

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DOĞRUSAL KESİTLİ OLMAYAN PERTÜRBATÖRLERLE PERİYODİK
ARALIKLARLA KAPLANMIŞ BİR TÜRBİN İÇ SOĞUTMA
KANALINDAKİ AKIŞIN RSM İLE SAYISAL ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

GÖKMEN KIDIK

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı-Akışkan Programı

Öğr. Üyesi Dr. Murat ÇAKAN

Mayıs 2018

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DOĞRUSAL KESİTLİ OLMAYAN PERTÜRBATÖRLERLE PERİYODİK
ARALIKLARLA KAPLANMIŞ BİR TÜRBİN İÇ SOĞUTMA
KANALINDAKİ AKIŞIN RSM İLE SAYISAL ANALİZİ**



YÜKSEK LİSANS TEZİ

GÖKMEN KIDIK

(503141112)

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı-Akışkan Programı

Öğr. Üyesi Dr. Murat ÇAKAN

Mayıs 2018

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503141112 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Gökmen KIDIK, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “ Doğrusal Kesitli Olmayan Pertürbatörlerle Periyodik Aralıklarla Kaplanmış bir Türbin İç Soğutma Kanalındaki Akışın RMS ile Sayısal Analizi ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Dr. Öğr. Üyesi Murat ÇAKAN**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri: **Dr. Öğr. Üyesi Levent KAVURMACIOĞLU**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Emre ALPMAN

Marmara Üniversitesi

Teslim Tarihi : 04 Mayıs 2018

Savunma Tarihi : 29 Mayıs 2018



ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasında türbin kanadının doğrusal olmayan yüksek blokaj oranına sahip pertürbatörlerden oluşan soğutma kanalının akış ve ısı transferi performansı sayısal analiz ile incelenecektir.

Öncelikle tez konusu seçerken isteklerimi göz önünde bulunduran ve bu konuda beni yönlendirip tecrübesini aktararak mühendislik ve akademik açıdan çok değerli bilgi ve birikimler elde edinmemi olanak sağlayan sayıdeğer hocam Öğr. Üyesi Dr. Murat ÇAKAN'a çok teşekkür ederim.

Tez sürecinde bana bir çok konuda destek olan sevgili arkadaşım Utku MIZRAK'a teşekkür ederim.

Mayıs 2018

Gökmen KIDIK



İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	v
KISALTMALAR.....	ix
SEMBOLLER.....	xi
ÇİZELGELER	xiii
ŞEKİL LİSTESİ	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY.....	xix
1. GİRİŞ.....	1
1.1 Turbomakine ve Gaz Türbinleri Hakkında Genel Bilgi.....	1
1.2 Gaz Türbin Sisteminin Verimi ile İlgili Parametreler	2
1.3 Türbin Soğutma Sistemi	3
1.4 Pertürbatörlü Kanalda Soğutma Sistemi.....	5
1.5 Pertürbatörlü Kanalda Soğutma Teorisi	6
1.6 Mevcut Çalışma	8
2. LİTERATÜR	11
2.1 Pertürbatörlü Kanallarda Yapılan Çalışmalar	11
2.2 LES, RANS ve Deneysel Çalışmalar	13
3. SAYISAL MODEL.....	17
3.1 Korunum Denklemleri ve Türbülans Modeli	17
3.2 Reynold Stress Model.....	18
3.3 RANS ve LES Karşılaştırması	19
3.4 Validasyonda Kullanılan Test Düzeneği ve Makale.....	22
3.5 Konjuge ve Konjuge Olmayan Durumun Isı Transferi Üzerine Etkisi.....	24
4. YAPILAN SAYISAL ÇALIŞMALAR	27
4.1 RANS ve 3D Seçimi	27
4.2 Pertürbatörlerde Yapılan Değişiklikler	28
4.3 Yeni Pertürbatör Geometrisinin Belirlenmesi.....	31
4.4 Sayısal Modelleme Çalışmaları	35
4.4.1 Türbülans modellerinin karşılaştırılması.....	35
4.4.2 Sayısal ağ yapısının belirlenmesi.....	41
4.4.3 2D ve 3D sayısal model karşılaştırması	44
4.5 Yeni Pertürbatör Geometrilerinin Sayısal Analizi.....	47
4.5.1 Akış performansının incelenmesi.....	47
4.5.2 Isı transfer performansının incelenmesi.....	48
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	57

KAYNAKLAR	59
ÖZGEÇMİŞ	63



KISALTMALAR

DES	:	Detached Eddy Simulation
DNS	:	Direct Eddy Simulation
EF	:	Isı Transferi İyileştirme Katsayısı
LES	:	Large Eddy Simulation
Nu	:	Nusselt Sayısı
Nu₀	:	Düz Yüzey Nusselt Sayısı
Pr	:	Prandlt Sayısı
RANS	:	Reynolds Averaged Navier Stokes Solution
Re	:	Reynolds Sayısı
RNG	:	Re-Normalisation Group
RSM	:	Reynold Stress Model
SA	:	Spalart Alpmaras
SAS	:	Scale Adaptive Simulation
SST	:	Shear Stress Transport
URANS	:	Zamana Bağlı Reynolds Averaged Navier Stokes Simulation

SEMBOLLER

B	:	Bombeli Pertürbatör
C	:	Çukurlu Pertürbatör
D_h	:	Hidrolik Çap
D_p	:	Basınç Farkı
f	:	Basınç Katsayısı
f_o	:	Basınç Katsayısı
l	:	Kanal Boyu
L1	:	Pertürbatör Önü Boyutsuz Döngü Boyu
L2	:	Pertürbatör Üstü Boyutsuz Döngü Boyu
L3	:	Pertürbatör Arkası Boyutsuz Döngü Boyu
L4	:	Pertürbatör Sonrası Boyutsuz Döngü Boyu
S_{ij}	:	Türbülanslı Viskozite Terimi
q	:	Isı Akısı
T_b	:	Alan Ortalamalı Kanal İçi Sıcaklığı
T_w	:	Yüzey Sıcaklığı
α	:	Isı Difüzyon Katsayısı
k_a	:	Akışkanın Isıl İletkenlik Katsayısı
ρ	:	Yoğunluk
μ	:	Dinamik Viskozite
ν	:	Kinematik Viskozite
Y⁺	:	Boyutsuz Duvar Katsayısı



ÇİZELGELER

Sayfa

Çizelge 3-1: CPU Zaman Oranı [32]	22
Çizelge 4-1: Test Varyasyonları [37].....	28
Çizelge 4-2: Türbülans Modelleri.....	35
Çizelge 4-3: f/f_0 Değerleri.....	35
Çizelge 4-4: Döngü Boyutları.....	39
Çizelge 4-5: Basınç Gradyanı ve Düşüşü	42
Çizelge 4-6: Döngü Boyutları.....	44
Çizelge 4-7: 2D ve 3D f/f_0 Sonuçları.....	45
Çizelge 4-8: Bombe-Çukur f/f_0 Oranı.....	47
Çizelge 4-9: Alan Ortalamalı EF Katsayısı.....	54



ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 1.1: Özgül Yakıt Tüketimi ve Özgül İtki [7]	3
Şekil 1.2: Türbin Soğutma Sisteminin Gelişimi [8].....	5
Şekil 1.3: Türbin Kanadı Soğutma Mekanizması [3]	6
Şekil 1.4: Kanat Soğutma Kanalları [3]	8
Şekil 2.1: Isı Transferi İyileştirme Faktörü Oranı [17]	13
Şekil 3.1: Test Düzeneği [33]	22
Şekil 3.2: Test Ölçüm Düzlemleri [33].....	23
Şekil 3.3: Konjuge ve Konjuge olmayan ısı transferi [36].....	24
Şekil 3.4: Düşey Doğrultuda Sıcaklık Dağılımı [36].....	25
Şekil 3.5: Sıcaklık Gradyanı Değişimi [36]	25
Şekil 4.1: Pertürbatör Konfigurasyon Parametreleri [38]	30
Şekil 4.2: Bombeli Pertürbatör Geometrisi.....	32
Şekil 4.3: Çukur Pertürbatör Geometrisi	32
Şekil 4.4: Bombe Yükseklik Oranı	33
Şekil 4.5: Bombeli Pertürbatör Alan Oranı.....	34
Şekil 4.6: Çukurlu Pertürbatör Alan Oranı	34
Şekil 4.7: Boyutsuz Basınç Düşüşü	36
Şekil 4.8: Sayısal Model U_x Hız Dağılımı	37
Şekil 4.9: Test U_x Hız Dağılımı	37
Şekil 4.10: Sayısal Model U_y Hız Dağılımı.....	38
Şekil 4.11: Test U_y Hız Dağılımı.....	38
Şekil 4.12: Döngü Boyutları	39
Şekil 4.13: Referans Alınan Döngü Boyutu.....	40
Şekil 4.14: Isı Transferi İyileştirme Faktörü.....	40
Şekil 4.15: P30 Ağ Yapısı.....	41
Şekil 4.16: U_x Hız Dağılımı	42
Şekil 4.17: Döngü Boyutları	43
Şekil 4.18: 2D ve 3D Döngü Boyutları.....	45
Şekil 4.19: Boyutsuz Basınç Düşüşü	46
Şekil 4.20: 2D ve 3D Isı Transferi İyileştirme Katsayısı	46
Şekil 4.21: Boyutsuz Basınç Düşüşü	48
Şekil 4.22: Bombeli Pertürbatör Isı Transfer İyileştirme Katsayısı.....	49
Şekil 4.23: Çukurlu Pertürbatör Isı Transfer İyileştirme Katsayısı.....	50
Şekil 4.24: Bombeli-Çukurlu Pertürbatör Isı Transfer İyileştirme Katsayısı	50
Şekil 4.25: Düz Pertürbatör Isı Transferi İyileştirme Katsayısı	51
Şekil 4.26: 0.75B Pertürbatör Isı Transferi İyileştirme Katsayısı	51
Şekil 4.27: 1B Pertürbatör Isı Transferi İyileştirme Katsayısı	52
Şekil 4.28: 1.5B Pertürbatör Isı Transferi İyileştirme Katsayısı	52
Şekil 4.29: 0.75C Pertürbatör Isı Transferi İyileştirme Katsayısı	53
Şekil 4.30: 1C Pertürbatör Isı Transferi İyileştirme Katsayısı	53
Şekil 4.31: 1.5C Pertürbatör Isı Transferi İyileştirme Katsayısı	53
Şekil 4.32: Pertürbatör EF değişim Yüzdesi	55
Şekil 4.33: Kanal Bölgesi EF Değişim Yüzdesi	56



DOĞRUSAL KESİTLİ OLMAYAN PERTÜRBATÖRLERLE PERİYODİK ARALIKLARLA KAPLANMIŞ BİR TÜRBİN İÇ SOĞUTMA KANALINDAKİ AKIŞIN RSM İLE SAYISAL ANALİZİ

ÖZET

Modern gaz türbinlerinin performansını etkileyen en önemli parametrelerden biri türbin giriş sıcaklığıdır. Türbin giriş sıcaklığının yüksek olması daha verimli türbin sistemlerinin olmasını sağlar. Günümüzde türbin giriş sıcaklıkları kullanılan malzemenin dayanım değerlerini aşmıştır. Bundan dolayı türbin malzemesi makul seviyelere soğutulmalıdır.

Türbinlerde kullanılan çeşitli soğutma yöntemleri vardır ve bunların en önemlileri film soğutma, çaptırmalı soğutma ve iç soğutmadır. İç soğutma sisteminde türbin kanatlarının içerisinde çeşitli geometrilere sahip soğutma kanalları bulunmaktadır. Kanat dış ortam sıcaklığına göre daha soğuk akışkan bu kanallardan geçerek kanadı soğutmaktadır. Kanallarda ısı transferi yüzeyini ve türbülansı artırıcı pertürbatörler kullanılmaktadır. Bu sayede malzemeden uzaklaştırılan ısı akısı da belirli miktarda artmaktadır ve daha verimli sistemler elde edilmektedir.

Mevcut çalışmada tek yüzeyi % 30 blokaj oranına sahip pertürbatörler ile kaplı soğutma kanalının performansı incelenmiştir. Bu tarz yüksek blokaj oranına sahip kanallar daha çok küçük türbin kanatlarında ve kanadın firar kısmına yakın bölgelerde bulunmaktadır.

Literatürde daha önce deneysel ve LES analizi yapılmış pertrübatörlü kanal ele alınarak sayısal olarak RANS modeli ile analiz edilmiştir. Yapılan sayısal çalışma konjuge olarak ve metalden akışkana doğru sabit ısı akısı verildiği kabul edilerek yapılmıştır. Kanal içerisinde 7 adet pertürbatör bulunmaktadır ve pertürbatör adımı ve Reynold sayısı hiçbir modelde değişmemektedir.

En uygun RANS modeli seçilerek blokaj oranı aynı kalmak şartıyla 3 adet bombeli 3 adet de çukurlu pertürbatörden oluşan kanalın hem akış performansı hem de ısı transferi performansı incelenmiştir. Bombe ve çukurların eğrilik yarıçapları pertürbatör yüksekliği ile orantılı olarak değişmektedir. Bu eğrilik yarıçapları pertürbatörlerin yüzey alanlarında meydana gelen değişimler göz önüne alınarak belirlenmiştir.

Yapılan sayısal çalışmada bir adımlık pertürbatör bölgesindeki ortalama EF katsayısı hem genel hem de bölgesel olarak incelenmiştir. Bombeli ve çukurlu pertürbatörlerden elde edilen bölgesel ve genel sonuçlar kare kesitli pertürbatörlü sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Buna ilave olarak boyutsuz basınç düşüşü katsayısı da her yeni pertürbatörlü kanal için değerlendirilmiştir. Bu sayede hem ısı transferi hem de basınç kaybı konusunda önerilen yeni pertürbatörler mevcut kare kesitli pertürbatörün RANS sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.



NUMERICAL RSM ANALYSIS OF FLOW IN TURBINE INTERNAL COOLING CHANNEL ROUGHENED AT PERIODIC INTERVALS WITH NONLINEAR CROSS SECTION PERTURBATOR

SUMMARY

One of the most important parameters affecting the performance of modern gas turbines is the turbine inlet temperature. The high turbine inlet temperature ensures more efficient turbine systems. Today, the turbine inlet temperature exceed the material strenght value. Hence, the türbine material must be cooled down to acceptable levels.

There are various cooling methods used in turbines, and the most importants one are film cooling, impingement cooling and internal cooling. In the internal cooling system, the türbine blades have cooling channel with various geometries. The fluid which is colder than blade outhter temperature passes through these channels and cools the turbien blade. The heat transfer surfaces and turbulence enhancing ribs are used in the channels. In this case, the heat flux removed from the material also increases in certain amounts and more efficient systems are obtained.

In this present study, performance of the cooling channel roughed single surface with % 30 blockage ratio ribs was investigated. Such high blockage ducts are mostly found in small gas turbine blades and in areas close to the trailing edge of the blade.

That experimental and LES analysis of ribbed roughned channel has been worked in literatüre is analyzed numerically with RANS model. The numerical study was carried out as a conjugate and assuming that constant heat flux from meatal to fluid. There are 7 ribs inside the channel and pitch to rib ratio and Reynolds number have not changed any model.

A proper RANS turbulence model was chosen for channel whose experimental work and LES analysis were done. Ansys Fluent version 18.1 was used for two and tree dimensional validation and benchmark works. First of all, entire channel which has 7 ribs was simulated with proper flow properties in two dimensions. Besides, K-Epsilon Standard, K-Epsilon RNG, K-Epsilon Realizable, K-Omega, K-Omega SST, Spalart Allmaras ve Reynolds Stress Model (RSM) were tried with software in two dimensional model.

In experimental work, the periodic flow in the channel commences after 4th rib and measurements were made between 4th and 5th rib. The reason for modelling of entire channel, not periodically, to observe how the flow develop at the channel inlet and determine that the periodic flow begins at which ribs due to new rib geometries. All analysis results obtained between 4th and 5th ribs.

The validation studies were carried out by considering dimensionless pressure drop, enhancement factor, velocity profiles, bubble dimension. When results were obtained RANS simulations examined, It is seen that RSM is the most suitable sutbulence

model. Later, validation studies were carried out in 3 dimensional. Moreover, 3 dimensional model simulated simetrically and results were obtained symetry plane compared with 2 results of 2 dimensional RANS model, LES and experimental results. In addition this, mesh independency was achieved by tried 3 mesh structure with 3 dimensional RSM model.

Heat transfer mechanism of conjugate and non-conjugate conditions were considered in this work. For a more accurate analysis of the internal cooling system of turbine blade, It is a more correct approach to introduce heat flux from the metal into the flow. Temperature gradient on the channel surface is different duw to the effect of the metal. The temperature gradient of conjugate system is lower than gradient of non-conjugate system. The conjugate and non-conjugate condition for channel was carried out and compared each other for channel.

Generally in literature studies, parameters affecting the heat transfer in the channel was emphasized. Numerous experimental and numerical studies have beed carried out on the cooling performance and aerodynamic effects of the variation of these parameters. Some of these parameters are blockage ratio, pitch to rib height ratio, channel aspect ratio, angle attack of rib, reynols number and cruolis effects.

While new ribs geometries creating, previous studies in the literatüre have been examined and a different rib geometry was introduced. Curved surface at various radii of curvature on the rib surface were formed. This Radius of curvature strats from half of the rib height and goues to infinity. The change of heat transfer surface area is taken into consideration while determining the Radius of curvature to be investigated. In this study, the Radius of curvature of the curved surface was determined to be 0.75, 1 and 1.5 times the height of the rib.

Dimple application on the türbine blades are generally applied on the trailing edge section. In some cases it is used in internal cooling channels. In this study, a dimple is applied on the rib surface and Radius of curvature of these dimples is the same as that of the curved ribs. Both curved and hollow rib geometries were examined with a blockage rate of % 30.

In the las phase of the study, 3 curved and 3 hollow ribs were analyzed in 3 dimensional with RSM. Firstyl, the dimensionles pressure drop and heat transfer enchancement factor along the symmerty region were compared with the results of the rectangular rib. The results obtained in the new geometries were compared only with the RSM results of the rectangular ribs because 3 dimensional RSM result was considered as reference work.

The contur distribution on the channel was examined and heat transfer enchancement factor differences was observed between symmerty axis and channel wall. For this reason, heat transher enchancement factor were calculated on total surfaces and area weight average method was used for calculation. The front ,top and back of rib, the distance between the ribs and a total one step region taken into account separately.

At the end of the thesis, the curved ribs give better result than the rectangular ribs in terms of heat transfer. It seems that there is not much change about heat transfer when the hallow ribs are considered. In terms of dimensionless pressure drop, curved ribs

give more favorable results than rectangular ribs. However; hallow ribs led to more pressure drop than rectangular ribs.

While türbine blade producing, there may be production error in the ribs are located cooling channel besides, sharp edges and surfaces can have various radii of curvature. Therefore, in this thesis, an aero-thermal study has been carried out on the new rib geometries that may be formed during the production process or are formed advertently.





1. GİRİŞ

1.1 Turbomakine ve Gaz Türbinleri Hakkında Genel Bilgi

Turbomakine, dinamik hareket sayesinde dönen kanatlar ile sürekli akan akışkan arasındaki enerji transferini sağlayan bir makinedir. Turbo kelimesinin kökeni Latince'den gelmektedir ve “etrafında dönmek” anlamındadır. Pozitif veya negatif iş yaparak içinden geçen akışkanın durma entalpisini değiştirmektedir. Bu entalpi değişimleri basınç değişimi ile yakından alakalıdır.

Turbomakineler iki ana kategoride sınıflandırılırlar. Birincisi enerji absorbe ederek akışkanın basıncını artıranlar (kompresör, fan, pompa). İkincisi ise akışkanın basıncını düşürerek enerji üretenler (buhar, gaz ve su türbinleri) [1].

Gaz türbini, sıcak gazın dönen kanatlardan geçerken basıncının düşerek genişmesi sonucu enerji üretiminin olduğu bir turbomakinedir. İlk gaz türbini patenti 1791 yılında John Barber tarafından alınmıştır. Barber'ın [2] tasarımında ısıtılmış kömürden elde edilen gaz hava ile karıştırılır ve sıkıştırılarak yanma odasında yakılır. Daha sonraki yıllarda birçok bilim insanı bu tip turbomakineler geliştirmiştir.

Modern gaz türbinleri son yıllarda oldukça önem kazanmıştır. 20. yüzyılın en önemli buluşlarından biridir ve hayatımıza birçok alanda etki etmektedir. Gaz türbinleri ile ilgili en önemli uygulama II. Dünya savaşı sonrasında askeri jet motorunun geliştirilmesiydi [3].

Turbomakineler enerji üretim santralleri, deniz araçları, uçak ve uzay teknolojileri gibi birçok mühendislik uygulamalarında kullanılmaktadır. Elektrik üretmek amacıyla santrallerde buhar türbinleriyle birlikte kombine olarak kullanılmaktadır. Buhar türbinleri ile kullanımının sadece elektrik üretimi için değil proses buharı elde etme, sıcak su elde etme gibi amaçlar için de kullanılmaktadır. Elektrik ve ısı üretiminin yanında soğutma yükü içinde trijenerasyon uygulamalarında kullanılabilir. Özellikle büyük havalimanlarında bu tarz trijenerasyon uygulamaları vardır.

Deniz araçlarında özellikle büyük konteyner gemileri ve askeri gemilerde gaz türbinleri, dizel motorlarla birlikte kombine olarak kullanılmaktadır. Bu sistemlere ısı

değiştirgeçleri ve buhar türbini ilavesi ile geminin ihtiyacı olan ısıtma yükü ve elektrik ihtiyacı da karşılanmaktadır.

Gaz türbinlerinin en önemli kullanım alanı havacılık endüstrisidir. Gaz türbinleri aslında sıcak gaz üreticidir ve bu sıcak gazı kanatlar vasıtasıyla genişleterek şaft gücü ve ya itki kuvveti elde etmektedir. İtki kuvvetinin elde edildiği bu sisteme jet motoru ve ya turbo jet denilmektedir.

Hızlı ulaşım imkânı ve kargo taşımacılığındaki sürenin kısaltılması sebebi ile son yıllarda havacılık endüstrisine olan talep hızla artmaktadır. Bu durum turbo jetlerin kullanımını daha da artırmaktadır ve turbo jet ile ilgili yapılan çalışmalar oldukça önem kazanmaktadır.

Gaz türbinleri otomobillerde, trenlerde, süpersonik rüzgâr tünellerinde ve tanklarda da kullanılmaktadır [4].

1.2 Gaz Türbin Sisteminin Verimi ile İlgili Parametreler

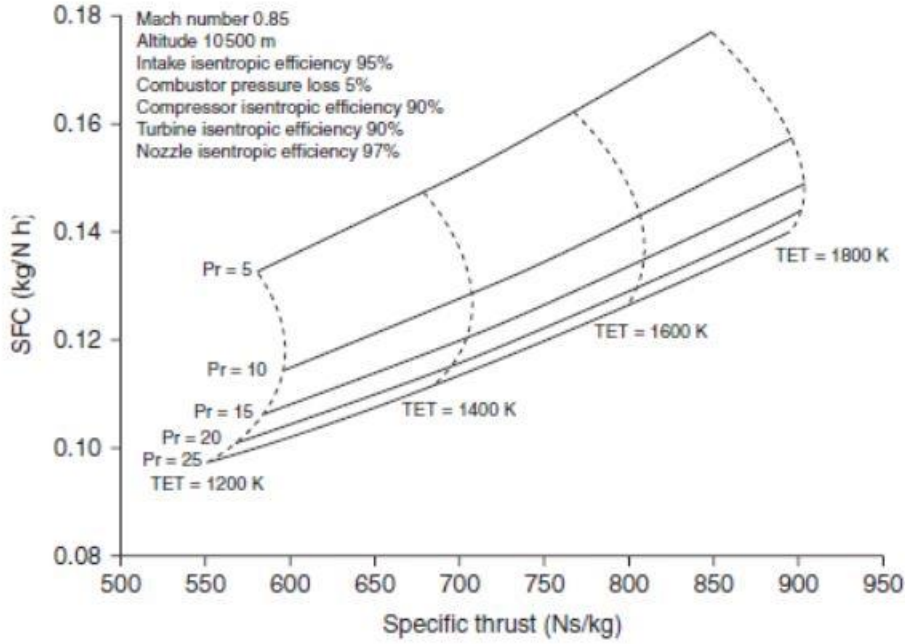
Gaz türbinleri havacılık endüstrisinden, enerji tesislerine, deniz taşımacılığına kadar geniş bir yelpazede kullanıldığı için gaz türbinli sistemlerin performans parametreleri değişiklik gösterebilmektedir. Deniz taşımacılığında kullanılan gaz türbininin dizel makina ile uyumu önemli iken havacılık endüstrisinde kullanılan gaz türbinlerinde itki kuvveti önemlidir. Havacılık uygulamalarını biraz daha yakından ele alacak olursak kullanılan turbomakinenin farklı operasyon koşullarında, sıcak ya da soğuk hava şartlarında, yağmurlu ve karlı koşullarda, değişik irtifalarda istenilen itki kuvveti sağlayabilmesini gerekmektedir.

Jet motorlarının performansı itki gücü, termal verim ve toplam verime göre değerlendirilir. Yakıt tüketiminin itki gücü ile ilişkisinde bir diğer önemli parametredir.

