

BİR MİNİ JET MOTORU İÇİN RADYAL KOMPRESÖRÜN AKIŞ VE YAPISAL ANALİZ YÖNTEMLERİ KULLANILARAK TASARIMI

Zeynep AYTAÇ YILMAZ

DOKTORA TEZİ MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

GAZİ ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KASIM 2020

Zeynep AYTAÇ YILMAZ tarafından hazırlanan "BİR MİNİ JET MOTORU İÇİN RADYAL KOMPRESÖRÜN AKIŞ VE YAPISAL ANALİZ YÖNTEMLERİ KULLANILARAK TASARIMI" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalında DOKTORA TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Nuri YÜCEL	
Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi	
Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum.	
Başkan: Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU	
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Çankaya Üniversitesi	
Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum.	
Üye: Prof. Dr. Hüseyin Serdar YÜCESU	
Otomotiv Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi	
Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum.	
Üye: Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ	
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, TOBB ETÜ	
Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum.	
Üye: Dr. Öğr. Üyesi Nureddin DİNLER	
Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi	
Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Doktora Tezi olduğunu onaylıyorum.	

Tez Savunma Tarihi: 27/11/2020

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Doktora Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

Prof. Dr. Cevriye GENCER Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmasında yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Zeynep AYTAÇ YILMAZ 27/11/2020

BİR MİNİ JET MOTORU İÇİN RADYAL KOMPRESÖRÜN AKIŞ VE YAPISAL ANALİZ YÖNTEMLERİ KULLANILARAK TASARIMI

(Doktora Tezi)

Zeynep AYTAÇ YILMAZ

GAZİ ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Kasım 2020

ÖZET

Günümüzde küçük gaz türbinli motorların oldukça yaygın bir kullanım alanı vardır. Turbo jet ve turbo fan formundaki gaz türbinleri hem yüksek irtifada uçabilme hem de yüksek hızlarda yeterli miktarda itki üretebilme kabiliyetine sahiptirler. Turbo jetler, genellikle havacılık sektöründe kullanılan ve hava ile çalışan jet motorlarıdır. Ülkemizde her ne kadar savunma sanayi, havacılık sektörü gibi birçok alanda turbo jet motoru kullanılsa da, gerek HAD ve FEA ile tasarım, gerekse de üretim yapabilen tesis sayısı oldukça sınırlıdır. Gerçekleştirilen çalışma kapsamında, tasarım sınırlandırmaları TEI tarafından verilmiş olan bir mini jet radyal kompresör çarkının hem akış hem de mekanik analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizler gerçekleştirilirken öncelikle teorik tasarım yapılmış, elde edilen temel kanat geometrisi doğrultusunda ANSYS BladeGen'de ilk kanat profili oluşturulmuş ve tasarım noktasında HAD analizleri yapılmıştır. Analizlerden elde edilen sonuçlar doğrultusunda kanat profili ve özellikleri modifiye edilmiş ve bu noktadaki performans parametreleri sağlanana kadar sürece devam edilmiştir. Tasarım noktasının ardından, tasarım - dışı nokta için analizler gerçekleştirilmiştir. HAD analizlerinin tamamlanmasının ardından mekanik analizlere geçilmiş ve gerilme – deformasyon, titreşim, disk infilakı, düşük çevrimli yorulma analizleri yapılmıştır. Bu süreçte, herhangi bir analiz sonucunda gerekli sonuçların elde edilememesi durumunda en başa dönülerek tasarım değişikliği yapılmıştır ve süreç tekrarlanmıştır. Mekanik analizlerin akabinde, kompresörün performans haritası çıkartılmış, TEI tarafından gerçekleştirilen testlerle HAD ve deneysel sonuçlar kıyaslanmış ve çeşitli kritik tasarım parametrelerine bağlı olarak performans parametrelerindeki değisim irdelenmiştir. Elde edilen sonuçlar doğrultusunda HAD ve FEA araçlarının bu tip yapıların tasarımında, doğru kullanılmaları kaidesiyle, oldukça etkin bir araç olduğu görülmüştür. Gerçekleştirilen bu çalışmanın, baştan sonra bir kompresör çarkı tasarımı sürecinde yol gösterici olacağı düşünülmektedir.

