

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TERSİNE TASARIM YÖNTEMİNİN DÜŞÜK HIZLI EKSENEL FANLARA
UYGULANMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Hıdır MARAL

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı-Akışkan Programı

HAZİRAN 2012

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TERSİNE TASARIM YÖNTEMİNİN DÜŞÜK HIZLI EKSENEL FANLARA
UYGULANMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Hıdır MARAL
(503091143)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı-Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Y. Doç. Dr. Levent KAVURMACIOĞLU

HAZİRAN 2012

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503091143 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Hıdır MARAL**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**Tersine Tasarım Yönteminin Düşük Hızlı Eksenel Fanlara Uygulanması**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Y. Doç. Dr. Levent KAVURMACIOĞLU**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Erkan AYDER**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Y. Doç. Dr. Emre ALPMAN
Marmara Üniversitesi

Teslim Tarihi : **04 Mayıs 2012**

Savunma Tarihi : **08 Haziran 2012**

Aileme,

ÖNSÖZ

Lisans hayatımdan bu yana akademik çalışmamın her aşamasında beni cesaretlendiren ve yol gösteren, bu çalışmanın gerçekleşmesinde de bana her türlü yardımı ve kolaylığı gösteren değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Levent Kavurmacıoğlu'na sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmalarım sırasında benden hiçbir yardımı esirgemeyen değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Murat Çakan, çok değerli dostlarım Ar. Gör. Fırat Nuri İlyasoğlu ve Ar. Gör. Ayhan Nazmi İlikan'a teşekkür ederim. Araştırma görevlisi arkadaşlarım Umut Karagüzel ve Ali Taner Kuzu'ya yardımlarından teşekkür ederim. Yüksek lisans öğrenimim boyunca yanımda olan, desteğini sürekli hissettiğim çok değerli arkadaşım Araştırmacı Murat Naroğlu'na sonsuz teşekkürlerimi sunmak isterim.

Beni günlere getiren, bunu yaparken hiçbir fedakarlıktan kaçınmayan ve her konuda bana destek olan çok sevgili annem Menekşe Maral'a, babam Ali Maral'a, kardeşlerim Sultan Maral ve İlknur Maral'a sonsuz sevgilerimi sunarım.

Mayıs 2012

Hıdır MARAL

(Makina Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
2. TERSİNE TASARIM YÖNTEMİ.....	5
2.1 Teori ve Akış Modeli	5
2.1.1 Birleşik sirkülasyon.....	5
2.1.1.1 Vorteks tabakası	6
2.1.1.2 Açısal momentum (rV_θ)	8
2.1.2 Akış alanının elde edilmesi	9
2.1.3 Kanat şeklinin elde edilmesi	11
2.1.4 İdeal-Viskoz etkileşimi	13
2.1.4.1 Aerodinamik blokaj yaklaşımı	13
2.1.4.2 Vorteks oluşumu ve aktarımı yaklaşımı.....	14
2.2 Sayısal Yöntem	15
3. FAN MODELİ VE MODELİN GELİŞTİRİLMESİ.....	17
3.1. Mevcut Fan Modeli	18
3.1.1 Sayısal akışkanlar dinamiği analizi ve sonuçları	19
3.1.1.1 Çözüm ağı oluşturulması.....	19
3.1.1.2 Çözüm ağının analize hazır duruma getirilmesi.....	22
3.1.1.3 Analiz sonuçları	22
3.1.2 Deneysel sonuçlar	26
3.1.3 Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması.....	27
3.2 Tersine Tasarım Yöntemiyle Fan Geometrileri Oluşturulması.....	29
3.2.1 LOL_LE_CV_ST-14 modeli	33
3.2.2 HIL_LE_CV_ST-40 modeli	35
3.2.3 HIL_LE_FV_ST7 modeli	37
3.2.4 HIL_LE_FV_ST0 modeli	39
3.3 Tersine Tasarımla Elde Edilen Fan Geometrilerinin Karşılaştırılması	41
4. DENEYSEL VE SAYISAL SONUÇLAR.....	43
4.1 Deneysel Sonuçlar	43
4.1.1 Geliştirilen fan modellerinin deneysel sonuçları	43
4.1.1.1 LOL_LE_CV_ST-14 modeli	44
4.1.1.2 HIL_LE_CV_ST-40 modeli.....	45
4.1.1.3 HIL_LE_FV_ST7 modeli	46
4.1.1.4 HIL_LE_FV_ST0 modeli	46
4.1.2 Fan modellerinin deneysel karşılaştırılması.....	47

4.1.3 Kanat ucu boşluğunun deneysel olarak incelenmesi.....	53
4.2 Sayısal Sonuçlar	55
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	69
KAYNAKLAR.....	73
ÖZGEÇMİŞ.....	77

KISALTMALAR

HAD	: Akışkanlar Dinamiği
N	: Devir sayısı [devir/dakika]
Δp	: Basınç artışı [Pa]
HK	: Hücüm kenarı
FK	: Fırar kenarı

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1: Tersine tasarım yöntemiyle elde edilen modellerde açısal momentum ve yük dağılımı	42
--	----

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Pompa akışkana enerji verir, türbin ise akışkandan enerji çeker	1
Şekil 1.2: Pompalarda gaz kullanılması durumunda türbomakinaların basınç artışı ve debiye bağlı olarak adlandırılması	2
Şekil 2.1: Sınır tabaka vorteksinden dolayı akışkan hızının sıfır olması	7
Şekil 2.2: Potansiyel akış için yüzey vortex tabakasının modellenmesi	7
Şekil 2.3: Meridyenel kesitte sarılma açısı, f , dağılımı (Normalize edilmiş)	12
Şekil 3.1: Tasarımı yapılacak olan fanın ön ve yan görünüşü	18
Şekil 3.2: Referans alınan fan modelinin 3 boyutlu görüntüsü.	19
Şekil 3.3: Giriş hacmi ağ yapısı	20
Şekil 3.4: Rotor alt bölgesi ve üst bölgesi çözüm ağı	21
Şekil 3.5: Çıkış hacmine ait çözüm ağı	21
Şekil 3.6: Bağlı Düzlemde toplam basınç dağılımı	23
Şekil 3.7: $r/R_{gvd,uç}=0,2$ için kanat yüzeylerindeki hız ve basınç dağılımı	24
Şekil 3.8: Farklı kanat yüksekliklerinde elde edilmiş kanat yük dağılımları	24
Şekil 3.9: Mevcut fana ait sayısal analizle elde edilen veriler	25
Şekil 3.10: Mevcut fan modelinin 2000 ve 2200 dev/dak'daki deneysel sonuçları. .	26
Şekil 3.11: Mevcut fanın 2200 dev/dak'daki verim eğrisi.	27
Şekil 3.12: 2200 dev/dak'da sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.	28
Şekil 3.13: Mevcut fanın 2200 dev/dak'daki verim eğrileri	28
Şekil 3.14: Tersine tasarım yöntemiyle geliştirilen kanat geometrisinde açısall momentumun göbekten uca değişimi	30
Şekil 3.15: 3 parçalı eğri yönteminde parametrelerin belirlenmesi	31
Şekil 3.16: Stacking condition un kanat üzerinde tanımlanması	32
Şekil 3.17: Tersine tasarım yöntemiyle elde LOL_LE_CV_ST-14 fan modelinin 3 boyutlu geometrisi	33
Şekil 3.18: LOL_LE_CV_ST-14 modeli için kanat boyunca açısall momentum değişimi	34
Şekil 3.19: LOL_LE_CV_ST-14 Meridyenel uzunluk boyunca kanat yükünün, $\partial r V \theta \partial m$, değişimi	34
Şekil 3.20: Hücum kenarında düşük yükleme değeri için elde edilen kanat geometrisi	35
Şekil 3.21: Hücum kenarında yüksek yükleme değeri için elde edilen kanat geometrisi	36
Şekil 3.22: HIL_LE_CV_ST-40 modelinde göbekten uca açısall momentumun değişimi	36
Şekil 3.23: HIL_LE_CV_ST-40 modelinde yük dağılımı	37
Şekil 3.24: HIL_LE_FV_ST7 modelinde tersine tasarım yöntemiyle elde edilen kanat geometrisi	38
Şekil 3.25: HIL_LE_FV_ST7 modelinde açısall momentumun yarıçap boyunca değişimi	38
Şekil 3.26: HIL_LE_FV_ST7 modelinde kanat üzerindeki yük dağılımı	39

Şekil 3.27: HIL_LE_FV_ST0 modeline ait kanat şekli.....	39
Şekil 3.28: HIL_LE_FV_ST0 modelinde açısal momentumun değişimi	40
Şekil 3.29: HIL_LE_FV_ST0 modeline ait kanat üzerindeki yük dağılımı	40
Şekil 3.30: Tersine tasarım yöntemi kullanılarak elde edilen kanat fan geometrileri	41
Şekil 4.1: LOL_LE_CV_ST-14 modelinde deneysel sonuçlar	44
Şekil 4.2: HIL_LE_CV_ST-40 modelinde deneysel sonuçlar.....	45
Şekil 4.3: HIL_LE_FV_ST-7 modelinde deneysel statik basınç artışı.....	46
Şekil 4.4: HIL_LE_FV_ST0 modelinde deneysel basınç artışı.....	47
Şekil 4.5: 2000 dev/dak dönme hızında tersine tasarım yöntemiyle elde edilen modeller ve orijinal fanın deneysel sonuçları	49
Şekil 4.6: 2200 dev/dak dönme hızında deneysel veriler.	51
Şekil 4.7: Orijinal fan ve HIL_LE_FV_ST0 modelinin karşılaştırılması.....	52
Şekil 4.8: Orijinal fan ve HIL_LE_FV_ST0 modellerinde verim.	52
Şekil 4.9: HIL_LE_FV_ST0 modeli için deneysel ölçümlerin karşılaştırılması	54
Şekil 4.10: HIL_LE_FV_ST0 modelinde kanat ucu boşluğunun deneysel olarak incelenmesi	54
Şekil 4.11: Orijinal fanda kanat ucu boşluğunun deneysel incelenmesi.....	55
Şekil 4.12: HIL_LE_FV_ST0 modeli kanat etrafındaki ve rotordaki çözüm ağı.....	56
Şekil 4.13: HIL_LE_FV_ST0 modelinde giriş hacmine ait çözüm ağı [25].	57
Şekil 4.14: HIL_LE_FV_ST0 modelinde çıkış hacmine ait çözüm ağı [25].....	58
Şekil 4.15: 2200 dev/dak dönme hızında HIL_LE_FV_ST0 modeli ve orijinal fanda sayısal olarak sağlanan basınç artışı	58
Şekil 4.16: 2200 dev/dak'da orijinal fan ve HIL_LE_FV_ST0 modeli sayısal ve deneysel basınç artışı	59
Şekil 4.17: 2200 dev/dak için HAD verim değerlerinin karşılaştırılması.....	60
Şekil 4.18: 2200 dev/dak'da orijinal fan ve HIL_LE_FV_ST0 modeli sayısal ve deneysel verim	61
Şekil 4.19: Orijinal Fan ve HIL_LE_FV_ST0 $r/R_{gvd,uç}=0,2$ için kanat – kanat düzleminde hız vektörleri	62
Şekil 4.20: $r/R_{gvd,uç}=0,5$ için hız vektörlerinin karşılaştırılması	63
Şekil 4.21: $r/R_{gvd,uç}=0,8$ için hız vektörlerinin karşılaştırılması	64
Şekil 4.22: $r/R_{gvd,uç}=0,95$ için hız vektörlerinin karşılaştırılması	65
Şekil 4.23: Orijinal fan için hücum kenarı civarında hız vektörleri	66
Şekil 4.24: HIL_LE_FV_ST0 modelinde hücum kenarı civarında hız vektörleri.....	67

TERSİNE TASARIM YÖNTEMİNİN DÜŞÜK HIZLI EKSENEL FANLARA UYGULANMASI

ÖZET

Bu çalışmada türbomakinalarda kanat geometrisinin tanımlanan basınç dağılımına bağlı olarak elde edildiği tersine tasarım yöntemi üzerinde durulacaktır.

Teknolojinin gelişmesiyle birlikte sayısal akışkanlar dinamiğinde(HAD) de önemli gelişmeler meydana gelmiştir. Akış denklemlerinin bilgisayarlar kullanılarak çözülmesi türbomakinalarda kanat tasarımında önemli bir adım olarak görülmektedir. HAD, türbomakinalarda hidrodinamik ve aerodinamik analiz; sonrasında optimizasyon için oldukça önemli bir konuma gelmiştir. Bugün çeşitli yöntemlerle türbomakinalarda oldukça karmaşık kabul edilen 3-Boyutlu akış incelenilmekte; istenmeyen akış ayrılmaları, ters basınç gradyeni durumunda akışkan davranışı, viskoz etkilerin türbomakina performansı üzerine etkileri gibi akışa ve türbomakinaya ait detaylı bilgiler elde edilebilmektedir.

Günümüzde türbomakina tasarımı pek çok durumda tasarımcının deneyimine bağlı olarak yapılmaktadır. Tasarım, var olan geometrinin ardışık yaklaşımlarla değiştirilmesi ve sonrasında akış analizi ve(veya) deneylerle doğrulanması şeklinde yapılmaktadır. Bu yöntem, tasarımcıya bağlı olarak hem zaman hem de maliyet sorununa neden olabilir.

Son yıllarda gittikçe önemli bir konu olan tersine mühendisliğin türbomakinalara uygulanması kanat tasarımında büyük kolaylıkları beraberinde getirmiştir. Tersine tasarım yaklaşımında, akış analizi sonucunda elde edilen veriler giriş verileri olarak kabul edilir. Akış analizleri sonucunda elde edilen kanat üzerindeki yük dağılımı (basınç dağılımı) başta olmak üzere diğer parametreler tersine tasarım yönteminde giriş verisi olmaktadır. Tersine tasarım yöntemi, farklı bir ifadeyle “istenilen akış özelliklerini sağlayan kanat tasarımı” olarak tanımlanabilir. Kanat üzerindeki yük dağılımı bu yaklaşımda kullanılan en önemli tasarım parametresidir. Bu yaklaşım belirtilen yük dağılımına (gerekli basınç dağılımı) uygun kanat tasarımına olanak sağlamaktadır.

Tersine tasarım yöntemi kullanılarak var olan bir fan geometrisinin yeniden tasarımı yapılmıştır. Meridyenel geometri sabit tutup yük dağılımı ve diğer parametrelerin değiştirilmesiyle farklı kanat geometrileri elde edilmiştir. Elde edilen fan geometrileri hızlı prototipleme yöntemiyle imal edilmiştir. Daha sonra bu geometrilere performans deneyleri uygulanmıştır. Orijinal fan ile benzer performans gösteren model/modellere ANSYS CFX ile HAD analizi uygulanarak sayısal ve deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Yapılan çalışmalar sonucunda merideyenel geometri sabit tutularak yüksek verime sahip ve yüksek basınç artışı sağlayan fan geometrisi elde edilmiştir.

APPLICATION OF INVERSE DESIGN METHOD TO LOW SPEED AXIAL-FLOW FANS

SUMMARY

In this thesis a 3-dimensional inverse design method in which the blade geometry in turbomachinery is calculated for specified pressure distribution is described.

There have been significant improvements in Computational Fluid Dynamics (CFD) due to the improvements in technology. It is seen as an important step in turbomachinery blade design to use computers in order to solve flow equations. Computational fluid dynamics has become a considerably important way in turbomachinery for both hydrodynamically and aerodynamically analysis and then for optimization process. Today using various methods 3-dimensional flow which is assumed complicated in turbomachines can be investigated and a detailed information on both turbomachinery and flow such as undesired flow separations, behaviour of fluid in case adverse pressure gradient, viscous effects on turbomachinery performance can be obtained.

In the field of turbomachinery, there are two main approaches for aerodynamic design. The first and basic method is defined as direct method which means that flow field through an impeller is tried to be determined for a given blade shape. The second and respectively newer method is inverse design method which means that the optimum blade shape is tried to be obtained depending on the input data.

Using direct method, blade design process is achieved by applying flow analysis and making changes at blade geometry using results obtained from numerical simulations. Today using various methods 3-dimensional flow which is assumed complicated in turbomachines can be investigated and as a result detailed information on both turbomachinery and flow through the impeller such as undesired flow separations, behaviour of fluid in case adverse pressure gradient, viscous effects on turbomachinery performance can be obtained. Today in most cases turbomachinery design depends on the designer experience. Blade design is done by successive alterations in the geometry and flow analysis and/or verifications by the experiments. This method can consume more time and result high cost.

Application of inverse engineering which has become important recently to turbomachinery brings facilities together. In inverse design approach, data obtained from flow analysis is assumed as input data. Particularly blade loading distribution and other data obtained from flow analysis are specified as input parameters in inverse design method. In other words, inverse design method can be defined as the blade design method which meets the desired flow conditions. Blade loading distribution is the most important design parameter in this method. This method allows the blade design with respect to specified blade loading distribution.

Axial flow fans are used in wide variety of areas including air conditioning, automotive applications, home appliances and electronics applications. CFD analysis of flow through an axial flow impellers help to understand the main features that

affect the fan performance. CFD does put forth any modifications to improve fan performance. In this study main mechanism affecting the fan performance are tried to be figured out using inverse desing method.

In this study, an axial flow fan was redesigned by using inverse design method, a commercial code Turbodesign-1. Turbodesign-1 developed for 3D inviscid fluid flow is based on potential flow theory. Main inputs of the Turbodesign-1 are blade loading distribution along spanwise and streamwise direction, stacking condition. In this turbomachinery design method blades are represented by sheet of vorticity whose strength is related with the bound circulation ($2\pi rV_\theta$). The prescribed circulation distribution is directly related to the blade loading, pressure difference across the blade surfaces and by the specification of the circulation and blade thickness distribution blade shape is tried to be determined iteratively. In order to determine the circulation, angular momentum per unit mass distribution is used, since it is directly related to the circulation. Inverse design method is a successive method in which the blade shape is obtained from velocity field whereas velocity field is calculated using vortex vector. And vortex vector depends on the blade shape. Thus, in inverse design method blade shape is calculated iteratively. After calculating the velocity field, blade shape can be obtained by applying inviscid slip condition which means that blade must be aligned with the local velocity vector.

Different blade geometries are obtained by keeping the meridional geometry unchanged whereas blade loading distribution and other parameters are modified. The most important parameter in the inverse design code is the blade loading along both spanwise and streamwise directions. Variation in blade loading in spanwise direction gives an idea about vortex pattern of the axial flow fan whereas variation in streamwise direction is directly related to the pressure difference between the pressure side and suction side of the blade. In this study both spanwise and streamwise variation is considered while designing new models. Different vortex patterns are used in order to improve the blade geometries. By having variable vortex pattern enables the designer to figure out the effect of free vortex, compound vortex, and forced vortex in design phase. One of the important parameters except from blade loading is called stacking condition which implies the wrap angle distribution on leading edge or trailing edge of the blade. It is obtained from both experimental and computational studies in the past that blade loading parameters have important effects on fan efficiency, fan performance; stacking condition has significant effects on noise level of the axial fan. Differet stacking conditions are introduced in order to get details about effect of this parameter.

In this study, using variable blade loadings by changing the rV_θ distribution along streamwise and spanwise, it is aimed to be able to determine the optimum blade geometry. Effects of blade loading parameters are concerned in order to find out the optimum blade loading distribution. For axial flow fans the optimum blade loading is not known, therefore it is aimed to figure out the effect of the blade loading parameters, thus optimum blade loading. Optimum blade loading for axial flow fan becomes an important issue. To obtain optimum blade geometries, lots of tries were carried out.

After improving new models, using rapid prototype techniques these models are manufactured. Then performance tests are applied to each model with respect to fan startands. Pressure rise characteristics are determined experimentally for each model. Also, efficiency test was introduced to some models, both original fan and inverse

designed geometry. In addition, in order to find out the effect of the tip clearance on fan performance, some additional tests were carried out using different casings.

In order to verify the experimental results, CFD analysis is applied to models which have experimentally similar performance characteristics with base fan using ANSYS CFX commercial version. Mesh was generated using ANSYS ICEM CFD 12.0. In order to avoid time problem depending on the number of mesh, rotational periodicity was used for analysis. Fluid domain involves three different parts; inlet, outlet, and rotor. Of these models, inlet and outlet parts are stationary whereas rotor composes the rotational part. Hexahedral mesh was used for all parts and all models. By using hexahedral mesh, number of mesh required to provide convergence was reduced compared to tetrahedral mesh. For numerical simulations, to avoid convergence problems inlet and outlet volumes of the flow domain were extended to longer length. And it was confirmed that extension of the inlet and outlet domains achieved the convergence problems.

The numerical simulations were carried out with ANSYS CFX. Steady type flow analysis was used in simulations. Turbulence model used in the simulation was SST (Shear Stress Transport). Convergence criterion was 10^{-8} for all simulations. For each model, performance characteristics were obtained.

After numerical simulations were completed, experimental and numerical results are compared. Not all models using Turbodesign-1 There have been differences between the experimental and numerical characteristics, since the effect of the electric motor is ignored in numerical simulations. Nevertheless, both results provide detailed information on flow through axial flow fans.

Numerical results reveal that undesired flow mechanisms such as tip vortex and hub vortex are reduced. Strength of the tip vortex is reduced considerably. Tip leakage flow is one of the most important flow mechanisms which increase the losses and noise level. Within the scope of this thesis, effect of the tip clearance was able to be examined. Effect of tip clearance on fan performance was obtained both experimentally and numerically. Also, hub vortex was reduced into a small area with respect to original fan.

When the performances of both original fan and inverse designed fan compared experimentally, they show differences in different flow rates. Performance of the both fans beyond and above the design flow rate differs from each other. For instance, while at low flow rates original fan has higher performance; at high flow rates inverse designed fan has better performance.

Applying the inverse desing approach results axial flow fan geometries which have higher efficiency and provides higher pressure rise with respect to base fan.

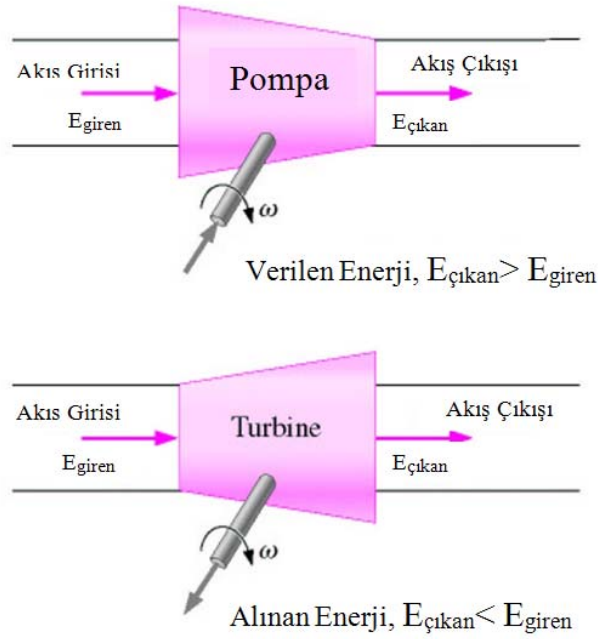
Concequently, experimental and numerical results reveal that inverse design method is an effective way of turbomachinery design. Differing from direct method, inverse design method enables the user to be able to control the blade loading. Therefore, it facilitates to design blade geometries under prescribed conditions. Also, this approach consumes less than time direct method. The main drawback of this method is that optimum blade loading is not known for the axial flow fans. However, a parametric study can be carried out in order to determine the optimum blade loading for axial flow fans. Inverse design method is considerably effective to improve the fan performance under prescribed pressure distribution, since the information

obtained from numerical methods help to gain insight about turbomachinery design. And this method should be improved to remove its drawbacks.

1. GİRİŞ

Dönen bir eleman aracılığıyla enerjinin bir akışkana aktarıldığı veya bir akışkandan çekildiği makinalar türbomakina olarak adlandırılmaktadır. *Turbo* öneki Latince’de dönme, dönen anlamlarına geldiğinden dönen makinalar için türbomakinalar terimi kullanılmaktadır [1]. Akışkan ile dönen eleman arasındaki etkileşim sonucu akışkanın basıncında ve momentumunda değişim gözlenir [2]. Etkileşim sonucunda akışkanın basıncının artırılması veya azaltılması amaçlanmaktadır.

Türbomakinalar genel olarak akışkana enerji veren türbomakinalar, pompalar ve akışkandan enerji alan türbomakinlar, türbinler olmak üzere iki grupta incelenir [3]. Şekil 1.1’de türbomakina çıkışında pompa ve türbin için akışkandaki enerji değişimi gösterilmektedir.



Şekil 1.1: Pompa akışkana enerji verir, türbin ise akışkandan enerji çeker [3].

Akışkana enerji aktaran makinalar olarak bilinen en eski cihazlar pompalardır. M.Ö. 1000 yıllarında Asya ve Afrika’da kullanılan su dolapları ile M.Ö. 250 yılında Archimedes tarafından geliştirilen helisel dişli pompalar ilk örnekler olarak

sayılabılır. M.Ö. 70’li yıllarda Romalılar tarafından ilk türbin örnekleri kullanılmıştır [1].

Pompalar sıvıyı bir yerden başka bir yere aktarmak için kullanılan türbomakinalar olarak tanımlanmaktadır. Pompalar, kanatlar ile akışkan arasındaki dinamik etkileşim sonucunda içinden geçen akışkanın basıncını arttırmaktadır. Ancak pompalarla ilgili genel bir yanlış, pompanın akışkanın hızını arttırdığı yönündedir. Bu ifade bazı durumlar için doğru olsa bile pompalarda temel amaç akışkan hızının artırılması değildir. Pompaların amacı akışkana enerji vererek akışkanın basıncını arttırmaktır, akışkanının hızını arttırmak değildir [3].

Türbinler çok eski çağlardan beri kullanılan, akışkanın sahip olduğu enerjiyi kullanılabilir mekanik enerjiye dönüştüren makinalardır. Irmaklardan ve rüzgardan yararlanabilmenin yollarından biri olarak türbinler yüzyıllardır kullanılmaktadır. Pompalar için dile getirilen yanlış türbin için de geçerlidir. Türbinlerin kullanım amacı akışkandan enerji çekerek basıncını düşürmektir, akışkanın hızını düşürmek değildir [3].

Pompalar ve türbinler için türbomakinaların iki geniş grubu oluşturmaktadır. Ancak pompalar sadece sıvıların aktarılmasında kullanılmaktadır; akışkanın gaz olması durumunda farklı terimler kullanılmaktadır. Sağlanan basınç artışına göre fan, üfleç veya kompresör olmak üzere farklı terimler kullanılır. Göreceli olarak düşük basınç artışı sağlayan gaz pompaları için “fan” terimi kullanılmaktadır. 1 atm’e kadar basınç artışı sağlanan durumlarda üfleç; daha yüksek basınç ve göreceli olarak düşük debilerde ise kompresör tanımlaması yapılmaktadır [1]. Şekil 1.2’de akışkanın gaz olması durumunda, akışkan debisi ve sağlanan basınç artışına bağlı olarak türbomakinaların sınıflandırılması görülmektedir.

	Fan	Üfleç	Kompresör
ΔP	Düşük	Orta	Yüksek
$\dot{V}$	Yüksek	Orta	Düşük

Şekil 1.2: Pompalarda gaz kullanılması durumunda türbomakinaların basınç artışı ve debiye bağlı olarak adlandırılması [3].

Basıncı arttırılacak akışkanın gaz, genellikle hava, olması durumunda fanlar kullanılmaktadır. Hava akışı yaratmak için kullanılan fanlar bilgisayarlarda kullanılan küçük fanlardan binaların havalandırma sistemlerinde kullanılan büyük fanlara kadar çeşitlilik göstermektedir. Fanlarda akışkanın gaz olmasına rağmen gaz yoğunluğundaki değişim genellikle % 7'yi geçmemektedir [4]. Bu nedenle fanlarda akışın sıkıştırılmaz olduğu kabul edilip gaz yoğunluğu sabit alınır. Fanlar, çark meridyenel geometrisine göre 3 farklı gruba ayrılabilir: Merkezkaç fan (santrifüj fan), karışık akışlı fan ve eksenel akışlı fan. Eksenel akışlı fanlar göreceli olarak yüksek debi ve düşük basınç gerektiren uygulamalarda kullanılırken merkezkaç fanlar ise yüksek basınç ve düşük debi gerektiren uygulamalarda kullanılmaktadır.

Günümüzde türbomakina tasarımı, tasarımcının deneyimine bağlı olarak yapılmaktadır. Güncel tasarım deneyimi, var olan geometrilerin ardışık yaklaşımlarla değiştirilmesi ve sonrasında akış analizi ve/veya rüzgar tüneli deneyleriyle doğrulanması şeklinde yapılmaktadır [5]. Deneysel tekniklerin gelişmesi ve sayısal akışkanlar dinamiği yardımıyla türbomakinalardaki 3 boyutlu akışa ait detaylı bilgiler elde edilebilmektedir. Ancak türbomakina tasarımcılarının karşılaştığı bir zorluk, akış alanının daha iyi anlaşılmasına olanak sağlayan içgörülerin nasıl yararlı duruma getirileceğidir [6]. Akış analizleri sonucunda elde edilen bilgiler, akış alanını geliştirmek için türbomakina kanat tasarımı üzerinde nasıl bir değişiklik yapılması konusunda yol göstermediğinden tasarımcı deneme yanılma yöntemine yönelmek zorundadır [7]. Yaygın olan tasarım yönteminde, giriş verisi kanat şekli olduğundan tasarımcının akışkanlar dinamiğine ait içgörülerini kanat şeklinin değiştirilmesinde doğrudan kullanması zordur [6]. Bu zorluğu ortadan kaldırmak için farklı yöntemler geliştirilmiştir.

Türbomakina tasarımında iki farklı yaklaşım bulunmaktadır: doğrudan yaklaşım ve tersine yaklaşım. Doğrudan yaklaşımda belirli bir kanat geometrisinin yarattığı akış alanı belirlenmeye çalışılırken ikinci yaklaşımda ise giriş verilerine bağlı olarak istenilen koşulları sağlayacak kanat şekli elde edilmeye çalışılır [8, 9]. Akış analizi sonucunda elde edilen veriler tersine tasarım yaklaşımında giriş parametreleri olduğundan tersine tasarım yöntemi, istenilen akış koşullarını sağlayan kanat tasarımına olanak sağlamaktadır. Tasarımcı, analiz verilerini uygun kanat şeklini geliştirmek için doğrudan kullanabilme olanağına sahiptir. Doğrudan yaklaşımda, kanat geometrisi var olan geometrinin akış analizi ve/veya deneysel sonuçlara göre

değiştirilmesiyle elde edilirken zaman ve maliyet sorunlarına neden olmaktadır. Uygun kanat şeklini veren tersine tasarım yaklaşımında ise bu problemler ortadan kaldırılmaktadır.

Günümüzde ticari işletmelerde kullanılmaya başlanan tersine tasarım yaklaşımı üzerine yapılan çalışmalar incelenecek olursa farklı yöntemlerin geliştirildiği görülecektir. Tersine tasarım yaklaşımı üzerine ilk çalışmaların kaynağı, 2. Dünya Savaşı sırasında V1 ve V3 roketlerinin tasarımından sorumlu Alman bilim adamlarının çalışmalarına dayanmaktadır [10]. İki boyutlu ve üç boyutlu akış için geliştirilmiş pek çok farklı tersine tasarım yöntemi geliştirilmiştir. Ancak literatür araştırması sırasında pek çok tersine tasarım yönteminin eksikliklerinin belirlendiği gözlemlenmiştir. Bu yöntemlerin türbomakinalara uygulanmasında çeşitli problemler ortaya çıkmıştır. Tersine tasarım yönteminin geliştirilmesine yönelik ilk çalışmalardan biri konformal dönüşüm kullanan Lighthill tarafından yapılmıştır [8,9, 11]. 1952 yılında Stanitz tarafından geliştirilen yöntemde potansiyel fark ve akım fonksiyonu kullanılırken 1984 yılında Hawthorne ve arkadaşları Clebsch formülasyonuna dayanan 3 boyutlu tersine tasarım yöntemini geliştirdiler [9,11,12]. Clebsch formülasyonunda hız alanı, potansiyel ve rotasyonel değişkenlere ayrılırken kanat vorteks tabakası olarak modellenir [11]. Bu yöntem daha sonra Borges tarafından radyal türbinlerin 3 boyutlu tasarımına uygulanırken Zangeneh tarafından sıkıştırılabilir akışta karışık akışlı ve santrifüj türbomakina tasarımı için geliştirilmiştir [9]. Demeulenaere ortalama teğetsel hız yerine yük dağılımını tanımlayarak üç boyutlu ideal akışlar için Euler modeli geliştirmiştir [10]. Zangeneh ve Borges tarafından yöntem bazı viskoz etkileri de kapsayarak geliştirilmiştir [5]. Zangeneh ve Borges geliştirdikleri yaklaşımlarda potansiyel akış teorisini kullanmışlardır [10]. Daha detaylı bir kronolojik sıralama için 8 ve 11 numaralı referanslar incelenebilir.