İtki gücü, giriş ve çıkış kütleli debisi, hava yakıt oranı, uçuş hızı, egzoz hızı ve egzoz basıncı, irtifa, giriş hava sıcaklığı, ortam nemi gibi parametrelere bağlıdır. [5]

Turbo jetlerin performansı iki temel özelliğe göre belirlenir; bunlar özgül itki değeri ve özgül yakıt tüketimidir. Aşağıdaki ifadelerde bu özelliklerin nelerden oluştuğundan bahsedilmektedir [6].

Özgül yakıt tüketiminin ve özgül itki gücünün giriş hava sıcaklığı ve kompresör basınç oranı ile olan ilişkisi Şekil 1.1’de gösterilmiştir. Belirli bir basınç oranında türbin giriş sıcaklığının artışı ile özgül itki ve özgül yakıt tüketimi artmaktadır. Diğer taraftan belirli bir sıcaklık değerinde basınç oranının artması ile özgül itki ilk başta artmaktadır daha sonra azalmaktadır, özgül yakıt tüketimi ise daima azalmaktadır [7].



Şekil 1.1: Özgül Yakıt Tüketimi ve Özgül İtki [7]

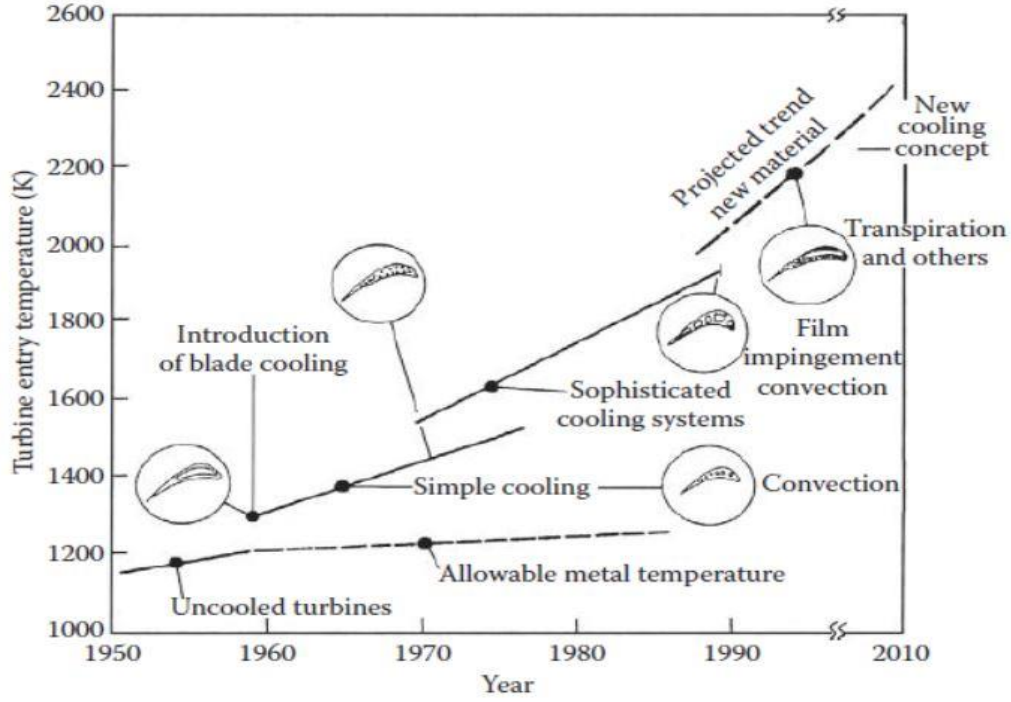
1.3 Türbin Soğutma Sistemi

Gaz türbinlerinde termal verim ve güç öncelikli olarak iki temel parametreye bağlıdır. Bunlar kompresör basınç oranı ve türbin giriş sıcaklığıdır. Türbin giriş sıcaklığının yüksek olması daha verimli sistemlere ulaşmamıza olanak sağlar fakat bu durumun ortaya koyduğu bazı zorluklar vardır. Bunların başında malzemeye bağlı deformasyonlar ve bunun sonucunda performans düşüklüğü meydana gelmektedir. Sıcaklığın artışıyla birlikte malzemenin yumuşama hatta erime noktasının üzerindeki bir değere ulaşılmaktadır, bu durum termal deformasyonlara sebep olmaktadır. Bu deformasyonları, verim ve güç kaybını engellemek adına türbin kanatlarının soğutulmaya ihtiyacı vardır. Böylelikle türbin sistemi istenilen sıcaklıklarda çalıştırılırken malzeme deformasyonu ve verim kaybı da önlenmektedir.

Türbin giriş sıcaklığı gelecekte 2000 °C mertebelerine çıkacaktır. Bu durumda soğutma sistemi daha da önem kazanmaktadır ve soğutma prosesinde kullanılan soğutucu akışkan miktarının da şimdiki seviyelerde (%3-5 kompresör havası) kalması istenilmektedir.

Daha güçlü ve verimli sistemler geliştirilmek istendikçe kompresör sıkıştırma oranı 40'a çıkacaktır, günümüzde bu değer 20-30 arasında değişmektedir. Sıkıştırma oranının artışıyla birlikte soğutma için kullanılan soğutucu akışkanın sıcaklığı da şimdiye göre daha yüksek olacaktır bu da türbin giriş sıcaklığının sıkıştırma oranının sebebiyle de ekstradan artacağı anlamına gelmektedir. Daha verimli ve güçlü sistemler tasarlayabilmek için yüksek sıcaklıklara dayanıklı malzemeler ve daha ileri teknolojik soğutma sistemleri geliştirilmelidir [8].

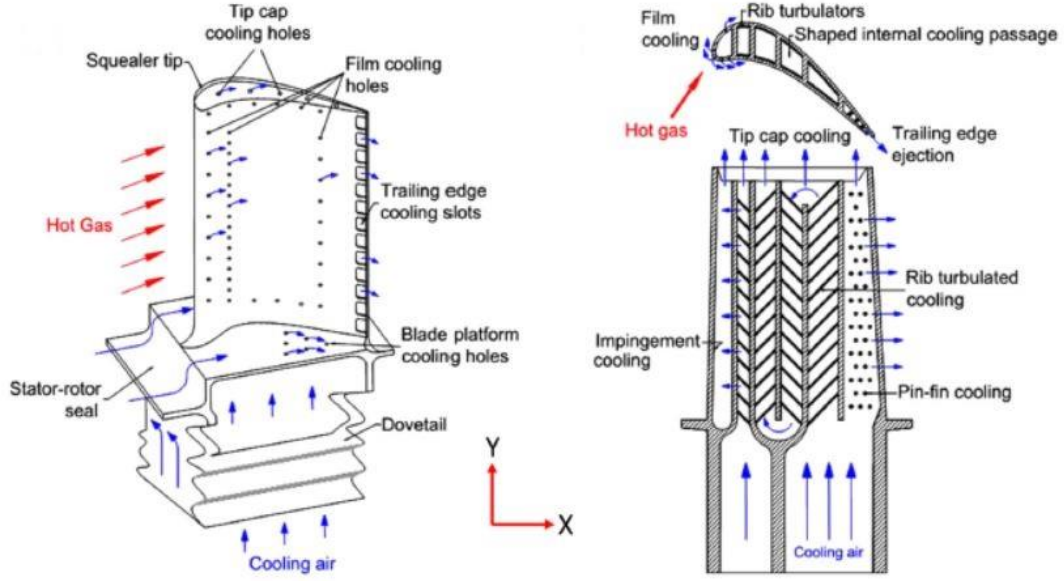
Türbin kanat soğutması operasyon anlamında güvenli şekilde yapılmalıdır. Soğutma sistemi kompresörden elde edilen görece soğuk akışkan ile çalışmaktadır. Bu akışkanın sistemden çekilmesi termal verimi etkileyen bir durum olduğu içi tasarım esnasında soğutma tekniğini, operasyon şartlarını ve kanat geometrisini iyi anlayıp optimize etmek gerekmektedir. Türbin kanadında uygulanan soğutma sistemi iç soğutma ve dış soğutma olmak üzere ikiye ayrılır. İç soğutma sisteminde kanallar, serpantinler, pinler, çıkıntılar ve çukurlar sayesinde bıçağın içerisinden soğuk akışkan geçirerek kanat üzerindeki ısı alınmaktadır. Dış soğutma sistemi ise delikler vasıtasıyla bıçağın dışına soğutucu akışkan yönlendirilerek etrafını soğuk akışkanın zar gibi sarıp onu sıcak akışkandan korumasıdır. Aşağıdaki Şekil 1.2 'de soğutma sistemlerinin yıllar içerisindeki gelişimini gösteren genel bir görünümü mevcuttur [9].



Şekil 1.2: Türbin Soğutma Sisteminin Gelişimi [8]

1.4 Pertürbatörlü Kanalda Soğutma Sistemi

Türbin rotor bıçaklarında üç ana soğutma bölgesi vardır. Bıçağın hücum kısmı soğuk akışkanın metale çarptırılması ile kuyruk kısmı pinler ile orta kısmı ise çıkıntılı kanallar ile soğutulmaktadır. Enerji bıçağın basınç ve emme yüzeyinden iç bölgelere doğru ilerlemektedir ve bu enerji iç soğutma kanalları ile o bölgeden uzaklaştırılmaktadır. Bu kanalların içerisinde bulunan çıkıntılar türbülans üreterek ısı transferi etkinliğini artırmaktadır. Şekil 1.3'de türbin kanadının soğutma mekanizması görülmektedir.



Şekil 1.3: Türbin Kanadı Soğutma Mekanizması [3]

Bu kanalların tasarımı ısı transferi etkinliği açısından oldukça önem kazanmaktadır ve bu konuda birçok çalışma yapılmaktadır. Kanalların geometrik yapısı, içerisindeki çıkıntıların şekli ve kanal ile olan geometriksel ilişkisi, akışkanın sahip olduğu özellikler ve çıkıntılar ile olan etkileşimi gibi birçok parametre tasarım girdisi olarak kullanılmaktadır. Bu parametreler üzerine birçok deney ve sayısal modelleme çalışmaları yapılmaktadır.

1.5 Pertürbatörlü Kanalda Soğutma Teorisi

İçerisinde çeşitli engeller bulunan kanallarda ısı transferi ve sürtünme kaybı tahminini analitik yöntemlerle yapmak mümkün değildir. Çünkü kanal içerisinde engellerden kaynaklı ayrılmalar, girdaplar ve türbülanslı akış oluşmaktadır. Bu karmaşık davranışa sahip akışkanın sürtünme kaybı ve ısı transferi etkisi çeşitli korelasyonlarla belirlenebilmektedir.

İçinde engel olan ve olmayan kanal için geçmişten bu güne çeşitli analogiler türetilmiştir. Kanal içerisindeki ısı transferinin etkinliği kanalın engelsiz haline göre kıyaslanır. Isı transferinin etkinliğini artırırken kanal içerisindeki basınç düşüşü de dikkate alınmalıdır. Aşağıda içinde engel bulunan kanal için analogiler ve değerlendirme parametreleri anlatılmıştır.

Reynold sayısı denklem 1.1’de gösterilmiştir ve atalet kuvvetlerin viskoz kuvvetlere oranını belirtmektedir. Isı transferi ve akışkanlar mekaniği için oldukça önemli bir boyutsuz sayıdır. Akışkanın laminer mi türbülanslı mı olduğunu belirleyen en sayıdır. Paydaki U serbest akış hızını, D_h hidrolik çapı, paydadaki ν ise kinematik viskoziteyi ifade etmektedir.

$$Re = \frac{UD_h}{\nu} \quad (1.1)$$

Prandtl Sayısı denklem 1.2’de belirtilmiştir, hız ve ısıl sınır tabakaların birbirlerine göre kalınlıklarını ifade etmektedir. Paydaki değer momentum difüzyonunu paydadaki değer ise ısıl difüzyonu belirtmektedir. Pr sayısı 1 den küçük olduğunda ısıl difüzyon momentum difüzyonundan daha fazladır, Pr sayısı 1 den büyük olduğu durumlarda ise tam tersi olmaktadır.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k_a} \quad (1.2)$$

Nusselt sayısı denklem 1.3’te belirtilmiştir ve yüzeydeki boyutsuz sıcaklık gradyanını ifade etmektedir. Yani taşınım ile olan ısı aktarımının iletim ile olan ısı aktarımına oranı şeklinde de ifade edilir. Ayrıca Nusselt sayısı Re ve Pr sayılarına bağlı bir ifadedir.

$$Nu = f(Re, Pr) = \frac{h(x,y)D_h}{k_{hava}} \quad (1.3)$$

Pürüzsüz kanal için Ditus-Boelter korelasyonu denklem 1.4’te ifade edilmiştir.

$$Nu_0 = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (1.4)$$

Bu iki Nusselt sayısının oranı iyileştirme faktörü olarak adlandırılmaktadır ve denklem 1.5’te sadeleşmiş hali görülmektedir.

$$EF = \frac{Nu(x,y)}{Nu_0} = \frac{\dot{q}D_h}{0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}(T_w - T_b)k_{hava}} \quad (1.5)$$

Bu ifadedeki T_{bulk} sıcaklığı sıkıştırılamaz akış için kanalın kesitindeki alan ağırlıklı sıcaklık ortalamasıdır.

Engelli kanalda basınç kaybı için Moody faktörü denklem 1.6’da tanımlanmıştır. Pürüzsüz kanal için Blasius korelasyonu kullanılmaktadır. Denklem 1.7’de Reynold sayısına bağlı sürtünme faktörü ifadesi verilmiştir.

$$f = \frac{D_h \Delta p}{2\Delta l \rho U_0^2} \quad (1.6)$$

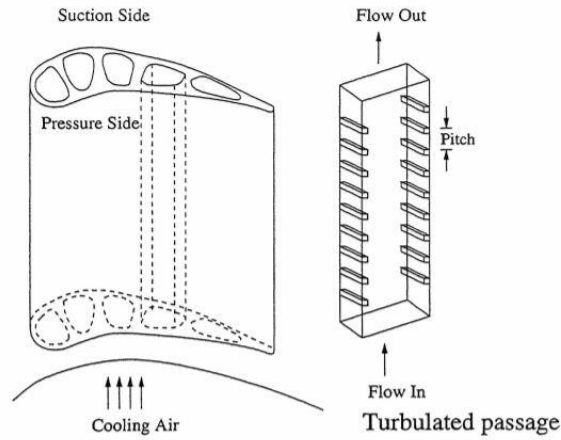
$$f_0 = 0.046Re^{-0.2} \quad (1.7)$$

Bu iki ifadenin oranı sürtünme faktörü olarak adlandırılmaktadır ve kanal içinde düşük olması istenilmektedir. Diğer taraftan ısıl etkinlik katsayısının da büyük olması istenilmektedir.

1.6 Mevcut Çalışma

Bu tezde türbin bıçağı soğutma performansı üzerine bir çalışma yapılmıştır. Yukarıda da belirtildiği üzere kanatların farklı bölgelerinde farklı soğutma teknikleri kullanılmaktadır. Bu çalışmada iç kanal soğutması üzerine durulmuştur. Kanal kare kesitli ve içerisinde kanalın hidrolik çapının % 30'u kadar büyüklükte kare kesitli engeller bulunmaktadır. Yedi adet engelden oluşan bu kanalın deneysel çalışmaları yapılmış ve çalışma içerisinde bu deneyin sayısal modeli kurulmuştur.

Yüksek blokaj oranına sahip bir kanalın sayısal olarak modellenerek aynı blokaj oranına sadık kalmak şartıyla geometride çeşitli değişiklikler yapılarak soğutma performansı incelenmiştir. Yüksek blokaj oranının seçilme sebebi ise, kanat içerisindeki bazı bölgelerde meydana gelen daralmadan dolayı engel yüksekliği aynı kaldığı için blokaj oranı kendiliğinden yükselmektedir. Şekil 1.4'de görüldüğü üzere kanadın firar kısmına doğru gidildikçe kanalların yükseklikleri azalmaktadır. Buda yüksek blokaj oranına sahip pertürbatörlü kanalların oluşmasına sebep olmaktadır. Küçük gaz türbinlerinde de kanal içinde yüksek Reynold sayıları ve yüksek blokaj oranı vardır [9].



Şekil 1.4: Kanat Soğutma Kanalları [3]

Kare kesitli ve akışa 90 derece olan engellerin üretim esnasında kesitlerinde değişiklikler meydana gelmektedir. Engelin kenarlarındaki sivrilikler üretim esnasında çeşitli eğrilik yarıçapına sahip geometrilere dönüşebilmektedir. Bundan dolayı kare kesitli engellerin kenarları çeşitli eğrilik yarıçapına sahip olacak şekilde modellenerek ısı transferi ve sürtünme faktörü yönünden mevcut model ile karşılaştırılmıştır.

Pertürbatör kenarındaki eğrilikler ile değişen kanalın performansı göz önüne alınarak engelin üst bölgesinde çeşitli değişiklikler yapılmıştır. Engelin üst yüzeyi çeşitli eğrilik yarıçapına sahip olacak şekilde bir miktar yükseltilmiştir ve aynı performans değerlendirmesi bu engel için de yapılmıştır.

Kanal soğutma sisteminde tercih edilen bir diğer yöntem ise kanala çeşitli çaplarda çukurlar açmaktır. Bu çalışmada bu çukurlar engelin üst yüzeyine açılmıştır ve bir önceki adımdaki eğrilik yarıçaplarına sadık kalarak bu çalışma gerçekleştirilmiştir. Bilgimiz dahilinde literatürde böyle bir çalışmayla karşılaşılmanmıştır. Bu geometrik değişiklikler yapılırken blokaj oranı, pertürbatör sayısı ve adım-pertürbatör yüksekliği oranı değiştirilmemiştir.

Bu çalışmanın amacı, yüksek blokaj oranına sahip kanalın engel geometrisinde değişiklikler yaparak soğutma performansının sayısal olarak incelenmesidir.



2. LİTERATÜR

2.1 Pertürbatörlü Kanallarda Yapılan Çalışmalar

Türbin metal sıcaklığını düşürebilmek adına uzun yıllardır iç soğutma konusunda birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalar ile ısı transfer katsayısının yüksek olduğu kanallar geliştirilmiştir ve geliştirilmeye devam edilmektedir. Kanal içerisinde ısı transfer katsayısının değişimini sağlayan birçok parametre vardır. Bunlar blokaj oranı, adım-pertürbatör yüksekliği oranı, pertürbatörlü yüzey sayısı, kanalın en boy oranı, pertürbatör hücum açısı, pertürbatör şekli gibi parametrelerdir [10].

Chandra ve diğ. [11] yaptığı çalışmada kanalın pertürbatörlü yüzey sayısının ısı transferi ve sürtünme faktörü üzerine durmuştur. Bu çalışmada adım-pertürbatör yükseklik oranı 8, blokaj oranı % 6,25 de sabit kalmak şartıyla Reynold sayısı 10000' den 80000 'e kadar değişecek şekilde kanalın pertürbatörsüz, tek yüzey pertürbatörlü, iki yüzey pertürbatörlü ve dört yüzey pertürbatörlü olması durumunda ısı transferi ve sürtünme faktörü performansını ortaya koymuştur.

Pertürbatörsüz dairesel kesitli boru göz önüne alındığında ısı transfer etkinlik değeri bir yüzeyin pertürbatörlü olması ile dört yüzeyin pertürbatörlü olması durumunda aralarında % 30 fark vardır. Ayrıca iki yüzeyin pertürbatörlü olması durumu tek yüzeyin pertürbatörlü olması durumu ile kıyaslandığında ısı transfer etkinliği değeri açısından % 10 fark vardır. Reynolds sayısının artışı ile sürtünme faktörü de artmaktadır. Diğer taraftan Reynold sayısının artışı ile ısı transfer performansı düşmektedir. Sürtünme oranı dört pertürbatörlü senaryoda en yüksek değere sahiptir.

Liou ve diğ. [12] yaptığı çalışmada Reynold sayısının ısı transferi üzerine etkisini ortaya koymuştur. Bu çalışmada karşılıklı iki yüzeyi pertürbatörlü kanalda Reynold sayısının artışı ile ısı transfer etkinliğinin azaldığı görülmektedir. Bu çalışmada blokaj oranı % 6,3'den % 10,62ya kadar değişmektedir ve blokaj oranının artışı ile ısı transferi etkinlik değeri artmaktadır. Fakat bu artış Reynold sayısının artmasıyla daha az önem kazanmaktadır. Aşağıdaki şekilde bu durum gösterilmiştir.

Han [13], pertürbatörlü kanaldaki ısı transferi etkinliği üzerine en-boy oranının etkisini araştıran bir çalışma yapmıştır. Bu çalışmada kanalın karşılıklı iki yüzeyi dörtgen pertürbatörden oluşmaktadır ve çeşitli en boy oranı için ısı transferi etkinliğini incelemiştir. En boy oranının 1:4' den 4:1' e değiştiği çalışmada kanal merkez hattı

boyunca Nusselt oranı en-boy oranına paralel olarak artmıştır. Diğer taraftan en boy oranının artmasıyla birlikte pertürbatörlü yüzeydeki ısı transferi düşmektedir. Aşağıdaki şekilde bu durum gösterilmiştir.

Pertürbatörler arası mesafenin optimum değerinin bulunması sistemden sisteme farklılık göstermektedir. Tanda [14] pertürbatörler arası mesafenin optimum değeri üzerine yaptığı çalışmada tek yüzeyinin ve iki yüzeyinin pertürbatörlü olduğu durumu ısı transferi ve sürtünme faktörü açısından değerlendirmiştir. Yapılan deneysel çalışmada en boy oranı 5, blokaj oranı % 9 olan 45 derece açılarla yerleştirilmiş dörtgen pertürbatörlerin performansı incelenmiştir. Reynold sayısı 9000'den 35500'e kadar değişen deneyde, pertürbatörler arası mesafenin pertürbatör yüksekliğine oranı 6,66, 10, 13,33 ve 20 olacak şekilde 4 ayrı durum incelenmiştir. İki yüzeyin pertürbatörlü olması durumunda optimum pertürbatör mesafesi-yükseklik oranı 13,33'iken tek yüzeyin pertürbatörlü olması durumunda optimum değer 6,66-10 arasındadır.

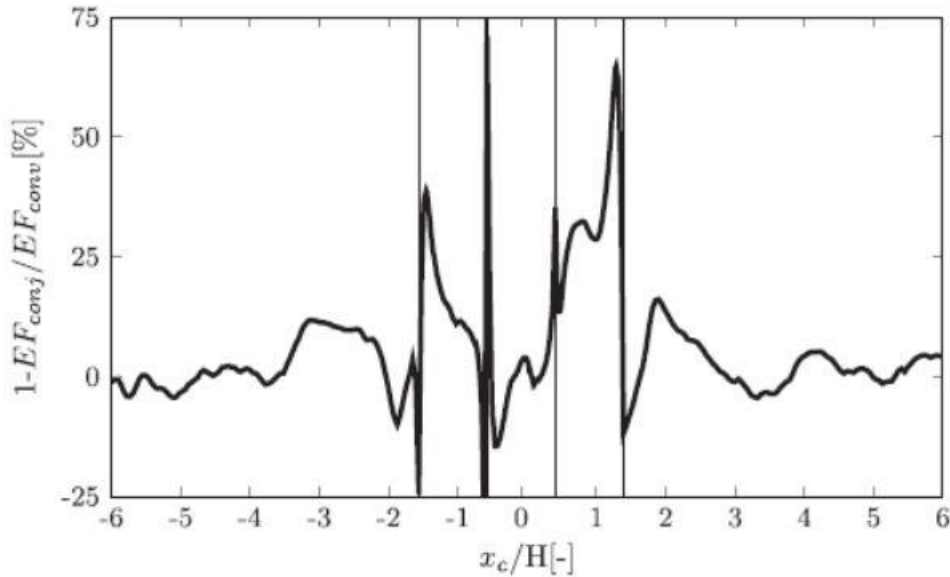
Han [15] yaptığı deneysel çalışmada değişik pertürbatör geometrilerinin farklı açılarla kanala yerleştirilmesinin ısı transferi ve basınç kaybı üzerine etkisini incelemiştir. Bu çalışmada dokuz farklı senaryo üzerine durulmuştur. Blokaj oranı % 6.25 olan pertürbatörler dik konumda, açılı konumda, V şeklinde, ters V şeklinde ve çapraz örgü şeklinde kanala yerleştirilmiştir. Kanalin girişinden uzaklaştıkça çapraz pertürbatörler ve ters v şeklindeki pertürbatörlerin olduğu deneyde Nusselt oranı düşmektedir. Diğer taraftan açılı paralel pertürbatörler ve V şeklindeki pertürbatörlerin olduğu deneyde Nusselt sayısı ilk önce düşmektedir daha sonra artarak maksimum değere ulaşmaktadır. V şeklindeki pertürbatörler diğer pertürbatör konfigürasyonlarına göre daha yüksek ısı transferi sağlamaktadır. Ters V şeklindeki çalışmada en yüksek basınç düşüş oranı sağlanmaktadır. Bu çalışmada elde edilen korelasyonlar kanal içi soğutma dizaynında kullanılabilir. Bu çalışmada elde edilen korelasyonlar kanal içi soğutma dizaynında kullanılabilir.