Bilim Kodu	:	91411
Anahtar Kelimeler	:	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, radyal kompresör, mini jet,
		sonlu elemanlar analizi, parametrik çalışma
Sayfa Adedi	:	164
Danışman	:	Prof. Dr. Nuri YÜCEL

DESIGN OF A CENTRIFUGAL COMPRESSOR FOR A MINI JET ENGINE WITH THE UTILIZATION OF FLOW AND STRUCTURAL ANALYZES

(Ph. D. Thesis)

Zeynep AYTAÇ YILMAZ

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

November 2020

ABSTRACT

Today, small gas turbine engines are widely used in may different industries. Gas turbines in the form of turbo jet and turbo fan are capable of both flying at high altitudes and generating sufficient thrust at high speeds. Turbo jets are air powered jet engines which are generally used in the aviation industry. Although turbo jet engines are used in many areas such as defense industry and aviation sector in our country, the number of facilities that are able to manage the design (using CFD, FEA) and manufacturing processes is quite limited. Within the scope of the work carried out, both flow and mechanical analyzes of a mini-jet centrifugal compressor stage impeller with certain requirements determined by TEI were performed. While conducting the analyzes, firstly the theoretical design was made, the blade profile was created in ANSYS BladeGen in line with the obtained basic blade geometry and CFD analyzes were made at the design point. Airfoil profile and features were modified in line with the results obtained from the analyzes and the process continued until the performance parameters at this point were met. After the design point requirements were completed, analyzes were carried out for the off-design point. After the completion of the CFD analyzes, mechanical analyzes were started and stress - deformation, vibration, disc explosion, low cycle tear analysis were performed. In this process, if the required results could not be obtained as a result of any analysis, a change in the blade design was made by going back to the beginning and the process was repeated all over. Following the mechanical analyzes, the performance map of the compressor was generated. Following, the CFD and experimental results were compared with the tests performed by TEI, and then the change of performance parameters depending on various critical design parameters were examined by a series of parametric analyzes. In the light of the obtained results, it has been observed that CFD and FEA tools are effective in the design of such structures, based on their correct use. It is thought that this study will be a guide in the process of designing a compressor impeller from start to finish.

Science Code	: 91411
Key Words	: Computational fluid dynamics, centrifugal compressor, mini jet, finite
	element analysis, parametric study
Page Number	: 164
Supervisor	: Prof. Dr. Nuri YÜCEL

TEŞEKKÜR

Bu çalışma sırasında bana yol gösteren değerli hocam Prof. Dr. Nuri YÜCEL'e içtenlikle teşekkür ederim.

Tez çalışması kapsamında birlikte çalışma fırsatına sahip olduğum arkadaşlarım Mesut KOÇ ve Fatih AKTAŞ'a her türlü yardım ve destekleri için çok teşekkür ederim.

Lisans eğitimim sırasında kendisinden ders alma fırsatını da bulduğum, ayrıca gerek akademik gerek çalışma hayatım süresince yardımını benden esirgemeyen ve bilgi birikimiyle bana yol gösteren kıymetli hocam Doç. Dr. Murat Kadri AKTAŞ'a ve doktora çalışması sırasında kendisiyle tanışma fırsatı bulduğum Dr. Öğr. Üyesi Nureddin DİNLER'e vakit ayırarak tez izleme süresince bulundukları için teşekkür ederim.

Tez savunması kapsamında katkıda bulunan Prof. Dr. Serdar YÜCESU ve Prof. Dr. Haşmet TÜRKOĞLU'na vakit ayırdıkları için ve çalışma kapsamında deneysel süreçte katkıda bulunan TUSAŞ Motor Sanayi (TEI)'ne teşekkür ederim.