Bu tez kapsamında eksenel akışlı fanlarda tersine tasarım yöntemiyle istenilen koşulların sağlandığı performansı arttırılmış kanat tasarımı amaçlanmaktadır.

2. TERSİNE TASARIM YÖNTEMİ

Tersine yaklaşım ile türbomakina tasarımındaki en önemli parametre kanat üzerindeki yük dağılımı farklı bir ifadeyle kanat yüzeyleri arasındaki basınç farkı dağılımıdır. Zangeneh tarafından geliştirilen kodun temel giriş parametreleri meridyenel uzunluk boyunca yük dağılımı, firar kenarında kanat boyunca rV_θ dağılımı, vorteks modelidir [13]. Yöntemdeki diğer parametreler meridyenel geometri, kalınlık dağılımı, tasarım değerleri (dönme sayısı, debi), kanat sayısı ve sarılma açısının başlangıç değeri (stacking condition)'dir [13,14].

2.1 Teori ve Akış Modeli

Zangeneh tarafından geliştirilen tersine tasarım yöntemi, Hawthorne tarafından geliştirilen yaklaşımın devamı niteliğindedir [15]. Yöntem, potansiyel akış ve ideal akış kabullerine dayanmaktadır [16]. Sirkülasyonun hesaplanması temeline dayanan yöntem Hawthorne tarafından ideal ve sıkıştırılamaz akışta sonsuz ince kanat için iki boyutlu ve üç boyutlu kaskatlara uygulanmıştır [11]. Daha sonra sıkıştırılamaz akış için Tan tarafından eksenel akışlı türbomakinalara ve sonlu farklar yöntemi kullanan Borges tarafından farklı meridyenel geometrilere uygulan yöntemde Ghaly ve Tan sonlu elemanlar yöntemini kullanmıştır [12]. Zangeneh sirkülasyon yaklaşımını kullanarak yöntemi sıkıştırılabilir akışa uygulamıştır [12].

Hawthorne tarafından uygulanan ve daha sonra sıkıştırılabilir akışa uygulanmasıyla geliştirilen, sirkülasyon temeline dayanan bu yaklaşımda; türbomakina girişinde akışın irrotasyonel olduğu kabul edilir, bu nedenle kanatlar arasındaki potansiyel akış kabulü yapılır [11].

2.1.1 Birleşik sirkülasyon

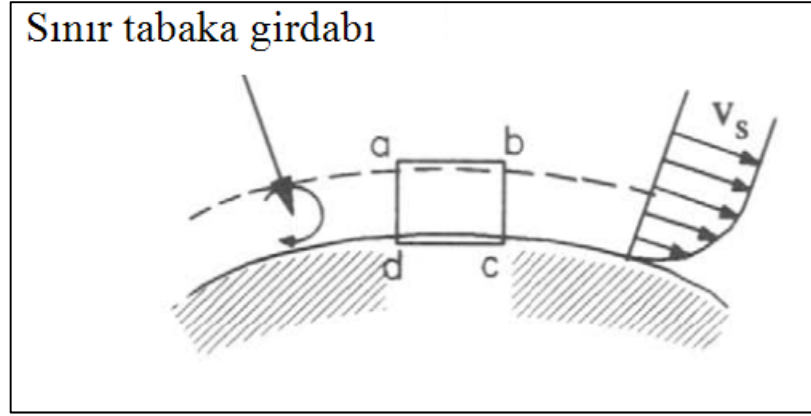
Tersine tasarım yönteminde, kanat yüzeyleri arasındaki basınç farkı veya kanat yüküyle doğrudan ilişkili olan birleşik sirkülasyon (bound circulation) ($2\pi rV_\theta$) dağılımı ve kanat kalınlığı tanımlanarak kanat şekli elde edilmeye çalışılır [12, 17, 18]. Birleşik sirkülasyon, ($2\pi rV_\theta$), hesaplanmasıyla elde edilen yöntemde kolaylık

sağlanması için kanatlar; büyüklüğü birleşik sirkülasyon dağılımından elde edilen ve ortalama yarıçaptaki kamburluk çizgisini modelleyen vorteks tabakası (sheet of vorticity) olarak modellenir [9, 10, 17, 18].

2.1.1.1 Vorteks tabakası

Zangeneh akışın girişte daimi, ideal ve üniform olması durumunda kanat üzerindeki tek vorteksin birleşik vorteks (bound vortex) olduğunu belirtir [15]. Birleşik vorteks, kanat profile yerine kamburluk çizgisiyle çakışık girdap tabakasının yerleştirilmesi durumundaki kuramsal vorteks olarak tanımlanır. Birleşik kelimesi, vorteksin kanatla beraber hareket ettiği anlamına gelmektedir [19]. Girdap tabakası Borges tarafından, emme yüzeyinden basınç yüzeyine gidildiğinde hızda sıçramaya neden olan vorteks olarak tanımlanmaktadır [8]. Üniform bir akışa yerleştirilen herhangi bir nesnenin akışta düzensizliğe neden olduğu bilinen bir durumdur. Aynı durum, akışa yerleştirilen vorteks için de geçerlidir. Kanat profile tarafından yaratılan düzensizlik, vorteks iplikçığı (vortex filament) tarafından yaratılan düzensizlikle pek çok yönden benzerlik göstermektedir [19]. Bu, akışa kanat profili (kanat) yerine vorteks yerleştirilebileceği anlamına gelmektedir. Ancak bu ifade her durumda geçerli değildir. Kanat profilinin vorteks iplikçığı olarak gösterilebilmesi bazı durumlarda mümkün olabilmektedir. Kamburluk çizgisi sonsuz ince kanatlar için vorteks tabakası olarak gösterilmiştir [19].

Vorteks tabakasının oluşumu Lewis tarafından açıklanmıştır. Gerçek akışkanlarda katı yüzeyin hemen üzerinde kayma tabakası oluşumu bilinmektedir. Kaymama şartından dolayı akışkan hızı cidarda sıfır olur. Şekil 2.1’de kayma tabakasının dış yüzeyindeki (a-b) hızın iç yüzeyinde (c-d) sıfıra inmesi için gerekli vortisite görülmektedir [20]. Vortisite akım doğrultusunda sürekli yer değiştirir ve yer değiştiren vorteksin yerine yenisi oluşur. Oluşan vorteksler viskozitenin etkisiyle cidardan uzaklaştırılır. Kısaca ifade etmek gerekirse sınır tabaka içindeki cidarda akışkan hızının sıfıra inmesi vorteks oluşumuyla açıklanmaktadır. Reynolds sayısı sınır tabaka boyunca taşınım hareketinden ve teğetsel gerilmelerden kaynaklı normal gerilmeler ile viskoz etkilerden kaynaklı kayma gerilmeleri arasındaki oranı göstermektedir [20]. Farklı bir ifadeyle, Reynolds sayısı atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranıdır. Viskoz etkilerden dolayı katı yüzeyde akışkan hızı sıfır değerini alır.

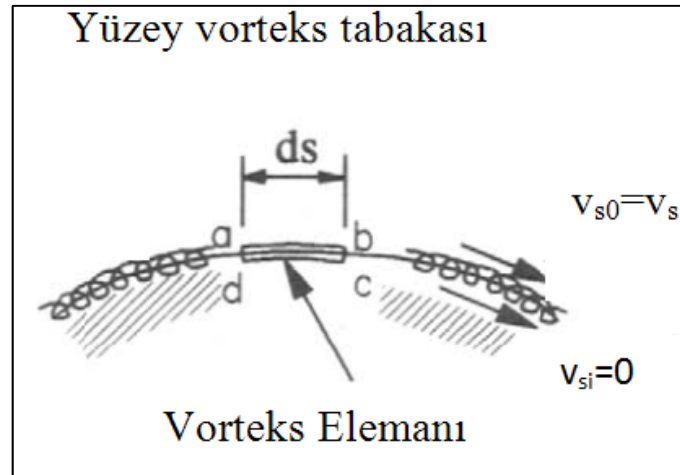


Şekil 2.1: Sınır tabaka vorteksinden dolayı akışkan hızının sıfır olması [20].

Denklem (2.1)' de v_s akışkan hızı, l uzunluk ve ν ise kinematik viskozitedir.

$$Re = \frac{v_s l}{\nu} \quad (2.1)$$

Kinematik viskozite düşürülerek Re sayısı artırıldığında viskoz etkilerin azalması daha ince bir sınır tabaka oluşumuna neden olacaktır. Re sayısının çok büyük değerler almasıyla ($Re \rightarrow \infty$) sınır tabaka, sonsuz ince girdap tabakasına dönüşecektir [20]. Şekil 2.2'de Re sayısının çok büyük değerler alması durumunda sonsuz ince vorteks tabakası oluşumu görülmektedir.



Şekil 2.2: Potansiyel akış için yüzey vorteks tabakasının modellenmesi [20].

Viskoz etkilerin azaltılmasıyla (ihmal edilebilir olması) ortalama yarıçaptaki kamburluk çizgisinin vorteks tabakası olarak gösterilebilme koşulu sağlanmış olur. Viskoz etkilerin azaltılması ise potansiyel akış kabulünün yapılabilmesine olanak vermektedir. Vorteks tabakası yaklaşımı potansiyel akış analizinin temelini

oluşturmaktadır [20]. Tersine tasarım yaklaşımının potansiyel akışlar için geliştirilmiş bir yöntem olduğu daha önce belirtilmişti.

2.1.1.2 Açısal momentum (rV_θ)

Kanat kamburluk çizgisinin vorteks tabakası olarak ifade edilmesinden sonra birleşik sirkülasyon belirlenmelidir. Sirkülasyon dağılımı ile rV_θ dağılımı paralellik göstermektedir, bu nedenle rV_θ dağılımının aşağıdaki ifadeden belirlenmesi ile sirkülasyon dağılımı da elde edilir [6,11,18] Denklem (2.2) rV_θ dağılımını göstermektedir.

$$r\bar{V}_\theta = (N/2\pi) \int_0^{\frac{2\pi}{N}} rV_\theta d\theta \quad (2.2)$$

Türbomakinalarda açısal momentumda değişim sağlanarak akışkandan enerji çekilir veya akışkana enerji aktarılır [11]. Ortalama açısal momentum sadece teğetsel bir kuvvet ile değiştirilebildiğinden açısal momentumun akım çizgileri boyunca değişimi basıncın kanat boyunca değişimine dair fikir vermektedir [8].

Açısal momentum basınç dağılımı ilişkisini görebilmek için Euler pompa denklemini incelemek yararlı olacaktır. Newton'un ikinci kanunundan güç girişi:

$$\dot{P} = \dot{W} = \tau\omega = \dot{m}\omega(r_2C_{\theta 2} - r_1C_{\theta 1}) = \dot{m}(U_2C_{\theta 2} - U_1C_{\theta 1}) \quad (2.3)$$

Bu denklemde ω açısal hız, U kanat hızı ve C_θ ise mutlak hızın teğetsel bileşenidir. Euler pompa denklemi sıkıştırılamaz akış için yeniden yazılırsa

$$(p_{02} - p_{01})/\rho = (U_2C_{\theta 2} - U_1C_{\theta 1}) \quad (2.4)$$

denklem (2.4) şeklini alır. (2.4) numaralı denklem sıkıştırılamaz akışlar için Euler denklemi olarak tanımlanmaktadır [19]. Denklem (2.3)'ten akışkandaki basınç artışının açısal momentumundaki değişimiyle orantılı olduğu görülmektedir. Çark girişinde akışın öndönmesiz ($C_{\theta 1}=0$, teğetsel bileşen yok) olduğu kabulü altında Euler Pompa denklemi (2.5) şeklini alır. (2.5) numaralı denklemde $\bar{W}$: özgül iş girdisi, Δp_{0E} : sürtünmesiz ideal bir fanda durma basıncı artışını göstermektedir [20]. Bu denklem, düzenlenerek (2.6)'da gösterilen şekilde yazılabilir.

$$\bar{W} = \Delta p_{0E} / \rho = U C_{\theta 2} = \omega r_2 C_{\theta 2} \quad (2.5)$$

$$r_2 C_{\theta 2} = \frac{\bar{W}}{\omega} = \frac{\Delta p_{0E}}{\rho \omega} \quad (2.6)$$

(2.6) numaralı denklem ortalama yarıçap için yazılabilir. Bu durumda denklemin sağ tarafında yer alacak ifade akışın vorteks karakterini (vortex type) belirleyecektir.

$$V_{\theta} = K/r \quad (2.7)$$

$$V_{\theta} = Kr \quad (2.8)$$

$$V_{\theta} = a/r + br \quad (2.9)$$

(2.7), (2.8) ve (2.9) denklemlerinde yer alan K, a ve b sabitler olup özenle seçilmelidir [20]. Denklem (2.7)'deki mutlak hızın teğetsel bileşeni ifadesi, serbest vorteks (free vortex) olarak tanımlanıp özgül iş girdisinin bütün yarıçap değerleri boyunca sabit olması durumunda geçerlidir [20]. (2.8) denklemi ile zorlanmış vorteks (forced vortex) belirtilirken (2.9) ile serbest vorteks ve zorlanmış vorteksin bir arada yer aldığı karma vorteks (mixed, compound vortex) belirtilmektedir.

2.1.2 Akış alanının elde edilmesi

Hız alanının belirlenmesinde vorteks dağılımından yararlanılmaktadır; akış alanındaki vorteksin büyüklüğü ve konumu kullanılarak hız alanı elde edilir. Bu yaklaşımda akışın türbomakina girişinde ideal ve dönümsüz olduğu kabulleri yapılmaktadır [8]. Zangeneh tarafından bu kabuller altında akış alanındaki tek vorteksin birleşik vorteks olduğu belirtilmektedir. Bu çıkarım Kelvin teoremine dayanarak yapılmaktadır. Kelvin teoremi ideal, barotropik bir akışkanda dış kuvvetlerin korunumlu olması durumunda akışkanla birlikte hareket eden kapalı bir eğri etrafında sirkülasyonun dönmeyen bir eksen takımına göre sabit kaldığını belirtir [19]. Belirtilen şartlar altında sirkülasyonun zamana bağlı değişimi sıfıra eşit olur. Kelvin teoremi, matematiksel olarak denklem (2.10) kullanılarak açıklanabilir. Borges, Kelvin teoremine dayanarak var olan herhangi bir vorteksin kanatla beraber hareket ettiğini, bunun da vorteks vektörünün açısız koordinatlara bağlı olması gerektiğini belirtir [8].

$$D\Gamma/Dt = 0 \quad (2.10)$$

Bu nedenle birleşik vorteks:

$$\Omega_b = \nabla \times V = (\nabla r \bar{V}_\theta \times \nabla \alpha) \delta_p(\alpha) \quad (2.11)$$

$$\alpha = \theta - f(r, z) = n \frac{2\pi}{B} \quad n = 0, 1, 2, 3, \dots (1 \text{ ile } B \text{ arasında}) \quad (2.12)$$

$$\delta_p(\alpha) = 1 + \sum_{n=1}^{\infty} 2 \cos(nBa) \quad (2.13)$$

Denklem (2.11) ve (2.12)'de yer alan θ silindirik koordinatlarda teğetsel koordinat, f kamburluk çizgisi üzerindeki noktaların açısıl koordinatı veya sarılma açısı (wrap angle) ve $\delta_p(\alpha)$ ise teğetsel ortalaması bir olan periyodik bir fonksiyonudur. B kanat sayısını gösterirken n ise 1 ile kanat sayısı arasındaki tamsayılarla karşılık gelmektedir. Bu durumda ortalama birleşik vorteks vektörü denklem (2.14) şeklini alır [8, 12, 14, 18]. Denklem (2.14) kullanılarak vorteksin belirlenmesinden sonra hız dağılımı hesaplanabilir.

$$\bar{\Omega}_b = \nabla \times \bar{V} = (\nabla r \bar{V}_\theta \times \nabla \alpha) \quad (2.14)$$

Kanat üzerindeki basınç dağılımının elde edilebilmesi için kanat yüzeyleri arasındaki hız değişiminin hesaplanması gerekmektedir [8].

$$W^+ - W^- = \frac{2\pi}{B} \frac{(\nabla r \bar{V}_\theta \times \nabla \alpha) \times \nabla \alpha}{\nabla \alpha \cdot \nabla \alpha} \quad (2.15)$$

Çark girişinde irrotasyonel (dönümsüz) akış kabulü ve Bernoulli denkleminin uygulanmasıyla denklem (2.15) aşağıda verilen şekilde yazılır [8]:

$$p^+ - p^- = \frac{2\pi}{B} \rho W_{bl} \cdot \nabla r \bar{V}_\theta \quad (2.16)$$

Denklem (2.16)'da ρ akışkan yoğunluğunu, p^+ ve p^- ise sırasıyla kanadın basınç ve emme yüzeylerindeki statik basıncı göstermektedir. Denklem (2.16)'dan tersine tasarım yöntemindeki temel giriş parametresi olan kanat üzerindeki basınç

dağılımının, kanat yükünün, açısal momentumun değişimiyle doğru orantılı olduğu sonucu çıkarılmaktadır. Bu çıkarım, kanat üzerindeki yük dağılımının belirlenmesinde rV_θ dağılımının kullanılmasının uygun bir parametre olduğu anlamına gelmektedir. Basınç yükü açısal momentumun meridyenel kesit boyunca değişimiyle orantılıdır.

Fırar kenarında ise Kutta-Joukowski koşuluna göre basınç yüzeyi ve emme yüzeyindeki statik basınç değerleri eşit olmalıdır [8, 17]. Bu koşulun denklem (2.16)'ya uygulanması ile fırar kenarında açısal momentumun (rV_θ) değişiminin sıfır olması anlamına gelmektedir. Denklem (2.17) fırar kenarında açısal momentum değişiminin sıfır olması gerektiğini göstermektedir. Kutta-Joukowski koşulunun aynı zamanda teğetsel basınç yükünün fırar kenarında sıfır olmasını gerektirdiği ve ortalama açısal momentumun sadece teğetsel bir kuvvetle değiştirilebildiği göz önünde bulundurulursa fırar kenarında açısal momentum değişiminin sıfır olmasının doğru bir çıkarım olduğu ifade edilebilir.

$$W_{bl} \cdot \nabla r \bar{V}_\theta = 0 \quad (2.17)$$

2.1.3 Kanat şeklinin elde edilmesi

Tersine tasarım yöntemi, kütleli debiden elde edilen bir boyutlu meridyenel hızın ve meridyenel geometrinin ortalama teğetsel hızla birlikte kullanılıp başlangıç kanat şeklinin belirlenmesiyle başlar. Vorteks vektörü kanat şekline bağlı olduğundan başlangıç kanat şeklinin belirlenmesinden sonra vorteks vektörü elde edilir. Vorteks vektöründen ise hız alanı elde edilir. Kanat şekli de hız alanına bağlı olduğundan işleme iteratif olarak devam edilir.

Akış alanının elde edilmesinden sonra ideal akışlarda kayma şartı sınır koşulunu kullanarak kanat şekli elde edilir. İdeal akışlarda kayma sınır şartı denklem (2.18) ile ifade edilmektedir [11, 14, 18]:

$$W_{bl} \cdot \nabla \alpha = 0 \quad (2.18)$$

W_{bl} kanat yüzeyindeki bağıl hızı, $\nabla \alpha$ kanat yüzeyine dik bir vektörü göstermektedir. W_{bl} kanat yüzeylerindeki bağıl hızların ortalama değeri olarak alınmaktadır [8,11]. Denklem (2.18), (2.20) olarak yeniden yazılabilir. (2.20) V_{zbl} , V_{rbl} ve $V_{\theta bl}$ kanat

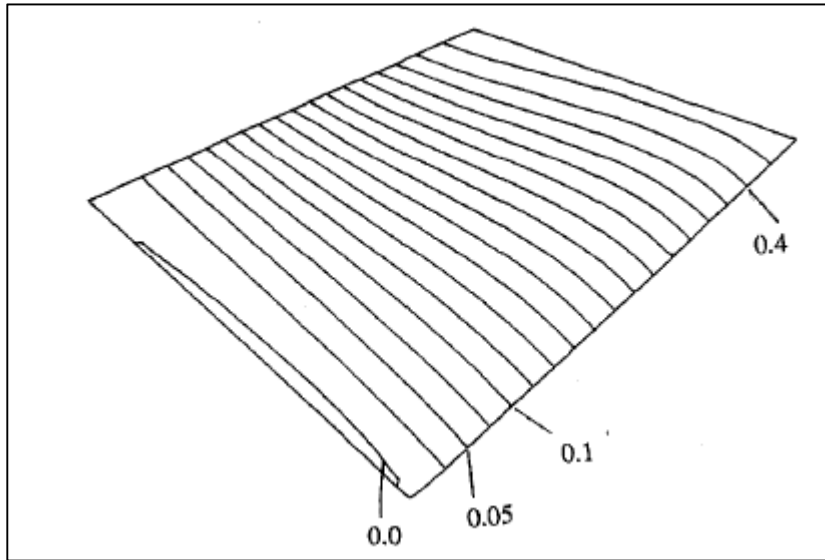
üzerindeki hızın sırasıyla eksenel (z), radyal (r) ve teğetsel (θ) bileşenlerini gösterirken ω ise açısal hızı göstermektedir.

$$W_{bl} = (W^+ + W^-)/2 \quad (2.19)$$

$$V_{zbl} \frac{\partial f}{\partial z} + V_{rbl} \frac{\partial f}{\partial r} = \frac{rV_{\theta bl}}{r^2} - \omega \quad (2.20)$$

Denklem (2.19), karakteristikleri akım çizgilerinin meridyenel izdüşümleriyle örtüşen birinci dereceden hiperbolik kısmi diferansiyel denklemdir. Diferansiyel denklemin karakteristikleri ile meridyenel kesitteki akım çizgileri örtüştüğünden kanat şeklini belirleyebilmek için denklemin akım çizgileri boyunca integrali alınmalıdır. İntegralin alınması başlangıç değer problemi olduğundan başlangıç şartına gereksinim duyulmaktadır. Bu başlangıç şartı, karakteristiklere dik doğrultuda göbekten uca bir çizgi boyunca belirlenir. f 'in bu başlangıç değeri stacking condition olarak tanımlanmaktadır ve karakteristik çizgilere dik çizgilerde sarılma açısı değerleri verilerek uygulanır [8,12].

Şekil 2.3 Meridyenel kesitte sarılma açısının dağılımına, f , örnek olarak gösterilebilir. Sarılma açısının fiziksel anlamı daha sonraki bölümlerde açıklanacaktır.



Şekil 2.3: Meridyenel kesitte sarılma açısı, f , dağılımı (Normalize edilmiş) [18].

Akış alanı ve kanat şeklinin elde edilmesinde korunum denklemleri ortalama akış ve periyodik akış için ayrı ayrı yazılmaktadır. Denklem (2.21)'de $\bar{W}$ çevresel (circumferentially) ortalama hızı gösterirken v ise hızın periyodik bileşenini

göstermektedir [15]. Çevresel ortalama hız kutupsal koordinatlarda r ve z 'ye bağlı iken periyodik bileşen r , θ ve z 'ye bağlıdır.

$$W = \bar{V} - \omega \times r + v = \bar{W}(r, z) + v(r, \theta, z) \quad (2.21)$$

Ortalama ve periyodik hız bileşenlerinin denklem (2.20)'de yerine yazılmasıyla hız ifadeleri

$$V_z = \bar{V}_z + v_{zbl} \quad (2.22a)$$

$$V_r = \bar{V}_r + v_{rbl} \quad (2.23b)$$

$$V_\theta = \bar{V}_\theta + v_{\theta bl} \quad (2.24c)$$

şeklinde yazılabilmektedir.

2.1.4 İdeal-Viskoz etkileşimi

Şimdiye kadar açıklanan tersine tasarım yönteminde viskoz etkiler göz önünde bulundurulmadı. Kanat kalınlığının sonlu bir değer almasından dolayı ortaya çıkan blokaj etkisi ortalama akışta süreklilik denkleminde kalınlıkla ilgili parametre eklenmesiyle göz önünde bulundurulmuştur [17].

Hemen hemen bütün tersine tasarım yöntemlerinde ideal akışlar için kayma şartı kullanıldığından viskoz etkileri hesaplamalara dahil etmek kolay değildir. Viskoz etkileri hesaplamara dahil etmenin yöntemlerinden biri ideal-viskoz etkileşimi yaklaşımıdır [12]. Zangeneh tarafından hesaplamalarda viskoz etkilerin göz önünde bulundurulduğu 2 farklı yaklaşım geliştirilmiştir; birinci yaklaşım aerodinamik blokaj dağılımından yararlanırken ikinci yaklaşım ise entropi değişiminden kaynaklanan vorteks oluşumunu modellemektedir [12].

2.1.4.1 Aerodinamik blokaj yaklaşımı

Kanat üzerindeki akış gibi dış akışlarda sınır tabaka içindeki akış bölgesi ile sınır tabaka dışındaki akış bölgesi, akışa ait özellikler göz önünde bulundurularak birbirinden ayrılmaktadır. Sınır tabaka içindeki akış düzensizliği sınır tabaka dışına çıkınca ortadan kalkar. Sınır tabaka kalınlığının iki farklı bölgeyi birbirinden ayırdığı bilinmektedir. Bu durum göz önünde bulundurulduğunda aerodinamik blokajın yer değiştirme sınır tabaka kalınlığı ile ilişkilendirilmesi beklenebilir. Ancak sınır tabaka

kalınlığının belirlenmesinin zor olduğu durumlarda blokaj etkisi tanımlanırken sınır tabaka kalınlığının kullanılmasının yararlı olamayacağı öngörülebilir. Bu nedenle blokaj etkisi için farklı bir tanımlama yapma gerekliliği ortaya çıkmaktadır. Zangeneh alan ortalama meridyenel hızın kütleli ortalama meridyenel hıza oranını blokaj etkisi olarak tanımlamaktadır [12, 21]. Denklem (2.25)'de blokaj faktörünün nasıl hesaplandığı gösterilmektedir. Denklem (2.26) ve (2.27) ise her bir ortalama hızı veren ifadelerdir.

$$B_{aero} = \frac{\overline{V_m^{alan}}}{\overline{V_m^{küt}}le} \quad (2.25)$$

$$\overline{V_m^{küt}}le = \frac{2\pi \int_{\theta_p}^{\theta_s} \rho V_m V_m r d\theta}{2\pi \int_{\theta_p}^{\theta_s} \rho V_m r d\theta} \quad (2.26)$$

$$\overline{V_m^{alan}} = \frac{2\pi \int_{\theta_p}^{\theta_s} V_m r d\theta}{2\pi \int_{\theta_p}^{\theta_s} r d\theta} \quad (2.27)$$

Blokaj etkisinin göz önünde bulundurulmasıyla süreklilik denkleminde terim ekleneceği daha önce belirtilmişti. Ortalama akış için süreklilik denklemi [11, 15]

$$\nabla \cdot (\bar{\rho} B_T \bar{W}) = 0 \quad (2.28)$$

$$B_T = B_{kanat} \times B_{Aero} \quad (2.29)$$

$$B_{kanat} = 1 - \frac{t_\theta}{r} \frac{B}{2\pi} \quad (2.30)$$

denklem (2.28)'te gösterilen şekilde yazılır. Denklem (2.29) ve (2.30)'da yer alan B_T toplam blokaj faktörünü gösterirken B_{kanat} ve B_{Aero} ise sırasıyla kanat kalınlığının neden olduğu blokaj etkisi ve aerodinamik blokaj etkisini göstermektedir. t_θ ise teğetsel kalınlık olarak tanımlanmaktadır [12,15].

2.1.4.2 Vorteks oluşumu ve aktarımı yaklaşımı

Entropi değişiminin neden olduğu vorteks oluşumu $\bar{\Omega}_f$ ile gösterilirse ortalama toplam vorteks:

$$\bar{\Omega} = \bar{\Omega}_b + \bar{\Omega}_f \quad (2.31)$$

Denklem (2.31)'e çeşitli işlemlerin uygulanması sonucunda ortalama hız, sıcaklık ve entropi terimlerinin yer aldığı kısmi diferansiyel denklem elde edilir. Kısmi diferansiyel denklemin çözülmesiyle entropi üretimine bağlı olarak vorteks aktarım denklemini elde edilir. Elde edilen kısmi diferansiyel denklem sonlu farklar yaklaşımı, Crank-Nicholson yaklaşımı, kullanılarak çözülmektedir [12]. Denklemlerin elde edilmesi için 12 numaralı kaynak incelenebilir.

2.2 Sayısal Yöntem

Akış alanının elde edilmesinde ve kanat şeklinin belirlenmesinde kullanılan denklemler sonlu farklar yaklaşımı uygulanarak çözüm elde edilmiştir. Sonlu farklar yaklaşımı kullanılırken özellikle radyal akışlı ve karışık akışlı çarklarda meridyenel geometrilerin sınırları ile kullanılan koordinat sistemine ait çizgiler çakışmamaktadır [12, 15]. Bu durum, koşulların uygulanması sırasında sınıra en yakın noktanın kullanılmasını zorunlu kıldığından interpolasyon işleminin yapılması gerekliliğini ortaya çıkarır. İnterpolasyon işleminin uygulanması ise hatalara neden olacaktır. Sınır koşullarının çözümde ulaşmadaki önemi göz önünde bulundurulursa farklı bir eksen takımının kullanılması hataları en aza indirgeyecektir. Bu nedenle olası hataları önlemek için $(r, z) \rightarrow (\xi, \eta)$ dönüşümü uygulanarak sınırların çizgileriyle çakışması sağlanmış olur [12,15]. Koordinat eksenlerinde dönüşüm uygulandıktan sonra elde edilen denklemler ikinci dereceden sonlu farklar yaklaşımı kullanılarak ayrıklaştırılır [15].

Sayısal olarak çözüm elde edilirken izlenen adımlar; öncelikle meridyenel geometrinin, yük dağılımının, sarılma açısının başlangıç değerinin (stacking condition) ve giriş koşullarının belirlenmesi, ardından açısız momentum dağılımında üniform hız kabulü yapılarak başlangıç kanat şeklinin belirlenmesi şeklindedir. Vorteks kanat şekline bağlı olduğundan (kanat şekli başlangıçta bilinmiyor) hesaplamalar iteratif olarak yapılmalıdır. Ortalama ve periyodik akış hesaplanarak iterasyona başlanır. Ortalama ve periyodik hız kullanılarak kanat şekli belirlenir. İstenilen yakınsama kriteri sağlanıncaya kadar iterasyona devam edilir. Periyodik hız bileşeni göz önünde bulundurulmazsa tasarım sonsuz kanat yaklaşımıyla sınırlandırılmış olacaktır [15].

3. FAN MODELİ VE MODELİN GELİŞTİRİLMESİ

Eksenel akışlı fanlar günlük yaşamda çok geniş bir kullanım alanına sahiptir; elektrikli ev aletlerinden bilgisayarlara elektronik sektörden iklimlendirme uygulamalarına kadar yaygın bir kullanım ağı bulunmaktadır. Elektrikli ev aletleri ve elektronik uygulamaları, özellikle bilgisayarlar en yaygın ve bilinen örnekler olarak sunulabilir.

Teknolojinin gelişmesi çevre dostu ve düşük maliyetli ürünlere olan talep artışını da beraberinde getirmiştir. Bu durum geniş bir uygulama alanına sahip fanlar için de geçerlidir. Çevre dostu ve düşük maliyetli fan tasarımlarına olan talep, tasarımcıları düşük gürültü seviyesi ve yüksek performansa sahip modellerin tasarlanmasına yöneltmiştir [22]. Enerjiye duyulan talep göz önünde bulundurulduğunda yeni tasarım yöntemlerinin geliştirilmesi bir zorunluluk olarak kabul edilebilir.

Sayısal akışkanlar dinamiğindeki gelişmeler türbomakinalar üzerinde daha detaylı bilgi edinilmesine olanak sağlamıştır. Sayısal akışkanlar dinamiğinin akış analizinde kullanılması fan verimini ve performansını etkileyen parametreleri anlaşılır kılmıştır [22]. HAD ile performans düşüşüne ve gürültüye neden olan akış özellikleri incelenebilmektedir. Doğrudan yaklaşım yönteminde elde edilen çıkarımlar, türbomakina performansının artırıldığı kanat şeklini belirtmez; tasarımcının deneyimine bağlı olarak kanat geometrisinin geliştirilmesi iteratif olarak devam eder. Tersine tasarım yöntemi, bu çıkarımları kullanarak istenilen koşulları gerçekleyen kanat tasarımına olanak sağlayarak tasarımcıların işini kolaylaştırmaktadır.