Taslim [16] yaptığı deneysel çalışmada blokaj oranının % 13,3, % 16,7 ve % 25 olduğu durumlarda ısı transferi ve sürtünme faktörünün değişimi incelemiştir. Yüksek blokaj oranı olan kanallarda pertürbatör alanı büyük olduğundan pertürbatörden meydana gelen ısı transferi miktarı toplam ısı transferinde önemli bir orana sahiptir. Pertürbatörler arası mesafede blokaj oranının artışıyla ısı transfer katsayısı artmaktadır. Termal performans blokaj oranının artmasıyla birlikte düşmektedir.

Blokaj oranının artmasıyla kanal içi basınç düşüşü de artmaktadır. Ortalama sürtünme faktörü yüksek blokaj oranında Reynold sayısının artmasıyla artmaktadır. Bu artış bazı pertürbatörler arası mesafenin pertürbatör yüksekliğine oranı ile de alakalıdır. Bu oranın 5 olduğu deneyde artış Reynold sayısı ile lineer olarak artmaktadır fakat oranın 8,5 olduğu durumda artış bir süre sonra neredeyse sabitlenmektedir.

2.2 LES, RANS ve Deneysel Çalışmalar

Scholl ve diğ. [17] pertürbatörlü kanalda konjuge ısı transferi üzerine simülasyon çalışmaları yapmıştır. Yüksek blokaj oranına sahip(% 30), Reynold sayısı 40000 olan tek yüzeyi pertürbatörlü kanalda ısı transferi etkinli faktörü LES modeli ile incelenmiştir. Deneyler ile LES modeli akış konusunda benzer sonuçlar vermektedir. Isı etkinlik faktörü de LES modeli ile oldukça iyi sonuçlar vermektedir. Konjuge ısı transferi ile konjuge olmayan ısı transferi mekanizması arasında bazı bölgelerde oldukça fark vardır. Bu farklılıklar özellikle pertürbatörün olduğu bölgelerde ciddi boyutlara ulaşmaktadır. Bu durum termal sınır tabakanın etkisini göstermektedir. Şekil 2.1' de ısı transferi iyileştirme katsayısının konjuge olması ve olmaması durumunun birbirlerine oranı gösterilmiştir. Şekle göre her iki durum arasındaki en büyük fark pertürbatör yüzeylerinde özellikle de pertürbatör kenarlarında olmaktadır.



Şekil 2.1: Isı Transferi İyileştirme Faktörü Oranı [17]

Viswanathan ve diğ. [18] DES türbülans modeli ile pertürbatörlü kanalda Coriolis etkisinin ısı transferi üzerine etkisini incelemiştir. Yapılan çalışmada DES ve LES metodunun ısı transferi üzerine etkisi birbirleri ile ve deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Cidar yakınlarındaki yüksek çözünürlük ihtiyacı sebebi ile LES modelinin kullanılması çözüm zamanı açısından çok pratik olmamaktadır. Yapılan çalışmada DES, LES ve deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında pertürbatörler arasındaki ısı transferi artışı DES modelinde deneylerden bir miktar daha azdır, LES modeli ise deneylerle çok daha yakın sonuçlara sahiptir. Fakat genel olarak DES sonuçları hem LES hem de deney sonuçlarıyla tutarlıdır. DES modeli pertürbatörlü kanalda meydana gelen ayrılma ve girdap etkilerini, ısı transferi etkilerini LES modelinden daha az çözüm süresinde ve neredeyse LES sonuçlarıyla aynı doğrulukta sonuçlar vermektedir. LES-RANS modelinin hibrit olarak kullanıldığı DES modeli 1997 yılında Spalart tarafından önerilmiştir ve popüler olmuştur [19].

Ren [20] pertürbatör geometrisindeki değişikliğin ısı transferi ve basınç düşüşü üzerine etkisini test ve sayısal modelleme ile ortaya koyan bir çalışma yapmıştır. Yaptığı çalışmada kare kesitli pertürbatör ve rampa şeklinde pertürbatör kullanarak Reynold sayısının değişimine göre elde ettiği deney ve simülasyon değerlerini karşılaştırmıştır. Realizable k-epsilon türbülans modelinin sonuçları test ile karşılaştırıldığında kare kesitli modeldeki Nusselt sayısı test değerlerinin 2 katı civarındadır. Diğer taraftan rampalı pertürbatörün olduğu simülasyon sonuçları test değerlerine yakındır. Kare kesitli pertürbatörün ısı transfer performansı rampalı pertürbatörlere göre hem teste hem de simülasyonda daha yüksektir.

Lohasz [21] yüksek blokaj oranına sahip pertürbatörlü kanalda yaptığı RANS analiz sonucunu LES ile karşılaştırmıştır. RNG türbülans modeli kullanılarak yapılan analizden elde edilen sonuçlara göre pertürbatörün etkisiyle meydana gelen ayrılmalar gözlemlenmiştir. Fakat LES modeli ile kıyaslandığında büyük uyumsuzluklar görülmektedir. Özellikle pertürbatörün üst ve ön bölesindeki ayrılma noktalarındaki yatay ve dikey hız bileşenlerinde ciddi farklar vardır. Pertürbatörün etkisiyle kanalda meydana gelen basınç düşüşlerinde LES ile RNG arasında neredeyse iki kat fark vardır.

Keshmiri [22] çalışmasında blokaj oranı % 10 olan ve Reynold sayısı 30000 olan tek yüzeyi kare pertürbatörlü kanalı ısı transferi ve basınç düşüşü açısından iki boyutlu

modelde sayısal olarak incelemiştir. Pertürbatörler arası mesafenin pertürbatör yüksekliğine oranının 6, 9, 12 olduğu üç ayrı senaryo V2F ve k-epsilon türbülans modelleriyle analiz edilmiştir. K-epsilon model sonuçlarından elde edilen ısı transferi miktarı deneyden elde edilen değerlerden yüksektir. Diğer taraftan V2F sonuçları deneyler ile daha tutarlıdır. Pertürbatörler arası mesafe oranının 9 olduğu durumda hem deneysel çalışmada hem de sayısal analiz sonuçlarında ısı transfer performansı ve basınç düşüş oranı maksimum değerdedir.

Ooi [23] pertürbatörlü kanalda yaptığı RANS simülasyonunda ikincil akışın ısı transferi üzerine etkisini incelemiştir. Blokaj oranı % 10 olan tek yüzeyi pertürbatörlü kanalda V2F, k-epsilon ve Spalart Almaras türbülans modellerinin birbirleriyle ve deney sonuçlarıyla olan ilişkisini ortaya koymuştur. Güçlü ikincil akış sebebi ile eddy viskozitesine dayalı türbülans modellerinin sonuçları deneyler ile uyumlu sonuçlar vermeyebilir. K-epsilon modeli ısı transferi açısından deneye göre oldukça düşük sonuçlar vermektedir, S-A modeli ısı transferi açısından deneye yakın sonuçlar vermektedir fakat Nusselt sayısı istenilen değerden uzaktır. Kullanılan türbülans modelleri içinde V2F deney sonuçlarına daha yakın sonuçlar vermektedir. Deneyde görülen ikincil akış kullanılan RANS modellerinde görülmemiştir bu da ısı transferi açısından uyumsuz sonuçlar vermektedir. Pertürbatörün arkasındaki ayrılma bölgesinde oluşan dikey yönlü hareketler ana akışın pertürbatörsüz yüzeye doğru yönlendirilmesine sebep olmaktadır [24]

Jang [25] yaptığı çalışmada 1994 yılında Johnson'un pertürbatörler üzerine olan deneysel çalışmasını Reynold Stress Turbulence model ile sayısal olarak incelemiştir. Blokaj oranının % 10, pertürbatörler arası mesafenin pertürbatör yüksekliğine oranı 10, Reynold sayısı 25000 ve Dönme sayısı 0, 0,12, 0,24 olan üç farklı model çalışması yapılmıştır. Bu çalışmada pertürbatörün etkisiyle oluşan ikincil akışın, rotasyondan kaynaklanan izotropik olmayan türbülans stresinin ve ısı akısının akış alanı ve ısı transferi üzerine etkisi incelenmiştir. Hücum ve firar yüzeylerinde ortalama Nusselt sayısı oranı incelendiğinde kanal boyunca periyodik pik noktaları olduğu görülmüştür. Büyük pik noktaları pertürbatöre çarpan yüzeyde küçük pik noktaları da pertürbatörler arasındaki girdap kabarcığının olduğu bölgede olmaktadır.



3. SAYISAL MODEL

3.1 Korunum Denklemleri ve Türbülans Modeli

Korunum denklemleri akış ve ısı transferi mekanizmasını ifade etmektedir. Bu denklemler süreklilik, momentum ve enerji denklemleridir. Aşağıda Kartezyen koordinat sistemine göre elde edilmiş korunum denklemleri gösterilmiştir. Kütle korunumu kanunu kullanılarak elde edilen süreklilik denklemi denklem 3.1’de ifade edilmiştir.

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

Newton’un ikinci yasasına dayanan ve kuvvetlerin dengesinden türetilen momentum denklemi denklem 3.2’de ifade edilmiştir.

$$\rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = \rho g_i + \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_i} \quad (3.2a)$$

$$\sigma_{ij} = -p \delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.2b)$$

$$\delta_{ij} = 1 ; i = j \quad (3.2c)$$

$$\delta_{ij} = 0 ; i \neq j \quad (3.2d)$$

Enerjinin korunumu denklemi denklem 3.3’de gösterilmiştir.

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial u_i T}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(a_{f,s} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + Q_f \quad (3.3)$$

Reynold Ortalama Navier-Stokes eşitliği temelde anlık ve zaman ortalamalı bileşenlerden oluşmaktadır. Bu bileşenler denklem 3.4’de gösterilmiştir. Denklem 3.5’te anlık hız özelliklerin zaman ortalaması alınmıştır.

$$u_i = \bar{u}_i + u_i' \quad (3.4)$$

$$\bar{u}_i = \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} u_i dt \quad (3.5)$$

Denklem 7 korunum denklemlerinde yerine konulduğunda Reynold Ortalama Navier-Stokes (RANS) eşitliği elde edilmektedir. Denklem 3.6 ve 3.7 sırasıyla süreklilik ve momentum denklemlerini ifade etmektedir.

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.6)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) = \rho \bar{g}_i + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\sigma}_{ij} - \rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (3.7)$$

RANS eşitliğinde yer alan $(-\rho \overline{u'_i u'_j})$ terimi Reynold Gerilmesi olarak adlandırılır. Reynold gerilmesi bir tensördür ve denklem 3.8'de gösterilmiştir.

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \begin{matrix} -\rho \overline{u'_1 u'_1} & -\rho \overline{u'_1 u'_2} & -\rho \overline{u'_1 u'_3} \\ -\rho \overline{u'_2 u'_1} & -\rho \overline{u'_2 u'_2} & -\rho \overline{u'_2 u'_3} \\ -\rho \overline{u'_3 u'_1} & -\rho \overline{u'_3 u'_2} & -\rho \overline{u'_3 u'_3} \end{matrix} \quad (3.8)$$

Birçok türbülans modelinin geliştirilmesinde Boussinesq yaklaşımı önemli rol oynamıştır. Bu yaklaşıma göre Reynold gerilme terimi ile ortalama hız gradyanı arasında bir ilişki vardır. Bu ilişkide eddy viskozitesi yani türbülanslı viskozite terimi ortaya çıkmaktadır. Bu ilişki denklem 3.9 ve 3.10'da gösterilmiştir.

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = 2 \frac{\mu_t}{\rho} S_{ij} \quad (3.9)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.10)$$

3.2 Reynold Stress Model

RSM türbülans modelindeki yaklaşım eddy viskozitesini izotropik olarak hesaba katmıyor. Bu model Reynold Gerilme Tensöründeki her bir terimi ve türbülans yayılımını çözmektedir. İlave olarak 6 adet gerilme tensöründen 1 adet de türbülans yayılımından denklem gelmektedir.

Aşağıdaki denklem 3.11'de RSM modelinin çözdüğü Reynold stress eşitliği görülmektedir. Eşitliğin solundaki ilk terim yerel zamana göre türev, ikinci terim ise konveksiyon terimidir. Eşitliğin sağ tarafındaki terimler sırasıyla; türbülans difüzyonu, moleküler difüzyon, gerilme üretimi, buoyancy üretimi, basınç gerilmesi, türbülans yayılımı, sistem dönmesinden kaynaklanan üretim ve kullanıcıya bağlı kaynak terimidir.

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial}{\partial t} (\rho \overline{u'_i u'_j}) + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k \overline{u'_i u'_j}) = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\rho \overline{u'_i u'_j u'_k} + \overline{p (\delta_{kj} u'_i + \delta_{jk} u'_j)} \right] + \\
& \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u'_i u'_j}) \right] - \rho \left(\overline{u'_i u'_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) - \rho \beta (g_i \overline{u'_j \theta} + g_j \overline{u'_i \theta}) + \\
& \overline{p \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right)} - 2\mu \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_k} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_k}} - 2\rho \Omega_k (\overline{u'_j u'_m} \epsilon_{ikm} + \overline{u'_i u'_m} \epsilon_{jkm}) + S_{Kaynak} \quad (3.11)
\end{aligned}$$

Bu türbülans modeli kompleks akışlar için özellikle girdaplı ve yüksek şekil değiştirme oranına sahip akışlar için tercih edilmektedir. Bunun yanında çözüm süresi diğer RANS modellerine kıyasla oldukça fazladır.

3.3 RANS ve LES Karşılaştırması

Marocco [26] yüksek blokaj oranına sahip pertürbatörlü kanalda DNS ve RANS türbülans modellerini karşılaştırmıştır. DNS modeli referans alınarak k-epsilon realizable, k-omega SST ve V2F modelinin zayıf ve güçlü olduğu yönler ortaya konulmuştur. Pertürbatör yüksekliği kanal yüksekliğinin % 16'sı kadar, Reynold sayısı da yaklaşık 4200'dür. Pertürbatörün ardında meydana gelen döngü bölgesi incelendiğinde DNS modeline en uygun sonucu k-epsilon realizable modeli vermektedir. K-omega SST modeli DNS'e göre daha büyük bir döngü olduğunu göstermektedir. Büyük kabarcığın merkezlerinin pertürbatöre mesafesi k-omega modelinde oldukça büyüktür fakat V2F ve k-epsilon realizable modelinde DNS'e yakındır. Kullanılan RANS modellerinde türbülans difüzyon değerleri düşük olmasından dolayı kanal boyunca elde edilen hız profilleri her üç türbülans modelinde de DNS'den farklıdır. V2F modelinden elde edilen yerel Nusselt sayıları pertürbatör öncesi ve sonrasında tatmin edici seviyelerdedir. Fakat k-omega SST ve k-epsilon realizable modeli lokal Nusselt sayısı tahmininde oldukça düşük değerler vermektedir. Genel olarak V2F modelinde ortalama Nusselt sayısı DNS ile aynı hesaplanmıştır.

Xie [27] yaptığı çalışmada uçları kesik olan kare kestili pertürbatörler üzerinde 6 adet türbülans modelinin; V2F, SST, RSM, RNG, k-epsilon Realizable, k-epsilon standart sonuçlarını incelemiştir çalışmasına en uygun model ile devam etmiştir. Blokaj oranı % 15 olan pertürbatörlü kanalda Nusselt sayısı oranı deneylere en yakın sonucu veren V2F modeli olmuştur. Çalışmasında 4 farklı kesikli geometri kullanmıştır. Nusselt oranı en yüksek olan ortasından % 12'si kesilen pertürbatörler olmuştur. Bu pertürbatörlerin arkasındaki akış çevrintisinin düşmesi sebebi ile ısı

transferi oranı yüksek çıkmaktadır. Isı transferi ve basınç düşüşü birlikte değerlendirildiğinde termal performansı ortası kesikli pertürbatörlerde daha iyi çıkmaktadır, özellikle düşük Reynolds sayılarında diğer pertürbatörlere göre termal performans farkı daha fazladır.

Keshmiri [28] çalışmasında blokaj oranı % 10 olan tek yüzeyi pertürbatörlü kanalda ısı transferi ve basınç düşüşünü RANS modelleri ile hesaplayarak LES ve deney sonuçlarıyla karşılaştırmıştır. Kullanılan türbülans modelleri SST, V2F, QF, EBRSM'dir. Reynold sayısının 30000 olduğu kanalda ısı transferi açısından en tutarlı sonucu V2F ve OF vermektedir. Pertürbatör sonrası meydana gelen çevrinti kabarcığının merkez noktasını LES modeline ve deneye en yakın sonuçta veren QF modeli olmuştur. Hız profilleri konusunda EBRSM ve SST modeli deneyden oldukça uzak sonuçlar vermektedir.

Sleiti [29] yaptığı çalışmada 2 denklemlili türbülans modelleriyle Reynold Stress Model'ini sabit ve dönen pertürbatörlü kanaldaki ısı transferi ve akış karakteri açısından karşılaştırmıştır. Blokaj oranı % 10 olan ve Reynold sayısı 30000 olan pertürbatörlü kanalda kullanılan türbülans modelleri SST, omega, RNG, k-epsilon realizable, k-epsilon standart ve RSM'dir. Pertürbatör olmayan yüzeydeki ısı transferi iyileştirme oranı incelendiğinde deneyle RSM model arasında çok tutarlı bir ilişki vardır. Bu ilişki k-epsilon modellerinde kurulamamıştır. İki pertürbatör arasındaki ısı transferi iyileştirme oranı incelendiğinde RSM ve k-epsilon standart modeli deney sonuçlarına yakın değerler vermektedir. İki denklemlili türbülans modellerinde türbülans üretimi ve yayılımı lokal olarak eşittir ve bu durum türbülans ölçeğinin ortalama akış ölçeğine göre lokal olarak orantılı olmasını sağlar. Bundan dolayı denge halinde olmayan akımlar için, bu çalışmadaki gibi, iki denklemlili türbülans modelleri iyi sonuçlar vermez. RSM modeli akış alanı içerisinde her bir noktada lokal dengeyi hesaplamaktadır ve eddy viskozitesi Reynold gerilmesi ve gerinim oranı ile orantılıdır.

Lohasz [30] çalışmasında yüksek blokaj oranına sahip pertürbatörlü kanalda LES çalışması yapmıştır ve pertürbatörün etkisinin aero-dinamik etkisini incelemiştir. Ayrıca RANS modeli ile de sonuçları karşılaştırmıştır. RANS modeli olarak iki boyutlu RSM modeli kullanılmıştır, LES olarak ağ çözünürlüğü farklı modeller kullanılmıştır. Y^+ değeri RSM modelde 1 civarında iken LES modelde 5 civarındadır. Pertürbatörün etkisiyle dört farklı çevrinti döngü bölgesi oluşmaktadır. Pertürbatörün

arkasında oluşan büyük kabarcığın boyutu RSM'de % 15 civarında daha küçüktür, LES modelinde ise deneyle neredeyse aynı çıkmaktadır. Pertürbatörün önündeki ve arkasındaki küçük döngülerin boyu LES modelindeki ağ çözünürlüğünün artmasıyla pek değişmemektedir, fakat pertürbatörün üzerindeki döngü ağ çözünürlüğüne daha duyarlıdır. Diğer taraftan RSM ile pertürbatör üzerindeki döngü gözlemlenememiştir. Pertürbatörler arasındaki yüzeyin bir miktar yukarısında yani y/h 0.07 olduğu durumda yüzey normali doğrultusundaki hız profili incelendiğinde RSM deney sonuçlarına daha yakın sonuç vermektedir. Diğer taraftan aynı noktadaki akış doğrultusundaki hız profillerine bakıldığında ağ çözünürlüğü yüksek LES modeli daha iyi sonuç vermektedir. Pertürbatör üzerindeki hız profili incelendiğinde deney sonucu ile LES sonuçları tutarlıdır.

Görgülü [31] çalışmasında yüksek blokaj oranına sahip kare kesitli pertürbatörlü kanalda akış karakterini ve oluşan hız profillerini çeşitli türbülans modelleri ile incelemiştir. RANS türbülans modeli olarak çok yaygın kullanılan k-epsilon, k-omega, V2F ve RSM tercih edilmiştir ve SAS, DES, LES, SRS sonuçlarıyla karşılaştırma yapılmıştır. SRS ve SAS modeli RANS'a göre oldukça üstün sonuçlar çıkarmaktadır ve endüstride kullanım açısından SAS modeli gelecek vaat etmektedir. Hız profilleri incelendiğinde RANS modellerinin tamamı maksimum hız profilini pertürbatör olmayan yüzeye yakın yerlerde hesaplamaktadır. Bu durum deney verileriyle farklı trenddedir. Diğer taraftan URANS RANS'a göre daha iyi sonuçlar vermektedir. SAS modeli kaba bir ağ yapısına sahip olmasına rağmen LES ve DES modeli ile karşılaştırıldığında oldukça yakın sonuçlar vermektedir. Pertürbatörün orta ekseninden uzaklaşıp duvara yaklaşıldığında SAS, LES ve DES modelinin hız profil sonuçları deney sonuçlarından uzaklaşmaktadır. SAS modeli hem elde edilen tutarlı sonuçlar hem de bilgisayar kullanım süresi açısından LES ve DES modeline göre daha avantajlıdır. Zacharzewski [32] LES,DES,SAS ve URANS modelinin ihtiyaç olduğu CPU zamanını kıyaslamıştır.

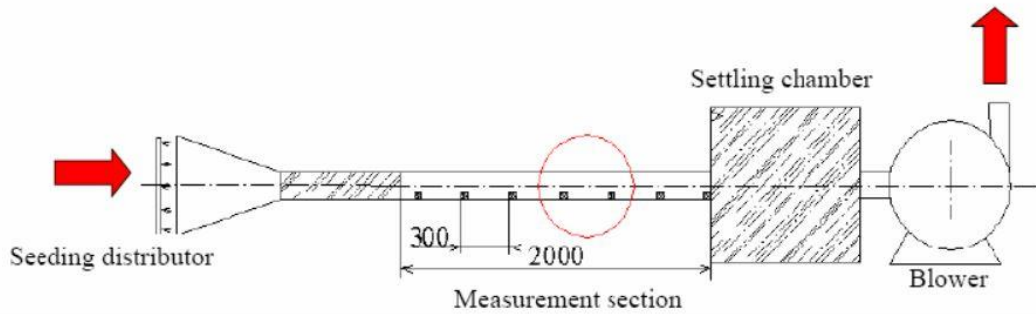
Çizelge 3-1' de CPU zaman oranının karşılaştırılması gösterilmiştir.

Çizelge 3-1: CPU Zaman Oranı [32]

<i>Names</i>	<i>CPU Time Ratio</i>
LES	21.6
DES	8.3
SAS	2.8
URANS	1

3.4 Validaysonda Kullanılan Test Düzeneği ve Makale

Aşağıda referans alınan makaledeki [33] test düzeneğinden bahsedilmiştir. Test düzeneği VKI’de yüksek basınçlı türbin kanatlarının soğutma kanalını modellemek amacıyla kurulmuştur. Test düzeneği Şekil 3.1’de gösterilmiştir. Kanal boyu 2800 mm ve kanal kesiti 100 x 100 mm’dir. Kanalın bir yüzeyine 7 adet pertürbatör yerleştirilmiştir. Bu pertürbatörlerin kesiti 30 x 30 mm’dir buda blokaj oranının % 30 olduğunu gösterir. Pertürbatörler arası mesafenin pertürbatör yüksekliğine oranı 10’dur ve pertürbatörler akış doğrultusuna dik konumdadır. Atmosfer havası kontrollü bir şekilde blower ile kanala emilmektedir. Bu test için Reynold sayısı 40000’dir.

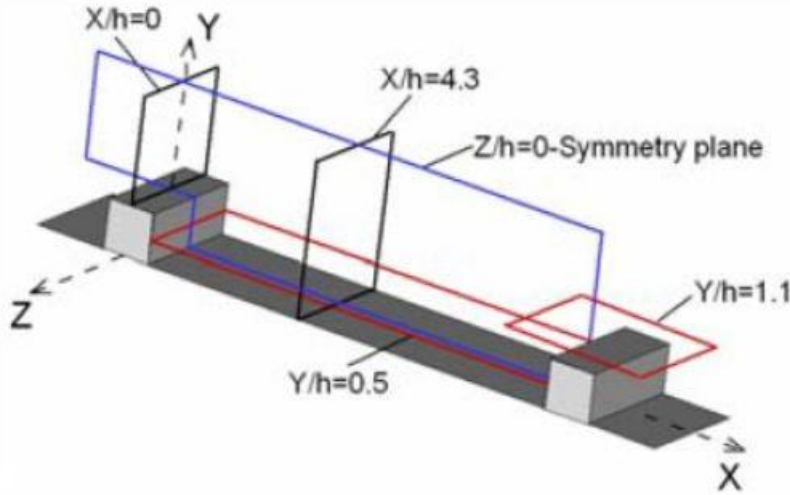


Şekil 3.1: Test Düzeneği [33]

Testteki ölçüm için iki boyutlu PIV tekniği kullanılmıştır. BMI lazer ve çözünürlüğü 1024 X 1280 olan PCO dijital kamera ile ölçüm yapılmıştır. Kirletici partikül boyutları 0.5 il 2 mikron arasındadır.

Ölçüm 4. ve 5. Pertürbatör arasında 5 farklı düzlem üzerinde yapılmıştır. Şekil 3.2’de ölçümün yapıldığı düzlemler gösterilmiştir. İlk düzlem $Z/h=0$ ’daki simetri düzlemidir,

ikinci düzle pertürbatörler arasında $Y/h=0$ 'da yer almaktadır, üçüncü düzlem $Y/h=1$ de pertürbatörün üzerinde yer almaktadır, YZ 'ye paralel olan son iki düzlemin ilki pertürbatörün üzerinde $X/h=0$ 'da diğeri $X/h=4.3$ 'te yer almaktadır.



