Prediction of pressure loss and heat transfer in internal cooling passages,” *Annals of the New York Academy of Sciences*, **934**(1), 448-455, 2001.
- [131] Iaccarino, G., Ooi, A., Durbin, P. A. ve Behnia, M., “Conjugate heat transfer predictions in two-dimensional ribbed passages,” *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **23**(3), 340-345, 2002.
- [132] Ooi, A., Iaccarino, G., Durbin, P. A. ve Behnia, M., “Reynolds averaged simulation of flow and heat transfer in ribbed ducts,” *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **23**(6), 750-757, 2002.

- [133] Kim, H. M. ve Kim, K. Y. “Shape optimization of three-dimensional channel roughened by angled ribs with RANS analysis of turbulent heat transfer,” *International Journal of heat and mass transfer*, **49**(21), 4013-4022, 2006.
- [134] Kamali, R ve Binesh, A.R., “The Importance of Rib Shapes on the Local Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Square Ducts with Ribbed Internal Surface,” *International Communications of Heat and Mass Transfer*, Vol. **35**, pp. 1032-1040, 2008.
- [135] Keshmiri, A., Cotton, M. A.ve Addad, Y., “Numerical Simulations of Flow and Heat Transfer over Rib-Roughened Surfaces,” In *17th Annual conference of CFD society of Canada*, Ottawa, Canada, 2009.
- [136] Keshmiri, A., “Numerical sensitivity analysis of 3-and 2-dimensional rib-roughened channels,” *Heat and Mass Transfer*, **48**(7), 1257-1271, 2012.
- [137] Sohankar, A., “Heat transfer and fluid flow through a ribbed passage in staggered arrangement,” *Iranian Journal of Science and Technology*, Transaction B: Engineering, **34**(B5), 471-485, 2010.
- [138] Schüler, M., Dreher, H. M., Neumann, S. O., Weigand, B. ve Elfert, M. “Numerical predictions of the effect of rotation on fluid flow and heat transfer in an engine-similar two-pass internal cooling channel with smooth and ribbed walls,” *Journal of turbomachinery*, **134**(2), 2012.
- [139] Lee, S.W. *Heat Transfer Characteristics of a Two-Pass Trapezoidal Channel and a Novel Heat Pipe*, Doctoral Dissertation, Department of Mechanical Engineering, Texas A&M University, 2007.
- [140] Oh, S. H. Experimental and numerical investigation of turbulent flow and heat (mass) transfer in a two-pass trapezoidal channel with turbulence promoters, Doctoral Dissertation, Department of Mechanical Engineering, Texas A&M University, 2013.
- [141] Theimer, P., *The Eurojet EJ 200 engine*, MTU Focus, (1), 5-10, 1993.
- [142] Liang, G., *Turbine blade with triple pass serpentine cooling*, U.S. Patent No. 8,585,365. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office, 2013.
- [143] Downs, J. P., Roeloffs, N. F. and Pietraszkiewicz, E. F., *Turbine blade cooling system*, U.S. Patent No. 7,334,992. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office, 2008.
- [144] Sundberg, J., *Heat Transfer Correlations for Gas Turbine Cooling*, Doctoral dissertation, Linköping, Sweden, 2006.

- [145] Casarsa, L. ve Arts, T., “Experimental investigation of the aerothermal performance of a high blockage rib-roughened cooling channel,” *Journal of turbomachinery*, **127**(3), 580-588, 2005.