Bu çalışma kapsamında var olan bir fan modelinin tersine tasarım yöntemiyle yeniden tasarımı yapılarak farklı kanat geometrileri geliştirilmesi amaçlanmıştır. Tersine tasarım yöntemiyle mevcut fanın meridyonel geometrisi sabit tutularak başta basınç dağılımı olmak üzere stacking ve diğer parametrelere bağlı yeni tasarımlar elde edilmiştir. Elde edilen tasarımlara performans (basınç artışı ve verim) deneyleri ve HAD analizleri uygulanarak orijinal fan ile karşılaştırma yapılmıştır. Deney sonuçlarından hareketle orijinal fan ile benzer performans sergileyen modeller ile orijinal fan arasında sayısal sonuçlar karşılaştırılmıştır.

3.1. Mevcut Fan Modeli

Tersine tasarım yöntemiyle yeniden tasarımı yapılacak olan fan, beyaz eşyalarda kullanılan aksenal akışlı bir fan örneğidir. Tasarımı yapılacak olan aksenal fana ait performans verileri:

$$N = 2200 \text{ dev/dak}$$

$$\Delta p = 10\text{-}15 \text{ Pa}$$

$$Q = 14,5 \text{ lt/s}$$

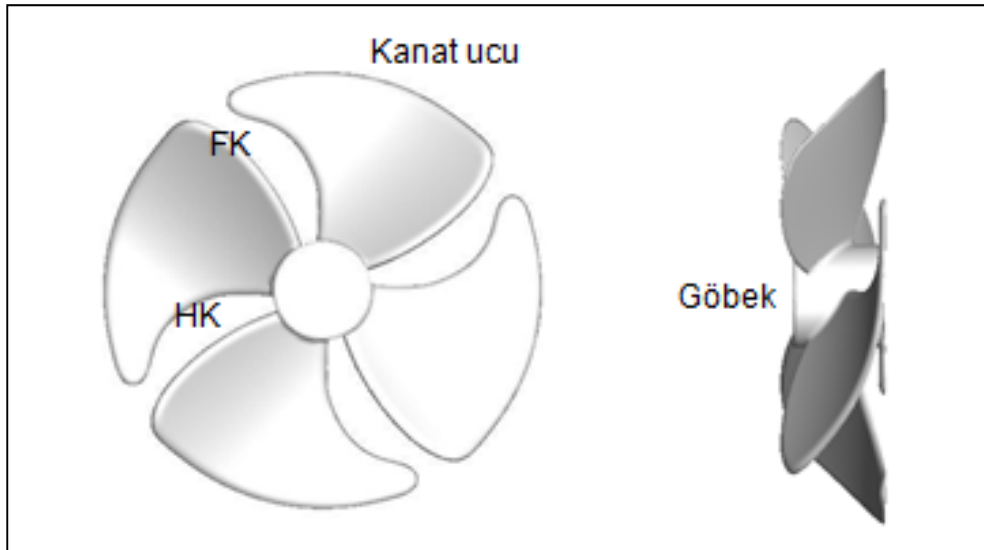
olarak belirlenmiştir. Geometrik verileri ise

$$D_{\text{göbek}} = 22,7 \text{ mm}$$

$$D_{\text{kanat ucu}} = 100 \text{ mm}$$

$$\text{Kanat kalınlığı (maksimum)} = 2,5 \text{ mm}$$

şeklinde olup kanat sayısı 4'tür. Kanat ucu çapı için verilen değer ortalama bir değere karşılık gelmektedir. Şekil 3.1'de referans alınan aksenal fan modelinin ön ve yan görünüşleri gösterilmiştir.



Şekil 3.1: Tasarımı yapılacak olan fanın ön ve yan görünüşü.

Tasarım parametreleri (debi, basınç artışı ve devir sayısı) kullanılarak denklem (3.1)'den boyutsuz özgül hız, $N_s=0,6$ olarak bulunur.

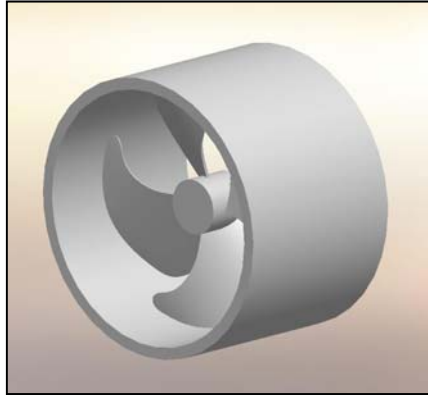
Boyutsuz özgül hız rotor tasarımı ilişkisi göz önünde bulundurulduğunda 0,6 rad için aksenal rotor önerilmektedir [23].

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{(gH)^{0,75}} \quad (3.1)$$

Kanat ucu ile gövde arasındaki açıklık, kanat ucu boşluğu (tip clearance) 3,5 mm olarak alınmıştır. Kanat ucu boşluğu, türbomakinalarda verimin düşmesine ve gürültü oluşumuna neden olan faktörlerden biridir. Kanadın basınç yüzeyi ile emme yüzeyi arasındaki basınç farkından dolayı vorteks oluşumu (kanat ucu vorteksi) ve ters akış gözlenmektedir [24]. Kanat ucu vorteksi eksenel fanlarda gürültü oluşumuna neden olan en önemli mekanizmalardan biridir. Bu nedenle kanat ucu boşluğu, fanlarda verimi arttırmak ve gürültü oluşumunu önlemek/azaltmak için göz önünde bulundurulması gereken bir parametre olmaktadır. Kanat ucu vorteksi küçültülerek fan performansı artırılabilir, gürültü miktarı daha düşük seviyelere indirgenebilir.

3.1.1 Sayısal akışkanlar dinamiği analizi ve sonuçları

Mevcut fanın sayısal akışkanlar dinamiği analizleri ANSYS (ICEM CFD ve CFX) yazılımı kullanılarak yapılmıştır. Modelin çözüm ağı ICEM CFD’de oluşturulup CFX yazılımı kullanılarak akış analizi gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.2’de 3 boyutlu görünüşü verilen mevcut fanın, sayısal akışkanlar dinamiği kullanılarak akış analizi gerçekleştirilecektir.



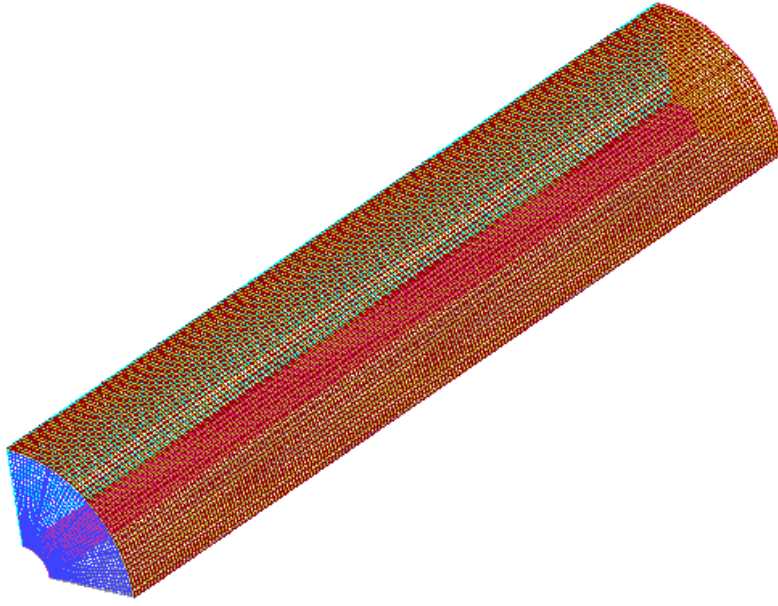
Şekil 3.2: Referans alınan fan modelinin 3 boyutlu görüntüsü.

3.1.1.1 Çözüm ağı oluşturulması

Sayısal akışkanlar dinamiği kullanılarak akış alanının belirlenmesinden önce çözüm ağı oluşturulmalıdır. Çözüm ağı oluştururken model 4 parçaya ayrılmıştır: giriş hacmi, rotor (dönen hacim) ve kanat ucu boşluğu hacmi, çıkış hacmi. Çözüm ağı

oluşturulurken akış analizi periyodik olarak yapılacağından her bir akış hacminin dörtte biri modellenmiştir.

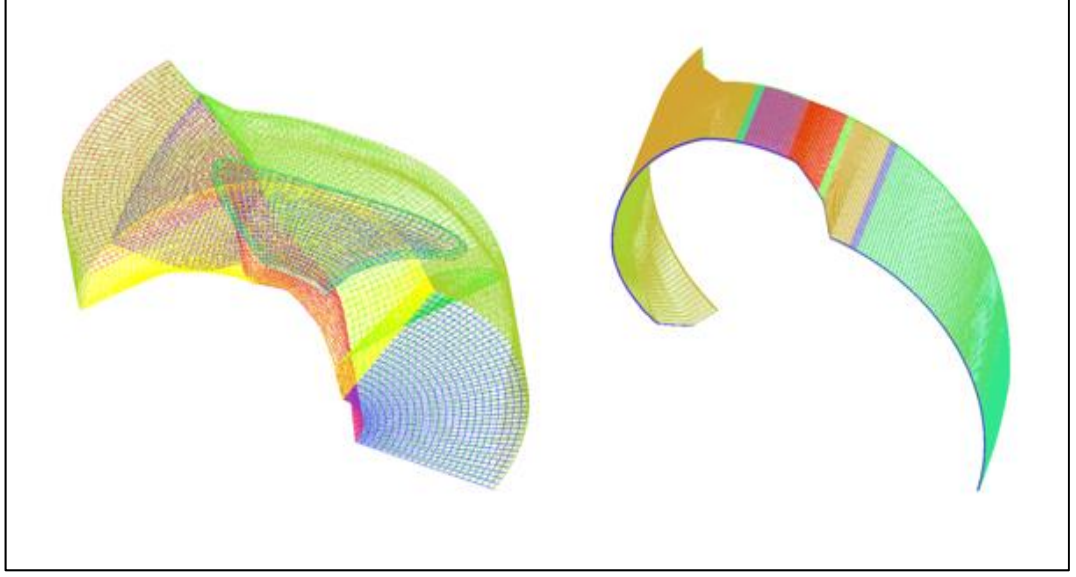
Giriş hacmi tasarlanırken dış çapı 107 mm olarak belirlenmiştir. Burada kanat ucu çapı 100 mm ve kanat ucu boşluğu da 3,5 mm olarak belirlenmiştir. Göbek çapı ise 22,7 mm'dir. Şekil 3.3'te giriş hacmine ait, uzunluğu 400 mm olan çözüm ağı görülmektedir. Giriş hacminde toplam 235936 hegzagonal eleman kullanılmıştır.



Şekil 3.3: Giriş hacmi ağ yapısı [25].

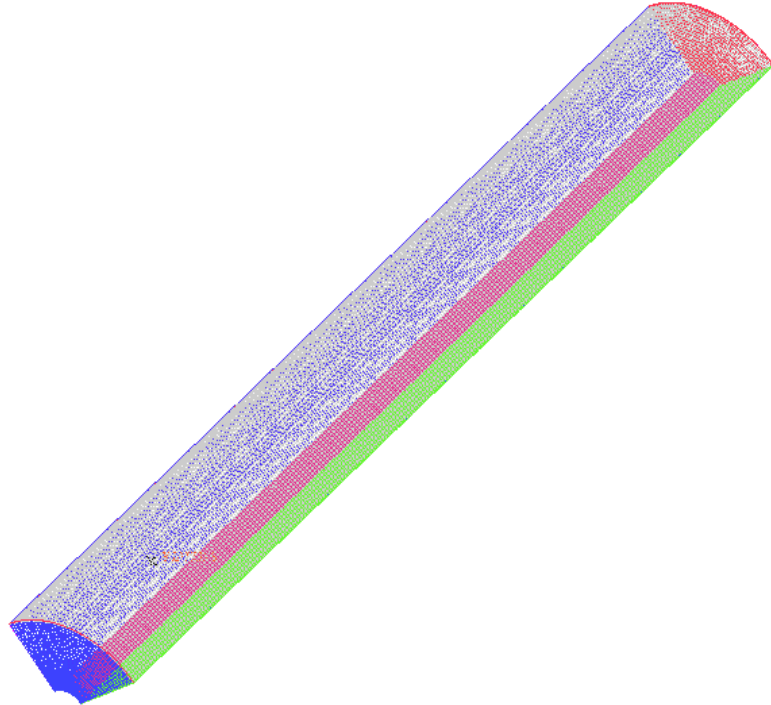
Modelin dönen hacmi (rotor) ise 2 ayrı bölgeye ayrılarak çözüm ağı oluşturulmuştur. Rotorun alt kısmı olarak adlandırılabilen bölge de kendi arasında 3 farklı bölgeye ayrılmıştır. Farklı bölgelere ayırma, çözüm ağı oluştururken kolaylık sağlanması, olası negatif eleman oluşumunun önlenerek nitelikli bir çözüm ağı oluşturulmasına yönelik bir işlemdir. Rotorun alt kısmında ayrıca giriş ve çıkış hacimleriyle etkileşimdeki ara yüzeylerin tanımlanması da yapılmıştır. Rotorun tamamında 17 blok, 227154 hegzagonal eleman bulunmaktadır. Şekil 3.4'te rotora ait çözüm ağları görülmektedir. Rotor bloklara ayrılarak çözüm ağı kalitesinin artırılması amaçlanmıştır. Bloklara ayırma işlemi sayesinde çözüm ağına istenmeye negatif eleman oluşumları en aza indirgenmiştir.

Çıkış hacmi ise uzunluğu 600 mm olan çeyrek silindir olarak modellenmiştir. Giriş hacmiyle aynı şekilde çıkış hacminin de dış çapı 107 mm ve iç çapı ise 22,7mm'dir.



Şekil 3.4: Rotor alt bölgesi ve üst bölgesi çözüm ağı [25].

Şekil 3.5’te verilen çıkış hacmi için oluşturulan çözüm ağında toplam 353334 hegzagonal eleman kullanılmıştır.



Şekil 3.5: Çıkış hacmine ait çözüm ağı [25].

Giriş ve çıkış hacimlerinin uzunluğu sayısal analiz sonuçlarından yararlanılarak belirlenmiştir. Daha kısa hacimler için yakınsama problemleri söz konusu

olabilmektedir. Giriş hacmi ve çıkış hacminde sırasıyla giriş ve çıkış yüzeylerinde istenmeyen ters akış sayısal analizde sıklıkla yaşanmaktadır. Giriş ve çıkış hacimleri uzatılarak giriş ve çıkış yüzeylerindeki akış düzeltilerek yakınsama problemleri önlenmiştir [26].

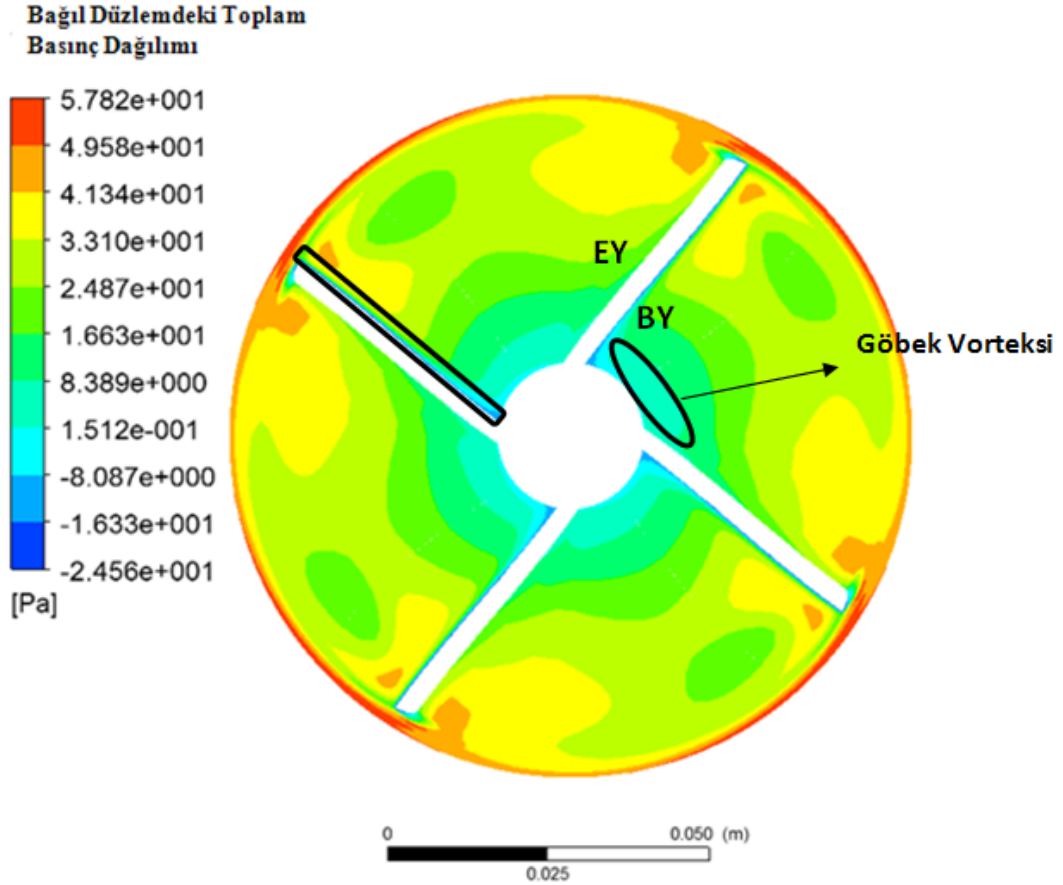
3.1.1.2 Çözüm ağının analize hazır duruma getirilmesi

Her bir parça için çözüm ağının tanımlanmasından sonra ANSYS CFX yazılımında sınır şartları verilerek akış analizi yapılmıştır. Rotor ile giriş ve çıkış hacimleri arasındaki arayüzler tanımlanmıştır. Dönen hacim rotor ile sabit hacimler, giriş ve çıkış hacimleri, arasındaki yüzeyler frozen rotor olarak tanımlanmıştır. Sürekli rejimde akış analizi için frozen rotor tanımlaması uygun bir çözümdür [27]. Çözüm ağında oluşturulan periyodik yüzeyler bu adımda tanımlanarak akışın dönel periyodik olarak çözülmesi sağlanmıştır. Böylelikle çözüm elde etmek için gerekli süre, çözüm ağındaki eleman sayısı azaltıldığından kısaltılmıştır.

Yüzeylerin tanımlanmasından sonra sınır koşullarının uygulanması adımına geçilir. Sayısal akışkanlar dinamiği hesaplamaları sonucunda basınç artışının debiyle değişimi belirlenmek istenmektedir. Bu nedenle sınır koşullarından biri debi olarak belirlenmiştir. Akış analizlerinde çıkış hacmindeki çıkış yüzeyinde sınır koşulu debi olarak tanımlanırken giriş hacmi giriş yüzeyinde ise toplam basınç değeri tanımlanmıştır. Giriş sınır koşulu olarak toplam basınç değeri 0 Pa alınmıştır. Analizde SST türbülans modeli kullanılmıştır. Ters basınç gradyanı altında akış ayrılması durumunda SST daha kesin sonuçlar vermektedir [28,29].

3.1.1.3 Analiz sonuçları

Akış analizi ANSYS CFX ticari yazılımı kullanılarak yapıldı. Analiz sonuçlarına göre referans alınan fanın göbek ve kanat ucu bölgelerinde fan performansını etkileyecek önemli oluşumlar gözlenmiştir. Göbekte basınç yüzeyinde ve kanat ucuna doğru gidildikçe basınç ve emme yüzeylerinde ters akışlar, akışın kanada yönelmesi, akış ayrılması ve girdap oluşumu gibi akışta istenmeyen oluşumlar önemli oranda görülmektedir. Şekil 3.6'de açık mavi tonlarında gösterilen bölge, göbek ve göbek civarındaki akış ayrılması ve cidar etkisinin neden olduğu vorteksi göstermektedir. Kanat basınç yüzeyinde, Şekil 3.6'de gösterilen oluşum ise rotor kanadının yarattığı vorteksi göstermektedir.

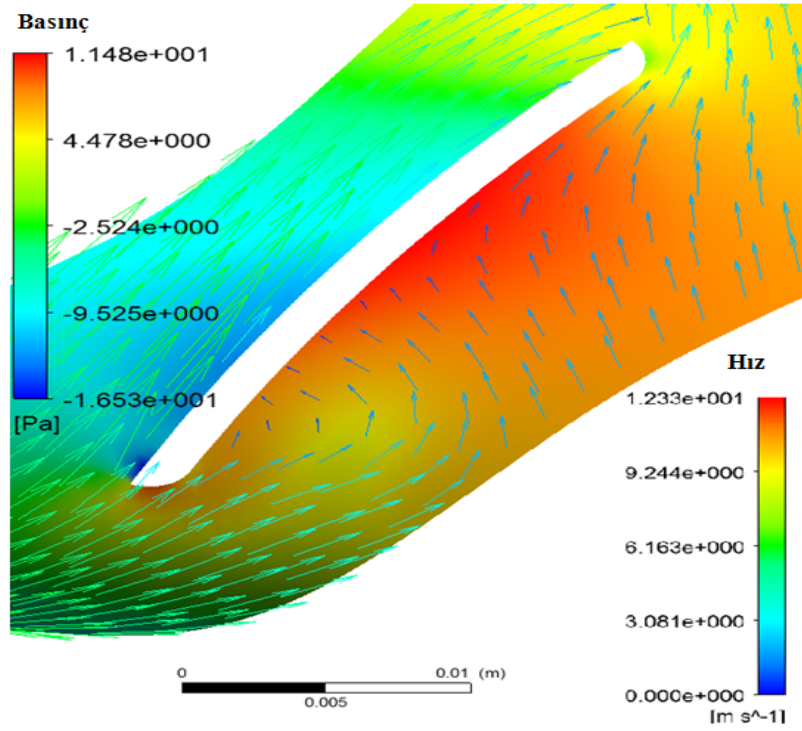


Şekil 3.6: Bağıl Düzlemde toplam basınç dağılımı [30].

Göbekte gözlenen vorteks, Şekil 3.7’de $r/R_{gvd,uç}=0,2$ için basınç ve emme yüzeylerindeki hız vektörleri ve basınç dağılımı incelendiğinde daha anlaşılır olacaktır. Basınç yüzeyinde, hız vektörlerinin kanadı takip edemediği, vektörlerin doğrudan kanada yönlendiği şekilde açıkça görülmektedir. Basınç yüzeyinde bu tür bir oluşumun nedeni, göbek vorteksinin neden olduğu akış ayrılması ve cidar etkisidir. Hücum kenarından sonra ters basınç gradyeni etkisiyle geniş bir vorteks oluşumu gözlenmektedir. Bu bölgede toplam basıncın düşmesiyle düşük momentuma sahip akışkan basınç kenarına yönelmektedir. Akışkanın kanadı takip edemeyip doğrudan kanada yönelmesi türbomakinalarda performans kaybına neden olmaktadır.

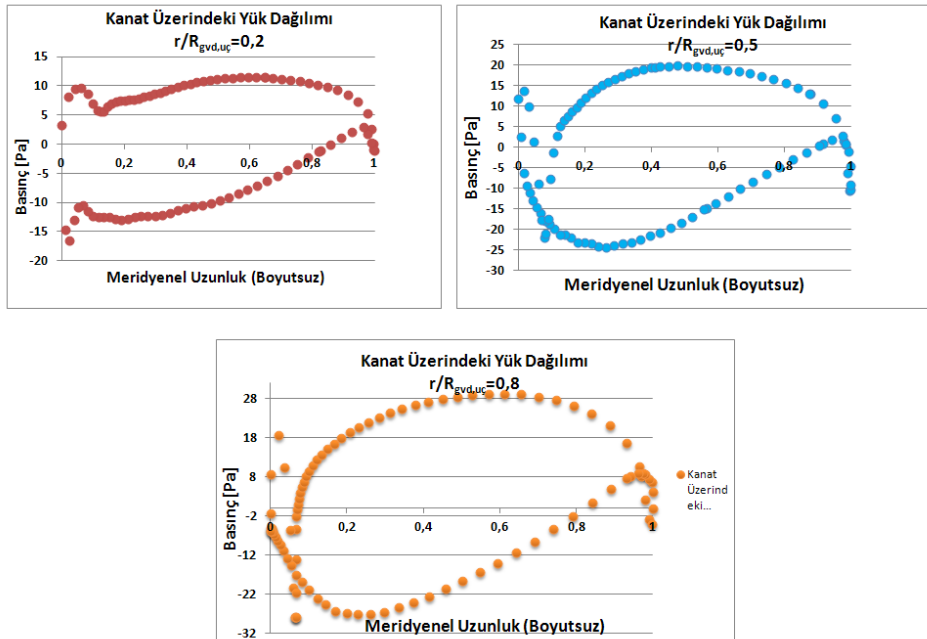
Akışın doğrudan kanada çarpması kayıplara neden olmakta; fanın sağladığı basınç artışında ve fan veriminde belirgin düşme söz konusu olmaktadır. Gözlenen bu oluşumlar fan performansını ciddi şekilde etkilemektedir. Ayrıca, akışın kanat yüzeyine çarpması fan gürültü seviyesinin artmasına neden olmaktadır. Bugün fan üzerine yapılan çalışmaların çoğunda gürültü seviyesinin düşürülmeye çalışıldığı göz

önünde bulundurulursa basınç yüzeyinde gözlenen bu oluşumun fan tasarımı üzerindeki önemi daha net bir şekilde anlaşılabilir.



Şekil 3.7: $r/R_{gvd,uç}=0,2$ için kanat yüzeylerindeki hız ve basınç dağılımı [30].

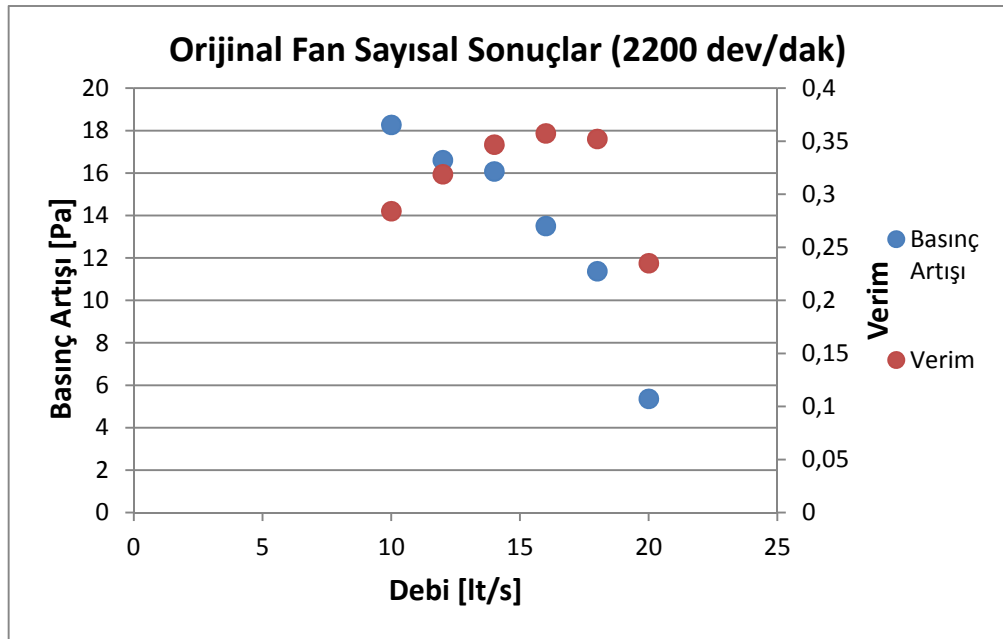
Farklı kanat yükseklikleri için kanat yük dağılımları Şekil 3.8’de verilmiştir.



Şekil 3.8: Farklı kanat yüksekliklerinde elde edilmiş kanat yük dağılımları.

$r/R_{gvd,u\check{c}}$ oranları sırasıyla % 20, % 50 ve % 80 olarak belirlenmiştir. Hücüm kenarı sonrası göbekte gözlenen akış ayrılması ve vorteksin etkisi üç farklı yük dağılımı karşılaştırıldığında ortaya çıkmaktadır. $r/R_{gvd,u\check{c}}=0,2$ için statik basınç artışı, basınç yüzeyinde diğer kanat kesitlerinde alınan değerlere oranla daha düşük olmaktadır. $r/R_{gvd,u\check{c}}=0,2$ için boyutsuz meridyenel uzunluğun 0,2 olduğu bölgede statik basınçta hafif bir düşmeden sonra artış gözlenmektedir. Ancak sağlanan statik basınç artışı incelenen diğer kanat yüksekliklerindeki değerlere erişememektedir.

Akış analizi sonucunda elde veriler Şekil 3.9’da gösterilmiştir. 2200 dev/dak dönme hızı için elde edilen performans eğrisinden istenilen çalışma noktasında sağlanan basınç artışı 13-14 Pa olarak okunmaktadır. En iyi verim noktası 16 lt/s debi değerine karşılık gelmektedir ve bu noktadaki verim yaklaşık olarak 0,36 olarak okunmaktadır. Grafikten çalışma noktasında okunan verim değeri ise 0,35 okunmaktadır.



Şekil 3.9: Mevcut fana ait sayısal analizle elde edilen veriler.

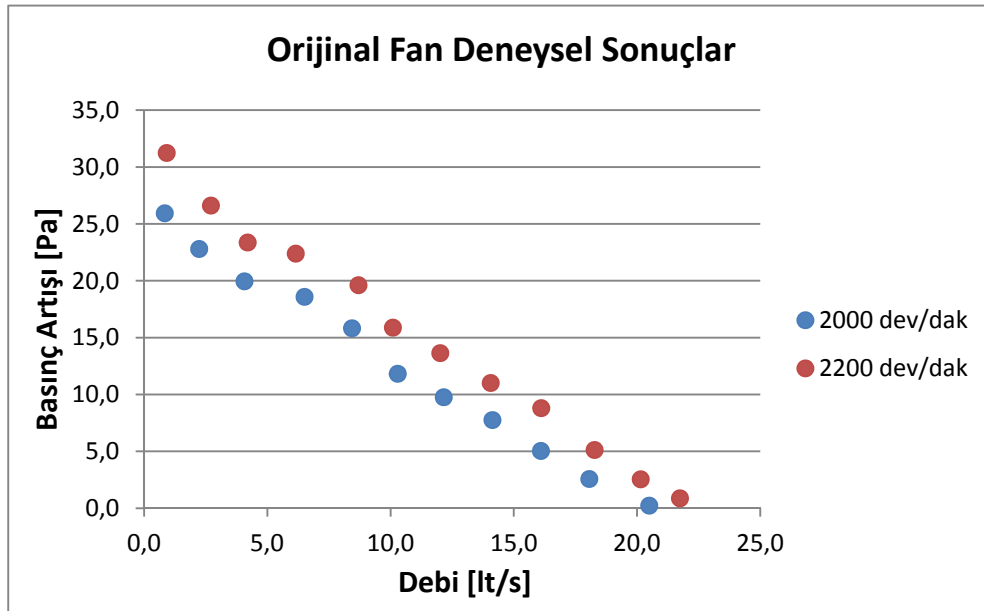
Fan karakteristiğinde göz önüne bulundurulması gereken bir nokta 18 lt/s debi değerinden sonra hem basınç artışında hem de verim değerinde gözlenen ani düşüştür. 18 lt/s için sağlanan basınç artışı 11,4 Pa iken 20 lt/s için 5,4 Pa olmaktadır. Benzer şekilde 18 lt/s’deki verim 0,35 iken 20 lt/s için verim 0,24’tür.

Akışın analizi yapılırken fanı tahrik eden motor göz önünde bulundurulmamıştır. Sayısal hesaplamalardan sonra deneysel veriler eklenerek karşılaştırma yapılacaktır.

3.1.2 Deneysel sonuçlar

Bu çalışma kapsamında yürütülen deneysel çalışmalar projenin birlikte yürütüldüğü firma laboratuvarlarında, fan standartlarına uygun olarak gerçekleştirilmiştir. Mevcut model ve modelin geliştirilmesine yönelik tasarlanan tüm modellerin deneysel çalışmaları ilgili laboratuvarlarda yapılmıştır.