Şekil 3.2: Test Ölçüm Düzlemleri [33]

Bu çalışmadaki pertürbatörlü kanalda Reynold sayısı sebebi ile kompleks bir akış meydana gelmektedir. Bundan dolayı çalışmanın sayısal çözümünü LES modeli ile yapılmıştır. Modelde, türbülans viskozitesini Smagorinsky [34] katsayısına göre tanımlayan bir MILES yaklaşımı kullanılmıştır.

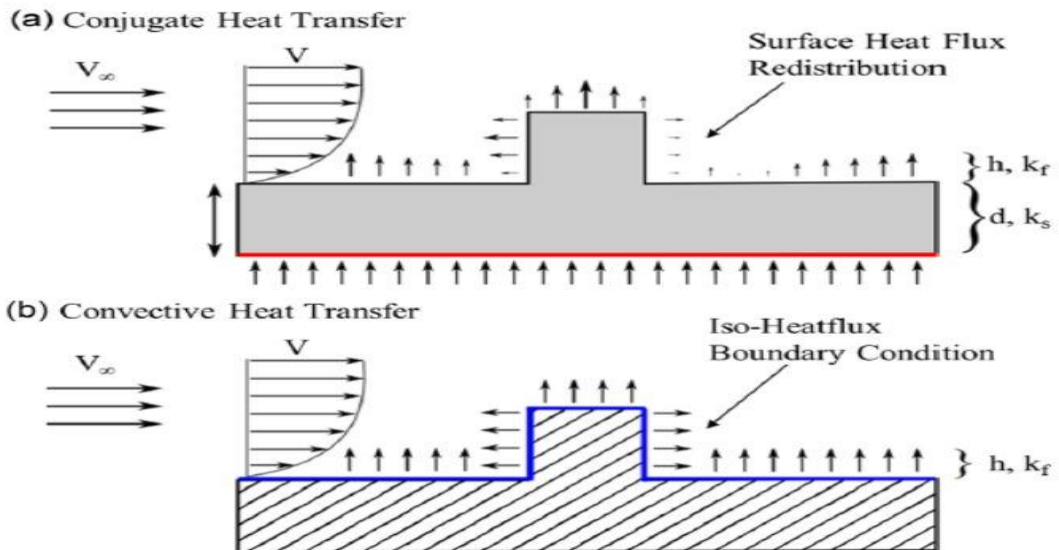
Öncelikli olarak tek pertürbatörlü kanalda üç boyutlu periyodik çözüm uygulanmıştır ve sürtünme faktörü, hız profilleri, çevrinti döngülerin, girdap alanları ve hız gradyan tensörleri incelenerek test sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

Konjuge ısı transferini numerik olarak incelemek için tek pertürbatörlü periyodik model kullanılmamıştır. Çünkü kullanılan yazılım (FLUENT 6.2) konjuge ısı transferini anlık olarak periyodik modelde inceleme imkânı sunmuyor. Bundan dolayı üç pertürbatörlü bir kanal modellenmiştir. Giriş sınır şartları olarak tek pertürbatörlü kanalda zamandan bağımsız RANS çözümünden elde edilen değerler kullanılmıştır. Kullanılan metal plakanın kalınlığı pertürbatör yüksekliğinin % 10 fazlası kadardır ve metalden akışa doğru 2220 W/m^2 ısı akısı verilmektedir. Periyodik sonuçlar, birinci, ikinci, üçüncü pertürbatör sonuçları ve test sonuçları bu bölümde karşılaştırılmalı olarak değerlendirilmiştir. Son bölümde ısı transferi açısından üç pertürbatörlü kanalın

numerik sonuçları testler ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma Isı transferi iyileştirme katsayısı (EF) yapılmıştır. Karşılaştırılan test sonuçları sıvı kristal termometre ve IR termografi yöntemiyle elde edilmiştir.

3.5 Konjuge ve Konjuge Olmayan Durumun Isı Transferi Üzerine Etkisi

Türbin kanatlarının içerisinde bulunan kanallarda metal yüzey sıcaklığını düşürmek için soğutma yapılmaktadır. Deneysel ve numerik çalışmaların ısı transferi açısından gerçeği daha iyi yansıtması için akışkan ile metalin birbiri ile etkileşimi oldukça önemlidir. Cukurel [35] yaptığı çalışmada pertürbatörlü kanal üzerindeki termal sınır şartlarının ısı transferi üzerine etkisini incelemiştir. Pertürbatörlü kanalın altında bulunan metal plakanın alt yüzeyine ısı akısı verilerek yapılan teste metalin kanal içindeki termal sınır tabakaya olan etkisi ortaya konulmuştur, diğer taraftan kanal ile metal arasından sabit ısı akısı verilerek aynı test tekrarlanmıştır ve metalin etkisi ihmal edilmiştir. Bu iki yaklaşım ısı transferi iyileştirme faktörü açısından karşılaştırıldığında bazı bölgelerde ciddi farklar vardır. Her iki yaklaşım karşılaştırıldığında pertürbatör önünde % 27 pertürbatör arkasında % 55 fark vardır. Şekil 3.3’de her iki yaklaşımın iki boyutlu çizilmiş hali görülmektedir.

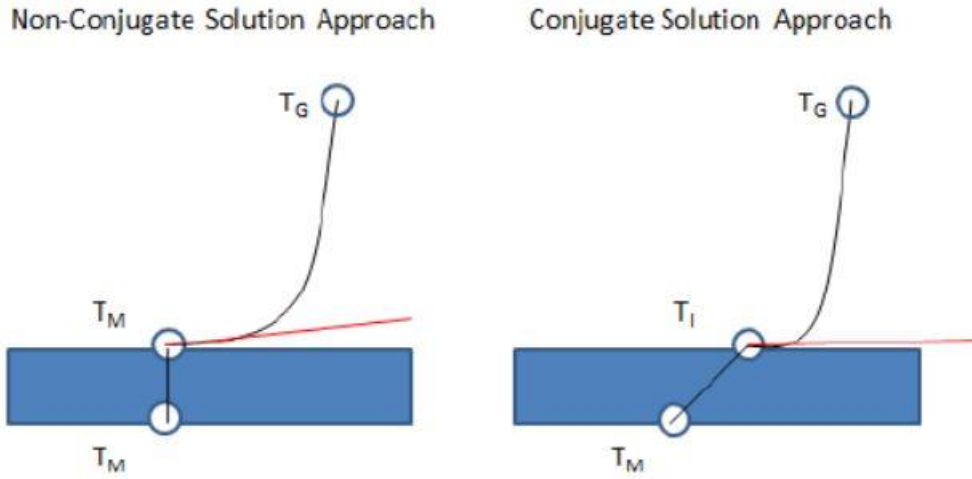


Şekil 3.3: Konjuge ve Konjuge olmayan ısı transferi [36]

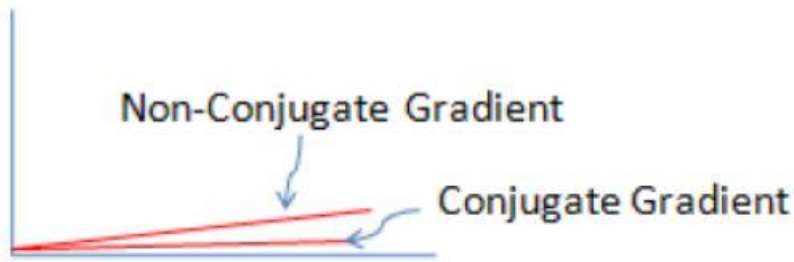
Scholl [3, daha önce referans edildi] yaptığı çalışmasında LES modeli kullanarak pertürbatörlü kanalda konjuge olan ve olmayan her iki durumu numerik olarak

incelemiştir. Elde ettiği sonuçları Cukurel'in [35] yaptığı testlerden elde ettiği sonuçlar ile karşılaştırmıştır. Konjuge LES sonuçları ısı transferi iyileştirme katsayısı açısından test ile karşılaştırıldığında konjuge olmaya göre daha tutarlı sonuçlar vermiştir. Karşılaştırma tablosu Scholl'un [35] çalışmasında mevcuttur.

Jennings [36] yaptığı çalışmada konjuge ve konjuge olmayan ısı transferi yaklaşımı ile ilgili termal sınır tabaka içerisinde meydana gelen sıcaklık gradyanlarının farkından bahsetmiştir. Sıcaklık gradyanlarının farklı olması sebebi ile yüzey sıcaklıkları ve kanal içi bulk sıcaklıkları farklı olmaktadır. Şekil 3.4 ve Şekil 3.5'te sıcaklık gradyanının her iki yaklaşımdaki değişimi gösterilmiştir.



Şekil 3.4: Düşey Doğrultuda Sıcaklık Dağılımı [36]



Şekil 3.5: Sıcaklık Gradyanı Değişimi [36]



4. YAPILAN SAYISAL ÇALIŞMALAR

4.1 RANS ve 3D Seçimi

Türbin kanatlarının içerisindeki pertürbatörlerin yükseklikleri değişmediği durumda kanal daralması meydana gelen bölgelerde blokaj oranı kendiliğinden artmaktadır. Bu tip kanallar genelde küçük gaz türbinlerinde görülmektedir. Bu çalışmada yüksek blokaj oranının seçilme sebebi, türbin kanallarındaki bu ve buna benzer daralmaların olduğu bölgelerde termal performansın doğru modellenmesi hedeflenmiştir. Çünkü düşük blokaj seçilmesi durumunda bu tarz bölgelerdeki ısı etkileri incelenememiş olacaktır.

Pertürbatörlü kanallarda genellikle türbülans etkilerinin fazla olduğu kompleks akış meydana gelmektedir. Özellikle blokaj oranının yüksek olduğu pertürbatörlü kanallarda çevrinti ve ayrılma bölgeleri daha önemli rol oynamaktadır. Genellikle deneysel çalışmaların ağırlık verildiği uygulamalar olmakla beraber DNS, LES çalışmaları oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır. Bunun yanında RANS modellerinin bir çoğu pertürbatörlü kanallarda karşılaştırma amaçlı kullanılmıştır. Bazı durumlarda oldukça yakın sonuçlar verirken bazı durumlarda deneylerden farklı sonuçlar verebilmektedir. Bir önceki bölümde türbülans modelleriyle ilgili karşılaştırılmalı örnekler verilmiştir. Çalışmada RANS modelinin kullanılma sebebi çözüm zamanının düşük olması ve istenilen konfigürasyonları çok rahat deneme imkanı vermektedir.

Pertürbatörlü kanallarda numerik olarak aero-termal incelemeler yapılırken genelde periyodik modellemeler tercih edilmektedir. Özellikle LES ve DNS modeli kullanılırken çözüm zamanı göz önüne alındığında periyodik hesaplamalar ön plana çıkmaktadır. Periyodik uygulamaların ısı transferi hesabı açısından bazı kısıtlamaları vardır. Bundan dolayı giriş şartları belirlenmiş 3,4,5 pertürbatörlü konjuge numerik uygulamalar tercih edilmektedir. Doğrulama çalışmaları yapılırken bazı durumlarda 2D modellemelerde yapılmaktadır. 2D modelleme sadece simetri eksenindeki sonuçları gösterebilmektedir. Kanalın yan duvarlarının etkisiyle oluşan çevrintilerin etkisi 2D çalışmalarda görülememektedir.

Bu çalışmada çeşitli pertürbatör konfigürasyonları denenecektir. Kanalın girişinde periyodik durumu sağlamayan ilk ve ikinci pertürbatörün etkileri de bir sonraki pertürbatöre sirayet edeceği için pertürbatör konfigürasyonları denenirken ful model

kullanılacaktır. Aksi halde periyodik kabul yaparak çözüm gerçekleştirdiğimizde kanal giriş ve çıkışındaki etkiler ihmal edilecektir. Yan duvarın etkileri de göz önüne alınacağı için bütün konfigürasyonlar üç boyutlu olarak modellenecektir.

4.2 Pertürbatörlerde Yapılan Değişiklikler

Taslim [37] yaptığı çalışmasında pertürbatörlerin köşelerinin ısı transferi ve basınç düşüşüne etkisini incelemiştir. Blokaj oranı ve pertürbatör arası mesafenin çeşitli varyasyonlarının oluşturulduğu test düzeneklerinde pertürbatörlerin köşeleri 45° yuvarlatılmıştır. Pertürbatörlerin kenarının yuvarlatılması ile pertürbatörün ısı transfer katsayısı ve basınç katsayısı düşmektedir. Çizelge 4-1' de yapılan testin varyasyonları gösterilmiştir.

Çizelge 4-1: Test Varyasyonları [37]

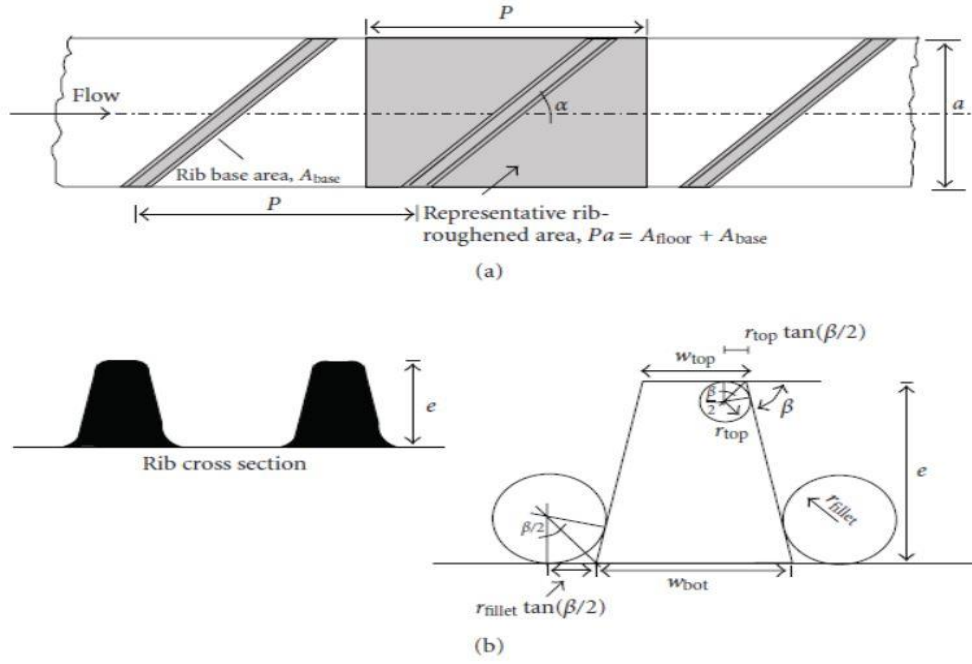
Test	$e(mm)$	e/D_h	r/e	S/e	$X (cm)$	X/D_h	Remarks
1	9.525	0.25	0.25	5	60.96	16	Midstream
2	9.525	0.25	0.25	8.5	60.96	16	Midstream
3	9.525	0.25	0.25	10	60.96	16	Midstream
4	9.525	0.25	0.25	8.5	28.58	7.5	Upstream
5	6.35	0.167	0.25	5	59.06	15.5	Midstream
6	6.35	0.167	0.25	8.5	59.06	15.5	Midstream
7	6.35	0.167	0.25	10	59.06	15.5	Midstream
8	6.35	0.167	0.25	8.5	37.47	9.83	Upstream
9	5.08	0.133	0.197	5	60.96	16	Midstream
10	5.08	0.133	0.197	8.5	60.96	16	Midstream
11	5.08	0.133	0.197	10	60.96	16	Midstream
12	5.08	0.133	0.197	8.5	43.69	11.47	Upstream
$D_h=3.81 \text{ cm}, AR = 1, AR_2 = e/w = 1, \alpha = 45^\circ, 9 \text{ Ribs on Each Side}$							
Staggered Ribs for all Geometries							

Termal performans açısından bütün konfigürasyonlar değerlendirildiğinde pertürbatörler arası yüzey hesaba katılmamıştır. Maksimum termal performans en küçük pertürbatör ($e/D_h = 0.133$) ve pertürbatörler arası mesafenin pertürbatöre oranının 10 olduğu durumda görülmektedir. Minimum termal performans ise en büyük

pertürbatörün ($e/Dh = 0.25$) ve pertürbatörler arası mesafenin pertürbatör yüksekliğine oranının 5 olduğu durumda görülmektedir. Küçük blokaj oranına sahip pertürbatörlerin ısı transfer katsayısı pertürbatörler arası mesafenin pertürbatörler yüksekliğine oranının değişmesiyle pek değişmezken, büyük blokaj oranına sahip pertürbatörlerin ısı transfer katsayısı pertürbatörlerler birbirine yakinken artmaktadır.

Taslim [38] yaptığı çalışmasında pertürbatörlü kanalda genel ısı transferi katsayısı üzerine istatistiksel tabanlı bir korelasyon geliştirmiştir. Bu korelasyonu geliştirmek için ısı transfer katsayısı üzerine yapılan deneysel çalışmalar ile yaklaşık 400 adet numerik çalışma sonuçları birleştirilerek genel ısı transfer katsayısı belirlenmiştir. Bu çalışma yapılırken Ivakhnenko 'nun [39] GMDH metodu kullanılmıştır. Pertürbatörlerin kenarlarının yuvarlatıldığı ve pertürbatörlerin birbiri ve kanal ile olan geometrik ölçülerin farklılaştığı çeşitli konfigürasyonlar denenmiştir. Kullanılan konfigürasyonların türetilmesinde kullanılan parametreler Şekil 4.1'de gösterilmiştir. Türbin kanatlarındaki soğutma üzerine fin verimini etkileyen parametrelerin korelasyonunun yapıldığı bu çalışmada pertürbatör geometrilerinin detayı ve ısı transfer katsayısının varyasyonları yerine eş değer ısı transferi katsayısı geliştirilmiştir. Ayrıca GMDH metodunu korelasyon katsayısı 0.99396'dır. Bu sonuç elde edilen korelasyonun dizayn aracı olarak kullanılmasını sağlamaktadır. Elde edilen korelasyon denklem 4.1'de görülmektedir. Denklemin kullanımı kaynak [38]'de detaylı olarak anlatılmıştır.

$$y = 1,01138 - 1,83878 \times 10^{-4} h_{rib} + 1,44299 \times 10^{-5} (P/e)h_{floor} + 7,34671 \times 10^{-4} (R_{fille}/e)h_{rib}/(P/e) - 8,93306 AR_{rib}/[(P/e)h_{floor}] - 1,59563 \times 10^{-3} (P/e)h_{floor}/h_{rib} - 9,79612 \times 10^{-3} [AR_{rib}h_{rib}]/[(P/e)h_{floor}] - 1,38097 \times 10^{-3} /AR_{rib}^2 - 6,27083 \times 10^{-6} AR_{rib}^3 h_{rib}/(P/e) \quad (4.1)$$



Şekil 4.1: Pertürbatör Konfigürasyon Parametreleri [38]

Ahn [40] yaptığı çalışmasında kare kesitli pertürbatör ve yarım daire şeklinde olan pertürbatörün ısı transferi ve sürtünme faktörü açısından LES çalışması ile karşılaştırmıştır. Yapılan çalışmada deneysel sonuçlar da kullanılmıştır. İki pertürbatör arasında ki Nusselt sayısı dağılımı iki modelde de neredeyse aynıdır. Kanal duvarlarındaki ısı transfer oranı yarım daire olanda bir miktar daha fazladır. Pertürbatörler arası ısı transferinde bir miktar fark olsa da toplam ısı transferi her iki modelde de neredeyse aynıdır. Fakat basınç düşüşünün artışı yarım daireli pertürbatörde daha az olduğu için termal performans bu modelde kare kesitliye göre % 5 daha iyidir.

Rallabandi [41] yaptığı çalışmasında akış yönüne 45° paralel olan kenarları yuvarlatılmış pertürbatörlerin ısı transferi ve basınç düşüşünü incelemiştir. Pertürbatör kenarları pertürbatör yüksekliğinin yarısına eşit yarıçapta yuvarlatılmıştır. Hem pertürbatörün üst kısmı hemde alt kısmı yuvarlatılmıştır. Blokaj oranı % 10-20 arasında, pertürbatörler arası mesafenin pertürbatör yüksekliğine oranı 5-10 arasında Reynold sayısı da 30000-40000 arasında değişmektedir. Bu çalışmadan elde edilen sonuçlar kare kesitli pertürbatörler ile karşılaştırılmıştır. Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü oranının e/D_h , p/e ve Re sayısına bağlı korelasyonları türetilmiştir. Ayrıca ısı transfer pürüzlülüğü ve sürtünme faktörü pürüzlülüğü ile ilgilide korelasyonlar türetilmiştir. Yuvarlatılmış pertürbatörler ile kare kesitli pertürbatörler arasında ısı

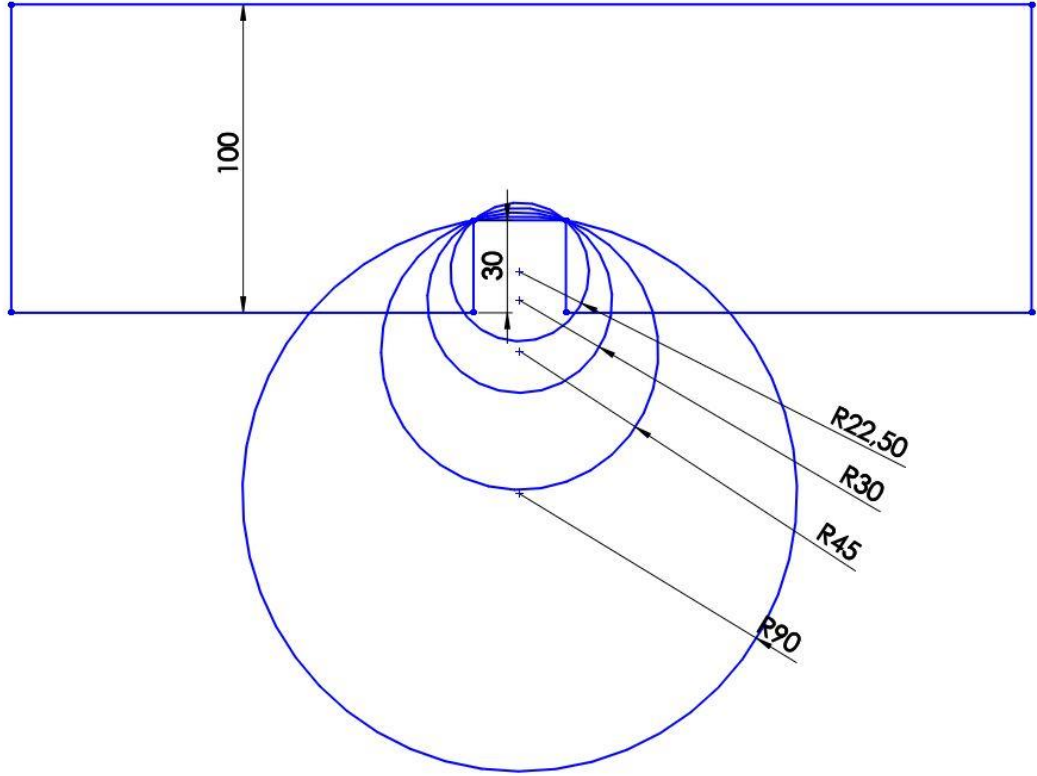
transfer açısından pek fark olmazken yuvarlatılmış pertürbatörlerin olduğu modelde basınç düşüşü daha azdır. Özellikle pertürbatör yüksekliğinin yüksek olduğu durumlarda basınç düşüşü farkı oldukça fark etmektedir. Nusselt sayısı yuvarlatılmış pertürbatör kullanılmasıyla pek değişmezken ısı transfer pürüzlülük oranı düşmektedir. Pürüzlülük oranının düşük olması ısı transferi performansı açısından iyi anlama gelmektedir.

4.3 Yeni Pertürbatör Geometrisinin Belirlenmesi

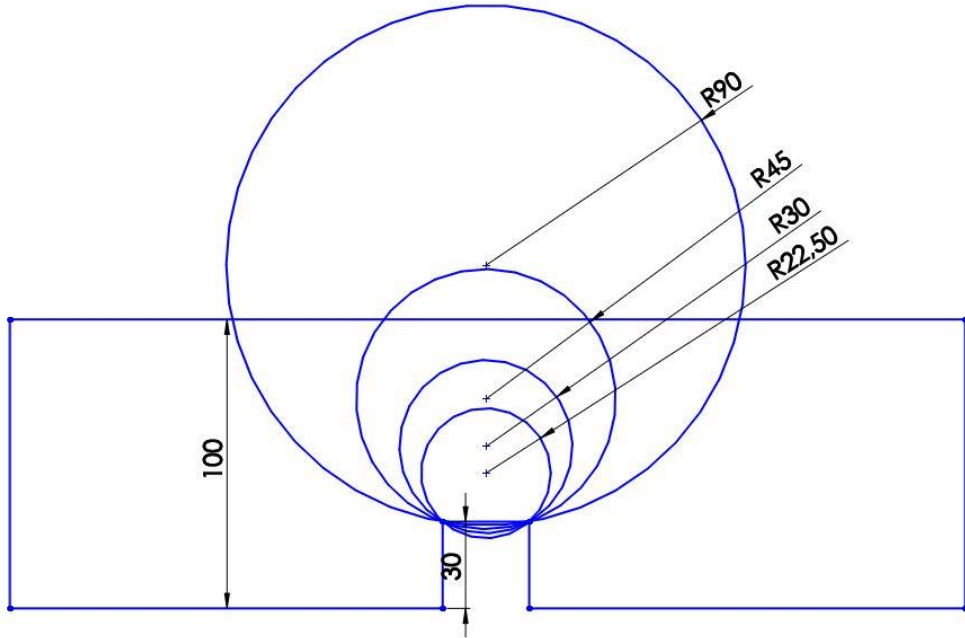
Bir önceki bölümde yapılan çalışmalar göz önüne alındığında pertürbatörün ısı transferi, sürtünme faktörü ve termal performans açısından etkileri çeşitli pertürbatör konfigürasyonlarında incelenmiştir. Pertürbatörün üst yüzeyinin yada kenarlarının yuvarlatıldığı bazı deneysel ve numerik çalışmalar vardır. Bu çalışmalar incelendiğinde genelde pertürbatör kenarlarının pertürbatör yüksekliğine orantılı olduğu yeni pertürbatör geometrileri tasarlanmıştır. Bunun yanında pertürbatör üst yüzeyinin yuvarlatıldığı uygulamalarda, yüzey eğriliği pertürbatör yüksekliğinin yarısı kadardır.