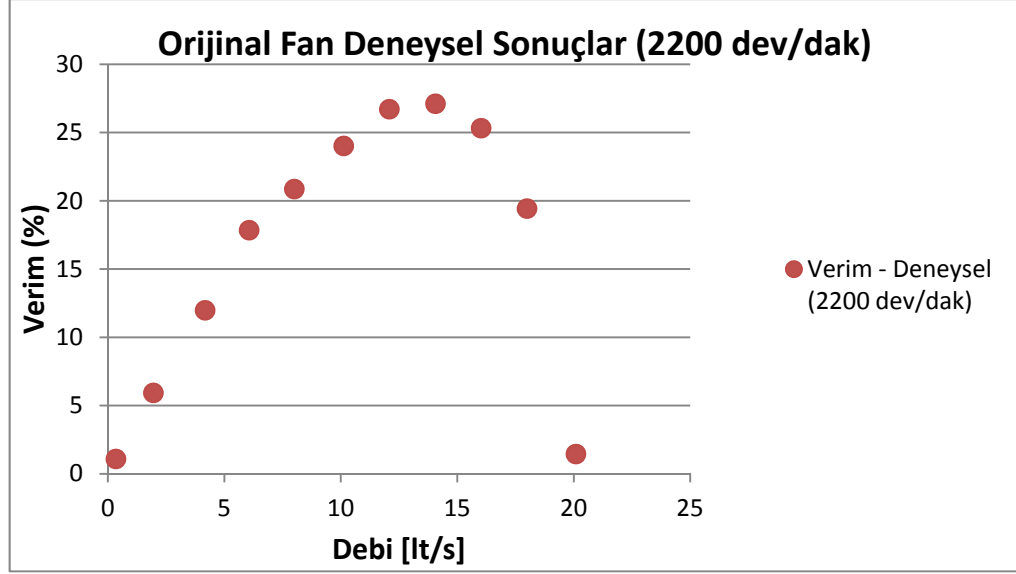
Deneysel olarak elde edilen sonuçlar Şekil 3.10 ve Şekil 3.11’de verilmiştir. Orijinal fana ait basınç artışı eğrileri hem 2000 dev/dak hem de 2200 dev/dak dönme hızlarında deneysel olarak elde edilmiştir. Şekil 3.10’ de 2000 dev/dak ve 2200 dev/dak’da mevcut fanın sağladığı statik basınç artışı görülmektedir. Tasarım noktası olan 14,5 lt/s debi değerinde statik basınç artışı 2000 dev/dak için yaklaşık 8 Pa iken 2200 dev/dak için sağlanan basınç artışı ise yaklaşık 11 Pa olmaktadır.



Şekil 3.10: Mevcut fan modelinin 2000 ve 2200 dev/dak’daki deneysel sonuçları.

Deney sonuçlarından hareketle yüksek devir sayısında basınç artışı beklenildiği gibi daha yüksek değerler almaktadır. Ayrıca her iki dönme hızına karşılık elde edilen eğrilerin karakteristikleri birbirleriyle paralellik göstermektedir.

Basınç artışı iki farklı devir sayısı için elde edilirken verim eğrisi sadece 2200 dev/dak için elde edilmiştir. Verim eğrisi Şekil 3.11’de görüldüğü üzere parabolik bir değişim göstermektedir. Şekil 3.11 incelendiğinde maksimum verimin yaklaşık olarak 14,5-15 lt/s arasında olduğu görülmektedir; mevcut fan maksimum verime çalışma noktası civarında ulaşmaktadır.



Şekil 3.11: Mevcut fanın 2200 dev/dak'daki verim eğrisi.

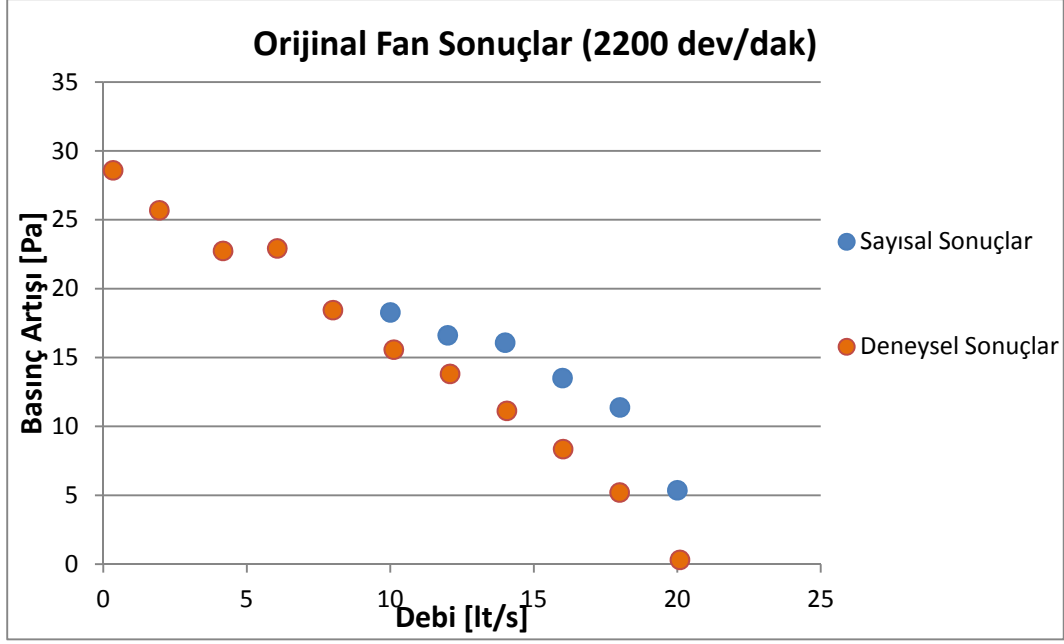
Şekil 3.13'ten 18 lt/s'den sonra fan veriminde belirgin bir düşüş söz konusu olmaktadır; 20 lt/s için verim % 1.5'e kadar düşmektedir. Benzer durum sayısal sonuçlar için de geçerliydi.

3.1.3 Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması

Çalışmanın buraya kadar olan kısmında mevcut fanın sayısal akışkanlar dinamiği yardımıyla performansını elde etmek ve 3 boyutlu akış özelliklerini belirleyebilmek amaçlanmıştır. Deneysel çalışmaların da tamamlanmasıyla bir sonraki işlem sayısal ve deneysel verilerin karşılaştırılmasını içermektedir. Sayısal sonuçların deneysel olarak doğrulanması bu tip çalışmaların önemli bir adımının oluşturmaktadır. Çalışma sonunda sayısal akışkanlar dinamiğinde elde edilen sonuçların doğruluk derecesini belirlemek için deneysel verilerle karşılaştırılması bir gereklilik olmaktadır. Böylelikle sayısal sonuçların deneysel sonuçları hangi oranda doğruladığına dair çıkarımlarda bulunma imkanı elde edilmiş olur.

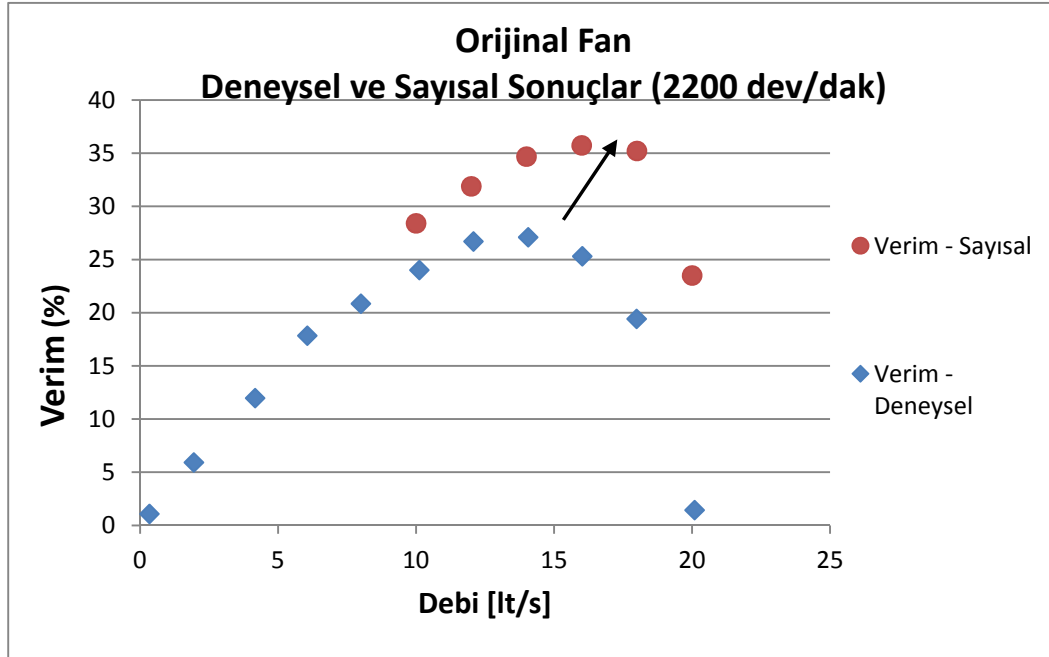
Fan üzerine çalışmalarda fanın sağladığı basınç artışı, karşılaştırma yapabilmek için önemli bir parametreyi belirtmektedir. Şekil 3.12'de sayısal ve deneysel olarak elde edilen statik basınç artışının debiyle değişimi -fan karakteristiği- gösterilmiştir.

Sonuçlar incelendiğinde her iki eğrinin karakteristiğinin birbirinden farklı olduğu görülmektedir. Deneysel statik basınç artışı hemen hemen doğrusal bir karakter gösterirken sayısal statik basınç artışında ise parabolik bir değişim söz konusu olmaktadır.



Şekil 3.12: 2200 dev/dak'da sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması.

İki veri grubunun örtüşmemesinin nedeni sayısal akışkanlar dinamiği kullanılarak akış analizi yapılırken sadece giriş, çıkış hacimleri ve dönen hacim olan rotor modellenmesidir. Fanı tahrik eden motor, akış analizine dahil edilmemiştir. Ancak deney yapılırken ise motorun fan performansına etkileri ihmal edilemeyeceğinden deneysel performans eğrisi farklı bir karakteristiğe sahiptir. İki eğrinin örtüşmemesi bu şekilde açıklanabilir.



Şekil 3.13: Mevcut fanın 2200 dev/dak'daki verim eğrileri

3.2 Tersine Tasarım Yöntemiyle Fan Geometrileri Oluşturulması

Tersine tasarım yöntemiyle istenilen performansı sağlayan kanat geometrileri elde edilmesi amaçlanmaktadır. Daha önce de ifade edildiği gibi tersine tasarım yöntemindeki temel parametre kanat üzerindeki yük dağılımıdır. Kanat basınç ve emme yüzeyleri arasında öngörülen basınç farkı ve diğer parametrelerle birlikte istenilen performansı sağlayan kanat şekli elde edilir.

Turbodesign⁻¹ yazılımında giriş verisi meridyenel geometri, dönme hızı, debi, kanat sayısıdır [21]. Bu tasarım parametrelerinden sonra yaklaşımın temel belirtilimleri olan kanat üzerindeki yük dağılımını veren açısıl momentumun meridyenel kesit boyunca değişimi, açısıl momentumun kanat boyunca değişimi, vorteks modeli ve sarılma açısı tanımlanır [13, 21]. Kanat üzerindeki yük dağılımının tasarım parametresi olarak tanımlanması istenilen tasarım koşullarını sağlayan kanat şeklinin elde edilmesini kolaylaştırmaktadır [31]. Kanat yükünün tanımlanması tasarımcıya eksenel fandaki 3 boyutlu akış alanını kontrol etme olanağı sunmaktadır.

Tersine tasarım yöntemiyle kanat geometrisi elde edilirken başlangıç verisi meridyenel geometridir. Yeniden tasarımı yapılacak olan türbomakina çarkına ait göbek ve kanat ucunun kutupsal koordinatlarda (r-z) konumu meridyenel geometriyi oluşturmaktadır. Tasarım yapılırken mevcut fanın meridyenel geometrisi değiştirilmeden yeni geometriler elde edilmiştir. Diğer parametrelerden biri de kanat kalınlığıdır. Kanat kalınlığı verilirken herhangi bir profil kullanılmayıp sabit kanat kalınlığı başlangıç verisi olarak alınmıştır. Kanat kalınlığı göbekten kanat ucuna doğru gidildikçe daha düşük değerler alacak şekilde tanımlanmıştır.

Tersine tasarım yönteminde 3 boyutlu akış alanının kontrol edilebilmesine olanak sağlayan kanat yükü dağılımı, en önemli parametreyi oluşturmaktadır. Meridyenel kesit boyunca kanat açısıl momentumun değişimi (meridyenel uzunluk boyunca türevi) ve açısıl momentum kanat boyunca değişimi kanat üzerindeki basınç dağılımını belirlemektedir.

Kanat boyunca (göbekten uca) açısıl momentumun değişimi vorteks karakterine belirlemektedir. Euler pompa denklemi göz önünde bulundurulursa açısıl momentumdaki değişimin özgül iş girdisiyle ilişkisi bilinmektedir. Vorteks karakterinin belirlenmesi, iş girdisinin ve hızın kanat boyunca değişimini belirlemektedir. Bu yaklaşımda vorteks karakteri belirlenirken uçtaki açısıl

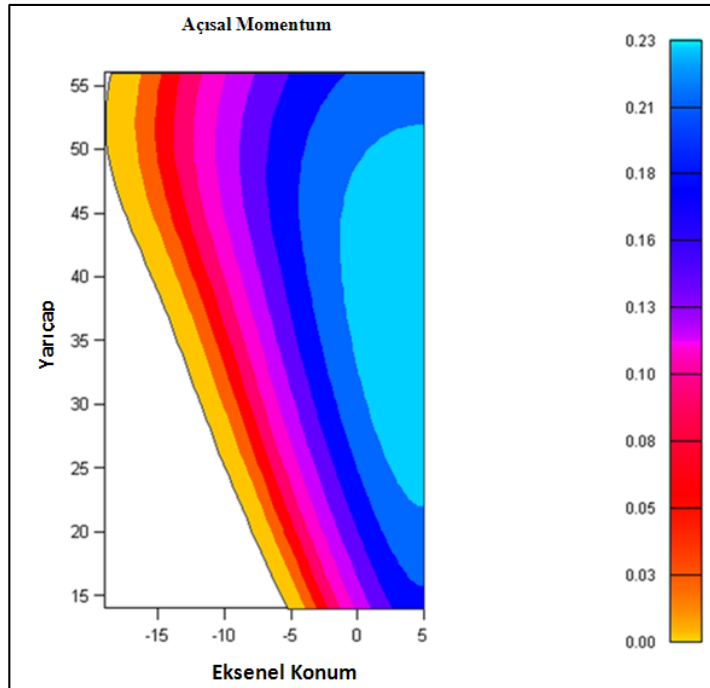
momentum değerinin, rV_θ , (boyutsuz bir sayı) ortalama rV_θ değerine oranı göz önünde bulundurulur. Vorteks modeli, uçtaki Euler basma yüksekliği katsayısı, Ψ , ile ortalama Euler basma yüksekliği katsayısı arasındaki orandan belirlenir [13].

$$\frac{\Psi_{uç}}{\Psi_{ort}} > 1 \Rightarrow \text{Zorlanmış vorteks} \quad (3.2)$$

$$\frac{\Psi_{uç}}{\Psi_{ort}} < 1 \Rightarrow \text{Karma Vorteks} \quad (3.3)$$

$$\frac{\Psi_{uç}}{\Psi_{ort}} = 1 \Rightarrow \text{Serbest Vorteks} \quad (3.4)$$

Denklem (3.2), (3.3) ve (3.4) ile vorteks modelinin belirlenmesi matematiksel olarak ifade edilmiştir [13,21]. Şekil 3.14’de tersine tasarım yöntemiyle geliştirilen kanat geometrisinde, meridyenel kesitte açılal momentumun değışimi görölmektedir.

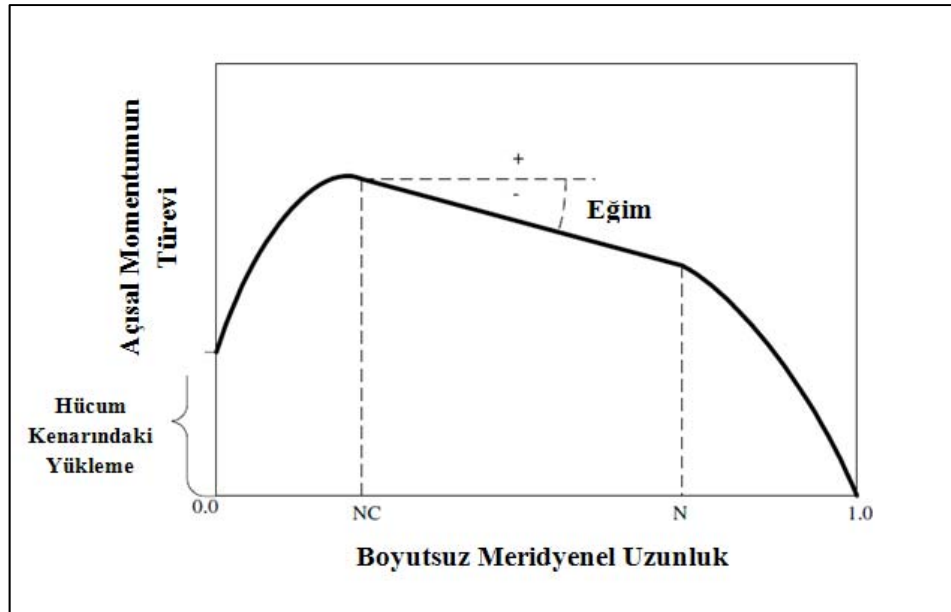


Şekil 3.14: Tersine tasarım yöntemiyle geliştirilen kanat geometrisinde açılal momentumun göbekten uca değışimi [32].

Açılal momentumun kanat boyunca (göbekten uca) ve hücum kenarından fırlar kenarına değışimi incelendiğinde, maksimum yük değerinin kanat orta yüksekliği bölgesinde olmasından dolayı vorteks tipinin karma vorteks olduğu anlaşılmaktadır. Maksimum kanat yükünün kanat uç bölgesine ötelenmesi durumunda vorteks modeli

zorlanmış vorteks olmaktadır. Serbest vorteks modelinde ise açısall momentum kontürleri düşey eksene paralel bir dağılım göstermektedir.

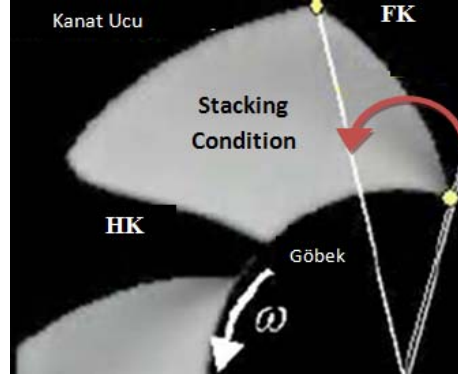
Açısall momentumun meridyenel uzunluğa göre türevi, meridyenel kesitte değişimi, ise kanat yüzeyleri arasındaki basınç farkını vermektedir. Kanat yüzeyleri arasındaki basınç farkı, denklem (2.16) kullanılarak hesaplanmaktadır. Bu denklemden, kanat yüzeyleri arasındaki basınç farkının yani kanat yükünün açısall momentumun değişimiyle orantılı olarak değiştiği açık bir şekilde görülmektedir. Turbodesign¹ yazılımında kanat yükü “3 Parçalı Eğri” yöntemiyle belirlenmektedir. Bu yöntemde kullanılan parametreler Şekil 3.15’de tanımlanmıştır. NC birinci eğrinin (parabolik) bitiş noktası, doğrusal olan ikinci eğrinin başlangıç noktasını gösterirken ND ise doğrusal eğrinin bitişini, parabolik eğrinin başlangıcını göstermektedir. Kanat yükü, açısall momentumun türevi, $\partial rV_\theta / \partial m$, şeklinde tanımlandığından açısall momentumun meridyenel kesit boyunca integrali açısall momentumu verecektir. Hücüm kenarındaki yük değeri tasarım açısından önemli bir değişken olarak kabul edilmektedir. Hücüm kenarındaki yükleme değeri doğrudan kanat ucu vorteksi ile ardışık kanat arasındaki akışı etkilediğinden dikkatli bir şekilde seçilmelidir. Yük dağılım eğrisinde hücüm kenarındaki yükleme değeri rotorun geliş açısını tanımlanmaktadır [13, 22].



Şekil 3.15: 3 parçalı eğri yönteminde parametrelerin belirlenmesi [21].

Geliş açısının yüksek olması durumunda etkili pozitif basınç gradyenleri oluşacağından hücüm kenarında yüksek yükleme değerlerinden kaçınılmalıdır [22].

Tasarım belirtilmelerinden bir diğeri ise sarılma açısının başlangıç değeri (stacking condition). Şekil 3.16’da stacking condition kanat geometrisi üzerinde tanımlanmıştır.



Şekil 3.16: Stacking condition un kanat üzerinde tanımlanması [13].

Matematiksel olarak stacking condition daha önce de belirtildiği gibi hiperbolik kısmi diferansiyel denkleme başlangıç koşulunun verilmesidir. Yapılan çalışmalar sonunda stacking’in gürültü seviyesi üzerinde önemli etkileri olduğu sonucuna varılmıştır [13].

Tersine tasarım yönteminin eksenel fanlara uygulanması konusundaki en büyük eksiklik kanat üzerindeki yük dağılımının belirlenmesidir. Kanat üzerindeki optimum yük dağılımı, tasarım öncesinde bilinmemektedir [13]. Optimum yük dağılımını belirlenmesinde sayısal yöntemlerin kullanılmasının yanında deneysel sonuçlarla doğrulanması da gerekir. Okamoto ve Goto, optimum yük dağılımının belirlenmesi üzerine yaptıkları çalışmalarla aşağıda verilen çıkarımları elde etmişlerdir:

- Hücüm kenarındaki aşırı yükleme, kanat ucu vorteksi ile ardışık kanadın hücüm kenarı arasında etkileşime neden olarak kayıpları arttırmaktadır. Aşırı yükleme durumunda kanat ucu vorteksi hücüm kenarı ayrılması ile birleşerek kayıplara neden olur.
- Hücüm kenarındaki düşük yükleme kanat ucu vorteksi ile ardışık kanat arasındaki etkileşimi arttırarak gürültüye neden olur.
- Ortalama yük değeri ise vorteks yayılımını hızlandırarak kanat ucu vorteksi ile ardışık kanat arasındaki etkileşimi azaltarak gürültüyü ise azaltır [13].

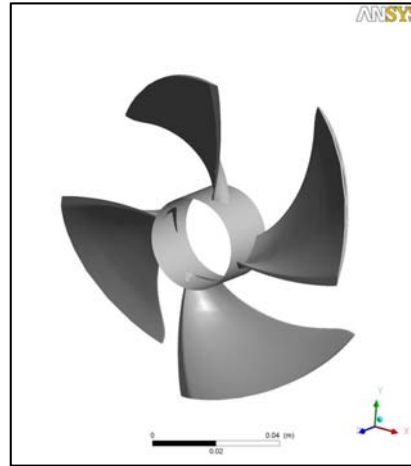
Başka bir çalışmada elde edilen sonuçlar en verimli fan rotorunun hücüm kenarındaki yüklemenin görel olarak düşük seçilmesi durumunda elde edildiğini

göstermiştir. Hücum kenarında düşük yükleme değerine sahip modelde ters akış bölgesinin yüksek yüklemeye sahip modele oranla daha dar bir alana yayıldığı görülmüştür [22].

Yapılan çalışmalar sonucunda elde edilen bu tasarım önerileri göz önünde bulundurularak farklı yük dağılımlarına sahip kanat geometrileri elde edilmiştir. Kanat yük dağılımı yanında kanat boyunca açısal momentum değişimi vorteks karakterini belirleyen bir parametre olarak göz önünde bulundurulmuştur. Farklı vorteks modelleri altında kanat geometrileri geliştirilmiştir.

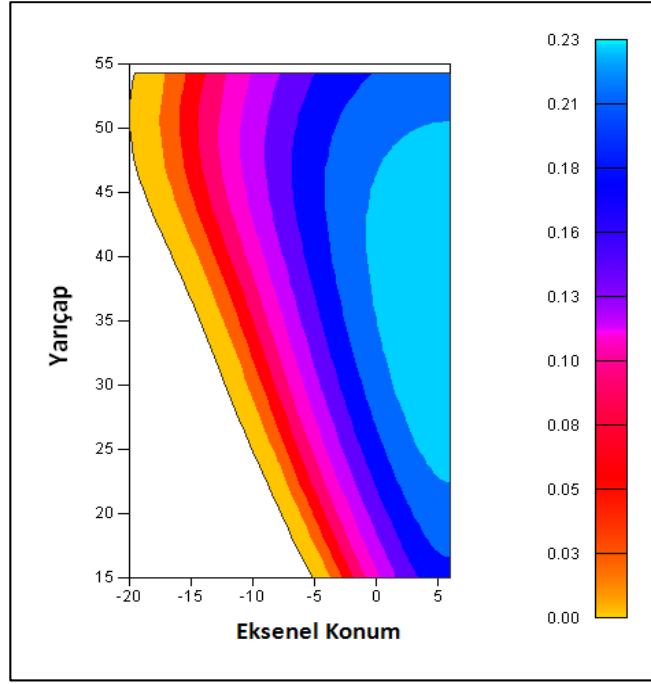
3.2.1 LOL_LE_CV_ST-14 Modeli

Mevcut fana ait meridyenel geometrinin sabit tutulup tersine tasarım parametrelerinin uygulanmasıyla elde edilen kanat geometrilerinden ilki LOL_LE_CV_ST-14 şeklinde kodlanan fan modelidir. Bu adlandırmada LOL_LE hücum kenarında düşük yükleme değerine karşılık gelirken CV ve ST-14 ise sırasıyla karma vorteks modelini ve $(-14)^\circ$ 'lik sarılma açısını ifade etmektedir. Modelin 3 boyutlu geometrisi Şekil 3.17'de verilmiştir.



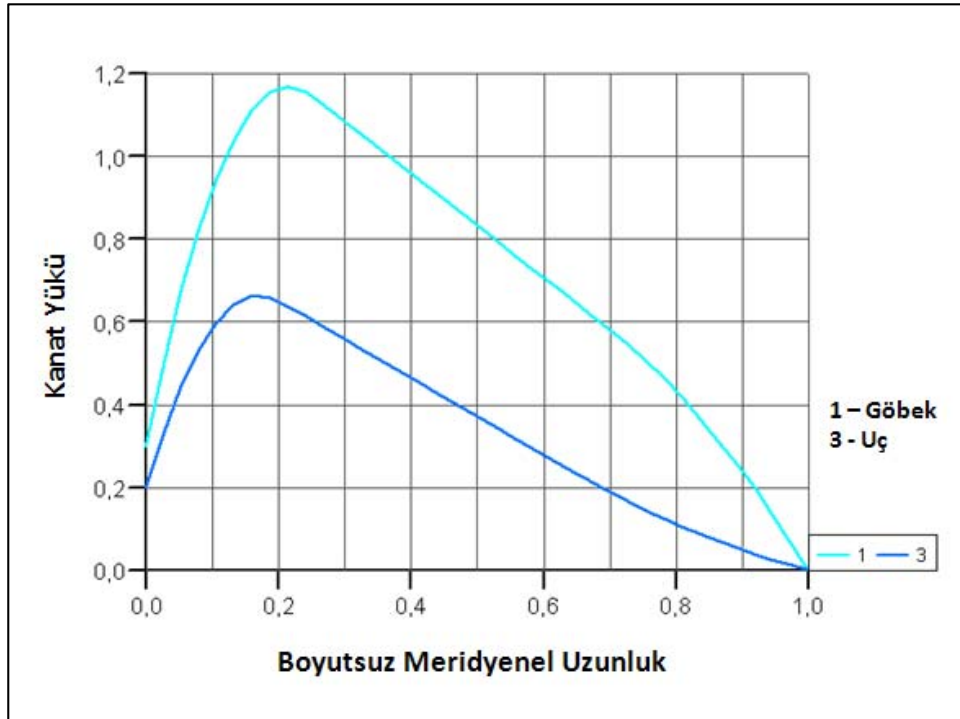
Şekil 3.17: LOL_LE_CV_ST-14 fan modelinin 3 boyutlu geometrisi [30].

Şekilden, kanadın göbek bölgesi ve civarında akışın oldukça fazla döndürüldüğü açık bir biçimde görülmektedir. Kanat üzerinde öntanımlı yük dağılımına bağlı olarak tersine tasarım yaklaşımı kanat açılarını belirleyerek farklı kanat geometrilerinin elde edilmesine imkan vermektedir. Kanat üzerindeki yük dağılımını belirleyen açısal momentum ve açısal momentumun meridyenel kesitteki değişimi sırasıyla aşağıda gösterilmiştir. Açısal momentumun kanat yüksekliğine bağlı olarak değişimi Şekil 3.18'de verilmiştir.



Şekil 3.18: LOL_LE_CV_ST-14 modelinde kanat boyunca açısal momentum değişimi [32].

$\Psi_{uç}/\Psi_{ort} = 0,9$ olduğundan tasarımda kullanılan vorteks modelinin karma vorteks olduğu şekilden de açıkça görülmektedir. Karma vorteks durumunda hız dağılımının ifadesi daha önce belirtilmişti.



Şekil 3.19: LOL_LE_CV_ST-14 Meridyenel uzunluk boyunca kanat yükünün, $\partial r V_{\theta} / \partial m$, değişimi [32].

Şekil 3.19’de göbekte ve kanat ucunda kanat yükünün veya kanat yüzeyleri arasındaki statik basınç farkının değişimi ayrı ayrı gösterilmiştir. Kanat yüzeyleri arasındaki basınç farkı denklem (2.16) ile tanımlanmaktadır.

Yük dağılım eğrisi incelendiğinde hücum kenarındaki yüklemenin fazla olmadığı görülmektedir. Bu, akışın hücum kenarına geliş açısının nispeten küçük olduğu anlamına gelmektedir. Akışın yüksek geliş açısıyla hücum kenarına yaklaşması durumunda hücum kenarında pozitif ters basınç gradyeni oluşacağından geniş bir vorteks bölgesi oluşumunun söz konusu olduğu Okamoto ve arkadaşları tarafından belirlenmiştir. Geliş açısının küçük tutulmasıyla hücum kenarındaki vorteks bölgesinin etkisi azaltılmaya çalışılmıştır. Ayrıca hücum kenarında yüksek yükleme değerine sahip bir modelle karşılaştırma yapılarak bu parametrenin etkisi incelenmek istenmiştir. Firar kenarında ise yük değerinin Kutta koşulunu gerçeklediği şekilden görülmektedir. Şekil 3.20’de LOL_LE_CV_ST-14 modeline ait temel özellikler kanat geometrisi ile birlikte gösterilmiştir.



Şekil 3.20: Hücum kenarında düşük yükleme değeri için elde edilen kanat geometrisi.

3.2.2 HIL_LE_CV_ST-40 modeli

Meridyenel geometrinin sabit tutulup kanat üzerindeki yük dağılımının değiştirilmesiyle elde edilen bir diğer model HIL_LE_CV-40 olarak isimlendirilen modeldir. Hücum kenarında düşük yüklemenin verildiği LOL_LE_CV_ST-14 ile benzer şekilde adlandırma yapılmıştır. HIL hücum kenarındaki yüksek yükleme değeri, CV karma vorteks ve ST-40 ise -40° lik sarılma açısına karşılık gelmektedir.

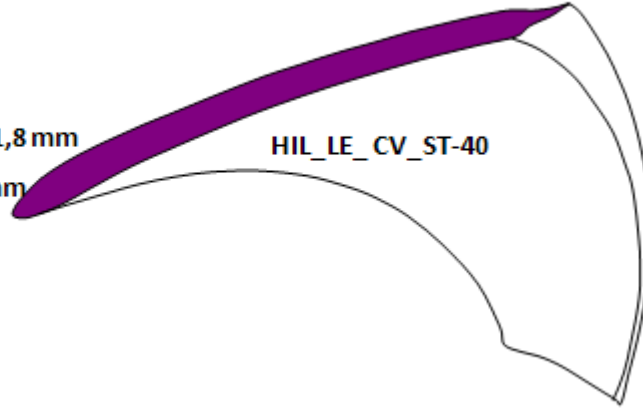
Hücum Kenarında Yüksek Yükleme

STACKING: - 40 °

Karma Vorteks

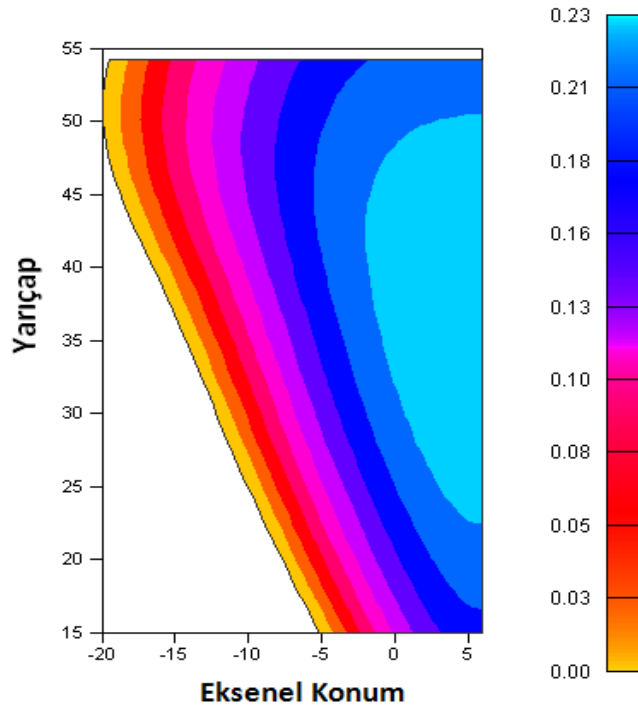
Göbek Kanat Kalınlığı:1,8 mm

Uç Kanat Kalınlığı:1,8mm



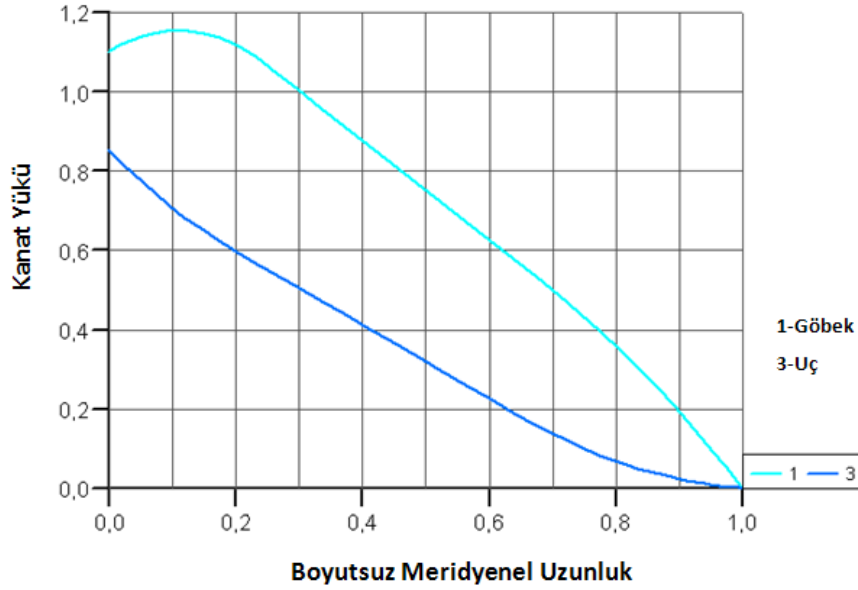
Şekil 3.21: Hücum kenarında yüksek yükleme değeri için elde edilen kanat geometrisi.