Bu çalışmada pertürbatörlerin üst yüzeyi yuvarlatılacaktır. Yuvarlatma işlemi iki ana başlık altında olacaktır; bunlardan ilki pertürbatör üst yüzeyini dışa doğru yuvarlatarak bombe oluşturmak, diğeri ise aynı eğriliği pertürbatörün üst yüzeyinde çukur oluşturacak şekilde yapmak.

Pertürbatörler arası mesafenin ve blokaj oranının korunacağı çalışmada pertürbatörlerin yüzeyi bombe yapıldığında aynı blokaj oranını korumak için pertürbatörlerin boyu kısaltılacaktır. Şekil 4.2 ve Şekil 4.3’de uygulanacak pertürbatör geometrileri gösterilmiştir.

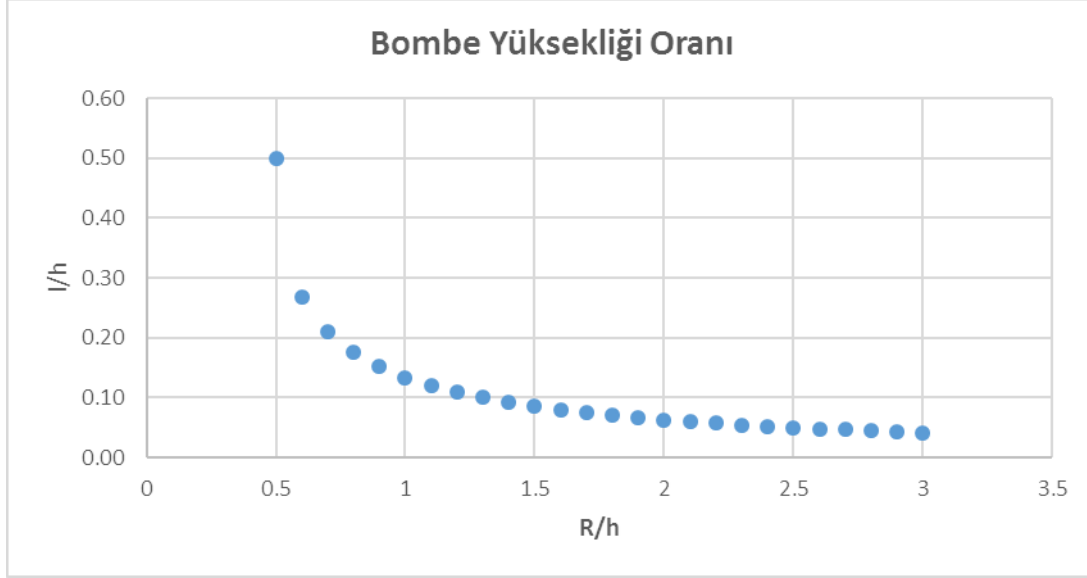


Şekil 4.2: Bombeli Pertürbatör Geometrisi



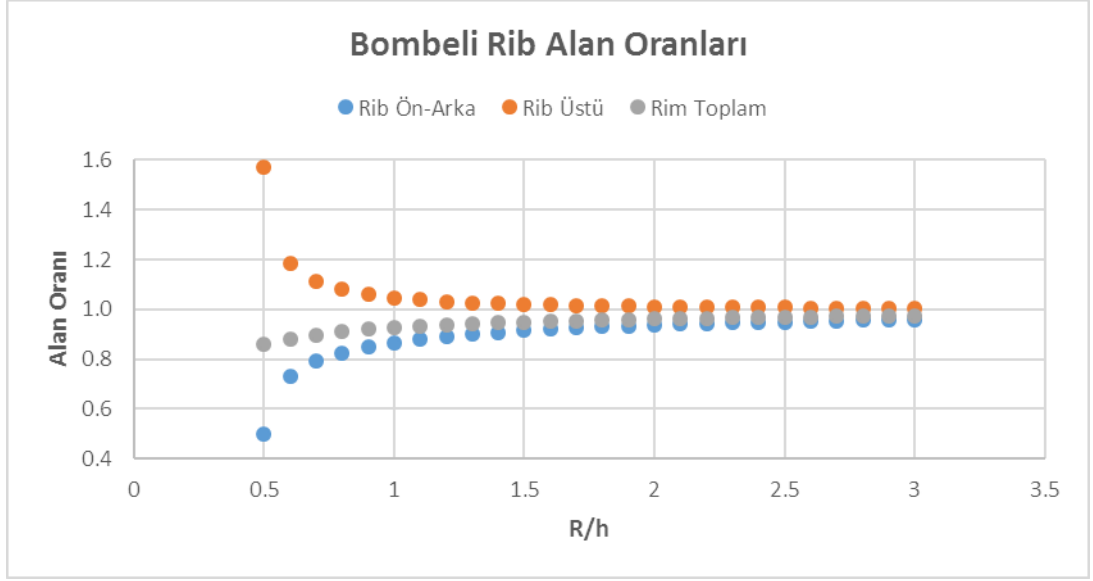
Şekil 4.3: Çukur Pertürbatör Geometrisi

Eğrilik yarıçapı değiştiğinde pertürbatörün yaptığı bombe yüksekliği de değişmektedir. Bu değişim eğrilik yarıçapı ile lineer bir ilişkiye sahip değildir. Şekil 4.4’de pertürbatör yüksekliğinin eğrilik yarıçapına oranının bombe yüksekliğinin pertürbatör yüksekliğine oranının değişimi görülmektedir.



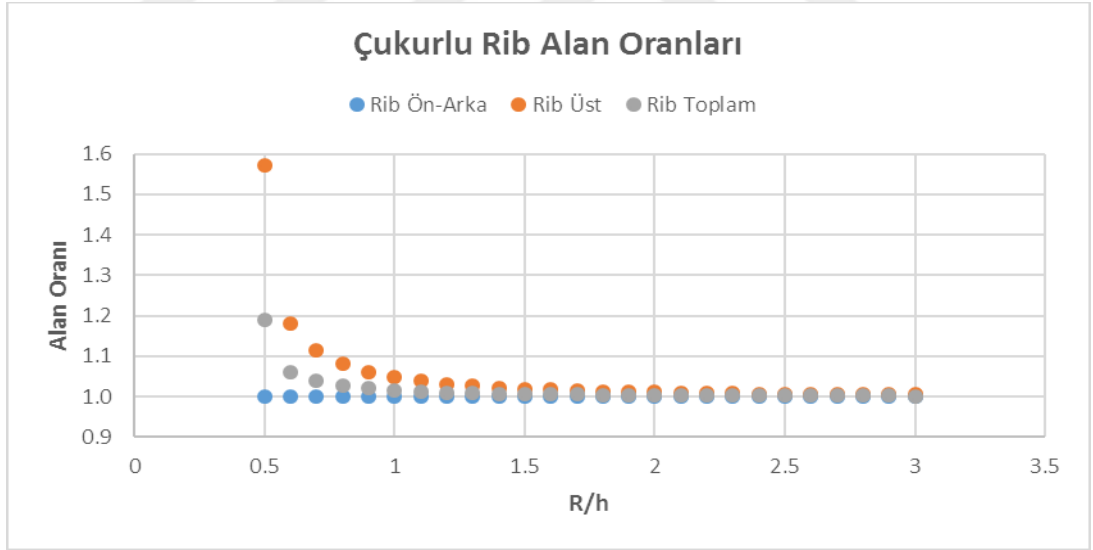
Şekil 4.4: Bombe Yükseklik Oranı

Pertürbatör bombe yüksekliği, pertürbatörden kaynaklanan ayrılmalar ve oluşan çevrinti döngülerin açısından önemlidir. Bir diğer değerlendirme kriteri de yeni pertürbatörlerin yüzey alanlarındaki değişimlerdir. Hem pertürbatör üstü hem de pertürbatörün ön arka yüzeyleri mevcut durumla karşılaştırılmıştır. Pertürbatör yüzey alanları ısı transferi açısından oldukça önemlidir. Şekil 4.5’de bombeli pertürbatörün yüzey alanlarının mevcut pertürbatör alanına oranları gösterilmiştir.



Şekil 4.5: Bombeli Pertürbatör Alan Oranı

Şekil 4.6’de çukurlu pertürbatörün yüzey alanlarının mevcut pertürbatöre oranları gösterilmiştir.



Şekil 4.6: Çukurlu Pertürbatör Alan Oranı

Yukarıdaki değerlendirme kriterleri göz önüne alındığında değişimin en büyük olduğu aralık R/h’nin 0.5 - 1.5 arasında olduğu yerdir. Bundan dolayı yeni geometriler R/h’nin 0.75, 1, 1.5 ve 3 olduğu değerlere göre modellenmiştir. R/h ’nin 0.5 olduğu aralık modellenmemiştir çünkü numerik açıdan çukur bölgede mesh yapısında sorunlar oluşmaktadır. Çok sivri kenarlar oluşacağı için değerlendirme açısından problem teşkil etmektedir.

4.4 Sayısal Modelleme Çalışmaları

Bu bölümde mevcut test düzeneğinin 2D ve 3D olarak modellenmesi yapılmıştır. Çeşitli türbülans modelleri denenmiştir ve basınç kaybı ve ısı transferi etkinlik katsayısı, hız profilleri, girdap büyüklükleri açısından sonuçlar değerlendirilmiştir. Ardından sistemin konjuge olup olmaması durumu sayısal olarak incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar neticesinde bölüm 4.3'te belirtilen yeni geometriler sayısal olarak modellenmiştir ve sonuçlar mevcut geometrinin RANS sonuçları ile değerlendirilmiştir.

4.4.1 Türbülans modellerinin karşılaştırılması

Çizelge 4-2' de 2D modelde kullanılan Türbülans modellerinin kısaltmaları gösterilmiştir. 2D olarak yapılan çalışmalarda basınç kaybı ve ısı transferi, hız profilleri ve girdap büyüklükleri mevcut test ile karşılaştırılmıştır. Mevcut test düzeneğindeki verilerin elde edilişi simetri eksenini üzerinden olduğu için ilk karşılaştırmalar 2D model üzerinden yapılmıştır.

Çizelge 4-2: Türbülans Modelleri

Kısaltma	Türbülans Modelleri
A	k-Epsilon Standart
B	k-Epsilon RNG
C	K-Epsilon Realizable
D	k-Omega
E	k-Omega SST
F	Spalart Allmaras
G	Reynold Stress Model

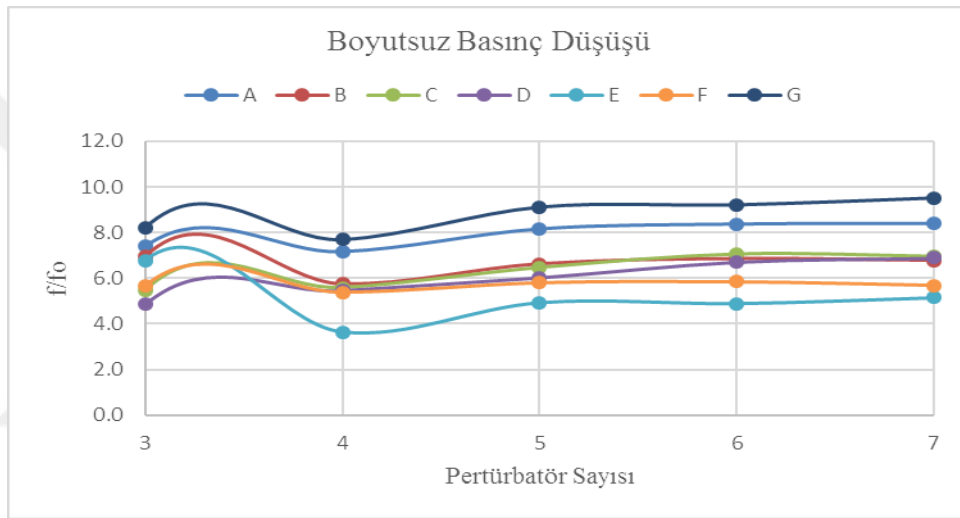
Çizelge 4-3' te f/f_0 değerinin türbülans modellerine göre değişimi gösterilmiştir.

Çizelge 4-3: f/f_0 Değerleri

Pertürbatör	A	B	C	D	E	F	G
4. Pertürbatör	7.17	5.75	5.59	5.48	3.65	5.39	7.69
4.5.6. Paertürbatör	7.93	6.44	6.38	6.08	4.53	5.69	8.71

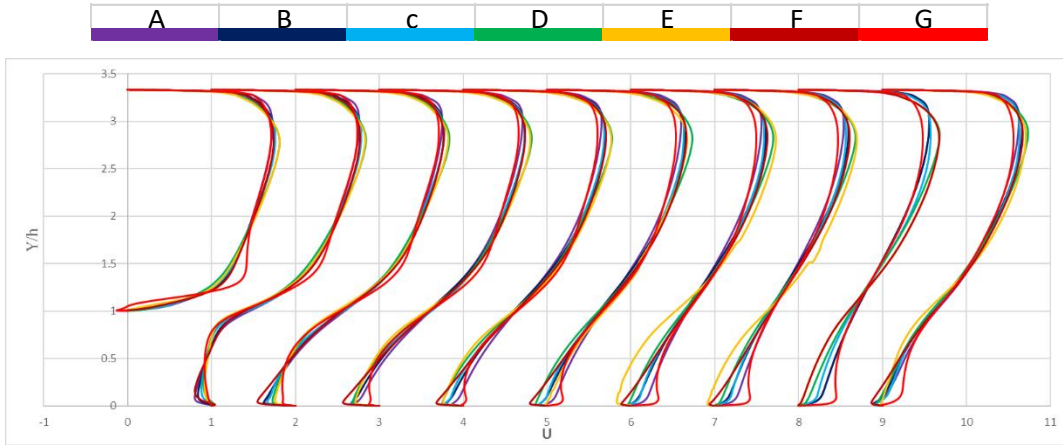
Test düzeneğinde elde edilen sonular f/f_0 değeri 12.1'dir. Periyodik LES çalışmasından elde edilen değer 12.147, üç pertürbatörlü giriş çıkış sınır şartları tanımlanarak yapılan LES çalışmasının 2. Pertürbatöründe 8.1 3. Pertürbatöründe 12.154 değeri elde edilmiştir. Bazı RANS çalışmalarında [42] f/f_0 değeri 8 ile 9 arasında değişmektedir. Bu sonuçlar göz önüne alındığında gerçeğe en yakından RANS modeli G yani Reynold Stress Modelinin sonucu olmuştur.

Şekil 4.7' de kanal boyunca boyutsuz basınç düşüşünün değişimi görülmektedir. Özellikle 5. Pertürbatörden sonra periyodik olma durumu baskın hale gelmektedir.

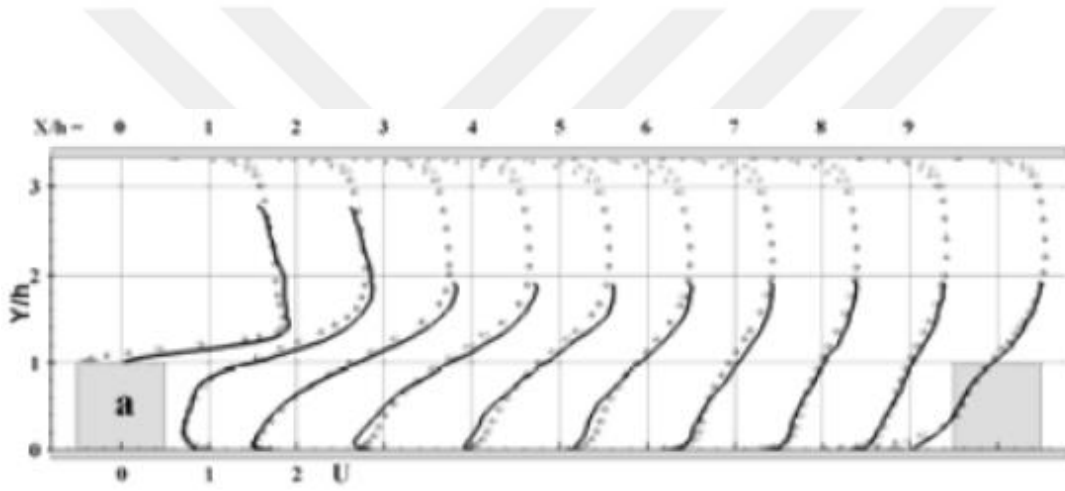


Şekil 4.7: Boyutsuz Basınç Düşüşü

Şekil 4.8 ve Şekil 4.9 incelendiğinde akış doğrultusundaki hız profillerinin iki pertürbatör arasındaki dağılımı görülmektedir. Şekil 4.8 sayısal modellerden elde edilen U_x dağılımını Şekil 4.9 de test düzeneğinden elde edilen U_x dağılımını göstermektedir. Test düzeneği ve sayısal sonuçlarda hız profilleri açısından en büyük farklılık pertürbatör üzerindeki hız profillerinde olmaktadır. Çünkü pertürbatör üzerinde oluşan girdabın tam olarak modellenmesi oldukça zordur. Bu nedenle Y/h değerinin 1 ile 1.5 arasında olduğu aralıkta hız değerleri diğer aralıklara göre daha fazla olmaktadır. Bu değere en yakın sonuçları veren sayısal model çalışması G konfigürasyonuudur.

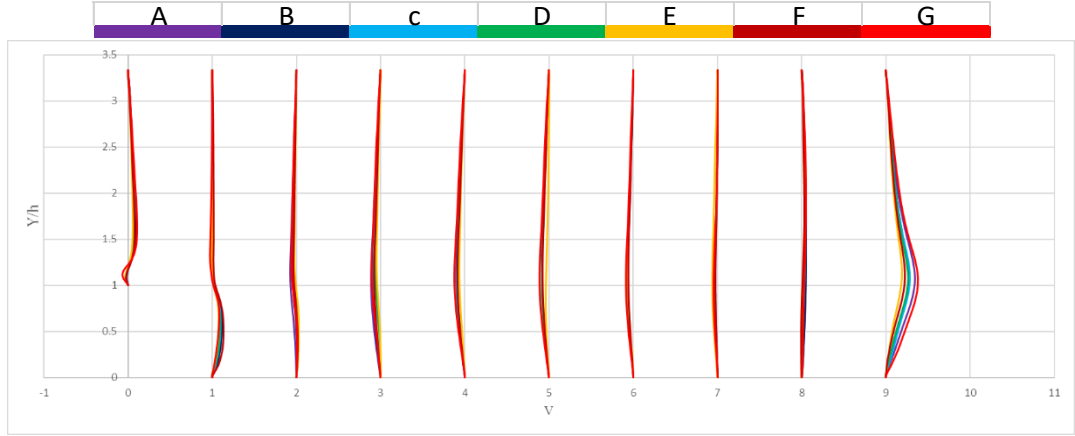


Şekil 4.8: Sayısal Model Ux Hız Dağılımı

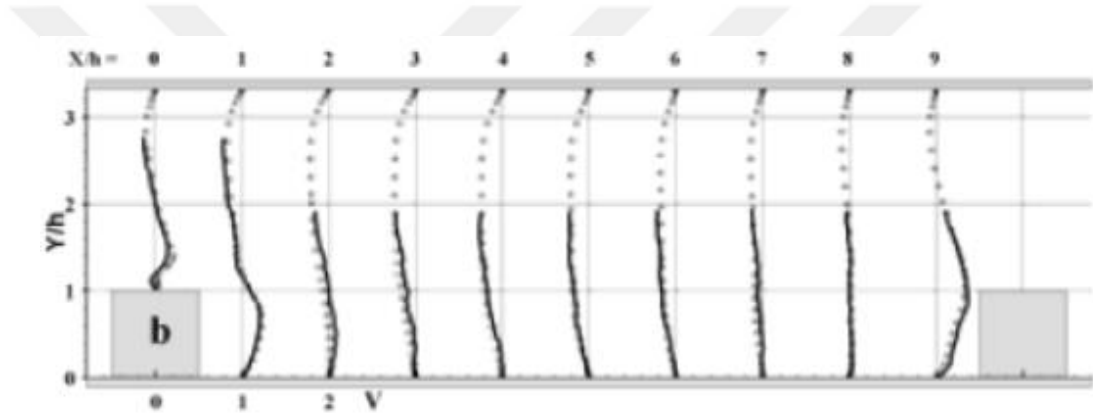


Şekil 4.9: Test Ux Hız Dağılımı

Şekil 4.10 ve Şekil 4.11 incelendiğinde cidar yüzeyine dik doğrultudaki hız profillerinin dağılımı görülmektedir. Şekil 4.10'da sayısal model sonuçları Şekil 4.11'da test sonuçları görülmektedir. Pertürbatörün üzerinde önünde ve arkasındaki hız profilleri en çok dalgalanmanın olduğu yerlerdir. Sayısal sonuçlar incelendiğinde en yakın değerleri G konfigürasyonu vermektedir.



Şekil 4.10: Sayısal Model U_y Hız Dağılımı

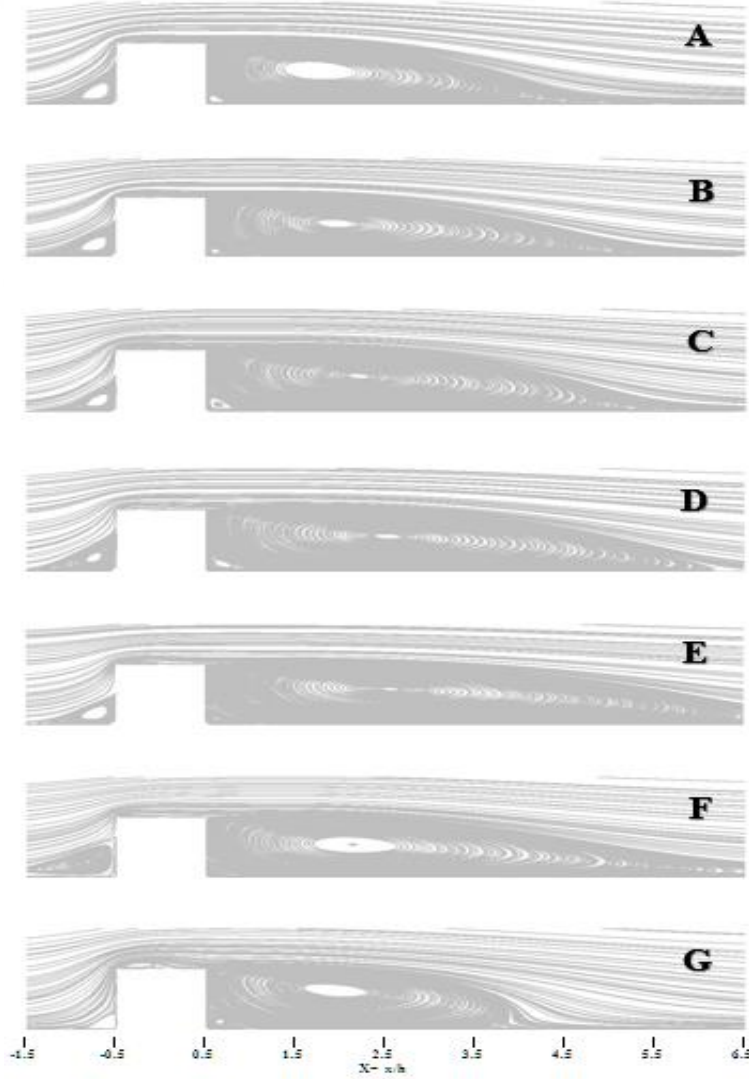


Şekil 4.11: Test U_y Hız Dağılımı

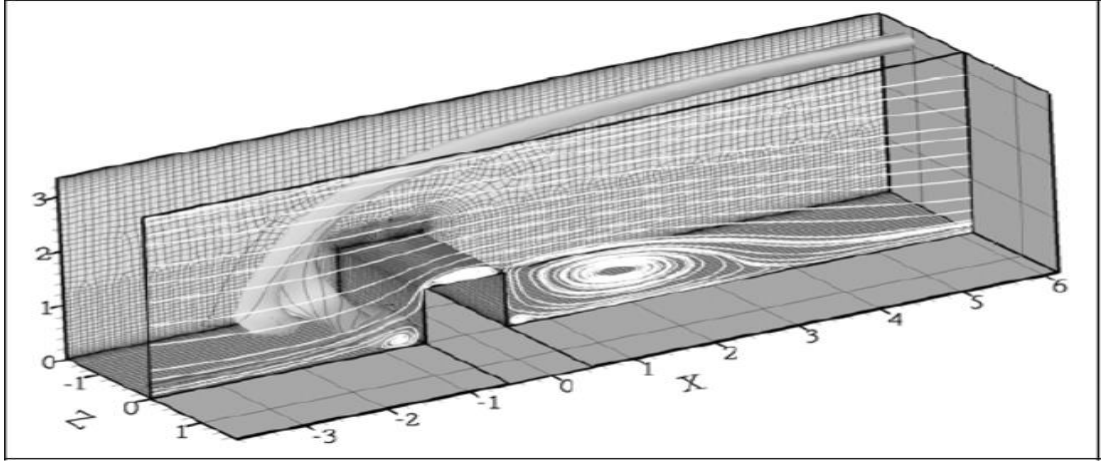
Çizelge 4-4' de ve Şekil 4.12 de pertürbatör sebebi ile kanalda oluşan döngülerin boyutları gösterilmiştir. Oluşan döngüler pertürbatör yüksekliği ile boyutsuzlaştırılmıştır. Pertürbatör sonrası oluşan büyük döngünün boyu en yakın G konfigürasyonunda elde edilmiştir. Pertürbatörün üstündeki döngüler değerlendirildiğinde ise en yakın sonucu E ve G konfigürasyonu vermiştir fakat E konfigürasyonunun döngü yüksekliği gerçek değere yakın değildir. Bu bağlamda G konfigürasyonu gerçeğe göre daha kısa fakat yükseklik açısından gerçeğe daha yakın döngü oluşturmaktadır. Şekil 4.13' de referans alınan mevcut çalışmadan elde edilen döngü boyutları görülmektedir.

Çizelge 4-4: Döngü Boyutları

L/h Döngü Boyutları				
	L1	L2	L3	L4
A	0.98	0.35	0.49	4.90
B	1.42	0.45	0.55	5.91
C	0.92	0.47	0.69	5.90
D	1.40	0.23	0.80	5.68
E	0.89	0.58	0.58	6.48
F	1.34	0.47	0.74	6.38
G	0.49	0.56	0.46	3.38
LES	2.14	0.91	0.50	3.45
Exp.Ort.	1.27	0.75	0.27	3.80

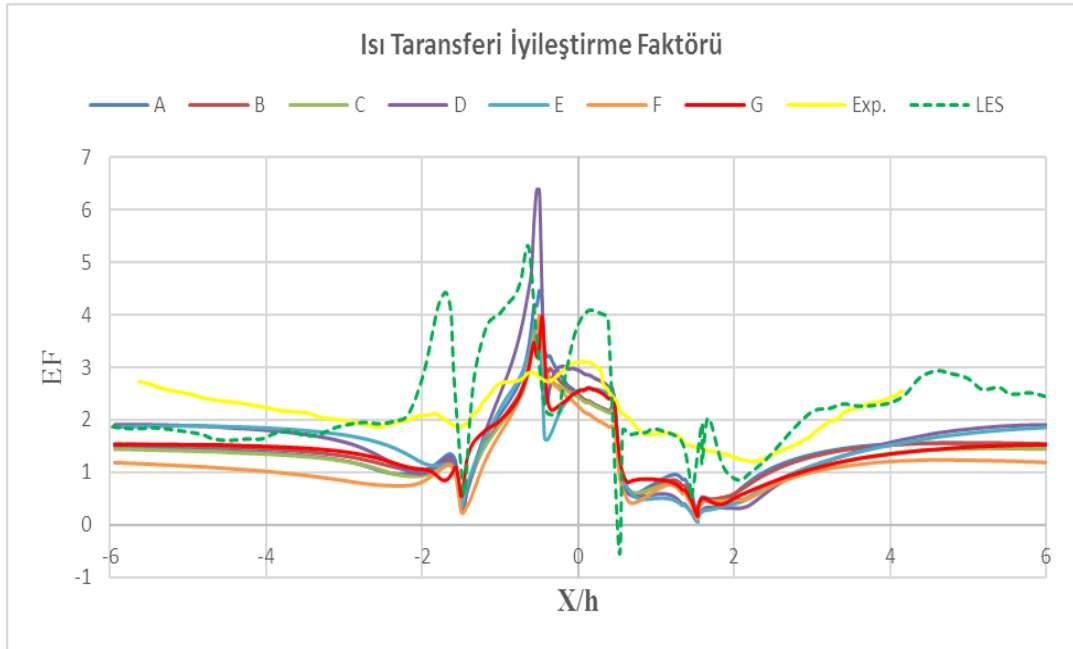


Şekil 4.12: Döngü Boyutları



Şekil 4.13: Referans Alınan Döngü Boyutu

Şekil 4.14’de LES, test ve sayısal RANS modellerinin ısı transferi iyileştirme faktörü açısından karşılaştırılması verilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde pertürbatörler arasında omega ve SST modelleri deneye daha yakın sonuç vermektedir. LES modeli test sonuçlarıyla karşılaştırıldığında farklar olmasına rağmen özellikle pertürbatörler arasında trend olarak aynı karakteri göstermektedir. Bu trend diğer RANS modellerinde de vardır. Hız profilleri, basınç düşüşü ve girdap büyüklükleri açısından LES modeli test ile çok yakın sonuçlar vermesine rağmen ısı transferi konusunda Şekil 4.14’ de de görüldüğü üzere farklılıklar olabilmektedir.

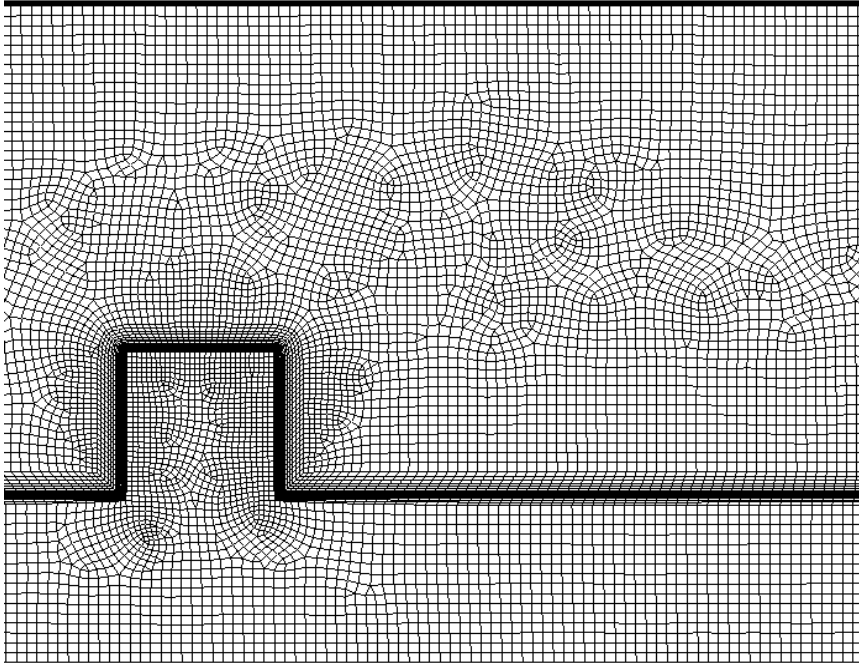


Şekil 4.14: Isı Transferi İyileştirme Faktörü

Yapılan çalışmalar sayısal analizler neticesinde hem ısı transferi hem hız profilleri hem de basınç düşüşü göz önüne alındığında RSM modeli ile yeni çalışmalara devam edilmiştir.

4.4.2 Sayısal ağ yapısının belirlenmesi

Bu bölümde 3 boyutlu sayısal ağ yapısının belirlenmesi üzerine çalışma yapılmıştır. 3 adet ağ örgüsü analiz edilmiştir ve test ve LES sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Ağ eleman sayısı az olandan çok olana doğru P15, P22 ve P30 olarak adlandırılmıştır. P15 ağ yapısında pertürbatörlerin kenarlarındaki eleman sayısı 15 adettir ve kanal simetri eksenindeki eleman boyutu 4 mm'dir. P22'de ki kenar eleman sayısı 22 adettir ve simetri eksenindeki eleman boyutu 3 mm'dir. P30'da ki kenar eleman sayısı 30 adettir ve simetri eksenindeki eleman boyutu 2 mm'dir. Her üç ağ yapısının eleman sayısı sırasıyla 1300000, 1980000 ve 3350000'dir. Pertürbatörlü yüzeyde kullanılan sınır tabaka sayısı 15 adettir ve ilk eleman yüksekliği 0.075 mm'dir. Bu değer Y plus açısından ortalama 0.55 civarında sonuç vermektedir. Kanal yanal alanı boyunca sweep eleman kullanılmıştır ve simetri ekseninden yan duvara kadar 50 adet sweep katman kullanılmıştır. Bu katmanlar yan duvarlarda daha sık oluşturulmuştur ve Y plus değeri yan duvarda ortalama 3.2 civarındadır. Şekil 4.15' de P30 ağ yapısı görülmektedir.



Şekil 4.15: P30 Ağ Yapısı

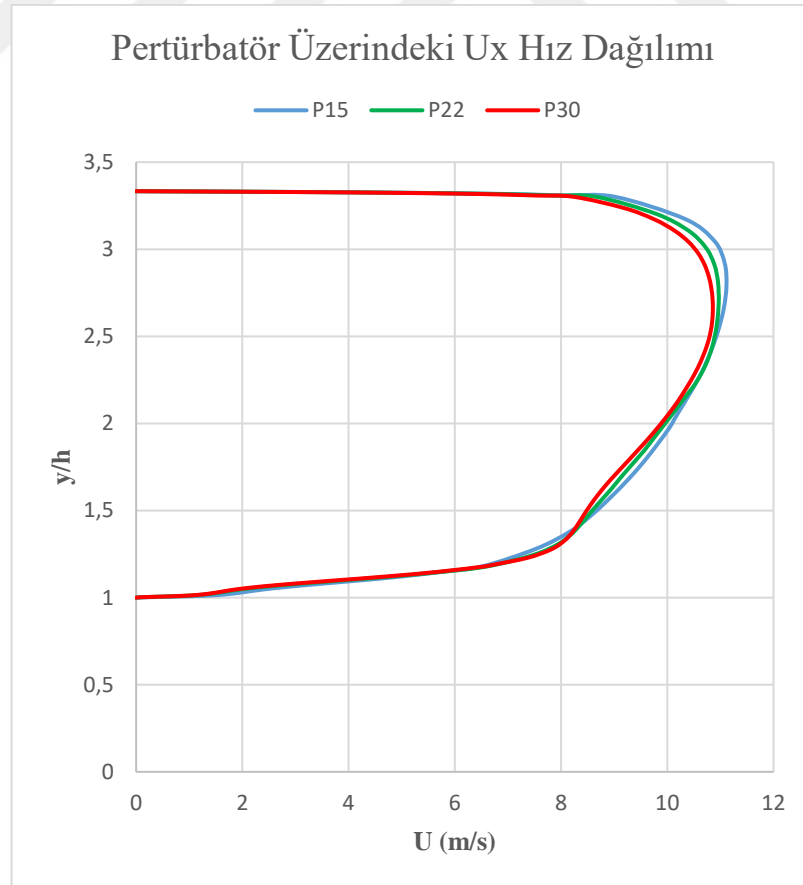
Ağ yapısının değerlendirme kriteri olarak boyutsuz basınç düşüşü, pertürbatör üzerindeki hız profili, döngü büyüklükleri dikkate alınmıştır.

Çizelge 4-5’ de kanal boyunca 3. Pertürbatörden sonraki basınç gradyanı ve boyutsuz basınç düşüşü görülmektedir. Mesh yapısının değişmesiyle kanal boyunca oluşan basınç düşüşünde pek bir fark görülmemektedir.

Çizelge 4-5: Basınç Gradyanı ve Düşüşü

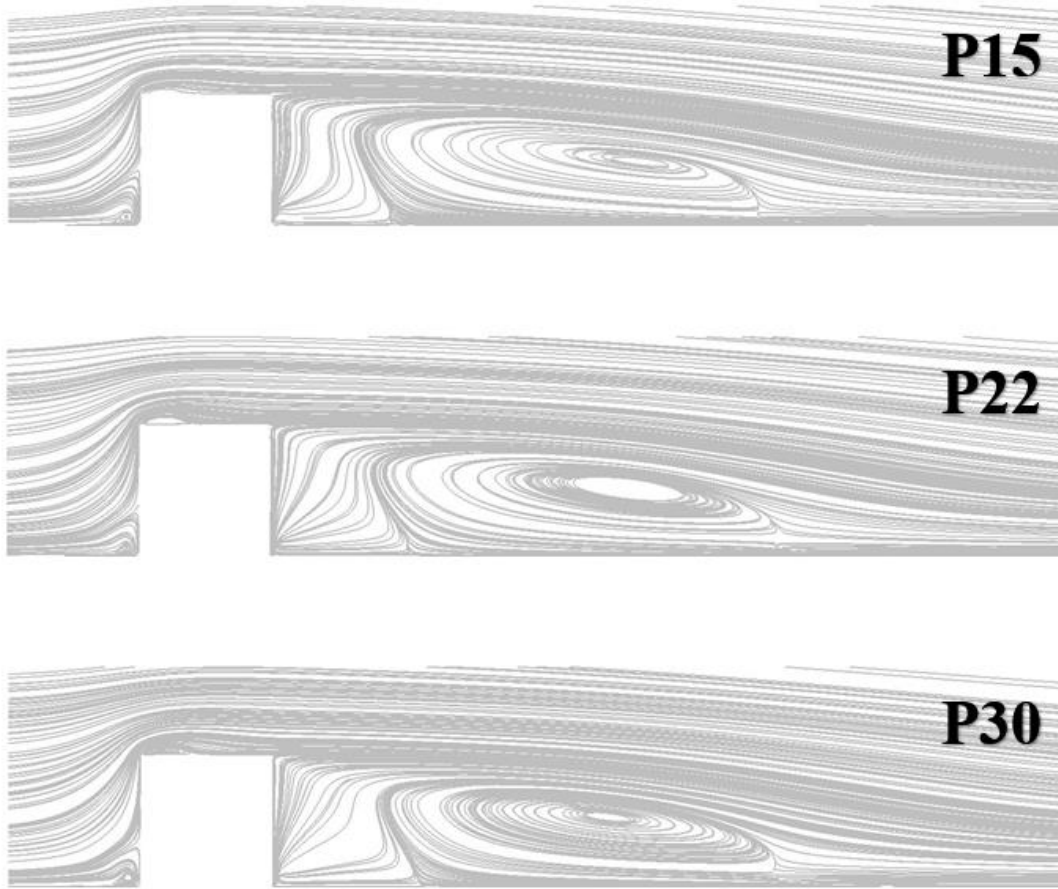
3. Pertürbatörden Sonrası			
Mesh	P15	P22	P30
dP/dx	39.937	39.976	39.627
f/fo	8.65	8.65	8.58

Hız profilleri açısından değerlendirildiğinde Şekil 4.16’ da görüldüğü üzere pertürbatör üzerindeki hız profillerinde çok az bir farklılık görülmektedir. P30 ağ yapısına sahip modelde gerçek hız profiline daha yakın sonuç elde edilmektedir.



Şekil 4.16: Ux Hız Dağılımı

Şekil 4.17' de döngü boyutları incelenmiştir. Özellikle pertürbatör üzerinde oluşan döngüde ağ yapısı sıklaştıkça daha büyük ve daha yüksek döngü oluşmaktadır. Her 3 ağ yapısında meydana gelen pertürbatörler arasındaki büyük döngünün boyutları neredeyse aynıdır. Fakat döngünün streamline yoğunluğu ağ yapısı fazla elemandan oluşan modelde daha fazladır. Simetri ekseninden elde edilen bu döngüler LES modelindeki simetri eksenindeki döngülerden biraz farklılık göstermektedir. Özellikle büyük döngünün yeri 3D RSM modelde LES'e göre pertürbatörden daha ilerde oluşmaktadır. Ek olarak pertürbatör sonrası köşede oluşan döngü 3D RSM modelde oluşmamaktadır. Fakat simetri ekseninden kana genişliği yönünde bir miktar ilerlendiğinde LES modeline ve 2D modele daha yakın sonuçlar elde edilmektedir. Özellikle yan duvara yakın bölgelerde oluşan döngüler daha yoğun ve gerçeğe daha yakındır.



Şekil 4.17: Döngü Boyutları

Yukarıdaki değerlendirmeler sonunda P30 modeli ile devam edilme kararı alınmıştır ve yeni pertürbatör geometrileri bu ağ yoğunluğuna uygun olacak şekilde oluşturulmuştur.

4.4.3 2D ve 3D sayısal model karşılaştırması

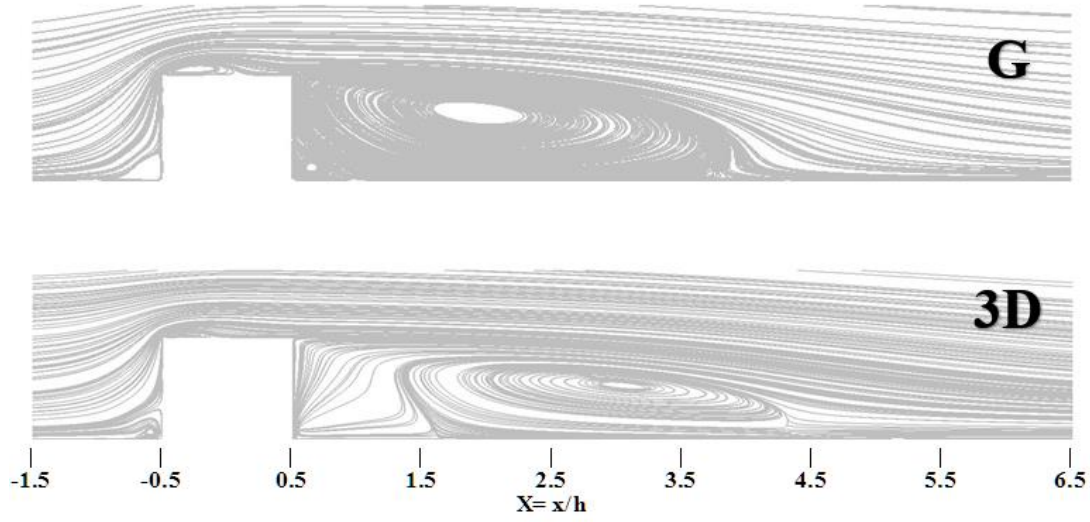
Bu bölümde 2D ve 3D modellerin sonuçları test ve deney düzenekleriyle karşılaştırılmıştır. Bunun yanında 2D olarak analizin konjuge olup olmadığı durum da incelenmiştir. Yapılan sayısal analiz çalışmalarında kullanılan RSM modelinde Enhanced Wall Treatment olarak Pressure Gradient ve Thermal Effect seçenekleride aktive edilmiştir. Bununla birlikte çözüm metodu olarak SIMPLE ayrıklaştırma algoritması ise Gradyan için Lates Square Cell Based, Basınç için PRESTO!, Momentum için Power Law, Türbülans değerleri ve Reynolds Stress için First Order Upwind, Enerji için Second Order Upwind kullanılmıştır.

Çizelge 4-6’ da oluşan döngülerin boyutları 2D, 3D, LES ve deneysel yöntem ile karşılaştırılmıştır. 2D ve 3D döngülerinde ki en büyük farklılık pertürbatör öncesi ve sonrasında oluşan döngü boyutlarıdır. 3D yapılan çalışmada simetri düzleminde L3 döngüsü oluşmamaktadır. Simetri düzleminde bir miktar yan duvara yaklaşıldığında L3 döngüsü görülmektedir ve diğer döngüler de daha belirgin hale gelmektedir.

Çizelge 4-6: Döngü Boyutları

L/h Döngü Boyutları				
	L1	L2	L3	L4
G	0.49	0.56	0.46	3.38
3D RSM	0.2	0.62	0	3
LES	2.14	0.91	0.50	3.45
Exp.Ort.	1.27	0.75	0.27	3.80

Şekil 4.18’ de 2 boyutlu ve 3 boyutlu analizden elde edilen döngülerin boyutları görülmektedir. 3 boyutlu sonuçlar simetri ekseninden alınmıştır. Simetri ekseninden duvarlara doğru gidildiğinde döngü boyutları ve şekilleri 2 boyutlu sonuca benzemektedir.



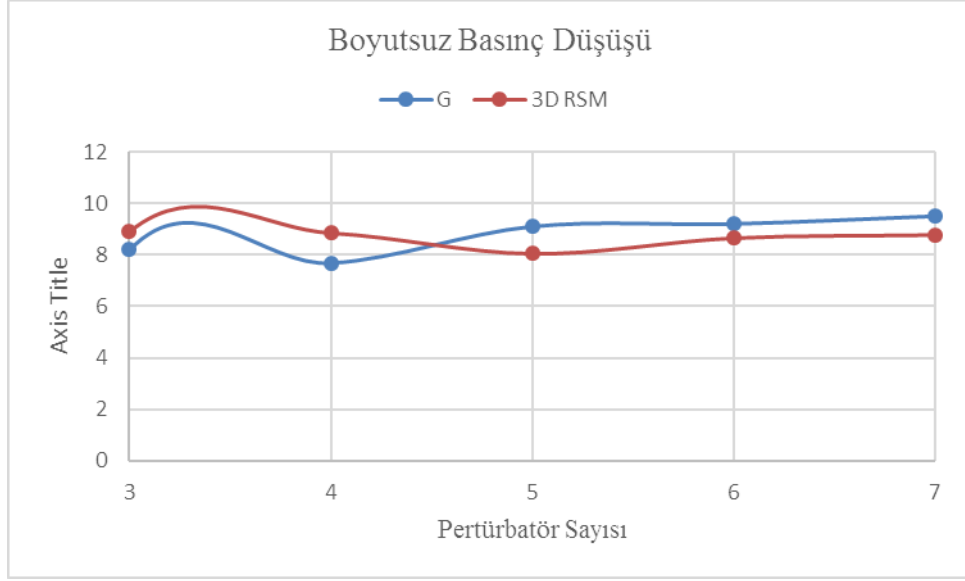
Şekil 4.18: 2D ve 3D Döngü Boyutları

Çizelge 4-7’ de 2D ve 3D analizlerin f/f_0 sonuçları görülmektedir. 3D sonuçlar 2D den çok farklı değildir hat boyunca aynı trendde basınç düşüşü göstermektedir.

Çizelge 4-7: 2D ve 3D f/f_0 Sonuçları

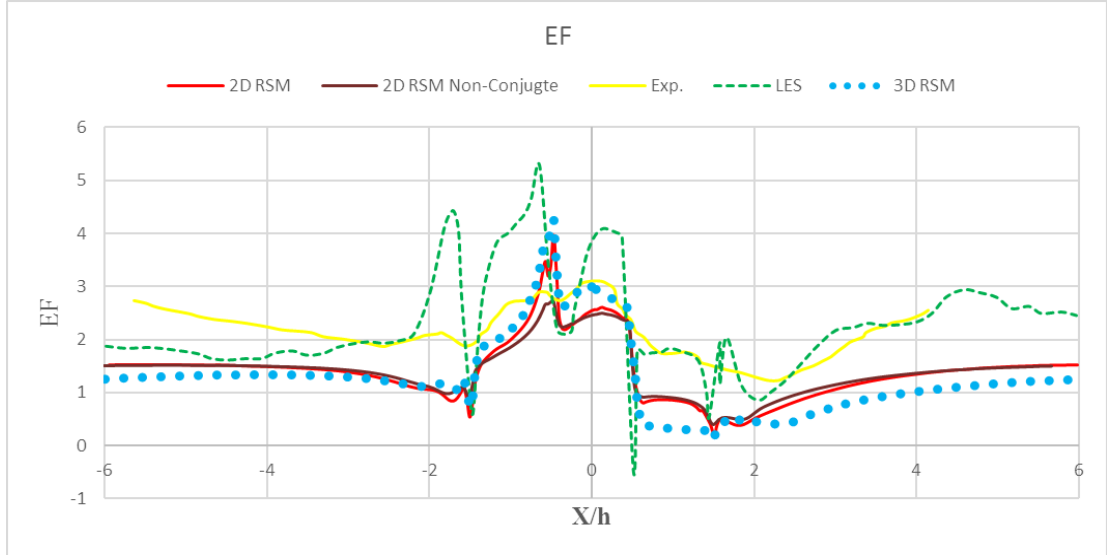
Pertürbatör	RSM	RSM
	2D	3D
4.Pertürbatör	7.69	8.85
4.5.6.Pertürbatör	8.71	8.47

Şekil 4.19’ de 2D ve 3D çalışmalarından elde edilen boyutsuz basınç düşüşü kıyaslanmıştır. 3D sonuçlar bir miktar daha az olmak şartıyla aynı trendi izlemektedir ve 5. Pertürbatörden sonra periyodik duruma geçmektedir.



Şekil 4.19: Boyutsuz Basınç Düşüşü

Şekil 4.20' de 2D ve 3D sonuçlar görülmektedir. 2D sonuçlar pertürbatörler arasında 3D'ye göre daha büyüktür. Fakat pertürbatör üzerinde ve önünde 3D sonuçlar daha büyüktür. Trend olarak 2D ve 3D aynı karakterdedir. Bunun yanında sistemin konjuge olmaması durumunda ise pertürbatörün sadece üst yüzeyinde bir miktar farklılık vardır.