Kanat geometrisiyle birlikte tersine tasarım yönteminde kullanılan temel parametreler Şekil 3.21’te görülmektedir. Meridyenel geometri, kanat kalınlıkları ve vorteks karakteri sabit tutulup hücum kenarındaki yükleme ve firar kenarındaki sarılma açısının değiştirilmesiyle farklı bir kanat geometrisi elde edilmiştir. Göbekten uca açısall momentumun değışimi, Şekil 3.22, incelendiğinde LOL_LE_CV_ST-40 ile aynı olduğu görülmektedir.



Şekil 3.22: HIL_LE_CV_ST-40 modelinde göbekten uca açısall momentumun değışimi [32].

İki fan geometrisi arasında farklılığı yaratan temel parametre olan meridyenel kesit boyunca yük dağılımı Şekil 3.23’de verilmiştir.

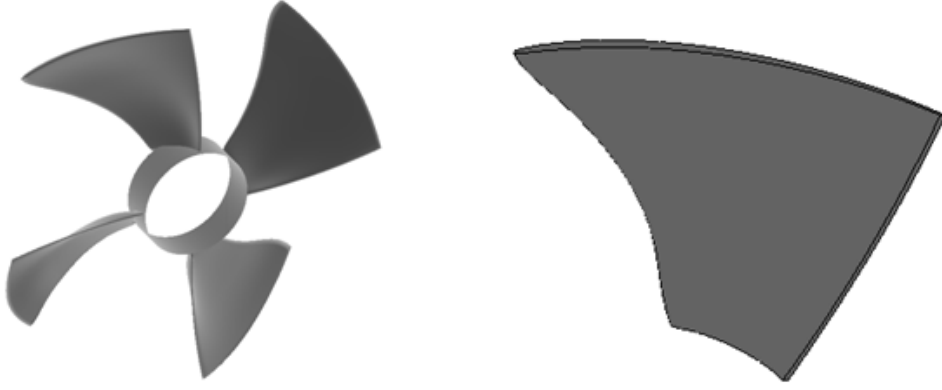


Şekil 3.23: HIL_LE_CV_ST-40 modelinde yük dağılımı [32].

Şekilden, hücum kenarındaki yük değerlerinin LOL_LE_CV_ST-14 modeline, göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Hücum kenarındaki yüklemenin fazla olmasının akışın kanada daha büyük açılarla yaklaştığı anlamına geldiği daha önce belirtilmişti. Göbekte maksimum yükleme meridyenel uzunluğun yaklaşık olarak % 10’unda gözlenmektedir.

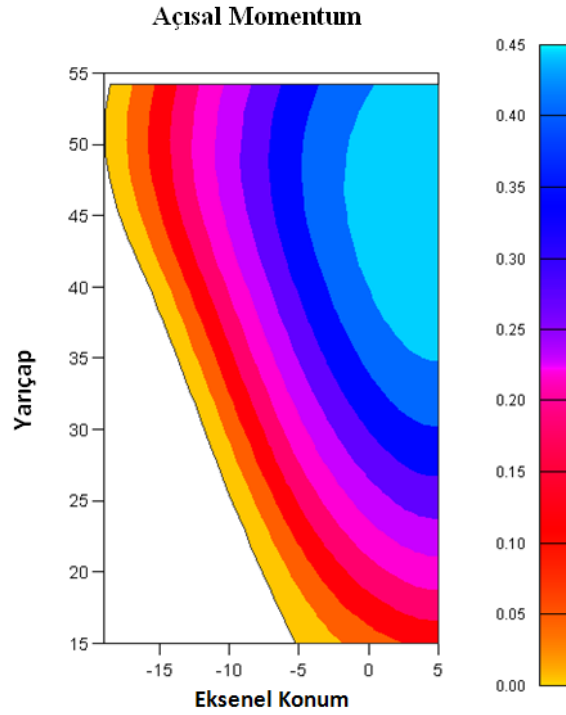
3.2.3 HIL_LE_FV_ST7 modeli

Meridyenel geometrinin sabit tutulup kanat üzerindeki yük dağılımı, açısız momentum ve sarılma açısının değiştirilmesiyle elde edilen bir diğer kanat geometrisi ise HIL_LE_FV_ST7 olarak adlandırılmıştır. Modellerin adlandırılmasında kullanılan sistematik göz önünde bulundurulursa bu modelde karma vorteks yerine FV harflerinin simgelediği zorlanmış vorteks modeli kullanıldığı görülmektedir. Bu modelde firar kenarındaki sarılma açısı 7° alınmıştır. Diğer iki modelden farklı olan bir özellik de kanat kalınlığıdır. Kanat kalınlığı diğer iki modelde verilen sabit kanat kalınlığı yerine hücum kenarından firar kenarına doğru incelen bir profil tanımlanmıştır. Tersine tasarım yöntemiyle elde edilen kanat geometrisi Şekil 3.24’te gösterilmiştir.



Şekil 3.24: HIL_LE_FV_ST7 modelinde tersine tasarım yöntemiyle elde edilen kanat geometrisi.

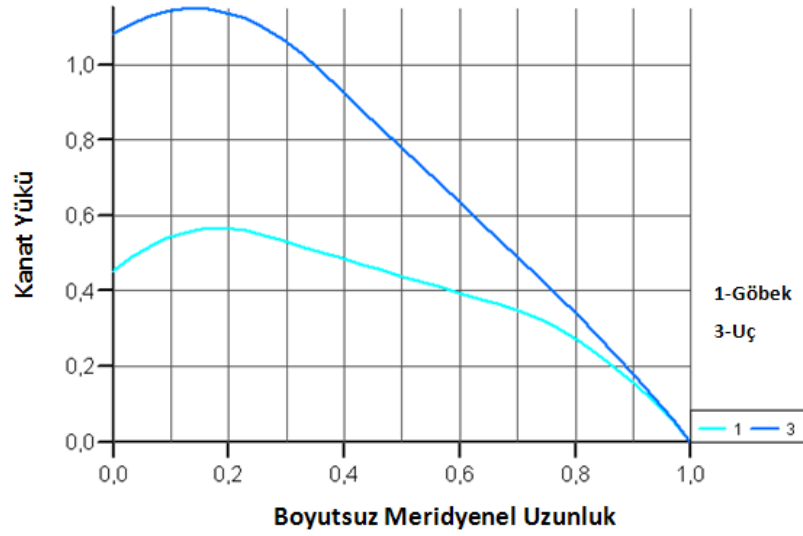
HIL_LE_FV_ST7 modeli için açısal momentumun göbekten uca (yarıçap boyunca) değişimi Şekil 3.25'te gösterilmiştir. Açısal momentumun değişimi incelendiğinde diğer iki modelden farklı olarak zorlanmış vorteks modeli kullanılmıştır.



Şekil 3.25: HIL_LE_FV_ST7 modelinde açısal momentumun yarıçap boyunca değişimi [32].

HIL_LE_FV_ST7 modeli için meridyenel kesitteki yük dağılımı ise Şekil 3.26'te verilmiştir. Kanat üzerindeki maksimum yükleme $m=0,15-0,2$ aralığına karşılık

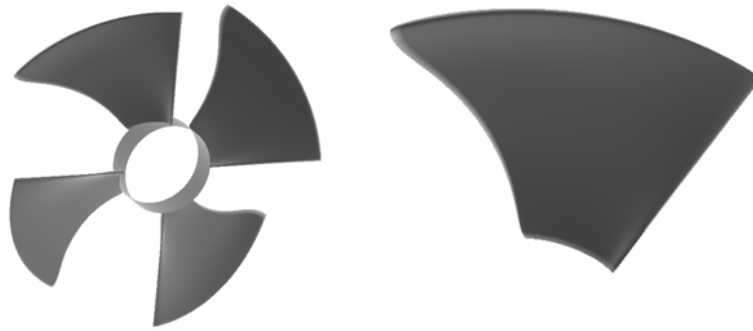
gelmektedir. Maksimum yükün konumu aksenal fanlar için geliştirilen tasarım öneriyle paralellik göstermektedir [33].



Şekil 3.26: HIL_LE_FV_ST7 modelinde kanat üzerindeki yük dağılımı [32].

3.2.4 HIL_LE_FV_ST0 modeli

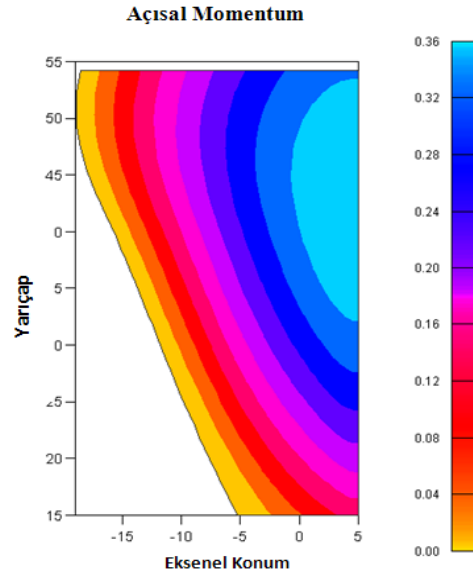
Tersine tasarım yöntemiyle geliştirilen modellerden bir diğeri HIL_LE_FV_ST0 olarak adlandırılmıştır. Hücum kenarında yüksek yüklemenin söz konusu olduğu bu modelde firar kenarında stacking condition kullanılmamıştır. Tersine tasarım yöntemiyle elde edilen fan geometrisi Şekil 3.27’de görülmektedir.



Şekil 3.27: HIL_LE_FV_ST0 modeline ait kanat şekli.

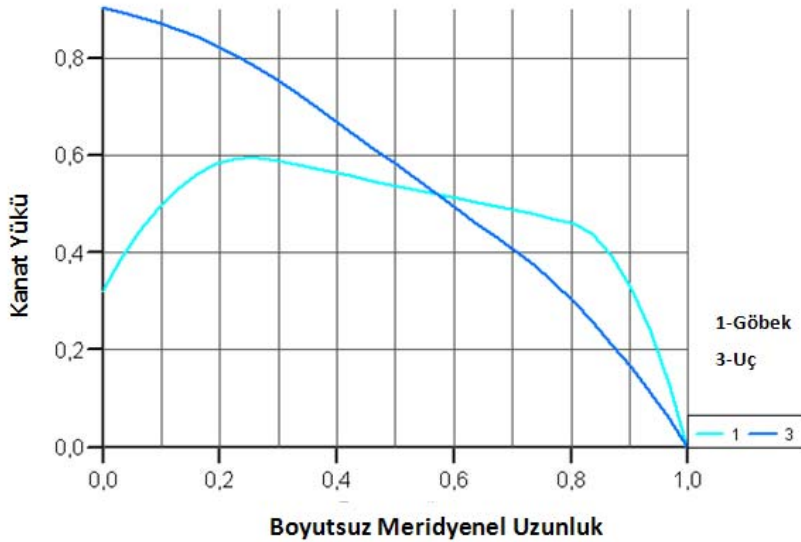
Vorteks karakterinin belirlenmesi daha önce belirtildiği gibi uçtaki Euler sayısının ortalama Euler sayısına oranından belirlenmektedir; $\Psi_{uç}/\Psi_{ort} = 1,068$; 1’den büyük olduğundan zorlanmış vorteks söz konusudur. Zorlanmış vorteks karakteri, açısıl

momentumun kanat boyunca değişimini veren Şekil 3.28 incelendiğinde gözlenmektedir.



Şekil 3.28: HIL_LE_FV_ST0 modelinde açısal momentumun değişimi [32].

Yük dağılımı eğrisi HIL_LE_FV_ST7 modelinden farklılık göstermektedir. Şekil 3.29'da göbek ve kanat ucundaki basınç dağılımını veren yük dağılım eğrileri diğer modellerden farklı bir değişim sergilemektedir.



Şekil 3.29: HIL_LE_FV_ST0 modeline ait kanat üzerindeki yük dağılımı [32].

HIL_LE_FV_ST7 modeliyle karşılaştırma yapılırsa HIL_LE_FV_ST0 modelinde boyutsuz Euler sayısı daha düşük değer almaktadır. Diğer modellerde göbekteki yükleme daha fazla iken HIL_LE_FV_ST0 modelinde kanat ucundaki yükleme daha

fazladır. Ayrıca diğer modellerle karşılaştırıldığında meridyenel kesit boyunca göbekte daha az bir değişim söz konusudur.

3.3 Tersine Tasarımla Elde Edilen Fan Geometrilerinin Karşılaştırılması

Bu tez kapsamında mevcut fan modeline ait meridyenel geometri sabit tutularak farklı yük dağılımları altında ve diğer tersine tasarım parametrelerine bağlı olarak farklı kanat geometrileri tasarımı amaçlanmıştır.

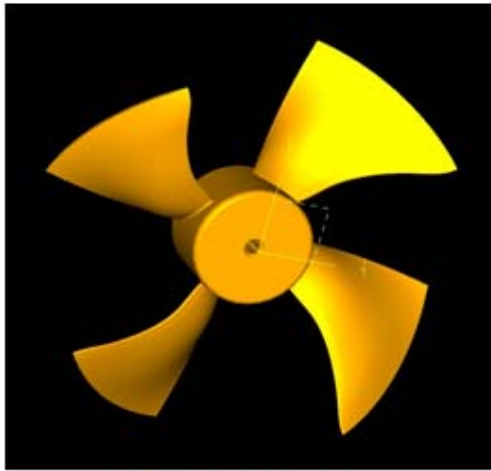
Tersine tasarım yöntemi kullanılarak tasarımı yapılan 4 fan geometrisi karşılaştırmada kolaylık sağlanması için Şekil 3.30’te bir arada gösterilmiştir. Elde edilen fan geometrileri, tersine tasarım yönteminin başta kanat üzerindeki yük dağılımı olmak üzere diğer parametrelerle birlikte farklı kanat geometrisi tasarımına olanak sağladığını açık bir şekilde ortaya koymaktadır.



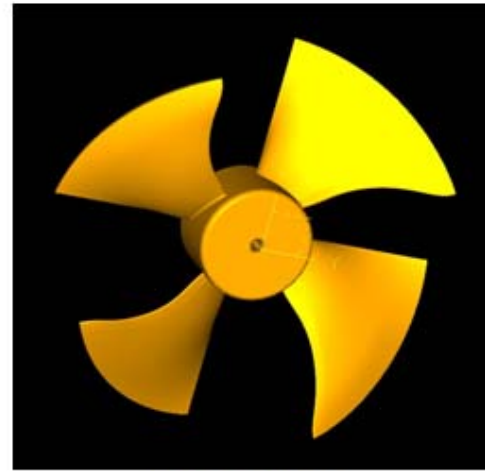
LOL_LE_CV_ST-14



HIL_LE_CV_ST-40



HIL_LE_FV_ST7



HIL_LE_FV_ST0

Şekil 3.30: Tersine tasarım yöntemi kullanılarak elde edilen kanat fan geometrileri.

Tersine tasarım yönteminde temel parametre olan kanat üzerindeki yük dağılımı ve kanat boyunca açısıl momentum değerleri Çizelge 1’de verilmiştir.

Çizelge 1: Tersine tasarım yöntemiyle elde edilen modellerde açısıl momentum ve yük dağılımı.

	Açısal Momentum $rV\theta$			Yük Dağılımı - Açısal Momentumun Türevi				Stacking
Düşük Yükleme LOL_LE_CV_ST-14	Göbek	0,1971		NC	ND	Eğim	Hücum Kenarı Yüğü	-14
	Kanat Orta Yüksekliği	0,2345	Göbek	0,25	0,7	-5	0,3	
	Uç	0,18	Uç	0,2	0,65	-1,6	0,2	
	$\Psi_{uç}/\Psi_{ort} = 0,9$							
Yüksek Yükleme 1 HIL_LE_FV_ST0	Göbek	0,12		NC	ND	Eğim	Hücum Kenarı Yüğü	0
	Kanat Orta Yüksekliği	0,34	Göbek	0,28	0,8	-1	0,32	
	Uç	0,32	Uç	0,35	0,7	-1,5	0,9	
	$\Psi_{uç}/\Psi_{ort} = 1,07$							
Yüksek Yükleme 2 HIL_LE_FV_ST7	Göbek	0,1		NC	ND	Eğim	Hücum Kenarı Yüğü	7
	Kanat Orta Yüksekliği	0,4	Göbek	0,25	0,68	-1,8	0,45	
	Uç	0,42	Uç	0,35	0,75	-2,5	1,08	
	$\Psi_{uç}/\Psi_{ort} = 1,19$							
Çok Yüksek Yükleme HIL_LE_CV_ST-40	Göbek	0,1971		NC	ND	Eğim	Hücum Kenarı Yüğü	-40
	Kanat Orta Yüksekliği	0,2345	Göbek	0,25	0,7	-5	1,1	
	Uç	0,18	Uç	0,2	0,65	-1,6	0,85	
	$\Psi_{uç}/\Psi_{ort} = 0,9$							

LOL_LE_CV_ST-14 ve HIL_LE_CV_ST-40 modellerine ait parametreler incelendiğinde hücum kenarındaki yükleme değeri ve sarılma açısı değerleri farklılık göstermektedir. Hücum kenarındaki yük dağılımı ve sarılma açısının başlangıç değerinin kanat geometrisi üzerindeki etkisi Şekil 3.30’de fan geometrilerinden gözlenmektedir.

4. DENEYSEL VE SAYISAL SONUÇLAR

Tersine tasarım yöntemi kullanılarak kanat geometrilerinin elde edilmesi bir önceki bölümde açıklandı. Meridyenel geometrinin sabit tutulup tersine tasarım parametrelerinin değiştirilmesiyle 4 farklı kanat geometrisi geliştirildi. Temel parametre olan kanat üzerindeki yük dağılımının değiştirilmesiyle tersine tasarım yönteminin farklı kanat geometrilerine olanak sağladığı görülmüştür. Ancak sadece kanat geometrisinin göz önünde bulundurulması çıkarımlarda bulunmak için yeterli değildir. Sonuçların değerlendirilmesi aşamasında fan performans eğrileri, basınç değişimi ve verim eğrileri, de değerlendirilmelidir. Daha sonra tersine tasarım yönteminin istenilen çalışma koşullarına sahip optimum kanat geometrisi tasarımına olanak sağladığı sonucuna varılabilir.

Bu bölümde tasarımı yapılan fan modellerinin deneysel ve sayısal sonuçları karşılaştırılacaktır.

4.1 Deneysel Sonuçlar

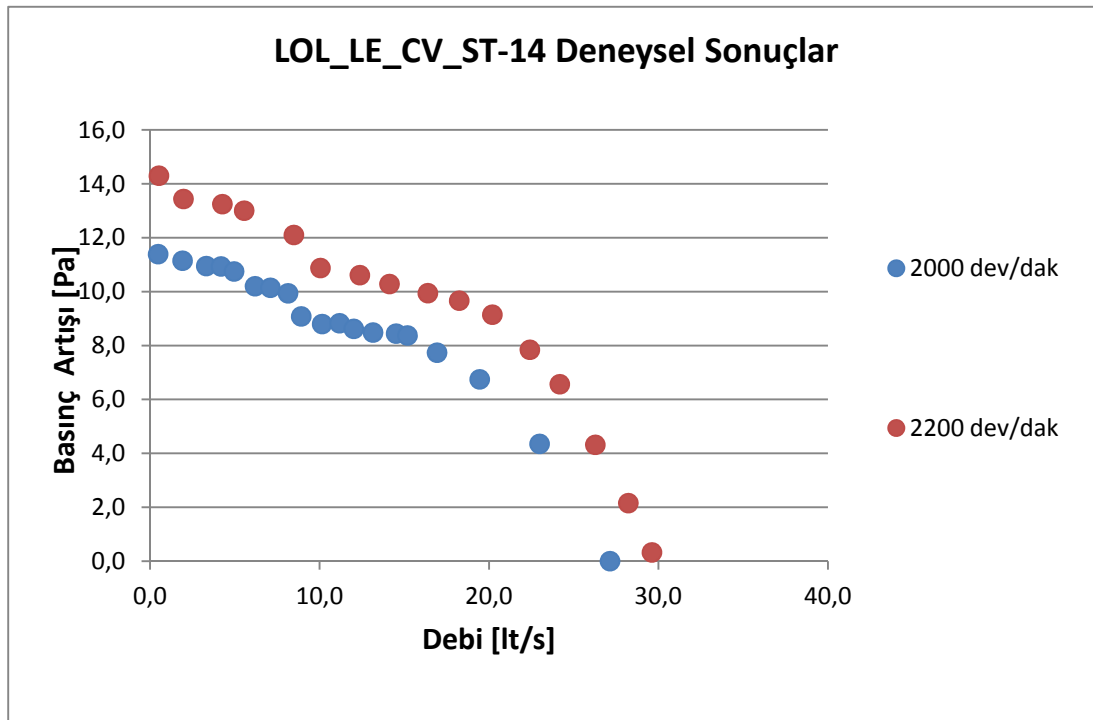
Sonuçların karşılaştırılmasında öncelikle her bir modele ait iki farklı dönme hızındaki deneysel sonuçlar kendi içinde karşılaştırılıp daha sonra tersine tasarım yaklaşımıyla geliştirilen modeller ve orijinal model deney sonuçları karşılaştırılacaktır.

4.1.1 Geliştirilen fan modellerinin deneysel sonuçları

Tasarımı yapılan fan modelleri ve orijinal fan performans deneyleri projenin birlikte yürütüldüğü Arçelik AŞ laboratuvarlarında yapılmıştır. Deneysel sonuçları aşağıda verilecek olan fan geometrileri 2000 dev/dak ve 2200 dev/dak dönme hızlarında 104 mm gövde çapında sahip deney ortamında test edilmiştir. Daha sonra tersine tasarım yöntemiyle geliştirilen fan modellerinden performansı daha yüksek olan fan 107 mm gövde çapında da teste tabi tutulmuştur. Böylelikle kanat ucu boşluğunun fan performansı üzerine etkisi incelenebilmiştir. Kanat ucu boşluğunun arttırılmasının basınç artışı üzerine etkisi deneysel olarak ortaya konmuştur.

4.1.1.1 LOL_LE_CV_ST-14 modeli

Tersine tasarım yöntemiyle geliştirilen ilk model olan LOL_LE_CV_ST-14 için 2000 dev/dak ve 2200 dev/dak dönme hızlarında deneysel sonuçlar Şekil 4.1’de verilmiştir. Geliştirilen modellere hem 2000 dev/dak hem de 2200 dev/dak dönme hızlarında performans deneyleri uygulanmıştır. Mevcut fana ait basınç artış eğrisi incelendiğinde LOL_LE_CV_ST-14 modelinin farklı bir karakteristiğe sahip olduğu görülmektedir. Orijinal fan için performans eğrisinde doğrusal bir değişim söz konusu iken LOL_LE_CV_ST-14 modeli parabolik olarak tanımlanabilecek bir değişim göstermektedir. Orijinal fandan farklı bir diğer özellik ise fanın çalışma aralığının arttırılmasıdır. Bununla birlikte tersine tasarım yöntemiyle elde edilen bu modelde çalışma noktası civarında orijinal fan ile hemen hemen aynı basınç artışı sağlanmaktadır.

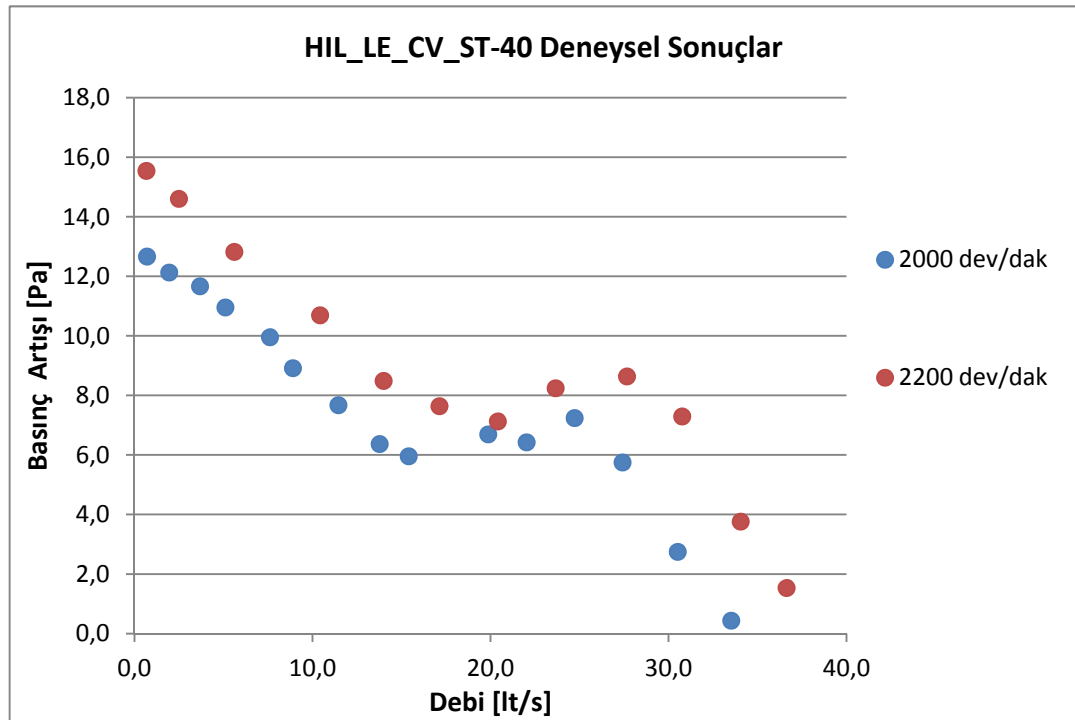


Şekil 4.1: LOL_LE_CV_ST-14 modelinde deneysel sonuçlar.

Deney sonuçları incelendiğinde iki farklı dönme hızında basınç artışı karakteristiklerinin aynı olduğu görülmektedir. Dönme hızının artmasına bağlı olarak 2200 dev/dak için elde edilen sonuçlar ötelenmiştir. Boyutsuz sayılar kullanılarak devir sayısının değişimine bağlı olarak elde edilen basınç artışı değerleri deneysel basınç artışı değerleriyle karşılaştırıldığında sonuçların örtüştüğü gözlenmiştir. Devir sayısındaki değişimin basınç artışında ötelemeye neden olduğu doğrulanmış oldu.

4.1.1.2 HIL_LE_CV_ST-40 modeli

Tersine tasarım yöntemiyle elde edilen bir diğer fan HIL_LE_CV_ST-40 modelidir. LOL_LE_CV_ST-14 modeli arasındaki fark hücum kenarındaki yükleme değeri ve firar kenarında tanımlan sarılma açısı değeridir. 2000 dev/dak ve 2200 dev/dak dönme hızlarında HIL_LE_CV_ST-40 fan modeline ait deneysel sonuçlar Şekil 4.2’de verilmektedir. Basınç artışının debiyle değişimi orijinal fan ve LOL_LE_CV_ST-14 modeliyle benzerlikler göstermektedir. Fanın çalışma aralığı olan 14-15 lt/s debi değerlerine kadar orijinal fanda olduğu doğrusal bir değişim söz konusu iken çalışma aralığından itibaren sağlanan basınç artışında yükselme gözlenmekte ve parabolik bir değişim söz konusu olmaktadır. HIL_LE_CV_ST-40 fan modeli, debi aralığının arttırıldığı ilk tersine tasarım modeli olan LOL_LE_CV_ST-14 modelinden de daha geniş bir çalışma aralığı sağlamaktadır. Deney sonuçları beklenildiği gibi her iki dönme hızında performans karakteristikleri benzerdir. Devir sayısının arttırılması, sağlanan basınç artışı değerlerinin ötelenmesini sağlamıştır.

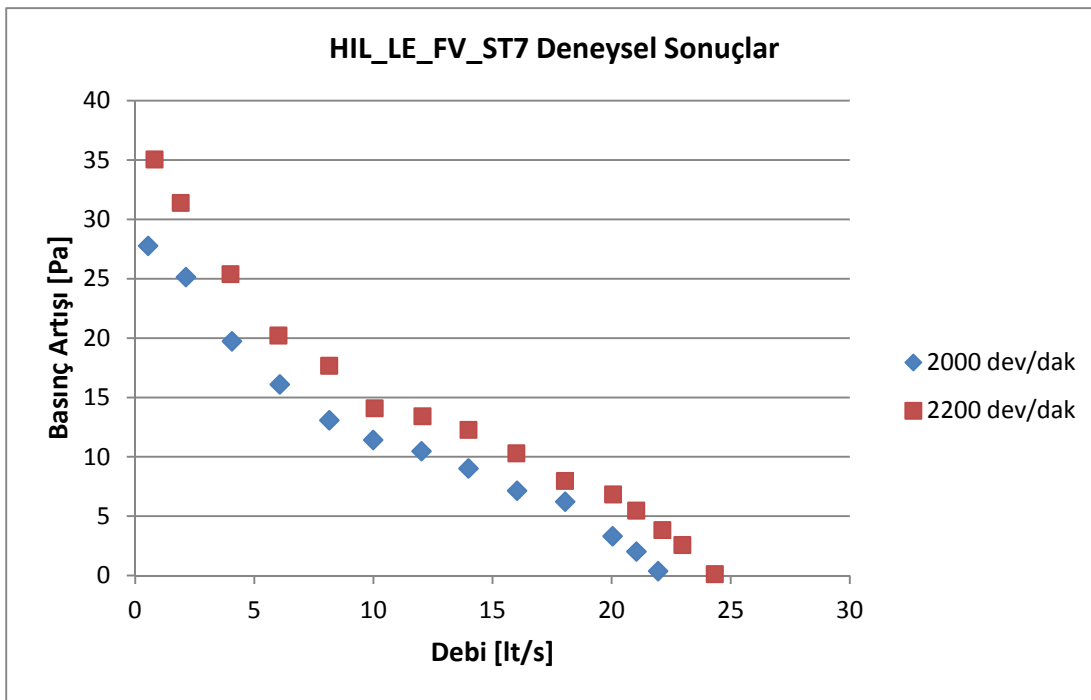


Şekil 4.2: HIL_LE_CV_ST-40 modelinde deneysel sonuçlar.

Deneysel olarak elde edilen statik basınç artışında yaklaşık 24 lt/s debi değerinde sıçrama görülmektedir. Basınç artışı maksimum değerini aldıktan sonra doğrusal bir şekilde azalmaktadır.