Şekil 4.20: 2D ve 3D Isı Transferi İyileştirme Katsayısı

4.5 Yeni Pertürbatör Geometrilerinin Sayısal Analizi

Bu bölümde pertürbatörlerin üst kısmının blokaj oranı aynı kalmak şartıyla bombeli ve çukurlu halde olması durumları incelenmiştir ve mevcut düz haldeki durum ile karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma işlemi 3D RSM sayısal modellemesi ile yapılmıştır. Üç adet bombeli (bombe yarıçapı 0.75h, h, 1.5h), üç adet çukurlu (bombe yarıçapı 0.75h, h, 1.5h) pertürbatör geometrisi 3D modellenerek analiz edilmiştir.

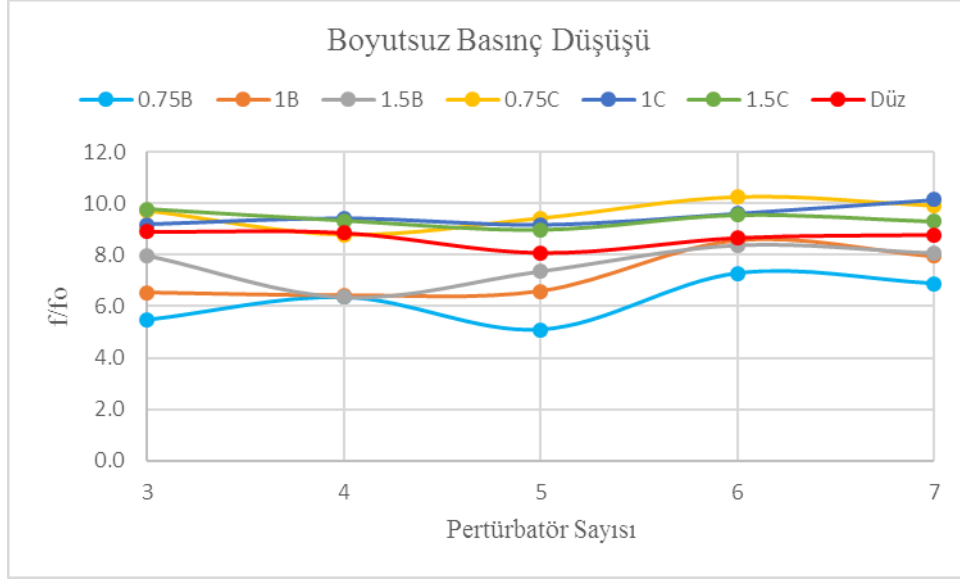
4.5.1 Akış performansının incelenmesi

Çizelge 4-8’ de bombeli ve çukurlu pertürbatörlerin f/f_0 oranı görülmektedir. Bombeli pertürbatörlerde f/f_0 oranı mevcut duruma göre daha düşüktür diğer taraftan çukurlu pertürbatörlerin f/f_0 oranı mevcut durumdan daha yüksektir. Genel olarak bombeli pertürbatörlerde eğrilik yarıçapı arttıkça f/f_0 değeri artmaktadır çukurlu pertürbatörde ise eğrilik yarıçapı arttıkça f/f_0 değeri azalmaktadır.

Çizelge 4-8: Bombe-Çukur f/f_0 Oranı

	0.75B	1B	1.5B	0.75C	1C	1.5C	Düz
4.Pertürbatör	6.35	6.42	6.36	8.78	9.41	9.33	8.85
4.5.6.Rpertürbatör	6.13	7.00	7.37	9.48	9.36	9.25	8.47

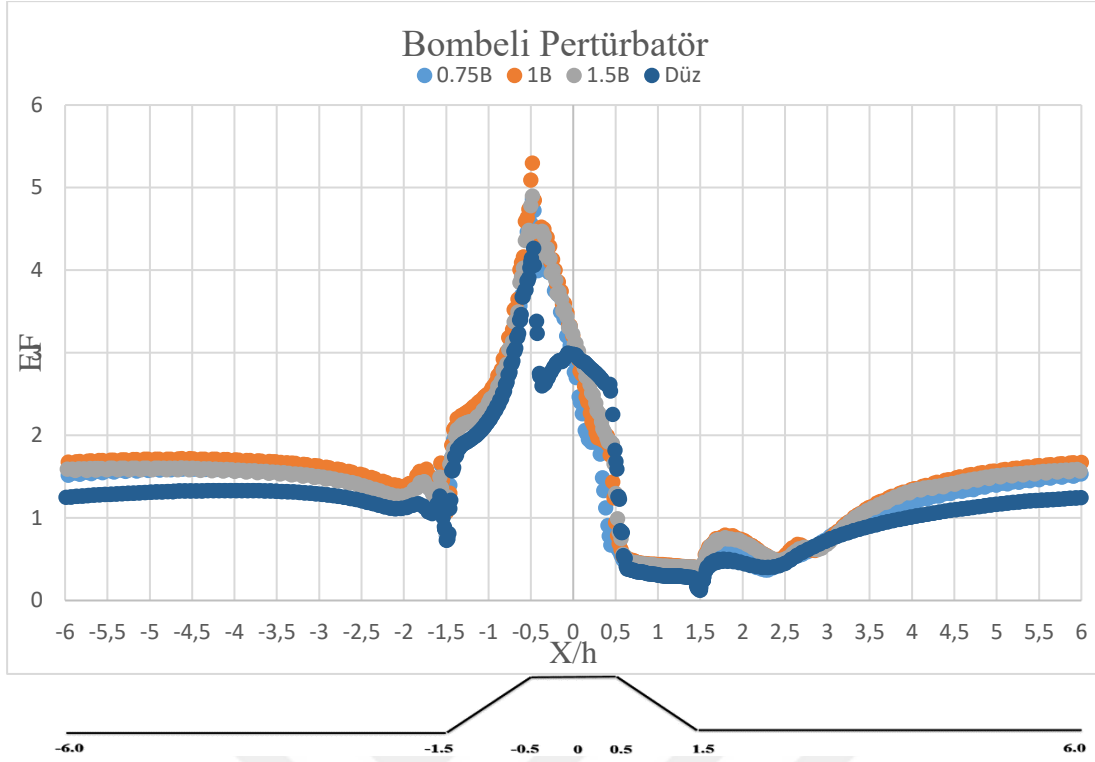
Şekil 4.21’ de kanal boyunca boyutsuz basınç düşüşünün değişimi görülmektedir.



Şekil 4.21: Boyutsuz Basınç Düşüşü

4.5.2 Isı transfer performansının incelenmesi

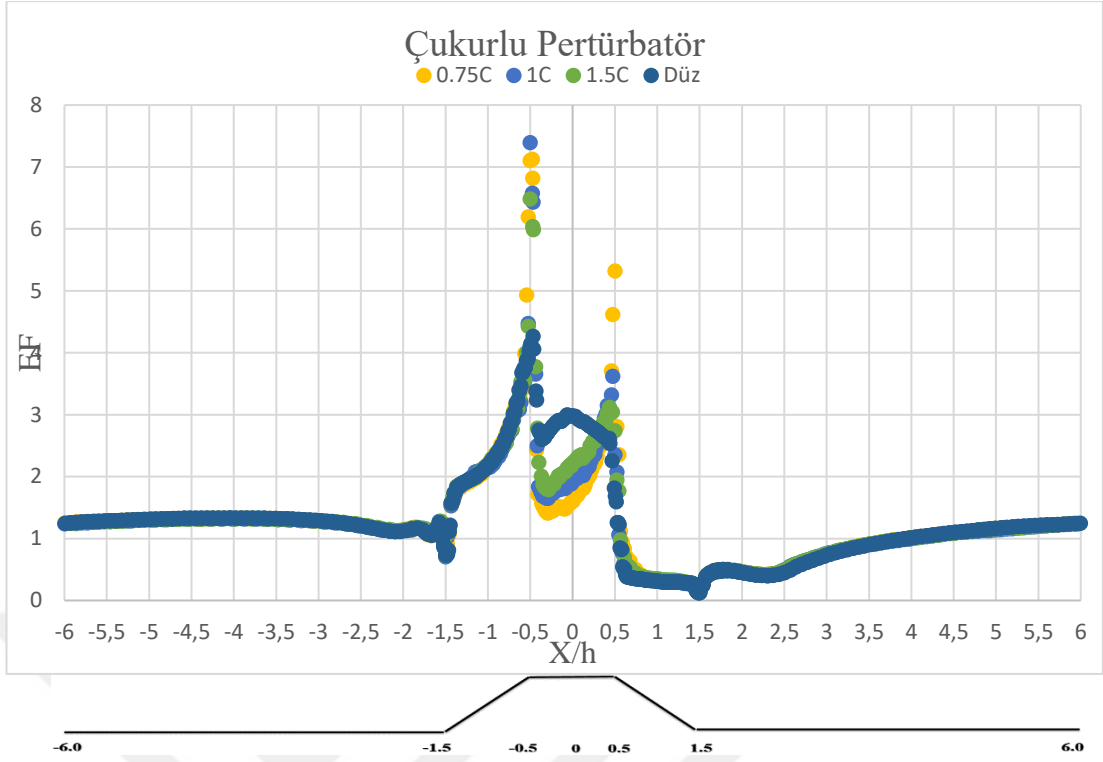
Bu bölümde her pertürbatör geometrisi ısı transferi iyileştirme katsayısı açısından incelenmiştir. Şekil 4.22' de bombeli pertürbatörlerin düz pertürbatör ile karşılaştırılması görülmektedir. Her üç bombeli geometride EF değeri pertürbatörler arasında mevcut duruma göre daha yüksektir. Aynı şekilde pertürbatörün ön yüzeyinde de EF değeri mevcut duruma göre yüksektir. Pertürbatörün arka yüzeyinde ise mevcut durumun EF değeri daha yüksektir. Bombeli Pertürbatörün üst yüzeyinde EF değeri mevcut duruma göre daha yüksektir. Eğrilik yarıçapı pertürbatör yüksekliğine eşit olan geometride genel olarak EF değeri daha yüksek çıkmaktadır.



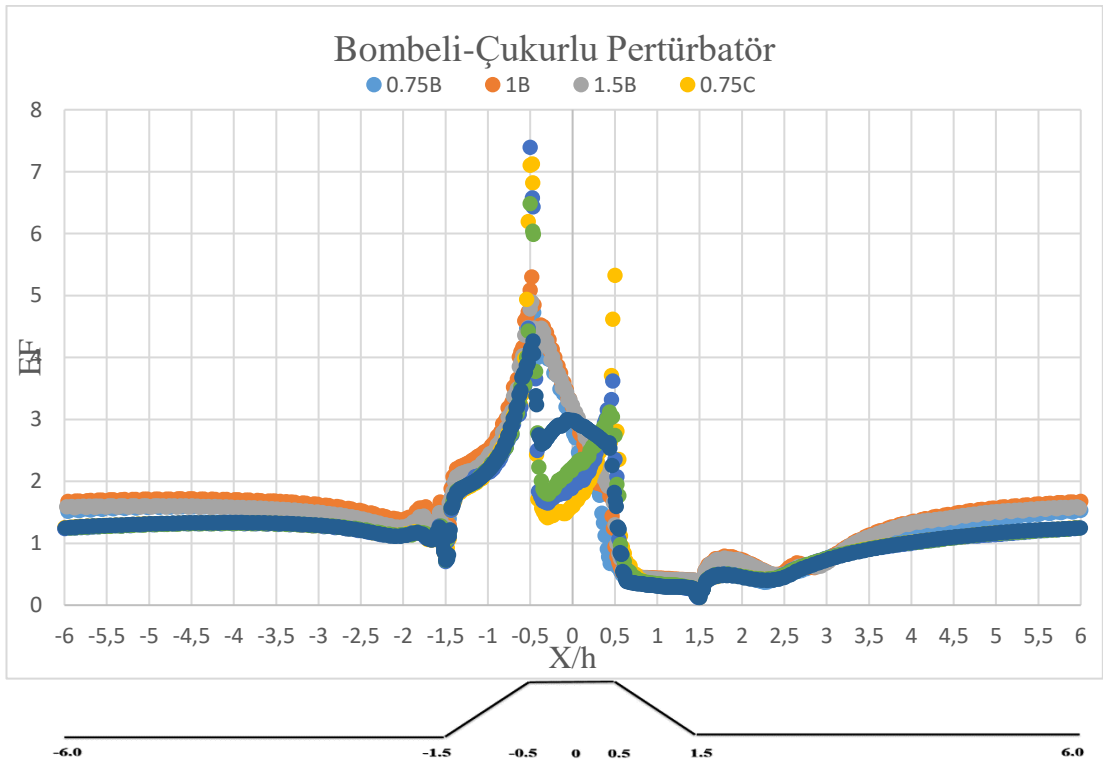
Şekil 4.22: Bombeli Pertürbatör Isı Transfer İyileştirme Katsayısı

Şekil 4.23' de Çukurlu pertürbatörlerin mevcut durum ile karşılaştırılması gösterilmiştir. Pertürbatörler arası ve pertürbatörlerin ön arka yüzeylerinde mevcut durum ile neredeyse aynı EF değeri elde edilmektedir. Pertürbatörün çukur bölgesinin kenarlarında yüksek EF değerleri görülmektedir. Fakat çukurun ortasına doğru bu değer mevcut durumun da altına düşmektedir. Eğrilik yarıçapı azaldıkça EF değeri çukur bölgede düşmektedir.

Şekil 4.24' de bombeli ve çukurlu pertürbatörlerin birlikte değerlendirildiği grafik görülmektedir. Bombeli pertürbatörün üst yüzeyinin kenarlarında yüksek EF değerlerine ulaşılrken orta kısımda düşük EF değeri elde edilmektedir. Bunun yanında pertürbatörler arasında da bombeli geometriler daha iyi sonuç vermektedir.

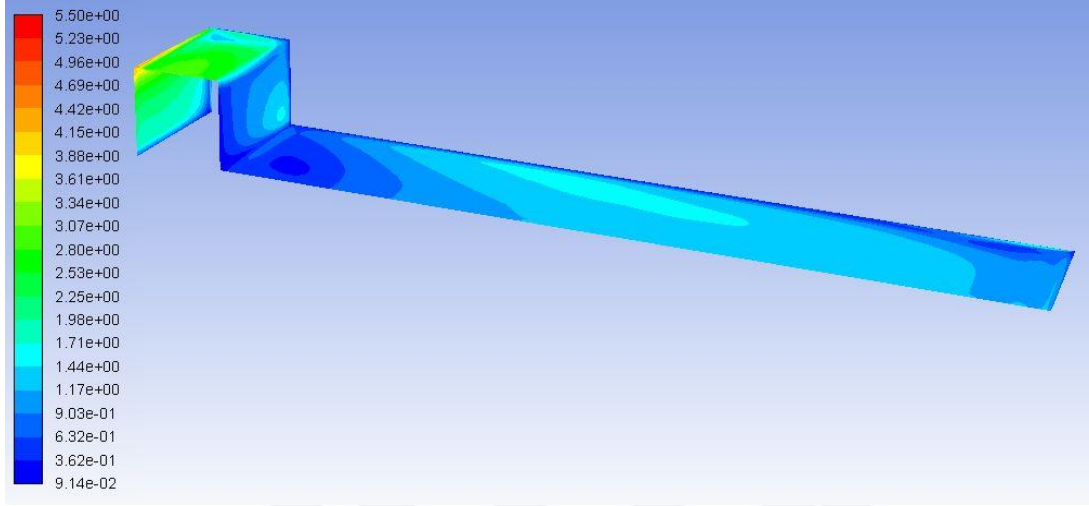


Şekil 4.23: Çukurlu Pertürbatör Isı Transfer İyileştirme Katsayısı



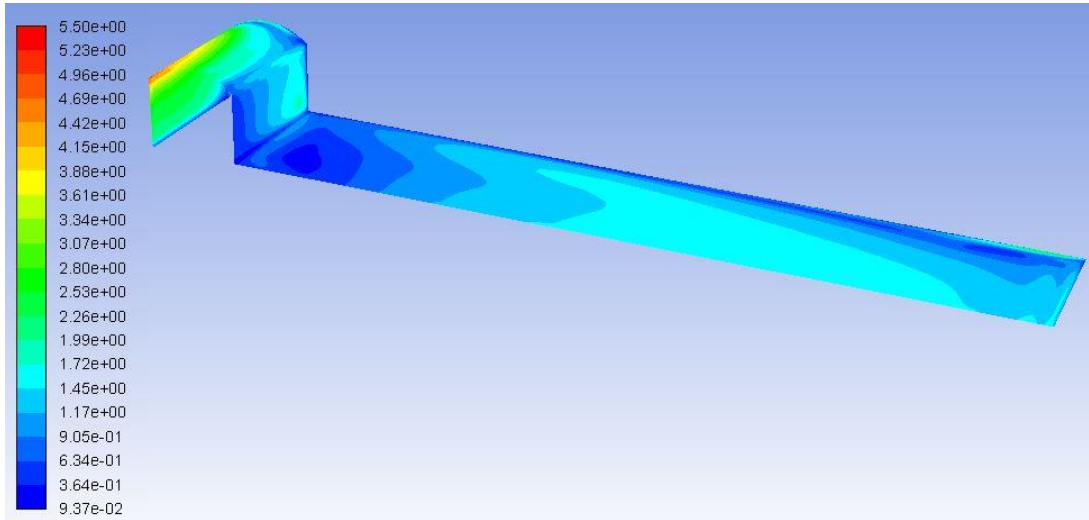
Şekil 4.24: Bombeli-Çukurlu Pertürbatör Isı Transfer İyileştirme Katsayısı

Şekil 4.25’ de mevcut soğutma kanalındaki pertürbatör ve pertürbater arasındaki ısı transferi iyileştirme katsayısının kontur dağılımı görülmektedir.

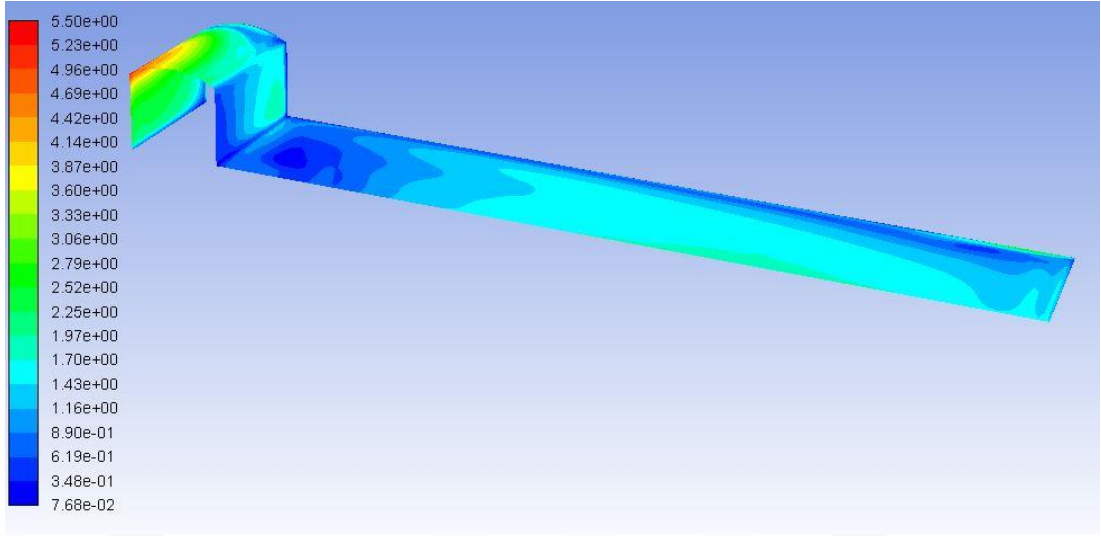


Şekil 4.25: Düz Pertürbatör Isı Transferi İyileştirme Katsayısı

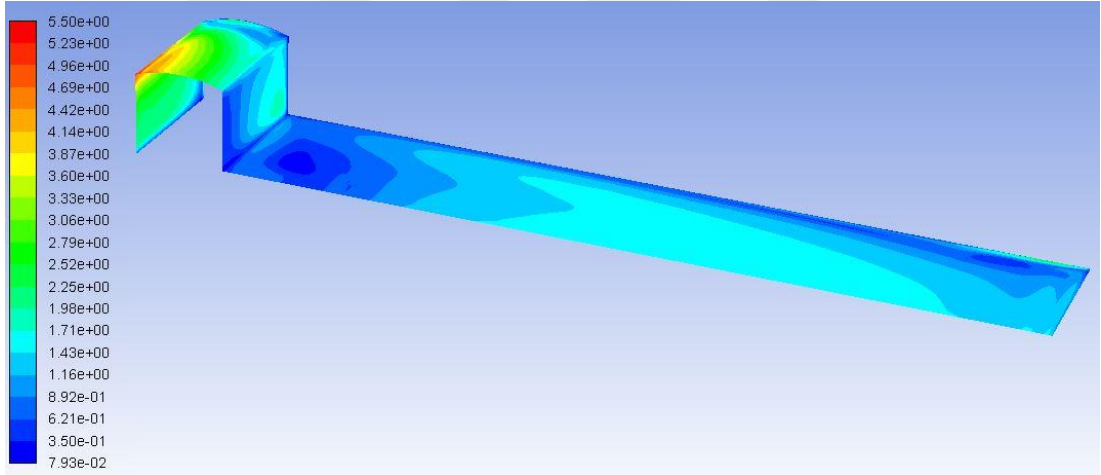
Şekil 4.26, Şekil 4.27 ve Şekil 4.28’de bombeli pertürbatörlerden oluşan kanalın ısı transferi iyileştirme katsayısının kontur dağılımı görülmektedir.



Şekil 4.26: 0.75B Pertürbatör Isı Transferi İyileştirme Katsayısı

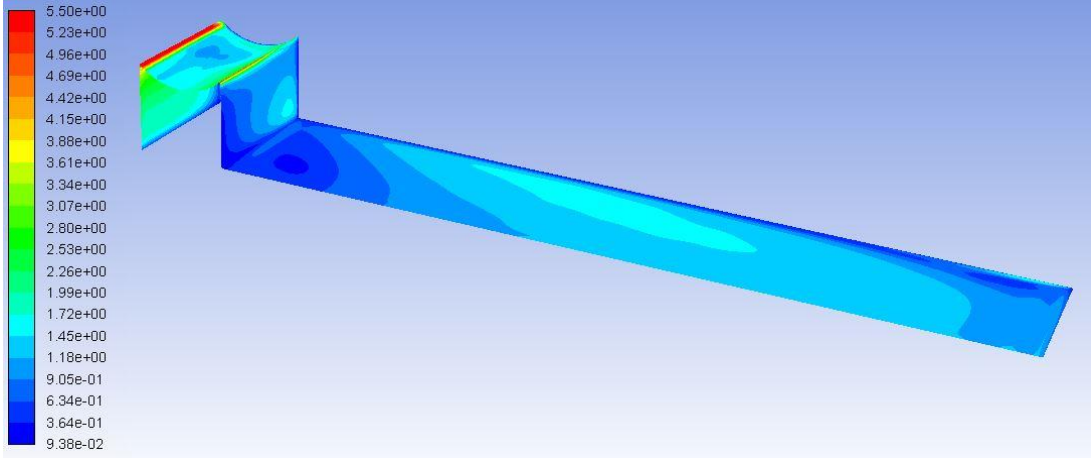


Şekil 4.27: 1B Pertürbatör Isı Transferi İyileştirme Katsayısı

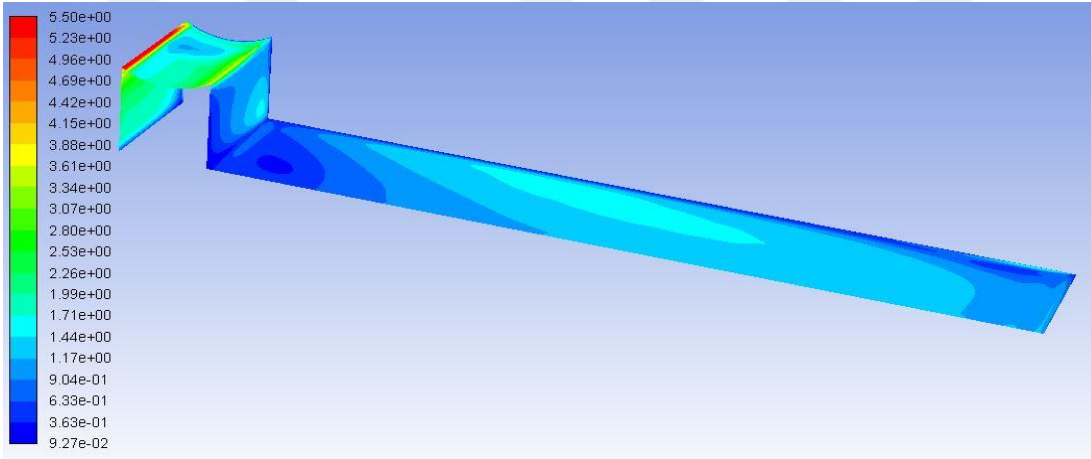


Şekil 4.28: 1.5B Pertürbatör Isı Transferi İyileştirme Katsayısı

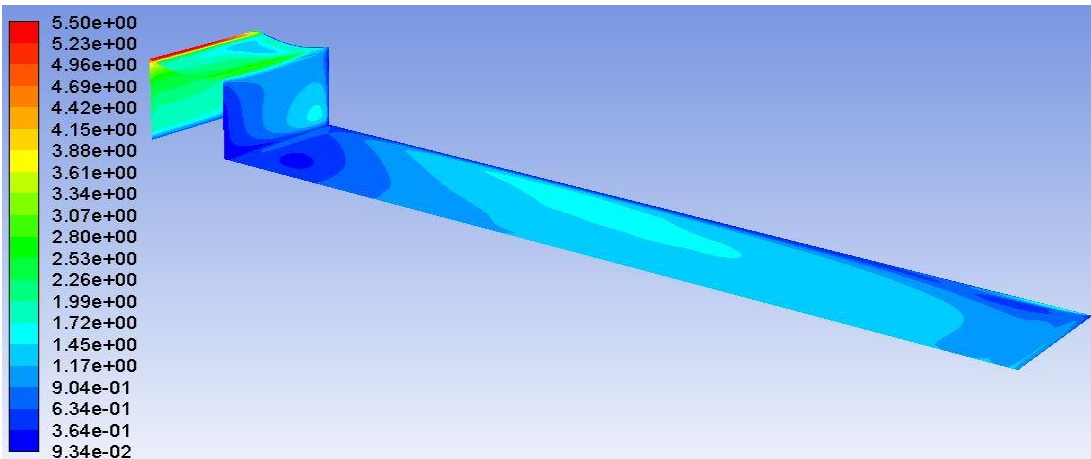
Şekil 4.29, Şekil 4.30 ve Şekil 4.31’ de çukurlu pertürbatörlerden oluşan kanalın ısı transferi iyileştirme katsayısının kontur dağılımı görülmektedir.



Şekil 4.29: 0.75C Pertürbatör Isı Transferi İyileştirme Katsayısı



Şekil 4.30: 1C Pertürbatör Isı Transferi İyileştirme Katsayısı



Şekil 4.31: 1.5C Pertürbatör Isı Transferi İyileştirme Katsayısı

Kontur dağılımları incelendiğinde çukur olan pertürbatörlü kanallarda pertürbatör sonrası EF katsayısı bombeli ve düz durumdan daha düşük olduğu görülmektedir. Bütün konfigürasyonlarda pertürbatörden hemen sonraki yüzeyde çok düşük EF katsayısı elde edilmektedir. Mevcut durumda ve yeni konfigürasyonların tamamında simetri ekseninden yan duvara doğru EF katsayısı hem pertürbatörde hemde pertürbatörler arasında artmaktadır.

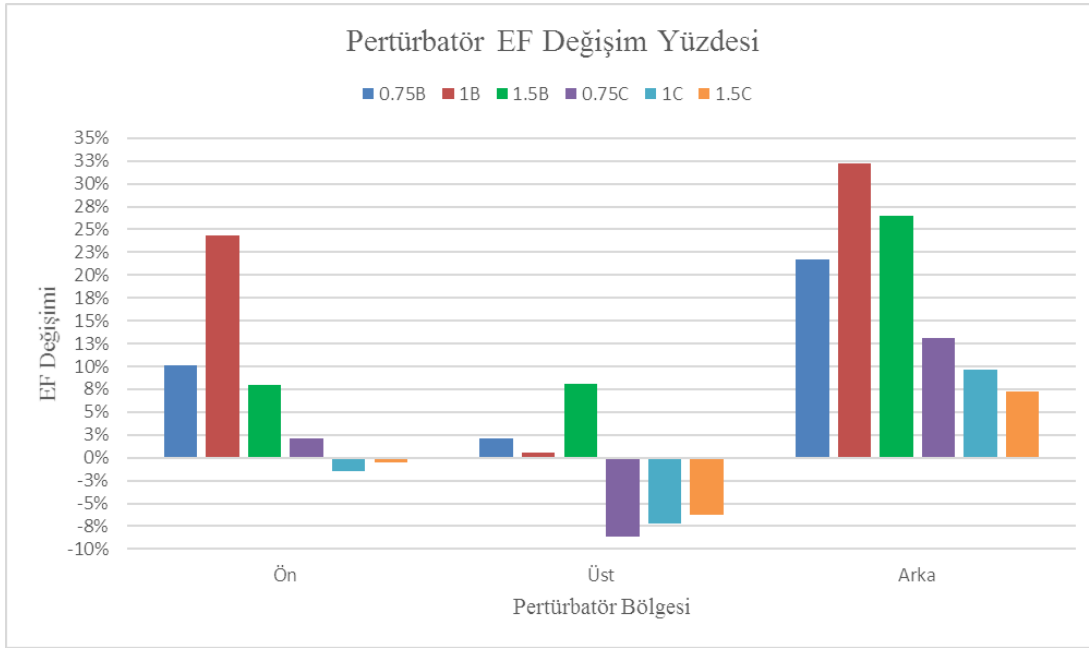
Kontur dağılımları incelendiğinde kanal genişliği boyunca EF katsayısında değişiklikler olduğu görülmektedir. Bu durumu daha net ifade edebilmek adına alan ortalamalı olarak EF katsayısı hesaplanmıştır. Bu sayede hem yeni geometriler arasında hem de pertürbatör bölgeleri arasında EF katsayısı açısından değerlendirme yapılmıştır. Çizelge 4-9’ da mevcut durum ile yeni geometrilerin bölgesel olarak ayrı ayrı EF değerleri gösterilmiştir.

Çizelge 4-9: Alan Ortalamalı EF Katsayısı

Alan Ortalamalı EF							
Bölge	Düz	0.75B	1B	1.5B	0.75C	1C	1.5C
Ön	2.31	2.54	2.87	2.49	2.36	2.27	2.29
Üst	2.62	2.68	2.64	2.83	2.40	2.43	2.46
Arka	0.93	1.13	1.23	1.18	1.05	1.02	1.00
Ara Bölge	1.17	1.24	1.31	1.24	1.18	1.18	1.18
Pertürbatör	1.95	2.18	2.29	2.19	1.95	1.92	1.92
1 Adım	1.36	1.46	1.54	1.47	1.38	1.36	1.36

EF tablosundaki değerleri birbirleriyle karşılaştırmak adına mevcut düz pertürbatörlü kanalın EF değerleri referans alınarak yüzdesel olarak değişim Şekil 4.32 ve Şekil 4.33’ de gösterilmiştir.

Şekil 4.32’ da Pertürbatörün EF değerleri karşılaştırılmıştır. Pertürbatörün ön bölgeleri değerlendirildiğinde bombeli geometriler çukurlu geometrilere göre pozitif artış göstermektedir. Pertürbatörün üst bölgesinde ise bombeli geometriler pozitif çukurlu geometriler negatif değer göstermektedir. Ve çukurlu geometrideki bu negatif artış eğrilik yarıçapıyla orantılı olarak artmaktadır. Pertürbatörün arka kısmında ise hem bombeli hem de çukurlu geometrilere pozitif yönde bir artış söz konusudur.

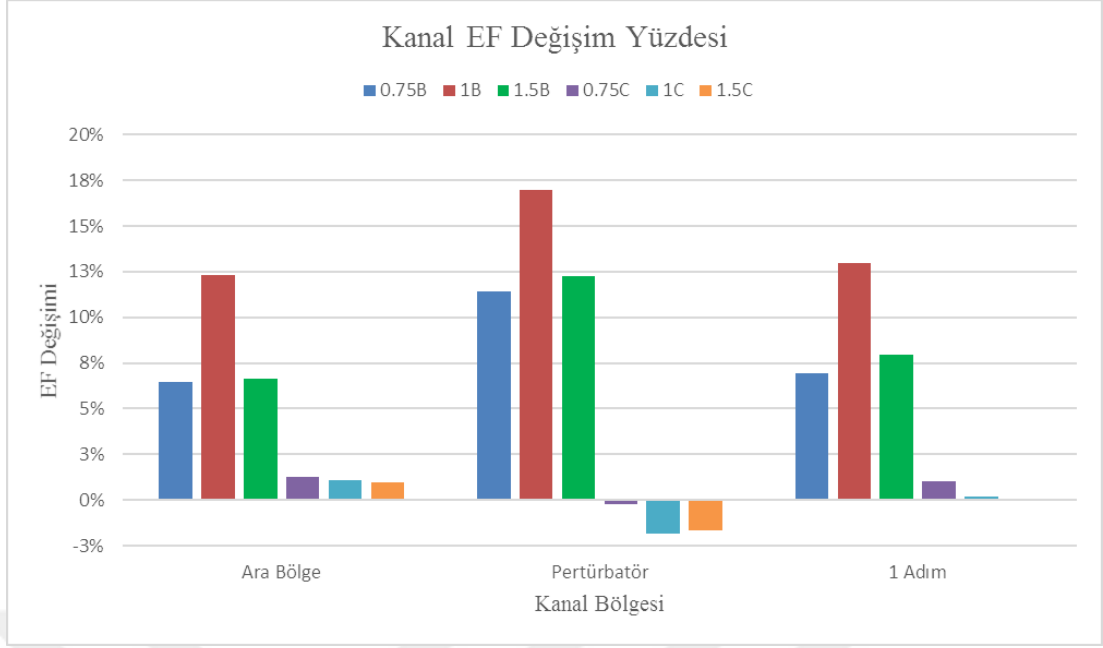


Şekil 4.32: Pertürbatör EF değişim Yüzdesi

Şekil 4.32’ de Pertürbatörün tamamı incelendiğinde bombeli geometrilerde pozitif yönde artış sözkonusudur. Diğer taraftan çukurlu geometrilerin tamamı negatif yönde artış göstermektedir. Buna göre bombeli geometrilerin pertürbatörü EF açısından olumlu sonuçlar elde edilirken çukurlu geometrilerden olumsuz sonuçlar elde etmektedir.

Pertürbatörlerin arasında kalan alan değerlendirildiğinde hem bombeli hemde çukurlu kanallarda olumlu yönde bir artış söz konusudur. Bu artış bombeli kanallarda çok daha fazladır.

Kanaldaki bir adımlık pertürbatör bölgesi incelendiğinde hepsi EF açısından olumlu yönde gelişme göstermektedir. Fakat bu pozitif durum çukurlu kanallarda neredeyse % 1 mertebelerindedir. Bombeli kanal incelendiğinde eğrilik yarıçapının 0,75h, 1h ve 1,5h olduğu durumlarda EF değişimi sırasıyla %6,9 , %13,0, %7,9’dur. Bu durumda en olumlu etki % 13,0’lık artışla eğrilik yarıçapı pertürbatör yüksekliğine eşit olan kanalda elde edilmiştir.



Şekil 4.33: Kanal Bölgesi EF Değişim Yüzdesi

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada türbin iç soğutma kanalının akış incelemesi yapılmıştır. Blokaj oranı % 30 olan 7 adet kare kesitli pertürbatörden oluşan iç soğutma kanalının daha önce yapılmış test sonuçları çalışmada referans olarak kullanılmıştır.

Yapılan çalışmada çeşitli RANS modelleri denenmiştir ve test ve LES sonuçlarına en yakın değerleri veren RSM modeli ile sayısal analizlere devam edilmiştir. Yüksek blokaj oranı ve Reynolds sayısının etkisi ile oluşan türbülanslı akış RANS modeli ile modellendiğinde bazı problemler ortaya çıkmaktadır. Bu durumda RSM modelinin yetersiz olduğu kısımlar olmuştur. Özellikle pertürbatör üzerindeki hız dağılımı ve kanalın orta eksenindeki döngü oluşumunda modelin yetersizliği görülmüştür. Fakat diğer RANS modelleri içinde türbülanslı akışa en iyi çözümü sunan model RSM olduğundan çalışma bu şekilde devam ettirilmiştir.

Yanal duvarlara gidildiğinde oluşan döngüler gerçeğe daha yakın hale gelmektedir ve EF katsayısı da artmaktadır. Bu oluşum RSM modeli ile daha iyi elde edilmektedir.

Yapılan literatür çalışmalarında bilgimiz dahilinde pertürbatör üzerinde çukur olan bir kanal ile karşılaşılmamıştır. Bunun yanında bombeli pertürbatörler olmakla beraber genelde kenar kısımları yuvarlatılmıştır yada pertürbatör genişliği ile aynı çapta olacak şekilde pertürbatörün üst kısmı yuvarlatılmıştır. Bu çalışmadaki bombe eğrili ise pertürbatörün yüksekliği ile orantılı olacak şekilde belirlenmiştir ve blokaj oranı değiştirilmemiştir.

Çalışmada 3 adet bombeli 3 adet de çukurlu pertürbatör olan kanal akış performansı ve ısı transferi etkinlik katsayısı yönünden incelenerek mevcut durumla karşılaştırılmıştır.

Soğutma kanalının üretimi esnasında pertürbatörlerin kenarlarında eğrilikler olabilmektedir. Bu problem üretim metoduyla ve kabiliyetiyle ilgili bir durumdur. Geometrik olarak kare kesitli olan bir pertürbatör üretim sonrasında bir miktar eğrisel bölgelere sahip olabilmektedir. Bundan dolayı bu çalışmada pertürbatörleri isteyerek eğrisel yüzeylerden oluşturduk.

Yeni pertürbatör geometrilerinden elde edilen sonuçlar şu şekildedir;

- Pertürbatörün ön kısmında ortalama EF değişimi 1C ve 1.5C geometrileri için negatif yönde iken diğer geometrilerde pozitif yöndedir. Maksimum EF artışı % 24.3 ile 1B geometrisinde elde edilmiştir.
- Pertürbatörün üst kısmında ortalama EF değişimi bombeli geometrilerde pozitif yönde çukurlu geometrilerde negatif yönde olmuştur. Maksimum EF artışı %12.2 ile 1.5B geometrisinde olurken negatif yönde maksimum artış %8.6 ile 0.75C geometrisinde olmuştur.
- Pertürbatörün arka kısmında ortalama EF değişimi bütün geometrilerde pozitif yöndedir. Maksimum EF artışı % 32.2 ile 1B geometrisinde olmuştur.
- Pertürbatör bütün olarak değerlendirildiğinde bombeli geometrilerde pozitif yönde EF artışı olmaktadır. Maksimum EF artışı %17 ile 1B geometrisinde meydana gelmektedir. Çukur geometrilerde ise negatif EF artışı maksimum %1.8 kadardır.
- Pertürbatörlerin arasında kalan yüzeyde ortalama EF değeri bütün geometrilerde pozitif yöndedir. Maksimum EF artışı % 12.3 kadardır.
- Kanalın 1 adımlık bölümü değerlendirildiğinde bütün geometrilerde pozitif yönde EF artışı olmaktadır fakat bu artış bombeli geometrilerde % 6.9 ile % 13 arasında değişirken çukurlu geometrilerde % 1 mertebelerindedir.
- Boyutsuz basınç düşüşü çukurlu geometrilerde mevcut durumdan daha fazla iken bombeli durumlarda daha düşüktür.

Genel olarak bombeli pertürbatörler hem soğutma performansı hem de basınç düşüşü konusunda çukurlu pertürbatörlerden ve mevcut düz pertürbatörden daha iyi sonuçlar vermektedir.

Gelecek çalışma olarak şunlar önerilmektedir;

- Bombeli ve çukurlu pertürbatörlerden oluşan kanalın SAS veya LES modeli ile hem akış hemde ısı transferi konusunda sayısal olarak incelenmesi ve bunların RANS modeli ile karşılaştırılması.
- Sayısal analizi yapılmamış diğer eğrilik yarıçaplarına ait yeni bombeli ve çukurlu geometrilerin analizlerinin yapılması.
- Çeşitli eğrilik yarıçaplarında sayısal analizler yaparak boyutsuz basınç düşüşü ve EF katsayısı açısından bir korelasyon elde edilmesi.

KAYNAKLAR

- [1] **Dixon, S. L. (1998).** Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery. Madras.
- [2] **Wilson, D. G., & Korakianitis, T. (2014).** The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines. London.
- [3] **Saravanamuttoo, H., I., H., Roges, G., F., C., Cohen, H., Straznicky, P., V., Nix, A., C. (2009).** Gas Turbine Theory. Pearson, Harlow, United Kingdom.
- [4] **Giampaolo, T. (2009).** Gas turbine handbook: principles and practice. Roca Raton.
- [5] **Sayed, A., F., (2006).** Aircraft propulsion and gas türbine engines. Taylor & Francis, Boca Raton.
- [6] **Cantwell, B.,J., (2007).** Aircraft and Rocket Propulsion, Standford University, California.
- [7] **Jansohn, P. (2013).** Modern Gas Turbine Systems. Modern Gas Turbine Systems. <https://doi.org/10.1533/9780857096067.1.21>
- [8] **Ekkad, S., Dutta, S., & Han, J.-C. (2000).** Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology.
- [9] **Yang, W., & Xue, S. (2016).** Experimental investigation on heat transfer characteristics of high blockage ribs channel. Retrieved from <https://repository.up.ac.za/handle/2263/62099>
- [10] **Çakan, M. (2000).** Aero-thermal investigation of fixed rib-roughened internal cooling passages (Doctoral Dissertation).
- [11] **Chandra, P.,R., Niland, M., E., Han J., C.(1997).** Turbulent Flow Heat Transfer and Friction in a Rectangular Channel With Varying Numbers of Ribbed Walls. ASME. J. Turbomach. 1997;119(2):374-380. doi:10.1115/1.2841121.
- [12] **Liou, T., M., Hwang, J., J.(1992).** Turbulent Heat Transfer Augmentation and Friction in Periodic Fully Developed Channel Flows. ASME. J. Heat Transfer. 1992;114(1):56-64. doi:10.1115/1.2911267.
- [13] **Han, J., C.(1988).** Heat Transfer and Friction Characteristics in Rectangular Channels With Rib Turbulators. ASME. J. Heat Transfer. 1988;110(2):321-328. doi:10.1115/1.3250487.
- [14] **Tanda, G. (2011).** Effect of rib spacing on heat transfer and friction in a rectangular channel with 45 ° angled rib turbulators on one / two walls. International Journal of Heat and Mass Transfer, 54(5–6), 1081–1090. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.11.015>

- [15] **Han, J., C., Zhang, Y., M., Lee, C., P.(1991)**. Augmented Heat Transfer in Square Channels With Parallel, Crossed, and V-Shaped Angled Ribs. ASME. J. Heat Transfer. 1991;113(3):590-596. doi:10.1115/1.2910606.
- [16] **Taslim, M., E., Wadsworth C., M. (1997)**. An Experimental Investigation of the Rib Surface-Averaged Heat Transfer Coefficient in a Rib-Roughened Square Passage. ASME. J. Turbomach. 1997;119(2):381-389. doi:10.1115/1.2841122.
- [17] **Scholl, S., Verstraete, T., Duchaine, F., & Gicquel, L. (2016)**. Conjugate heat transfer of a rib-roughened internal turbine blade cooling channel using large eddy simulation. International Journal of Heat and Fluid Flow, 61, 650–664. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2016.07.009>
- [18] **Viswanathan AK, Tafti DK. (2007)**. Investigation of Detached Eddy Simulations in Capturing the Effects of Coriolis Forces and Centrifugal Buoyancy in Ribbed Ducts. ASME. J. Heat Transfer. 2007;129(7):778-789. doi:10.1115/1.2717944.
- [19] **Spalart, P., R., Jou, W.,H., Strelets, M., Allmaras, S.,R. (1997)**. Comments On The Feasibility Of LES For Wings, And On A Hybrid RANS/LES Approach, Advanced in DNS/LES Conference.
- [20] **Ren, B. (2014)**. A combined numerical and experimental study of heat transfer in a roughened square channel (Master's Thesis).
- [21] **Lohasz, M., M., Csecs, A. (2004)**. RANS computation of ribbed duct flow using fluent and comparing to LES.
- [22] **Keshmiri, Amir & A Cotton, M & Addad, Yacine. (2009)**. Numerical simulation of flow and heat transfer over rib-roughened surfaces. 17th Annual Conference of CFD Society of Canada.
- [23] **A. Ooi, G. Iaccarino, P.A. Durbin, M. Behnia.(2002)**. Reynolds averaged simulation of flow and heat transfer in ribbed ducts.International Journal of Heat and Fluid Flow.Volume 23. Issue 6.Pages 750-757.ISSN 0142-27X.[https://doi.org/10.1016/S0142-727X\(02\)00188-1](https://doi.org/10.1016/S0142-727X(02)00188-1).
- [24] **Rau GG, Çakan MM, Moeller DD, Arts TT.(1998)**. The Effect of Periodic Ribs on the Local Aerodynamic and Heat Transfer Performance of a Straight Cooling Channel. ASME. J. Turbomach. 1998;120(2):368-375. doi:10.1115/1.2841415.
- [25] **Jang Y, Chen H, Han J.(2000)**. Flow and Heat Transfer in a Rotating Square Channel With 45 deg Angled Ribs by Reynolds Stress Turbulence Model. ASME. J. Turbomach. 2000;123(1):124-132. doi:10.1115/1.1333092.
- [26] **Marocco L, Franco A.(2006)**. Direct Numerical Simulation and RANS Comparison of Turbulent Convective Heat Transfer in a Staggered Ribbed Channel With High Blockage. ASME. J. Heat Transfer. 2016;139(2):021701-021701-7. doi:10.1115/1.4034774.

- [27] **Xie G, Liu J, Zhang W, Lorenzini G, Biserni C.(2013).** Numerical Prediction of Turbulent Flow and Heat Transfer Enhancement in a Square Passage With Various Truncated Ribs on One Wall. ASME. J. Heat Transfer. 2013;136(1):011902-011902-11. doi:10.1115/1.4024989.
- [28] **Keshmiri, A., Osman, K., Benhamadouche, S., & Shokri, N. (2016).** Numerical Heat Transfer , Part B : Fundamentals Assessment of advanced RANS models against large eddy simulation and experimental data in the investigation of ribbed passages with passive heat transfer ABSTRACT. UNHB, 69(2), 96–110. <https://doi.org/10.1080/10407790.2015.1096641>
- [29] **Sleiti, Ahmad & Kapat, Jayanta. (2006).** Comparison Between EVM and RSM Turbulence Models in Predicting Flow and Heat Transfer in Rib-Roughened Channels. Journal of Turbulence. 7. 10.1080/14685240500499343.
- [30] **Lohasz, M., Rambaud, P., Bennocci, C.(2003).** LES simulation of ribbed square duct with fluent adn comparison with PIV data. Conference on Modelling Fluid Flow.
- [31] **Görgülü, İ., Hepkaya, E. (2017).** Flow Computations of Rib-Roughened Cooling Channels With RANS and Scale Resolving Simulation Models. ASME. Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, Volume 5A: Heat Transfer ():V05AT11A004. doi:10.1115/GT2017-63646.
- [32] **Zacharzewski, P., Jefferson-Loveday, R., Simmons, K. and Capone, L.(2016).** Evaluation of the SST-SAS Model for Prediction of Separated Flow Inside Turbine Internal Cooling Passages, ASME Paper No. GT2016-56117, 2016.
- [33] **Arts, Tony & Benocci, Carlo & Rambaud, P. (2018).** Experimental and Numerical Investigation of Flow and Heat Transfer in a Ribbed Square Duct.
- [34] **U. Piomelli (2006).** Large eddy simulation and related techniques; theory and applications. Large Eddy Simulation of Turbulent Flows, VKI Lecture Series 2006-04
- [35] **Cukurel, B., & Arts, T. (2018).** Local Heat Transfer Dependency on Thermal Boundary Condition in Ribbed Cooling Channel Geometries, 135(October 2013), 1–11. <https://doi.org/10.1115/1.4024494>
- [36] **Jennings, T. (2011).** Film cooled gas türbine vane temperature calculation with an iterative conjugate heat transfer approach using empirical film correlations. (Master’s Thesis).
- [37] **Taslim ME, Lengkong A.,A.(1999).** 45 deg Round-Corner Rib Heat Transfer Coefficient Measurements in a Square Channel. ASME. J. Turbomach. 1999;121(2):272-280. doi:10.1115/1.2841311.
- [38] **Taslim, M. E., & Nezym, V. (2007).** A New Statistical-Based Correlation for the Rib Fin Effects on the Overall Heat Transfer Coefficient in a Rib-Roughened

Cooling Channel. International Journal of Rotating Machinery, vol. 2007, Article ID 68684, 11 pages, 2007. doi:10.1155/2007/68684

- [39] **Farlow, S. (2016).** The GMDH algorithm of Ivakhnenko, (November 1981). <https://doi.org/10.1080/00031305.1981.10479358>
- [40] **Ahn, J., Choi, H., Lee, J.(2005).** Large Eddy Simulation of Flow and Heat Transfer in a Channel Roughened by Square or Semicircle Ribs. ASME. J. Turbomach. 2005;127(2):263-269. doi:10.1115/1.1811098.
- [41] **Rallabandi, A., P., Alkhamis, N., Han, J.(2010).** Heat Transfer and Pressure Drop Measurements for a Square Channel With 45 deg Round-Edged Ribs at High Reynolds Numbers. ASME. J. Turbomach. 2010;133(3):031019-031019-10. doi:10.1115/1.4001243.
- [42] **Arts, T., Bennocci, C. (2011).** Experimental and numerical investigation of conjugate heat transfer in rib-roughened duct.VKI.

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Gökmen KIDIK
Doğum Tarihi ve Yeri : 18.05.1988, Vakfıkebir
E-posta : kidik.gokmen@gmail.com, kidikg@itu.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2014, İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİMLER VE ÖDÜLLER:

2014-2017 arasında Simutek Mühendislik ve Danışmanlık Şirketinde CFD sorumlusu olarak görev yaptı.

2017- halen Coşkunöz Holding Arge Merkezinde proses geliştirme sorumlusu olarak çalışmakta.