4.1.1.3 HIL_LE_FV_ST7 modeli

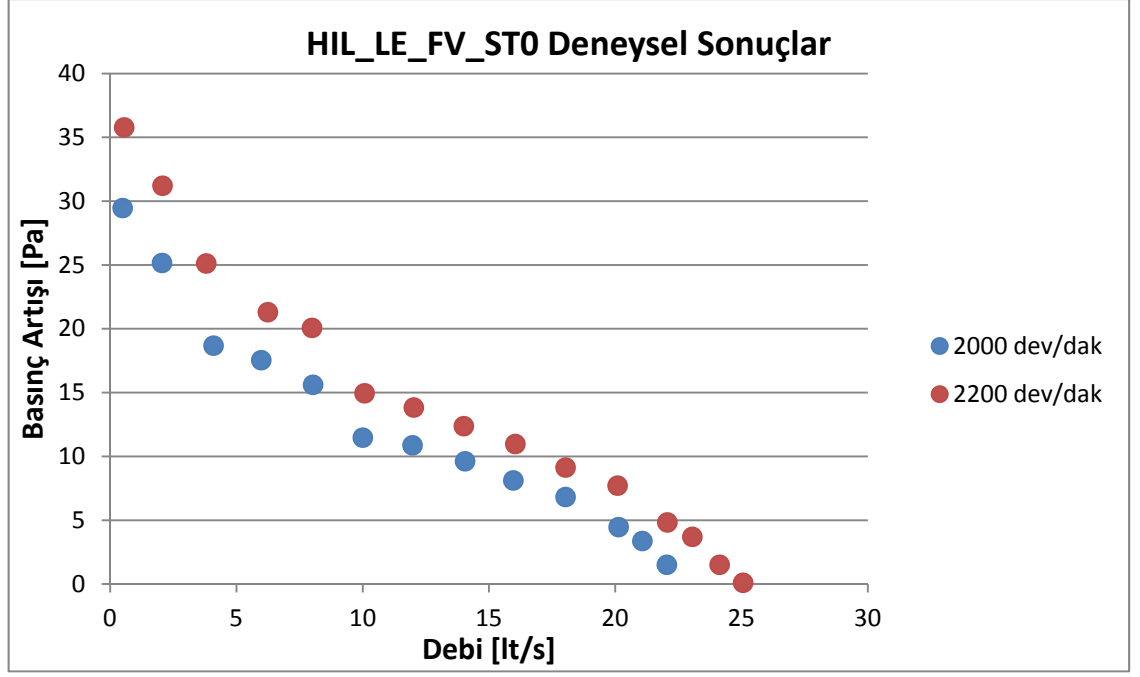
Zorlanmış vorteks modelinin kullanıldığı HIL_LE_FV_ST7 modeline ait deneysel sonuçlar Şekil 4.3'te verilmiştir. İki farklı dönme hızında elde edilen veriler paralellik göstermektedir; dönme hızının artırılmasıyla fan karakteristiği (basınç değişimi) ötelenmiştir. Farklı bir ifadeyle, devir sayısının fan performansı üzerine etkileri deneysel olarak doğrulanmış oldu. Bu modelde, ilk iki modelden farklı olarak orijinal fan karakteristiğine daha yakın bir karakteristik elde edilmiştir; basınç artışında doğrusal değişim gözlenmektedir. İlk 2 modelde basınç artışı parabolik bir değişim sergilerken HIL_LE_FV_ST7 modeli doğrusal bir değişim göstermektedir.



Şekil 4.3: HIL_LE_FV_ST-7 modelinde deneysel statik basınç artışı.

4.1.1.4 HIL_LE_FV_ST0 modeli

Zorlanmış vorteks modelinin kullanıldığı bir diğer fan olan HIL_LE_FV_ST0 modeline ait 2000 dev/dak ve 2200 dev/dak hızlarında deneysel basınç artışı sonuçlarına Şekil 4.4'te yer verilmiştir. Sonuçlar, 2000 dev/dak ve 2200 dev/dak dönme hızları arasında paralellik göstermiştir. Çalışma noktasında 2000 dev/dak için sağlanan basınç artışı yaklaşık 10 Pa iken 2200 dev/dak için basınç artışı yaklaşık 12,5 Pa olmaktadır. HIL_LE_FV_ST0 modelinin basınç artışı karakteristiği orijinal fan ile benzerlik göstermektedir; basınç artışı doğrusala yakın bir değişim sergilemektedir.



Şekil 4.4: HIL_LE_FV_ST0 modelinde deneysel basınç artışı.

Tersine tasarım yöntemiyle geliştirilen fan modellerine ait deneysel sonuçların incelenmesinden sonra modeller arasında karşılaştırılma yapılacaktır.

4.1.2 Fan modellerinin deneysel karşılaştırılması

Tersine tasarım yöntemiyle tasarımı yapılan fanların deneysel sonuçları, tersine tasarım yönteminin aynı çalışma koşulları altında farklı kanat geometrisi tasarımlarına olanak sağladığını doğrulamaktadır. Tasarlanan modellerin her biri istenilen debi değerinde orijinal fana yakın basınç artışı sağlamıştır. Bu çalışmada daha geniş debi aralığı sağlayan ve hemen hemen yatay karakteristiğe sahip fan modelleri ile debi aralığı orijinal fana yakın ve doğrusal fan karakteristiğine sahip fan modelleri tasarlanmıştır.

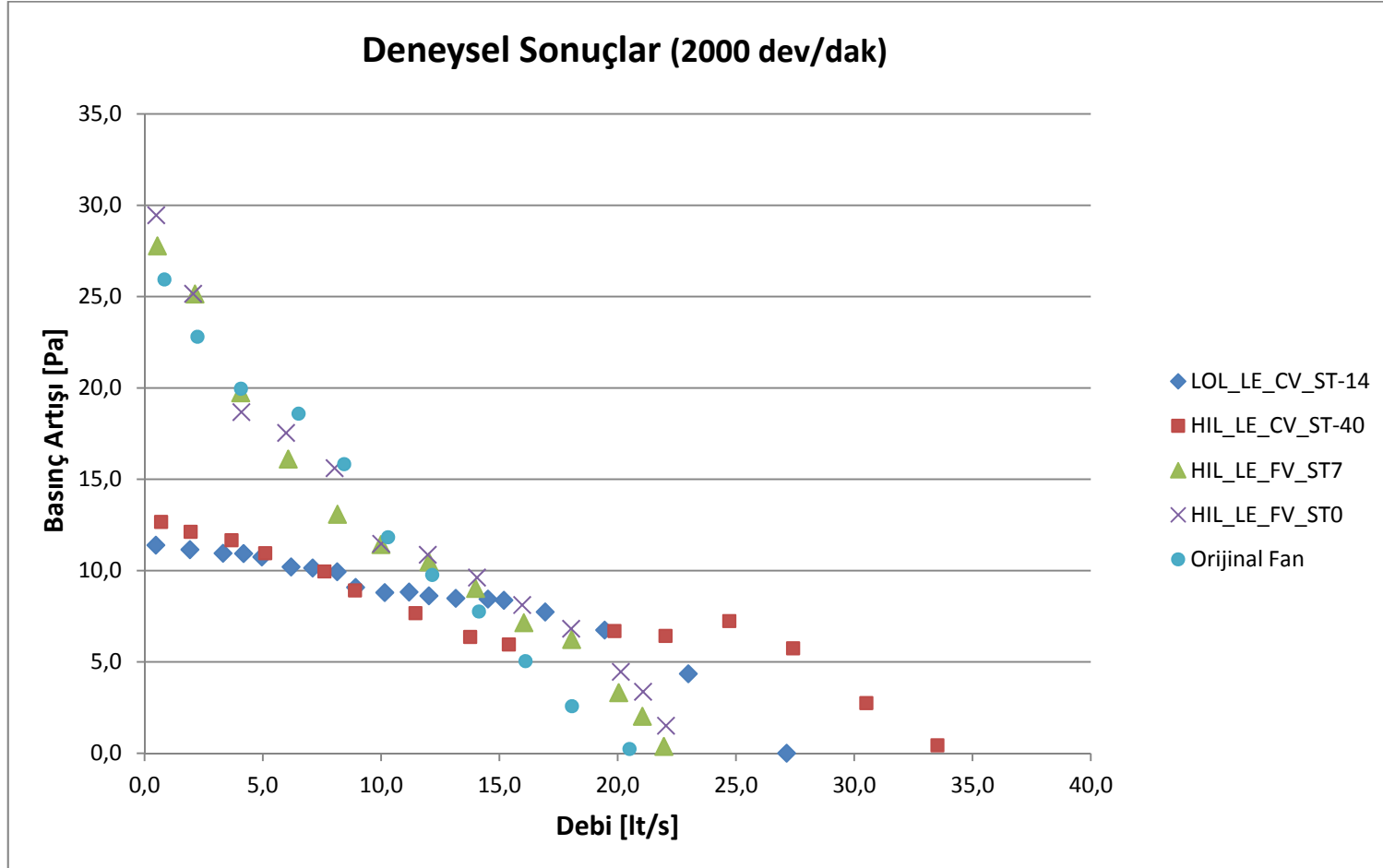
Tasarımı yapılan modeller hem 2000 dev/dak hem de 2200 dev/dak dönme hızlarında test edilmişlerdir. 2000 dev/dak dönme hızında tersine tasarım yöntemiyle geliştirilen fan modellerine ve orijinal fana ait deneysel sonuçlar Şekil 4.5'te verilmiştir. Deney sonuçları, tersine tasarım yönteminin farklı çalışma koşullarına uygun kanat geometrisi geliştirilebildiğini göstermiştir. Aynı meridyenel geometri kullanılarak farklı fan karakteristikleri elde edilmiştir. Çalışma noktası civarında basınç artışı değerleri birbirine yakın olmakla birlikte tersine tasarım yöntemiyle geliştirilen 3 model, orijinal fandan daha yüksek basınç artışı sağlamaktadır.

Tersine tasarım yöntemiyle geliştirilen ilk model daha geniş bir debi aralığı sağlarken sağlanan statik basınç artışı hemen hemen aynı kalmaktadır. Çalışma aralığına bağlı olarak sabit basınç artışı istenen koşullarda LOL_LE_CV_ST-14 modeli kullanılabilir. Benzer şekilde, hücum kenarında yüksek yükleme değerine sahip HIL_LE_CV_ST-40 modeli de geniş bir çalışma aralığı sunmaktadır. Bununla beraber bu tasarım, diğer tersine tasarım modellerine oranla daha az basınç artışı sağlamaktadır. 15 lt/s'den daha küçük debi değerleri için HIL_LE_CV_ST-40 modelinin sağladığı basınç artışı orijinal fanın sağladığı basınç artışından daha küçük değerler almaktadır. Ancak ilginç bir şekilde 20 lt/s değerinden sonra HIL_LE_CV_ST-40 modelinde basınç artışı gözlenmektedir. 16 lt/s'ye kadar olan debi aralığında yaklaşık olarak doğrusal bir karaktere sahip olan fan modelinde bu debi değerinden sonra ise basınç artışı parabolik karakteristikli olmaktadır.

Zorlanmış vorteks modeline göre tasarımı yapılan diğer iki fan geometrisi ise orijinal fan ile basınç artışı değişimi yönünden benzerlik göstermektedir. Her iki modelde de basınç artışı doğrusal veya doğrusal yakın bir değişim sergilemektedir. HIL_LE_FV_ST0 modelinde HIL_LE_FV_ST7 modeline oranla basınç artışı daha yüksek olmaktadır. Fan karakteristiklerinden her iki modelin de istenilen çalışma aralığında orijinal fandan iyi performansla sahip olduğu görülmektedir.

LOL_LE_CV_ST-14 modeli ile HIL_LE_CV_ST-40 modeli arasında hücum kenarındaki yükleme değeri ile sarılma açısı değerlerinin farklılık gösterdiği daha önce belirtilmişti. Bu iki parametrenin de tasarım üzerine etkilerini ayrı ayrı görmek bu aşamada mümkün değildir. Parametrik bir çalışma yapılarak her iki değişkenin tasarım üzerine etkileri incelenebilir. Sarılma açısı sabit tutularak hücum kenarındaki yükleme değerinin ve hücum kenarındaki yükleme değeri sabit tutularak sarılma açısının etkisi araştırılabilir.

Karma vorteks tipinin kullanıldığı modellerde daha geniş bir çalışma aralığı sağlanırken basınç artışında parabolik bir değişim gözlenmiştir. Her iki modelin sağladığı basınç artışı, zorlanmış vorteks tipinin kullanıldığı fan modellerine oranla daha düşük değerler almaktadır. Ayrıca zorlanmış vorteks tipinin kullanıldığı modellerde basınç artışı doğrusal bir şekilde değişmektedir. Zorlanmış vorteks tipinin kullanıldığı fan modelleri debideki değişime daha hızlı tepki vermektedir.



Şekil 4.5: 2000 dev/dak dönme hızında tersine tasarım yöntemiyle elde edilen modeller ve orijinal fanın deneysel sonuçları.

2200 dev/dak dönme hızında elde edilen deneysel sonuçlara ise Şekil 4.6’da yer verilmiştir. Deney sonuçlarından çalışma noktası civarında basınç artışı değerlerinin birbirine oldukça yakın olduğu görülmektedir. Yaklaşık 14 lt/s’den küçük debilerde LOL_LE_CV_ST-14 ve LOL_LE_CV_ST-40 modellerine ait basınç artışı orijinal fandan daha düşük değerler almaktadır. Performans karakteristiği orijinal fana daha yakın olan HIL_LE_FV_ST7 ve HIL_LE_FV_ST0 modelleri 2000 dev/dak dönme hızlarında olduğu gibi orijinal fandan daha iyi performans göstermektedir. Her iki model, çalışma aralığını yaklaşık 25 lt/s’ye kadar genişletmektedir.

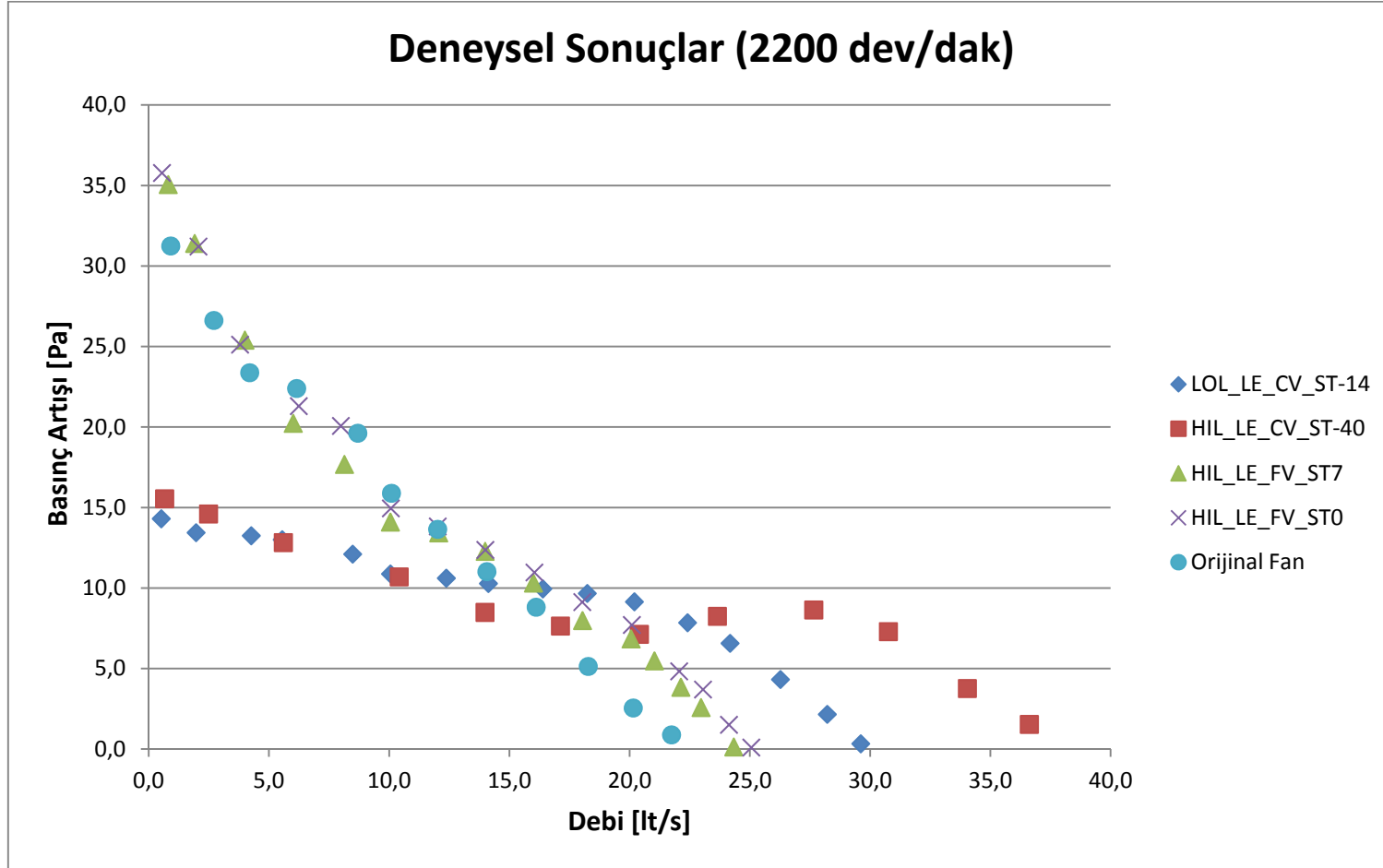
Deney sonuçları göz önünde bulundurulduğunda çalışma noktasında sağlanan basınç artışları birbirine yakın olmakla birlikte çalışma koşullarına bağlı olarak farklı fan modelleri kullanılabilir. Kullanılacak fan modelinin belirlenmesinde sadece basınç artışının göz önünde bulundurulması yanlış tercihlere neden olacaktır; verim eğrilerinin de göz önünde bulundurulması gerektiği unutulmamalıdır. Aksi durumda istenilen çalışma noktasında düşük verimli bir fan kullanımı mümkün olacaktır. Çalışma kapsamında her bir modele verim testi uygulanamadığından sadece basınç artışı karakteristikleri göz önünde bulundurulmaktadır.

Daha geniş bir çalışma aralığına gereksinim duyulan durumlarda ilk iki model uygun tercihler olabilir. Bu iki fan modeline ait performans karakteristiklerinin debiyle çok fazla bir değişim göstermemesi önemli bir sonuçtur.

Performans eğrilerinin orijinal fanla benzerlik gösterdiği son iki model ise debideki değişimlere daha hızlı tepki vermektedir. Bu şekilde doğrusal bir karakteristiğinin tercih edildiği durumlarda HIL_LE_FV_ST-14 ve HIL_LE_FV_ST-40 modelleri tercih edilebilir.

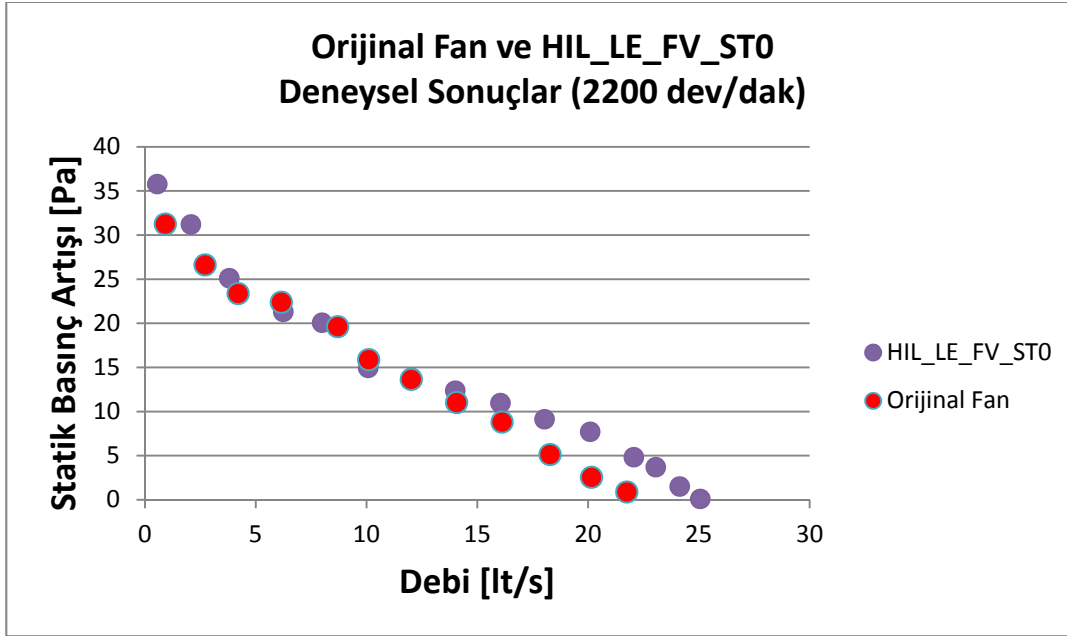
Deneysel sonuçlardan hareketle hem 2000 dev/dak ve hem de 2200 dev/dak dönme hızlarında daha iyi performans gösteren HIL_LE_FV_ST0 modeline verim testi de uygulanmıştır.

Devir sayısının değişimi, basınç artışında ötelemeye neden olduğu bilinmektedir. 2200 dev/dak için verilmiş deneysel veriler bu bilgiyi doğrulamaktadır. 2000 dev/dak dönme hızında fan modelleri için elde edilen sonuçlar 2200 dev/dak hızı için de geçerlidir.



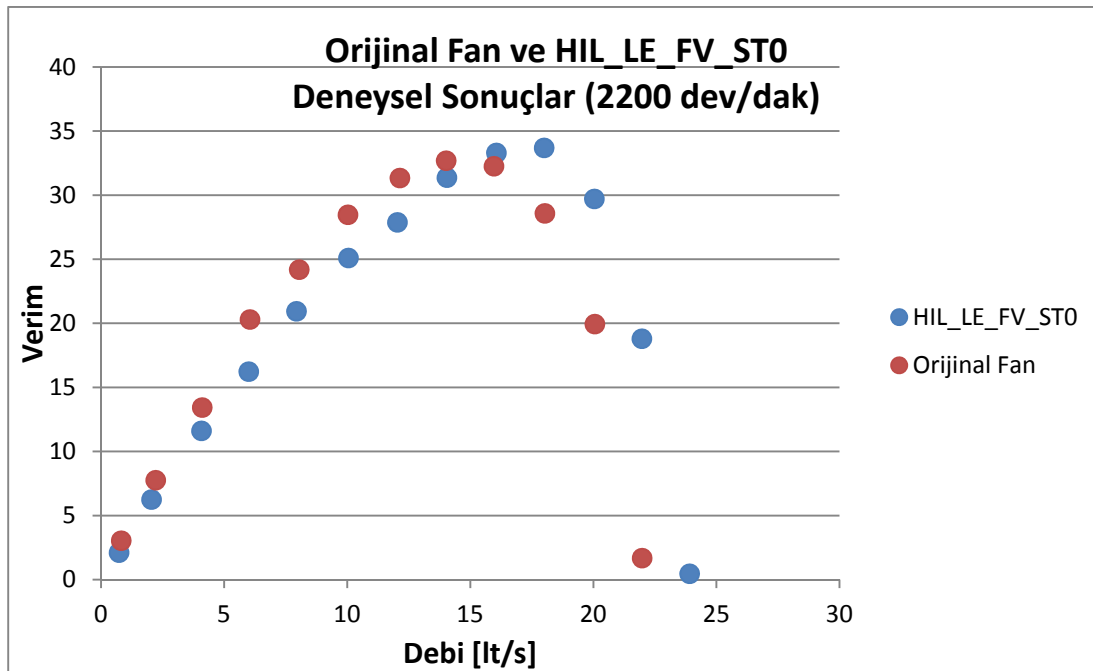
Şekil 4.6: 2200 dev/dak dönme hızında deneysel verileri

Şekil 4.7’te orijinal fan ve HIL_LE_FV_ST0 modellerinin 104 mm gövde çapında deney sonuçları karşılaştırılmıştır. Performans eğrilerinden de görüldüğü gibi basınç artışı her iki fan modeli için birbirine oldukça yakındır. 12 lt/s debi değerinden sonra HIL_LE_FV_ST0 modeli daha yüksek basınç artışı sağlamaktadır.



Şekil 4.7: Orijinal fan ve HIL_LE_FV_ST0 modelinin karşılaştırılması.

Orijinal fan ve HIL_LE_FV_ST0 modeline ait 2200 dev/dak’daki verim değerleri ise Şekil 4.8’te verilmiştir.



Şekil 4.8: Orijinal fan ve HIL_LE_FV_ST0 modellerinde verim.

Şekil 4.8’den 15 lt/s debi değerine kadar orijinal fan verim değerleri daha yüksek iken 15 lt/s’den daha yüksek debi değerlerinde ise HIL_LE_FV_ST0 daha yüksek verim değerlerine sahiptir. Verim testi sadece 2200 dev/dak hızında elde edilmiştir. Bu nedenle 2000 dev/dak dönme hızı için karşılaştırma yapılamamaktadır. Ancak kanat ucu boşluğunun fan performansı üzerine etkileri araştırılırken tersine tasarım modeline ve orijinal fana verim testi uygulanmıştır. Kanat ucu boşluğu etkisi incelenirken gövde çapı 107 mm alınmıştır.

Kanat ucu boşluğunun basınç artışı ve fan verimi üzerine etkileri bir sonraki bölümde incelenecektir. Tersine tasarım yöntemiyle elde edilen HIL_LE_FV_ST0 modelinin çalışma koşullarında orijinal fana yakın performans sergilediği, bazı debi değerlerinde daha iyi performans sergilediği deney sonuçlarından elde edilmiştir.

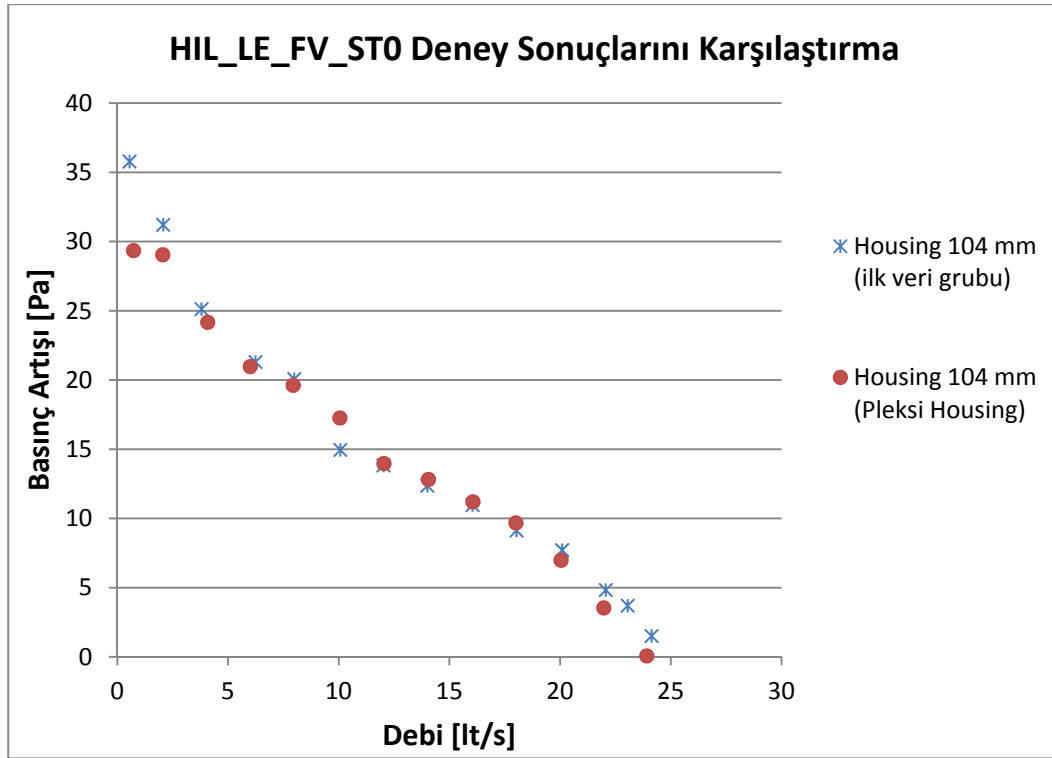
4.1.3 Kanat ucu boşluğunun deneysel olarak incelenmesi

Kanat ucu boşluğunun fan performansına etkisi inceleyebilmek için farklı çaplarda gövdeler kullanılarak orijinal fan ve HIL_LE_FV_ST0 modeli teste tabi tutulmuştur. Önceki bölümlerde sonuçlar 104 mm çapında gövde kullanılarak test edilmiştir. Tersine tasarım yöntemiyle elde edilen HIL_LE_FV_ST0 geometrisine ve orijinal fana Pleksi Housing olarak adlandırılan 104 mm çaplı gövde ve Prototip Housing olarak adlandırılan 107 mm çaplı gövde kullanılarak performans deneyleri yeniden uygulanmıştır. Bu noktada iki farklı ölçüm arasında farklılık olup olmadığı sorusu sorulabilir. Sonuçlarının tutarlılığını göstermek amacıyla Şekil 4.9’da verilen HIL_LE_FV_ST0 modeline ait deney sonuçları kullanılmıştır.

Çok küçük debi ve fanın çalışma aralığının çok üstünde debi değerleri dışında sadece bir noktada farklılık söz konusu olmakla birlikte genel olarak sonuçlar birbirine oldukça yakındır. Farklılığın gözlemlendiği nokta fanın çalışma bölgesi dışında kalmaktadır.

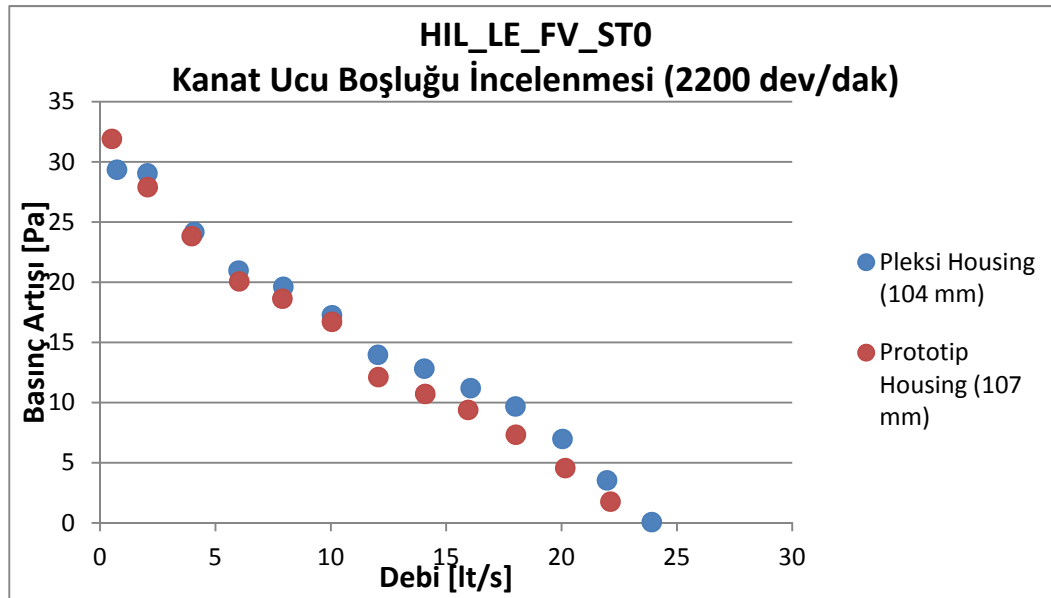
Şekil 4.9, deneysel ölçümlerde elde edilen sonuçların tutarlı olduğunu göstermiştir. Basınç artışı değerlerindeki farklılık kabul edilebilir düzeyde gözlenmiştir. Sonuçlar arasındaki farklılık göz önünde bulundurulduğunda deneysel verilerin örtüştüğü ifade edilebilir.

Şekil 4.10’da HIL_LE_FV_ST0 fan modeli için sırasıyla 104 mm ve 107 mm çaplarında gövde kullanılarak elde edilen deney sonuçları verilmiştir.



Şekil 4.9: HIL_LE_FV_ST0 modeli için deneysel ölçümlerin karşılaştırılması.

Kanat ucu boşluğunun artırılmasının fanın sağladığı basınç artışı üzerine etkisi açık bir şekilde görülmektedir.

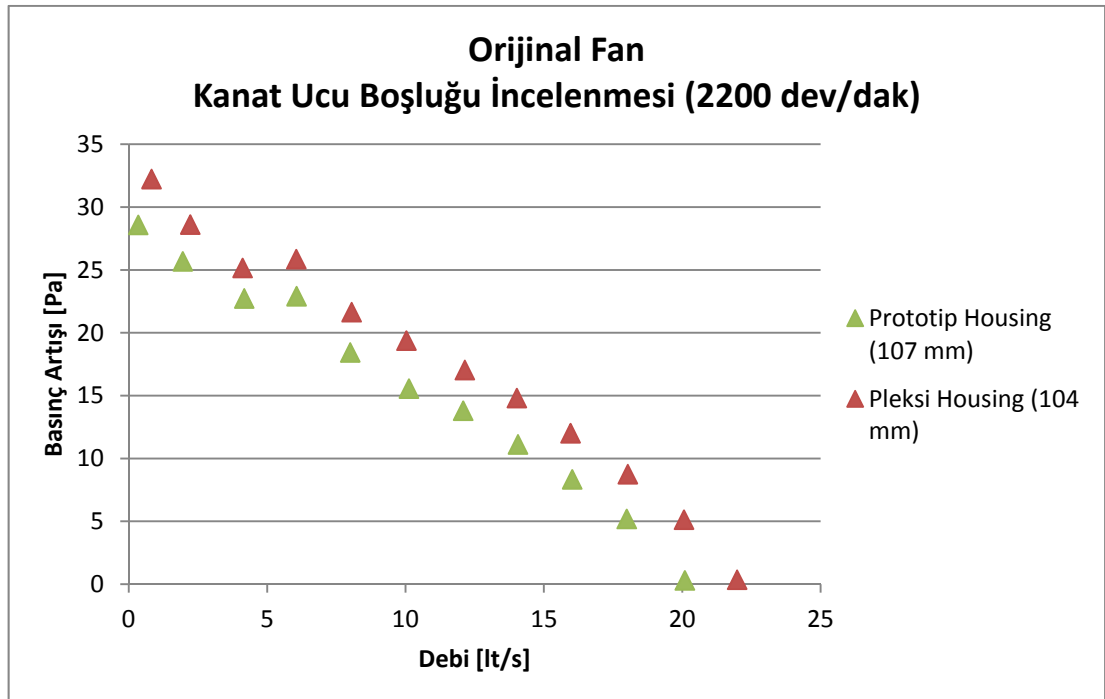


Şekil 4.10: HIL_LE_FV_ST0 modelinde kanat ucu boşluğunun deneysel olarak incelenmesi.

10 lt/s'den daha küçük debi değerleri için kanat ucu boşluğunun etkisi net bir şekilde gözlenmemektedir. Ancak bu debi değerinden sonra kanat ucu boşluğunun fan

performansı üzerine belirgin etkisi açık bir şekilde görülmektedir. Kanat ucu boşluğunun arttırılması kanat ucu vorteksinin daha geniş bir akış hacmine yayılmasına neden olduğundan fan performansını olumsuz yönde etkilemektedir. Çalışma kapsamında kanat ucu boşluğunun etkisi deneysel olarak 104 mm ve 107 mm gövde çapları için incelenebilmiş; HAD analizleri 107 mm ve 110 mm gövde çapları için uygulanmıştır.

Orijinal fan da benzer şekilde çapı 104 mm ve 107 mm olan gövde kullanılarak test edilmiştir. Orijinal fana ait deney sonuçları ise Şekil 4.11’de verilmiştir.



Şekil 4.11: Orijinal fanda kanat ucu boşluğunun deneysel incelenmesi.

Orijinal fan ait deney sonuçları HIL_LE_FV_ST0 modelinden farklılık göstermektedir. Orijinal fan için deneysel veriler arasında paralellik söz konusudur. Farklı bir ifadeyle 107 mm gövde çapında elde edilen basınç artışı değerlerinin 104 mm için ötelenmiş olduğu açık bir şekilde görülmektedir. Grafikten orijinal fan için kanat ucu boşluğunun fan performansı üzerinde belirgin bir etkiye sahip olduğu yorumu yapılabilir.

4.2 Sayısal Sonuçlar

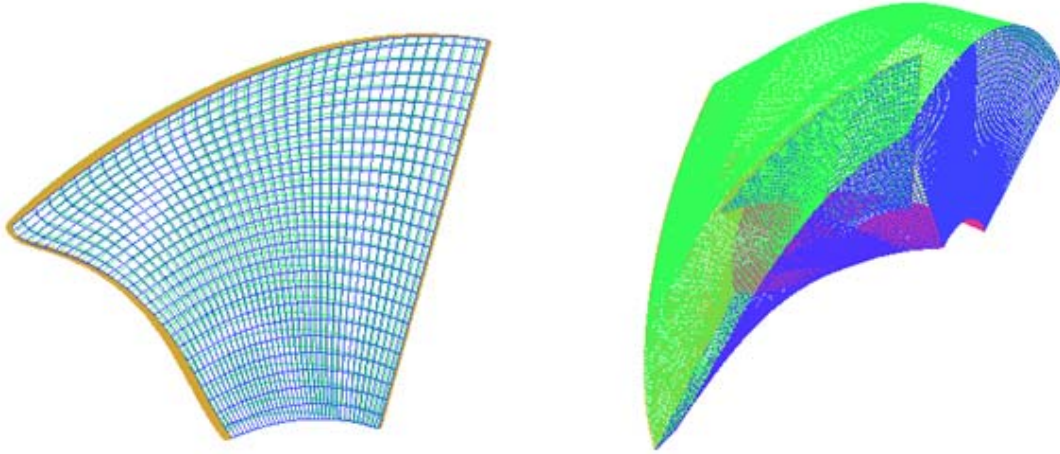
Tersine tasarım yöntemiyle geliştirilen modellerden HIL_LE_FV_ST0 modelinin çalışma şartları göz önünde bulundurulduğunda orijinal fana en yakın sonuçları veren

model olduğu deney sonuçlarından çıkarılmaktadır. İstenilen çalışma koşullarında yaklaşık olarak aynı performansı sergilemelerine rağmen HIL_LE_FV_ST0 modeli daha yüksek basınç artışı sağlamaktadır. Verim göz önünde bulundurulduğunda ise çalışma aralığının üstündeki debi değerlerinde tersine tasarım modeli daha yüksek performans sergilemektedir. Deney sonuçlarından hareketle orijinal fan ve HIL_LE_FV_ST0 modelleri arasında sayısal analiz karşılaştırmaları yapılacaktır.

Orijinal fana ait sayısal akışkanlar dinamiği sonuçları daha önce verilmişti. Bu bölümde HIL_LE_FV_ST0 modeline ait analiz sonuçları verilip daha sonra orijinal fan ile karşılaştırma yapılarak deneysel sonuçların sayısal olarak doğrulanması amaçlanmaktadır.

HIL_LE_FV_ST0 modeli için çözüm ağı ANSYS ICEM CFD yazılımında oluşturulmuştur. Sabit hacimler olan giriş ve çıkış hacimleriyle birlikte dönen hacim olan rotor için çözüm ağı oluşturulduktan sonra ANSYS CFX yazılımında sınır şartları ve gerekli diğer koşulların tanımlanmasıyla çözüm ağı analize hazır duruma getirilmiştir.

Şekil 4.12’de kanat etrafındaki ve rotordaki çözüm ağı görülmektedir. Deneysel sonuçlarla karşılaştırma yapabilmek amacıyla kanat ucu boşluğu 3,5 mm alınmıştır.

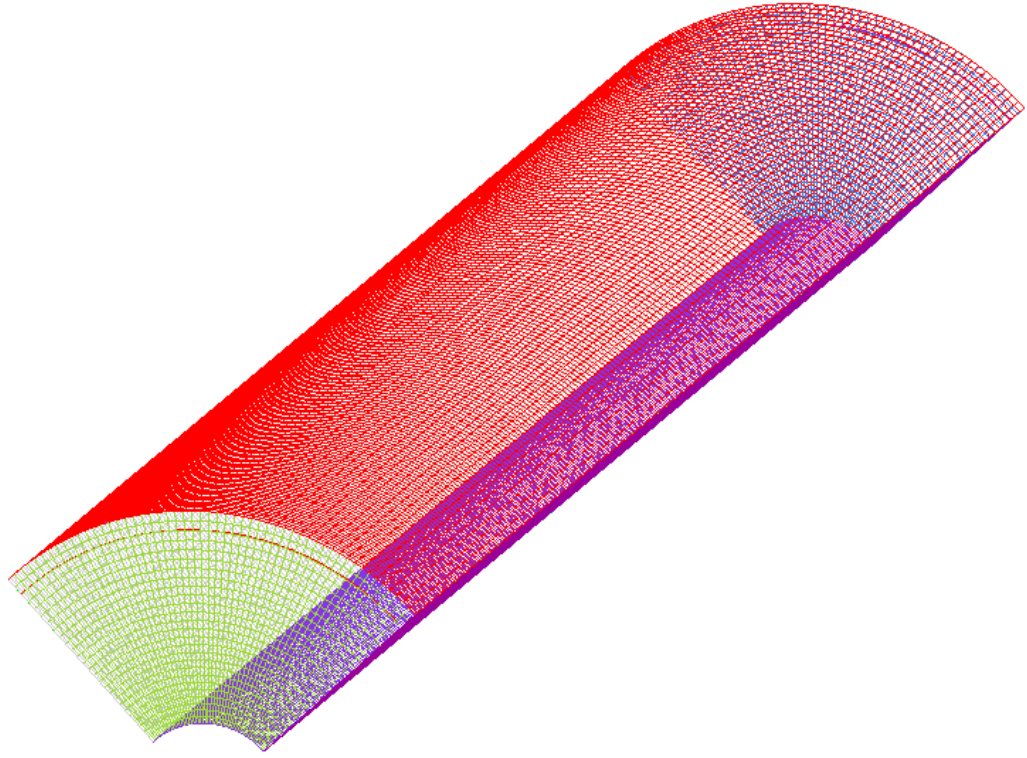


Şekil 4.12: HIL_LE_FV_ST0 modeli kanat etrafındaki ve rotordaki çözüm ağı [25].

Rotor için oluşturulan çözüm ağı 17 blok ve toplam 244484 hekzagonal elemandan oluşturulmuştur. Hekzagonal elaman tercih edilemesinden dolayı rotor blokalara ayrılmıştır. Bloklara ayırma işlemi çözüm ağı oluşturulmasını kolaylaştırmak

amacıyla uygulanmıştır. Böylelikle elemanların şekilleri, kanat açıları iyileştirilerek olası problemlerin önlenmesi sağlanmıştır.

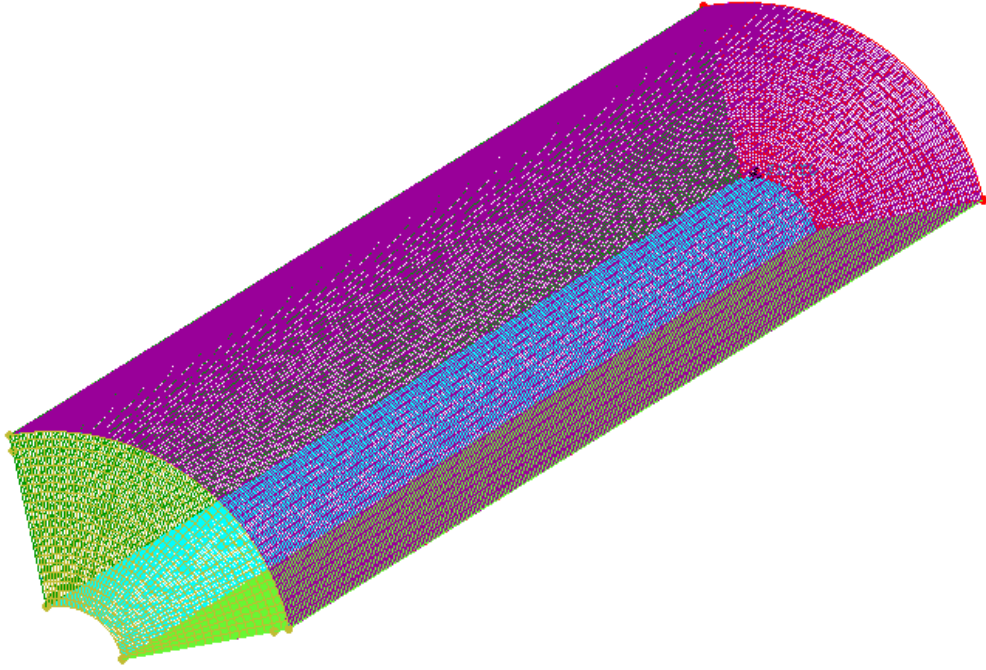
Giriş ve çıkış hacimleri için oluşturulan çözüm ağları ise sırasıyla Şekil 4.13 ve Şekil 4.14'te verilmiştir.



Şekil 4.13: HIL_LE_FV_ST0 modelinde giriş hacmine ait çözüm ağı [25].

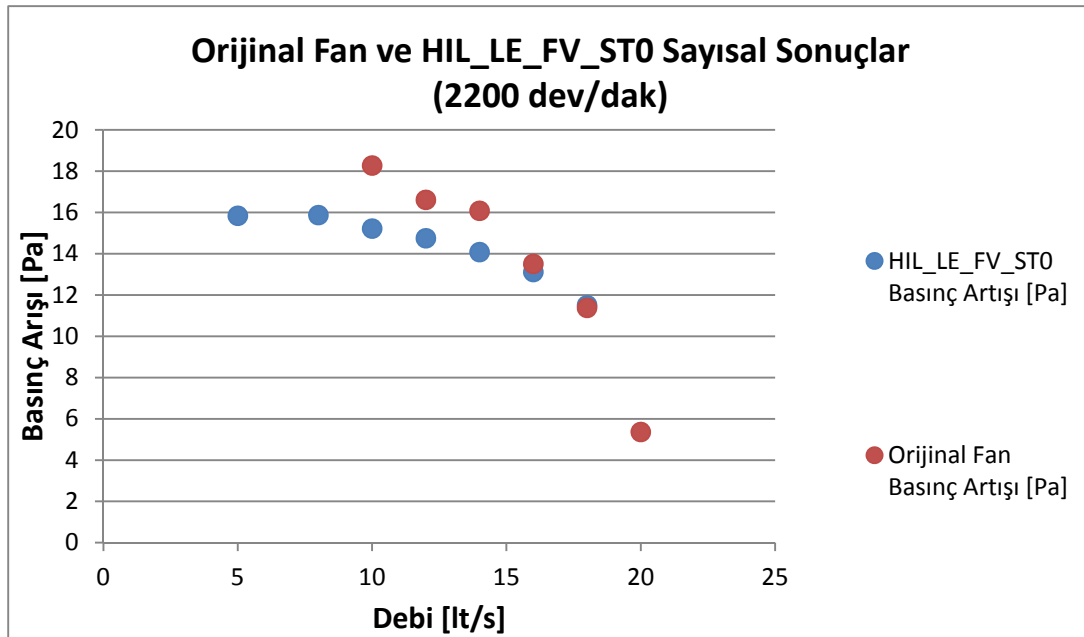
Giriş hacmi 2 blok ve 277916 hekzagonal elemandan oluşurken çıkış hacmi ise 2 blok 289682 hekzagonal elemandan oluşmuştur. Giriş hacminin aksenal doğrultudaki uzunluğu 400 mm alınırken bu uzunluk çıkış hacmi için 600 mm'dir. Giriş ve çıkış hacimleri dış çapları 107 mm alınmıştır. Giriş ve çıkış hacimlerinin uzunluğu analiz yapılırken gözlenen yakınsama problemlerine bağlı olarak belirlenmiştir; giriş ve çıkış hacimleri uzatılarak yakınsama problemleri en aza indirgenmeye çalışılmıştır.

HIL_LE_FV_ST0 modeli için çözüm ağının oluşturulmasından sonra ANSYS CFX-Pre kullanılarak modelleme yapılırken ANSYS CFX Solver kullanılarak akış analizi gerçekleştirilmiştir. Akış analizi için kullanılan türbülans modeli orijinal fan akış analizinde olduğu gibi SST (Shear Stress Transport)'dir. SST türbülans modelinin tercih edilme nedeni daha önce belirtilmişti. Akış analizleri daimi rejimde gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.14: HIL_LE_FV_ST0 modelinde çıkış hacmine ait çözüm ağı [25].

Orijinal fan ve HIL_LE_FV_ST0 modeline ait sayısal basınç artışı sonuçları 2200 dev/dak dönme hızı için Şekil 4.15'te verilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde fanın çalışma aralığında orijinal fan daha yüksek basınç artışı sağlamaktadır.

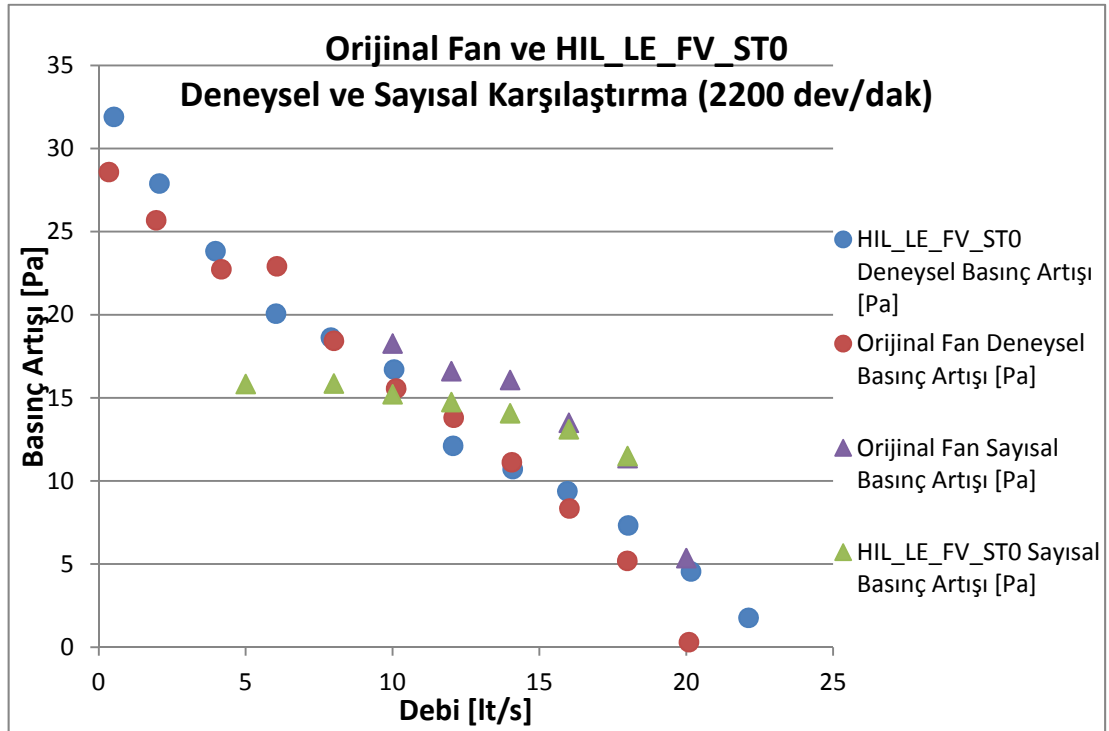


Şekil 4.15: 2200 dev/dak dönme hızında HIL_LE_FV_ST0 modeli ve orijinal fanda sayısal olarak sağlanan basınç artışı.

15 lt/s debi değerinden sonra ise sonuçlar birbirine oldukça yakındır. 16 lt/s debi değeri için iki fan geometrisi arasındaki basınç farkı 0,4 Pa iken bu fark 18 lt/s için 0,13 Pa olmaktadır. 16 lt/s debi değerinde orijinal fan basınç artışı daha yüksek iken 18 lt/s için HIL_LE_FV_ST0 basınç artışı daha yüksektir. Sonuç olarak çalışma aralığının üstünde basınç artışları birbirine çok yakın değerler alırken çalışma aralığının altında kalan debilerde orijinal daha yüksek basınç artışı sağlamaktadır.

Elde edilen bu sayısal sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılırsa daha anlamlı olacaktır. Farklı bir ifadeyle sayısal sonuçlarla deneysel sonuçların ne oranda paralellik gösterdiği incelenmelidir; deneysel sonuçlar sayısal olarak da doğrulanmalıdır.

2200 dev/dak dönme hızında her iki fan geometrisi için sayısal ve deneysel sonuçlar Şekil 4.16'da verilmiştir.

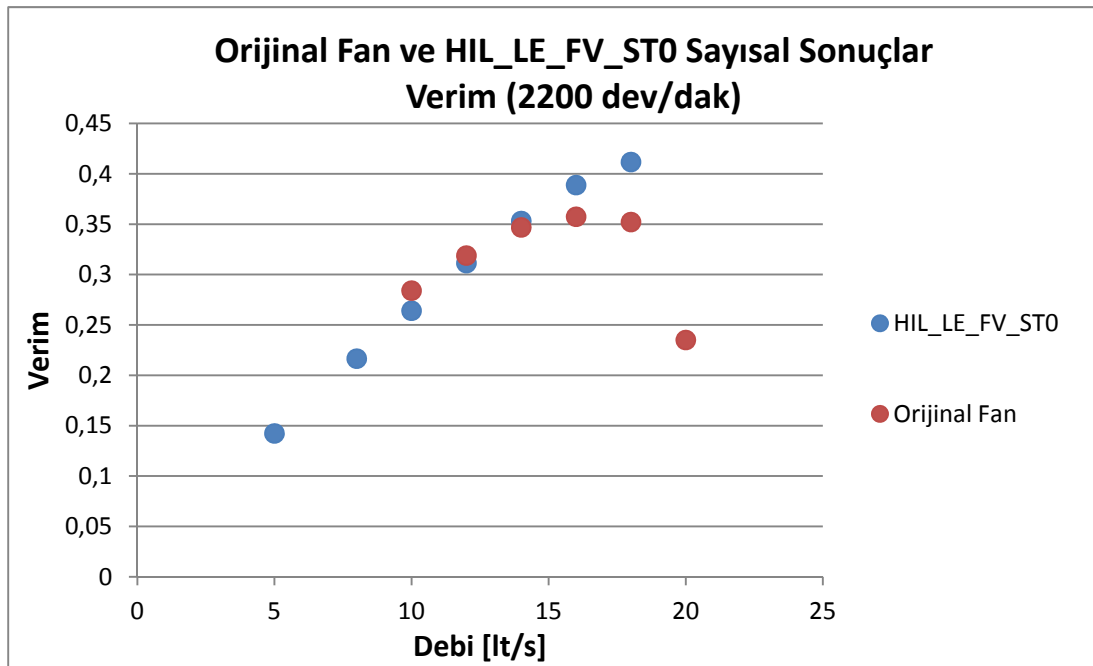


Şekil 4.16: 2200 dev/dak'da orijinal fan ve HIL_LE_FV_ST0 modelinin sağladığı sayısal ve deneysel basınç artışı.

Sayısal ve deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında basınç artış karakteristikleri arasında belirgin farklılık söz konusudur. Deneysel sonuçlarda doğrusal bir değişim söz konusu iken sayısal sonuçlar parabolik bir değişim göstermektedir. Bu durum test ortamında fanı tahrik eden motorun etkisinden kaynaklanabilir. Geometrilere sayısal

analiz uygulanırken motorun etkisi göz önünde bulundurulmamıştır. Bununla birlikte sayısal ve deneysel sonuçlar paralellik göstermektedir. Sayısal sonuçlarda gözlemlendiği gibi deneysel sonuçlarda da sağlanan basınç artışı çok farklı olmamakla birlikte çalışma aralığının üstünde kalan debilerde HIL_LE_FV_ST0 modelinde daha yüksek olmaktadır. 10 lt/s ve 15 lt/s çalışma aralığında orijinal fan için daha yüksek olan basınç artışı 10 lt/s'den daha küçük debilerde orijinal fan için HIL_LE_FV_ST0 modelinin altında kalmaktadır.

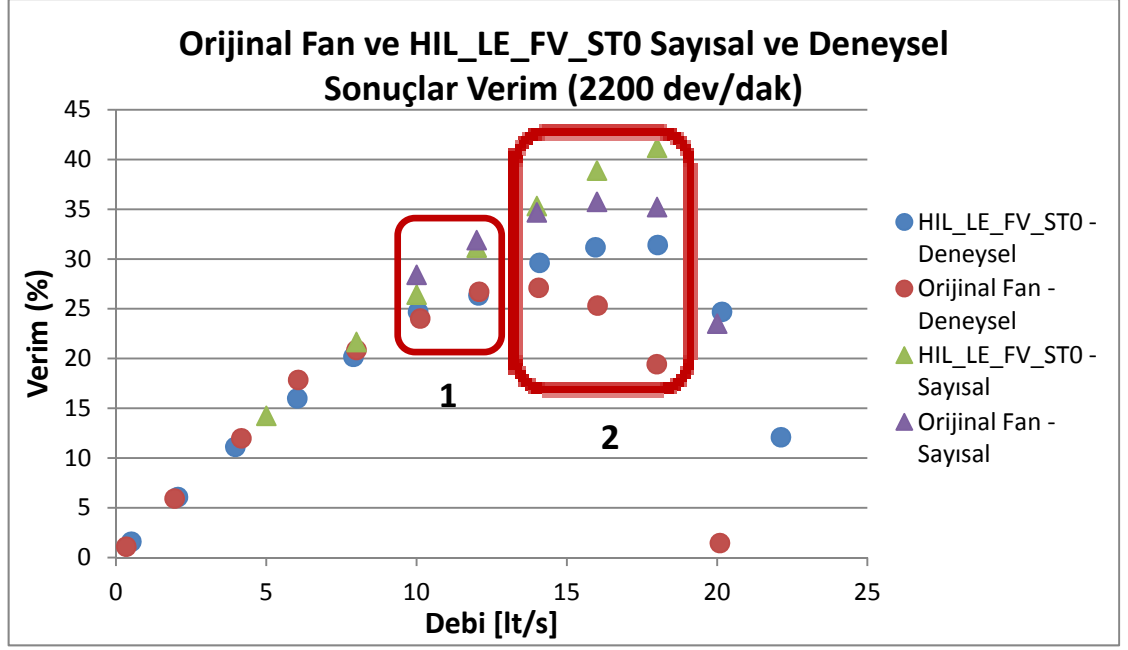
Basınç artışı yanında her iki geometrinin deneysel ve sayısal verimleri de karşılaştırılabilir. 14 lt/s'den daha yüksek debi değerlerinde HIL_LE_FV_ST0 modelinin daha yüksek verime sahip olduğu Şekil 4.17'de görülmektedir. HIL_LE_FV_ST modelinin en iyi verim noktası sonuçlardan çıkarılamamaktadır. Sayısal akış analizi uygulanan noktalar için verim eğrisi doğrusal bir şekilde değişmektedir. Analiz yapılan nokta sayısının arttırılması durumunda en iyi verim noktası belirlenebilir.



Şekil 4.17: 2200 dev/dak için HAD verim değerlerinin karşılaştırılması.

Orijinal fan için en iyi verim noktası analiz sonuçlardan 16 lt/s olarak belirlenmektedir. Grafikten orijinal fanda 18 lt/s ile 20 lt/s arasında verimde belirgin bir düşüş görülmektedir.

Sayısal sonuçların iki geometri için karşılaştırılmasından sonra sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması Şekil 4.18'de yapılmaktadır.

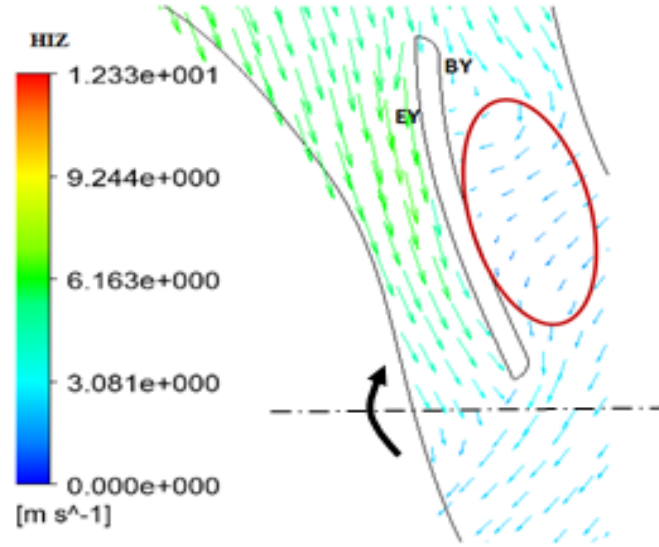


Şekil 4.18: 2200 dev/dak'da orijinal fan ve HIL_LE_FV_ST0 modeline ait sayısal ve deneysel verim değerleri.

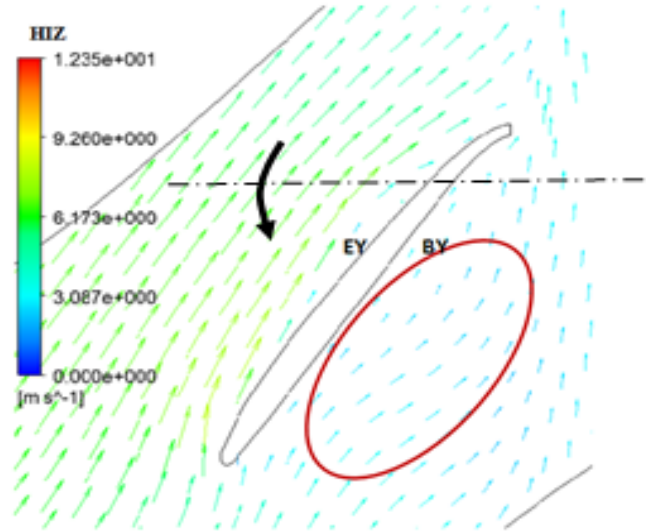
Şekil 4.18'den 10 lt/s'ye kadar olan debi değerleri için (belirtilen aralıkta sayısal akış analizi uygulananlar arasında) sayısal ve deneysel sonuçlar arasındaki çok az bir fark olduğu açık bir şekilde görülmektedir. 10 lt/s'den sonra (bu aralıkta her iki geometrinin deneysel ve sayısal sonuçları bulunmakta) verim karakteristikleri değişmektedir. Şekil 4.18'de belirtilen aralıkların her ikisinde de sayısal sonuçlar deneysel sonuçlardan daha yüksek verim değerlerine sahiptir. Ancak 1 numaralı aralıkta orijinal fana ait sayısal sonuçlar tersine tasarımı elde edilen fan sonuçlarından daha yüksek iken 2 numaralı aralıkta (14-18 lt/s) tersine tasarımı edilen HIL_LE_FV_ST0 modelinin verimi daha yüksek olmaktadır.

Fan performansının sayısal ve deneysel karşılaştırılmasından sonra eksenel doğrultuda ve kanat yüksekliği boyunca sayısal akış görüntülemesi yapılacaktır. Her iki fan için 14 lt/s debi değerinde farklı kanat yüksekliklerinde hız vektörleri ve farklı açışal düzlemlerdeki hız vektörleri karşılaştırılacak; fan performansını etkileyen oluşumlar gözlenmeye çalışılacaktır.

Şekil 4.19'da kanat-kanat düzleminde % 20 kanat yüksekliğinde orijinal fana ve HIL_LE_FV_ST0 modeline ait hız vektörleri çizdirilmiştir. % 20 kanat yüksekliği $r/R_{gvd,uç}=0,2$ şeklinde de ifade edilebilir; herhangi bir kanat kesidi yarıçapının gövde (örtü) yarıçapına oranı şeklinde tanımlanmıştır. Belirtilen kanat yüksekliğinde cidar etkisi de incelenmiştir.



Orijinal Fan



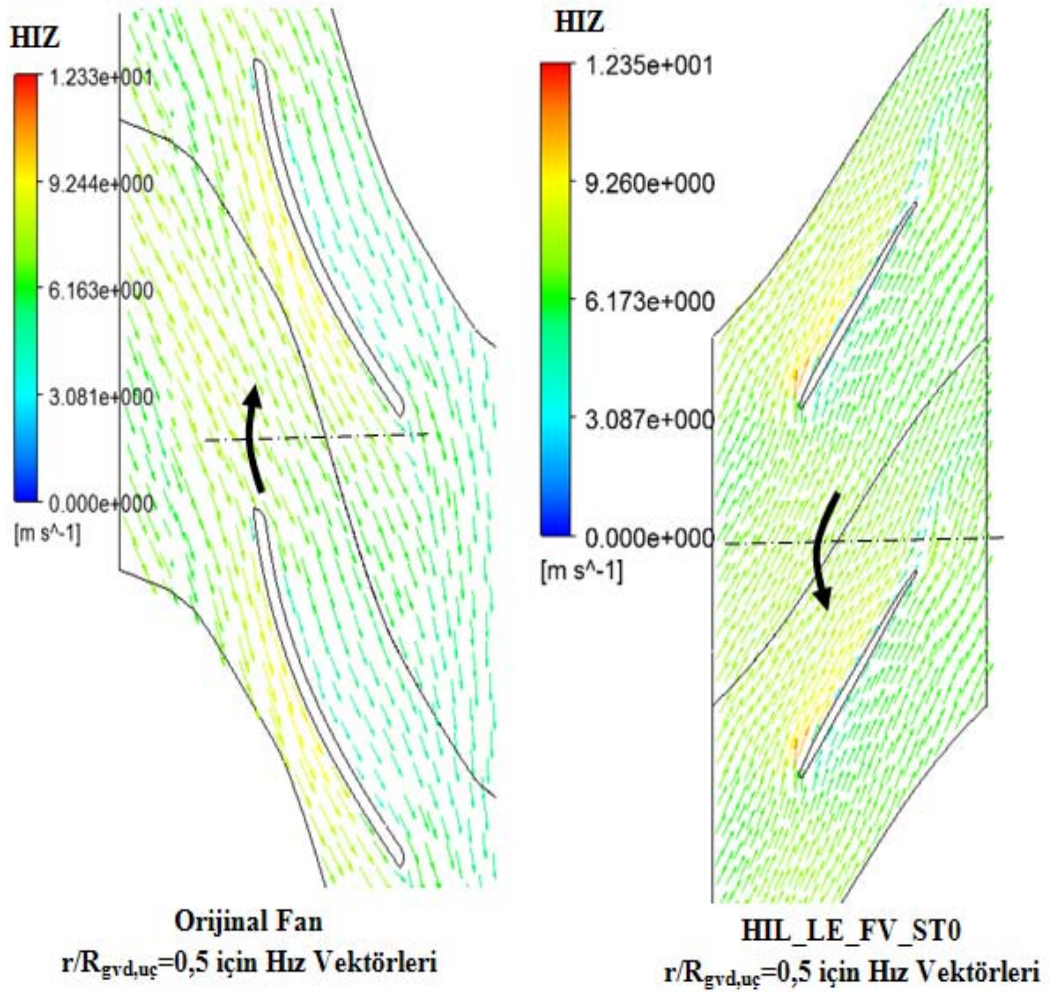
HIL_LE_FV_ST0

Şekil 4.19: Orijinal fan ve HIL_LE_FV_ST0 modelinde $r/R_{gvd,u\check{c}}=0,2$ için kanat – kanat düzleminde hız vektörleri [30].

$r/R_{gvd,u\check{c}}=0,2$ için hız vektörleri incelendiğinde orijinal fanda basınç yüzeyinde hız vektörlerinin doğrudan kanada yönlendiği görülmektedir. Hücum kenarının art bölgesinde geniş bir göbek vorteksi (hub vortex) oluşumu gözlenmektedir. HIL_LE_FV_ST0 modelinde ise $r/R_{gvd,u\check{c}}=0,2$ için çizdirilmiş hız vektörleri, basınç yüzeyinde akışın kanadı tam olarak izleyemediğini göstermektedir. Bununla birlikte orijinal fanda olduğu gibi akışın kanada yönleneceği ve geniş bir vorteks oluşumu tersine tasarım yöntemiyle elde edilen HIL_LE_FV_ST0 için söz konusu

olmamaktadır. Tersine tasarım yöntemiyle hücum kenarına yakın bölgedeki geniş vorteks oluşumu engellenmiştir. Ayrıca hız vektörlerinin kanadı izlemesi sağlanarak bu bölgedeki yerel kayıplar azaltılmıştır.

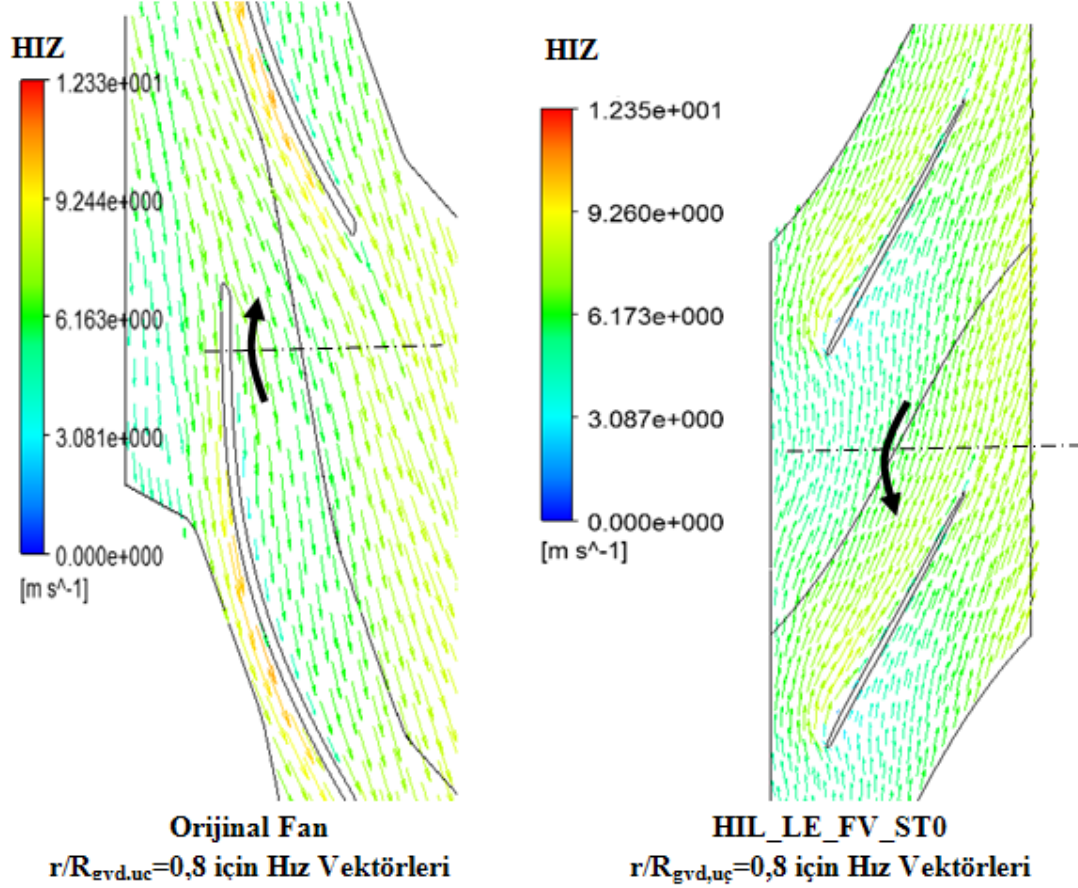
$r/R_{gvd,u\phi}=0,5$ için hız vektörlerinin karşılaştırılması, Şekil 4.20, incelendiğinde istenmeyen herhangi bir akış olayına rastlanmamaktadır. HIL_LE_FV_ST0 modelinde firar kenarında şekilde görülen durum vektör yoğunluğuyla ilgilidir.



Şekil 4.20: $r/R_{gvd,u\phi}=0,5$ için hız vektörlerinin karşılaştırılması [30].

$r/R_{gvd,u\phi}=0,8$ için hız vektörleri Şekil 4.21’de verilmiştir. Belirtile kanat yüksekliğinde kanat ucu boşluğunun bir etkisi gözlenmemektedir. İki kanat arasındaki hız vektörleri incelendiğinde akışın takip ettiği görülmektedir. Kanat basınç ve emme yüzeylerinde istenmeyen herhangi bir oluşum söz konusu olmadığından kanat ucu boşluğunun belirtilen kanat yüksekliğinde akışı rahatsız edici bir etkisi bulunmamaktadır.

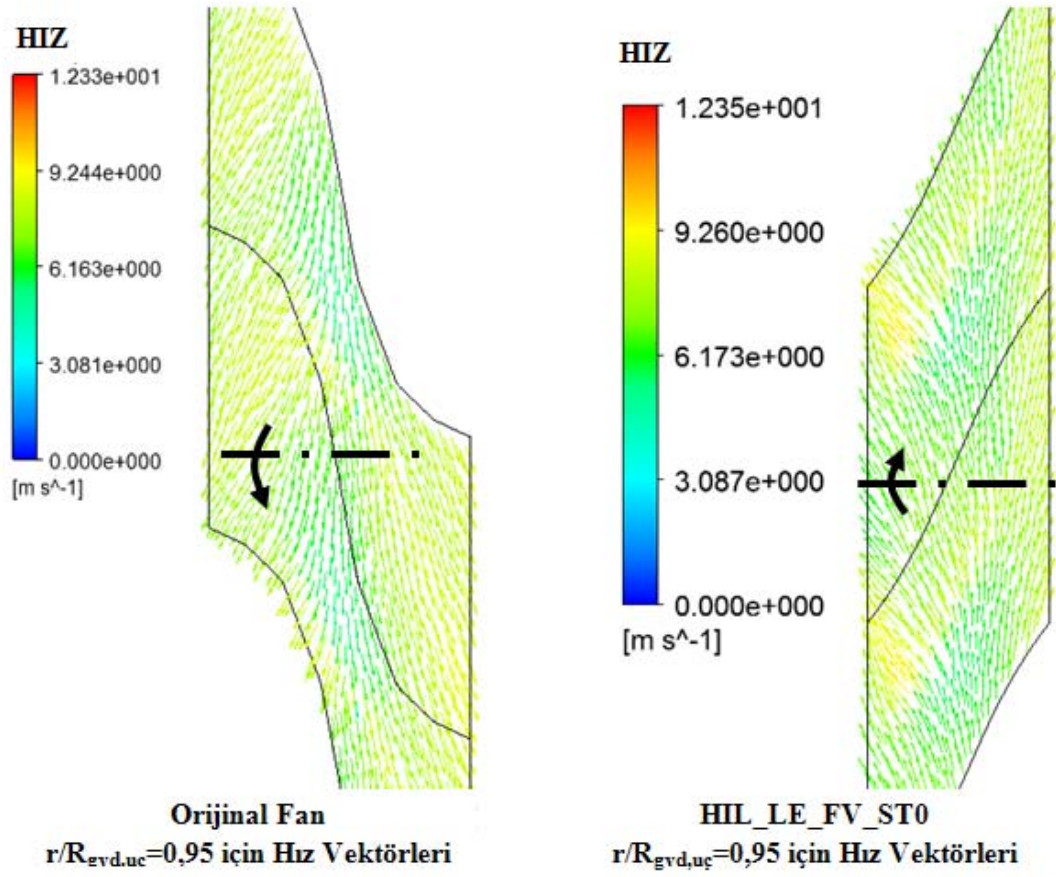
Kanat ucu boşluğunda emme yüzeyi ve basınç yüzeyi arasındaki basınç farkının neden olduğu kaçak akışlar ve kanat ucu vorteksinin etkisi $r/R_{gvd,uc}=0,95$ (Şekil 4.22) için orijinal fanda gözlenmektedir.



Şekil 4.21: $r/R_{gvd,uc}=0,8$ için hız vektörlerinin karşılaştırılması [30].

Kaçak akışlar ardışık kanadın basınç yüzeyine çarparak yerel kayıplara ve gürültüye neden olur [29]. Kanat ucu boşluğunda gözlenen akış ve vorteks hem fanın sağladığı basınç artışında kayıplara neden olurken kanat ucu boşluğunda gözlenen bu oluşumlar gürültüye neden olmaktadır. Kanat ucu boşluğunda hız vektörleri ise Şekil 4.23'de görülmektedir.

Kaçak akışı ve kanat ucu vorteksinin daha iyi gözlemleyebilmek için kanat üzerinde farklı açılal düzlemlerde hız vektörleri çizdirilmiştir. Şekil 4.23'de kanat ucu boşluğunda akışın emme yüzeyine doğru yönelmesi açık bir şekilde görülmektedir. Basınç farkından dolayı emme yüzeyine hareket eden akışkan geniş bir vorteks oluşumuna neden olmaktadır.

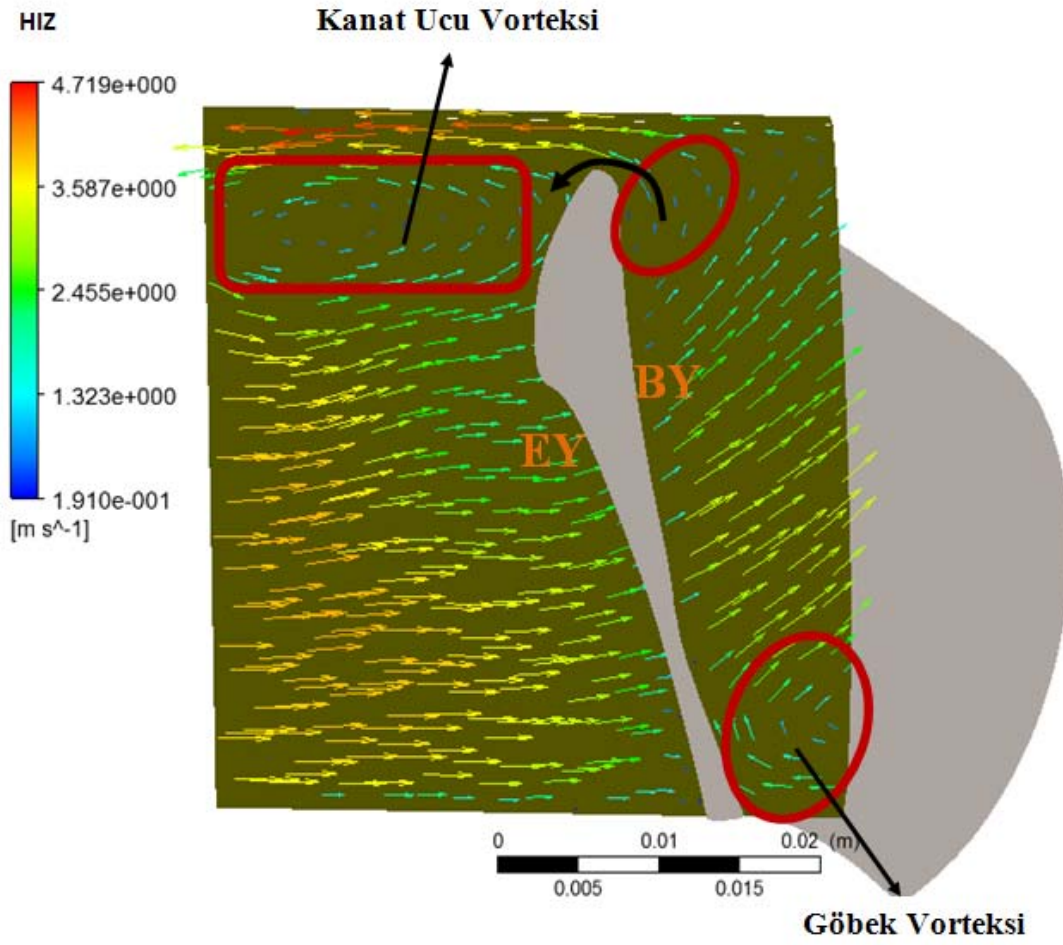


Şekil 4.22: $r/R_{gvd,uc}=0,95$ için hız vektörlerinin karşılaştırılması [30].

Kanat ucu vorteksi ve kaçak akışlar fan performansı ve gürültüyü etkileyen önemli mekanizmalardan biri olarak görülmektedir. Yüksek momentuma sahip kaçak akış, düşük momentuma sahip akışkan emme yüzeyine doğru hareket ettirerek vorteks oluşumuna neden olur.

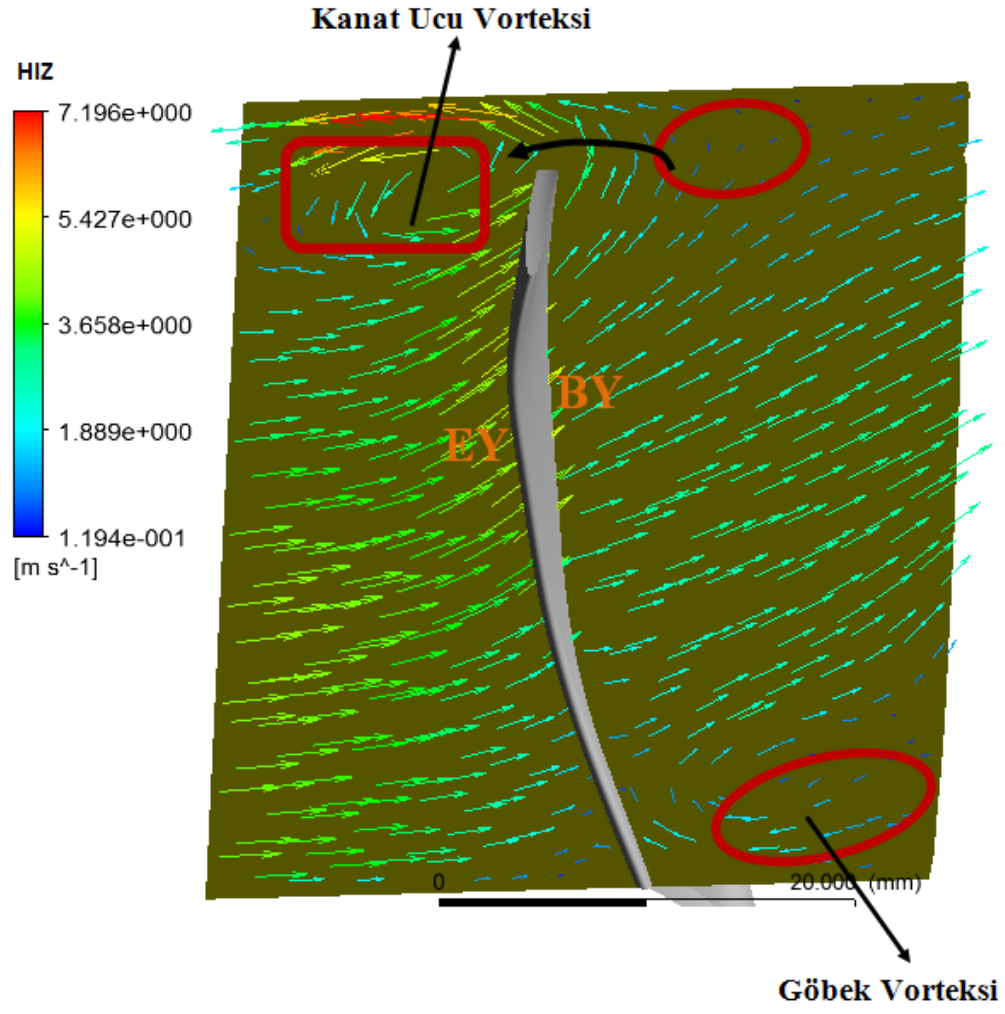
Şekil 4.23'den ayrıca, köşe akışının göbek cidarıyla etkileşimi sonucunda gözlenen göbek vorteksi (hub vortex) belirtilmiştir.

Tersine tasarım yöntemiyle geliştirilen fan geometrisi için hücum kenarı civarındaki hız vektörleri ise Şekil 4.24'te gösterilmiştir. Kanat ucu boşluğunda orijinal fana oranla daha yüksek hız değerlerine sahip olan HIL_LE_FV_ST0 modelinde hücum kenarındaki vorteksin küçüldüğü görülmektedir. Kanat ucu boşluğundaki akışın emme yüzeyine taşıdığı düşük momentumla akışkan miktarında azalma söz konusudur. Benzer şekilde göbek vorteksinin de küçüldüğü görülmektedir. Bu bölgede, HIL_LE_FV_ST0 modelinde daha düşük hız değerleri elde edilmiştir.



Şekil 4.23: Orijinal fan için hücum kenarı civarında hız vektörleri [30].

Tersine tasarım yöntemiyle elde edilen HIL_LE_FV_ST0 modeli, orijinal fan ile istenilen çalışma aralığında benzer performans göstermektedir. Ancak sayısal akış analizi incelemeleri HIL_LE_FV_ST0 modelinde, göbek vorteksi, kanat ucu vorteksi ve akış ayrılmaları gibi istenmeyen akış olaylarının azaldığı görülmüştür.



Şekil 4.24: HIL_LE_FV_ST0 modelinde hücum kenarı civarında hız vektörleri [30].

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışma kapsamında tersine tasarım yöntemiyle istenilen çalışma koşullarına uygun farklı kanat geometrileri elde edilerek tersine tasarım yönteminin geleneksel tasarım yöntemlerinden farkı, sayısal ve deneysel olarak araştırılmıştır. Tersine tasarım yöntemi, kanat üzerindeki yük dağılımı ve diğer parametrelere bağlı olarak kanat geometrisinin geliştirilmesi incelenmiş olup geliştirilen modeller sayısal ve deneysel olarak karşılaştırılmıştır. Bu yöntemle tasarımı yapılan modeller hızlı prototipleme teknikleriyle üretilmiştir. Üretilen modellere performans deneyleri uygulanarak fan performansı orijinal fan ile karşılaştırılmıştır. Daha sonra orijinal fana en yakın performansı gösteren modele sayısal akış analizi uygulanmıştır.

Meridyenel geometrinin sabit tutulup aynı çalışma koşulları altında farklı yük dağılımlarına bağlı olarak geliştirilen fan modellerine performans deneyleri uygulanmıştır. Deneysel sonuçlar, kanat üzerindeki yük dağılım parametresiyle birlikte diğer tersine tasarım parametlerinin aynı çalışma şartlarında farklı performans eğrilerine sahip fan tasarımına olanak sağladığını göstermiştir. Tersine tasarım yöntemiyle geliştirilen ilk iki modelin basınç artışı karakteristiği incelendiğinde debi değişimlerine daha az duyarlı olduğu görülmektedir. Her iki modelde çalışma aralığının arttırıldığı, bununla beraber basınç artışının ise debiyle çok fazla bir değişim göstermediği belirlenmiştir.

Tersine tasarım yöntemiyle geliştirilen diğer iki modelde ise basınç artışı doğrusal bir değişim göstermektedir. Debi değişimlerine daha hızlı tepki veren iki modelin performans eğrileri orijinal fan ile benzerlik göstermektedir.

Deney sonuçları karşılaştırıldıktan orijinal fan ile benzer performans sergileyen HIL_LE_FV_ST0 modelinin sayısal analiz sonuçları orijinal fan ile karşılaştırılmıştır. Sayısal akışkanlar dinamiği analizi ANSYS CFX ticari yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Analiz öncesi modellerinin çözüm ağı oluşturulması ICEM CFD ticari yazılımı ile hazırlanmıştır. Analiz sonuçları HIL_LE_FV_ST0 modelinin çalışma noktasında orijinal fan ile oldukça yakın performans sergilediğini göstermiştir. Deneysel ve sayısal sonuçlar arasındaki farklılığın temel nedenlerinden

biri olarak sayısal analiz uygulanırken fanı tahrik eden motorun göz önünde bulundurulmaması düşünülmektedir.

Bu çalışma kapsamında tersine tasarım yöntemi tanımlanmış ve tersine tasarım yönteminin üstünlükleri belirtilmiştir. Daha sonraki çalışmalar tersine tasarım yönteminin geliştirilmesi üzerine yoğunlaştırılabilir. Tersine tasarım yönteminin temel parametresi olan kanat üzerindeki yük dağılımının belirlenmesine yönelik çalışmalar bu araştırma konularından biri olarak seçilebilir. Eksenel akışlı fanlar için bu konu üzerine çok fazla çalışma yapılmadığından optimum yük dağılımının belirlenmesi bir problem olarak ortaya çıkmaktadır. Optimum yük dağılımının belirlenmesine yönelik parametrik bir çalışma tersine tasarım yönteminin geliştirilmesi için yararlı olacaktır. Hücum kenarındaki yükleme değeri, maksimum yükün konumu, yük dağılımını belirleyen eğrilerin karakteristikleri üzerine parametrik çalışmalar yürütülerek eksenel akışlı fanlarda optimum yük dağılımı belirlenebilir.

Eksenel akışlı fanlar için optimum yük dağılımının belirlenmesinden sonra orijinal fanın kanat geometrisi geliştirilebilir. İstenilen çalışma koşullarına sağlayan optimum kanat şekli belirlenerek fan performansı arttırılabilir. Fan performansının iyileştirilmesi enerji tüketiminin azaltılmasına katkı sağlayacağından ticari işletmelere ciddi ekonomik getiriler sağlayacaktır.

Fan tasarımında ve kullanımında oldukça önemli olan bir problem de gürültü seviyesidir. Özellikle ses şiddetinin düşük olması istenen uygulamalarla günlük yaşamda sıkça karşılaşılmaktadır. Bu durumda gürültü seviyesine etki eden parametrelerin belirlenmesi ve optimizasyonu oldukça önem kazanmaktadır. Kanat üzerindeki oldukça karmaşık 3 boyutlu akış yapısı düzeltilerek gürültü azaltılması tasarım önerilerinden birini oluşturmaktadır. Tersine tasarım yöntemi kanat üzerindeki yük dağılımıyla birlikte gürültüye neden olan akış olaylarını kontrol edilmesini sağlayarak tasarımcıya kolaylık sağlamaktadır. Hücum kenarındaki yükleme değeri ve sarılma açısının değeri gürültüyü etkileyen önemli tersine tasarım parametreleridir.

Tersine tasarım yöntemi üzerine getirilen önerilerin yanında sayısal akışkanlar dinamiği için de öneriler sunulabilir. Sayısal akışkanlar dinamiği başlı başlı bir çalışma alanı olmakla birlikte burada birkaç temel problem üzerinde öneri

getirilecektir. Akış analizi uygulanacak fanın çalışma noktasını belirleyebilmek için kullanılan akış hacimleri ve uygulanan sınır şartları oldukça önemlidir. Sınır şartlarının doğru bir şekilde belirlenmesi sadece sayısal akışkanlar dinamiği için değil tüm sayısal yöntem alanları için ciddi bir problemdir. Bu nedenle incelenecek olan akış hacmine doğru sınır şartlarının uygulanması sonuca ulaşmayı kolaylaştıracaktır. Akış analizinde kullanılacak türbülans modelinin belirlenmesi de benzer şekilde oldukça önemlidir. Türbülans modelinin belirlenmesi ise başlı başına bir çalışma konusu olmaktadır. Son yıllarda türbülans modellemesi üzerine ciddi çalışmalar yürütülmektedir. Akışkanlar dinamiğinin güncel çalışma alanlarından biri durumuna gelen türbülans modellenmesinin yanında türbülans kontrolüne yönelik çalışmalar da yürütülmektedir. Bu çalışma sonrasında türbülans modelinin geliştirilmesi üzerine değil, eksenel akışlı fanlar için hangi türbülans modelinin daha gerçekçi sonuçlar verdiği üzerine bir araştırma yapılabilir.

Deney sonuçlarıyla tutarlılık sağlamak adına sayısal akış analizi için sürekli rejim yerine geçici rejim kullanılarak analiz yapılabilir. Geçici rejimde akış analizi, teknik özellikleri daha iyi olan bilgisayarlar kullanımını zorunlu kılmaktadır. Ayrıca geçici rejimde akış analizleri için daha uzun süre gerekmektedir. Bununla birlikte daha gerçekçi sonuçlar elde edebilmek adına sürekli rejimde ve geçici rejimde akış analizi gerçekleştirilerek karşılaştırma yapılabilir.

Sonuç olarak bu çalışma kapsamında tersine tasarım yöntemi tanımlanmış olup tersine tasarım yönteminin sağladığı avantajlar belirlenmiştir. Tersine tasarım yönteminin istenilen çalışma koşullarına uygun farklı kanat geometrileri geliştirilmesine olanak sağladığı gösterilmiştir. Doğrudan yöntemden farklı olarak kanat yük dağılımının tanımlandığı tersine tasarım yöntemiyle daha kısa sürede tasarım yapılarak tasarımcıya önemli kolaylıklar sağladığı gösterilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] **White F. M.**, 2004: Akışkanlar Mekaniği. Çev, Kırkköprü K., Ayder E. Literatür Yayıncılık, İstanbul.
- [2] **Gorla, R. S. R., Khan A. A.**, 2003: Turbomachinery Design and Theory. Dekker Imprint, New York, USA.
- [3] **Çengel, Y. A., Cimbala, J. M.**, 2008: Akışkanlar Mekaniği ve Uygulamaları. Güven Yayıncılık, İzmir.
- [4] **Munson, B. R., Young D. F., Okishi,** 1990: Fundamentals of Fluid Mechanics. John Wiley, New York, USA.
- [5] **Demeulenaere A., Braembussche R. Van den.**, 1998. Three Dimensional Inverse Design Method for Turbomachinery Blading Design, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 120, pp. 247-255.
- [6] **Zangeneh M., Goto A., Harada H.**, 1999. On the Role of Three-Dimensional Design Methods in Turbomachinery Shape Optimization. IMechE, Vol. 213 Part C, pp. 27-42.
- [7] **Zangeneh M., Daneshkhah K.**, 2009. A Fast 3D Inverse Design Based Multi-Objective Optimization Strategy for Design of Pumps, Proceedings of ASME FEDSM, Vail, Colorado, USA, August 2-6.
- [8] **Borges, J. E.**, 1990. A Three Dimensional Inverse Method for Turbomachinery: Part 1 – Theory. Transactions of ASME Vol. 112, pp. 346-354.
- [9] **Goto A., Zangeneh M.**, 2002. Hydrodynamic Design of Pump Diffuser Using Inverse Design Method and CFD. ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 124, pp. 319-328.
- [10] **Westra R. W.**, 2008. Inverse Design and Optimization Methods for Centrifugal Pump Impellers. *PhD Thesis*, University of Twente, Twente.
- [11] **Jiang J.**, 1998. 3D Inverse Method for Turbomachine Blades by the Circulation Method – The Thickness Problem, *PhD Thesis*, Syracuse University, New York.
- [12] **Zangeneh M.**, 1994. Inviscid/Viscous Interaction Method for Three Dimensional Inverse Design of Centrifugal Impellers. Transactions of ASME, Vol. 116, pp. 280-290.
- [13] **Okamoto H., Goto A., Furukawa M.**, 2009. Design of a Propeller Fan Using 3-D Inverse Design Method and CFD for High Efficiency and Low Aerodynamic Noise. Proceedings of ASME FEDSM, Vail, Colorado, USA, August 2-6.
- [14] **Goto A., Nohmi M., Sakurai T., Sogawa Y.**, 2002. Hydrodynamic Design System for Pumps Based on 3-D CAD, CFD and Inverse Design Method. ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 124, pp. 329-335.

- [15] **Zangeneh M.**, 1991. A Compressible Three-Dimensional Design Method for Radial and Mixed Flow Turbomachinery Blades. *International Journal of Numerical Methods in Fluids*, Vol. 13, pp. 599-624.
- [16] **Url-1** <http://www.adtechnology.co.uk/products/turbodesign1/theory-flow-model>, Alındığı tarih: 14.10.2011.
- [17] **Zangeneh M.**, 1997. Development of a 3D Inverse Design Code for Application to Different Turbo and Hydraulic Machinery Components. *Proceedings of JSME Centennial Grand Congress*, Vol. 1, pp. 195-200, Tokyo, Japan.
- [18] **Zangeneh M., Goto A., Takemura T.**, 1996, Suppression of Secondary Flows in a Mixed-Flow Pump Impeller by Application of Three Dimensional Inverse Design Method: Part 1 – Design and Numerical Validation. *ASME, Journal of Turbomachinery*, Vol. 118, pp. 536-543.
- [19] **Kundu P. K., Cohen I. M.**, 2008. *Fluid Mechanics*, Academic Press, Amsterdam.
- [20] **Lewis, R. I.**, 1996. *Turbomachinery Performance Analysis*, Arnold imprint, London.
- [21] *Turbodesign-1 User Manual* August 2009.
- [22] **Okamoto H., Zangeneh M., Watanabe H., Goto A.**, 2004. Design of Box Fan Rotor Using 3D Inverse Design Method. *Proceedings of IMECHE International Conference on Fans*, London, November 9-11.
- [23] **Sayers A. T.**, 1990. *Hydraulic and Compressible Flow Turbomachines*, McGraw-Hill, London, England.
- [24] **Aktürk Ali.**, 2010. Ducted fan inlet/exit and Rotor TIP Flow Improvements for Vertical Lift Systems, *PhD Thesis*, Pennsylvania State University, Pennsylvania.
- [25] ANSYS 12, ICEM CFD.
- [26] **Url-2** <http://www.cfd-online.com/Forums/cfx/25064-wall-has-been-placed-portion-s-outlet.html>, Alındığı tarih: 08.06.2011
- [27] **M. Pascu, M. Miclea, P. Epple, A. Delgado, F. Durst**, 2008. Analytical and Numerical Investigation of the Optimum Pressure Distribution Along a Low-Pressure Axial Fan Blade. *IMEchE*, Vol. 223, part C, pp. 643-657.
- [28] **J. H. Lee, J. W. Kim, K. Y. Kim**, 2011. Axial Flow Ventilation Fan Design Through Multi-Objective Optimization to Enhance Aerodynamic Performance. *ASME Journal of Fluids Engineering* Vol. 133, pp. 1-12.
- [29] **Aktürk A., Camci C.**, 2011. Tip Clearance Investigation of a Ducted Fan Used in VTOL UAVs Part 1: Baseline Experiments and Computational Validation. *Proceedings of ASME Turbo Expo Turbine*, Vancouver, Canada, June 6-10.
- [30] ANSYS 12, CFX.

- [31] **K. Y. Lee, Y. S. Choi, Y. L. Kim, J. H. Yun.**, 2008, Design of Axial Fan Using Inverse Design Method. Springer Journal of Mechanical Science and Tecnology, Vol. 22, pp. 1883-1888.
- [32] Turbodesign-1, Version 3.1.0, 2009.
- [33] **Zangeneh M.**, 2010, Choice of Optimum Blade Loading in Application of 3D Inverse Design to Design of Pumps and Fans. Proceedings of International Conference on Fans, Hangzhou, China, October 18-21.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Hıdır MARAL

Doğum Yeri ve Tarihi: Tunceli / 08.07.1986

Lisans Üniversitesi: İstanbul Teknik Üniversitesi