Hayatları boyunca hiçbir fedakârlıktan kaçınmayarak beni ve kardeşimi büyüten, iyi ve kötü her anımızda koşulsuz yanımızda olan ve sabreden, kendilerinin çocuğu olarak dünyaya gelmenin büyük bir şans olduğuna inandığım annem Elvan ve babam Bülent AYTAÇ'a sonsuz teşekkür ve minnet ederim. Diğer bir şansım olan kardeşim Aydın Furkan AYTAÇ'a desteği, varlığı, koşulsuz sevgisi ve güveni için minnettarım. Ayrıca bu sürecin her aşamasına tanıklık eden, her koşulda benden desteğini ve yardımını esirgemeyen eşim İbrahim YILMAZ'a sabrı ve anlayışı için teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ	xi
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR	xvi
1. GİRİŞ	1
2. GENEL BİLGİ VE LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	5
2.1. Kompresör	6
2.2. Radyal Kompresör	9
2.2.1. Gaz türbini motorlarında radyal kompresör	15
2.2.2. Tasarım noktası ve tasarım dışı nokta	16
2.2.3. Yapısal tasarım	17
2.2.4. Dalgalanma ve boğulma	18
2.2.5. Performans haritası	22
2.3. Kompresör Aerodinamik Tasarımında HAD Kullanımı	23
2.4. Kompresör Yapısal Analizinde Sonlu Elemanlar Metodu Kullanımı	24
3. TASARIM YÖNTEMİ	25
3.1. Genel Bakış	25
3.2. Kompresör Akış Fiziği	27
3.2.1. Çarkın rolü	27
3.2.2. Tasarım için kullanılan denklemler	29
3.2.3. Çarkta akış fenomenleri	38

Sayfa

	3.2.4 Çark hız üçgenleri ve tasarım parametreleri	43
	3.2.5. Radyal kompresör tasarımı	52
	3.3. Kompresör Mekanik Tasarımı	53
	3.3.1. Modal analiz ve Campbell diyagramı	54
	3.3.2. Gerilme (stres) analizi ve toplam deformasyon	59
	3.3.3. Disk infilakı analizi	62
	3.3.4. Düşük çevrimli yorulma	63
4.	PROBLEM TANIMI	65
	4.1. Fiziksel Spesifikasyonlar	66
	4.2. Aerodinamik Spesifikasyonlar	68
	4.2.1. Tasarım noktası	68
	4.2.2. Tasarım dışı nokta	69
	4.3. Mekanik Spesifikasyonlar	70
5.	HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ	73
	5.1. BladeGen ile Kanat Profili Oluşturulması	73
	5.2. Çözüm Ağı	76
	5.2.1. Topoloji	76
	5.2.3. Çözüm Ağı Oluşumu	79
	5.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizleri	79
	5.3.1. Korunum denklemleri	81
	5.3.2. Türbülans modeli	83
	5.3.3. Ayrıklaştırma yöntemi	85
6.	YAPISAL ANALİZ METODOLOJİSİ	87
	6.1. Çözüm Ağı Oluşturulması	88
	6.2. Gerilme Analizi	88

Sayfa

	6.3. Titreşim Analizi (Modal Analiz)	89
	6.4. Disk İnfilakı Analizi	90
	6.5. Düşük Çevrimli Yorulma	91
7.	KARAKTERİSTİK PARAMETRELERİN TEORİK HESABI	93
	7.1. Giriş ve Çıkış Hız Üçgenleri	93
	7.1.1. Giriş parametreleri ve giriş hız üçgeni	93
	7.1.2. Çıkış parametreleri ve çıkış hız üçgeni	97
	7.2. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Uygulaması	100
	7.2.1. Çözüm ağı	100
	7.2.2. Sınır koşulları	102
	7.3. Sonlu Elemanlar Analizi Uygulaması	104
	7.3.1. Çözüm ağı bilgileri	104
	7.3.2. Sınır koşulları	106
8.	SONUÇLAR	111
	8.1. Aerodinamik Analiz Sonuçları	111
	8.1.1. Tasarım noktası	111
	8.1.2. Tasarım dışı nokta	119
	8.2. Mekanik Analiz Sonuçları	125
	8.2.1. Gerilme analizi	125
	8.2.2. Titreşim analizi (modal analiz)	128
	8.2.3. Disk infilakı analizi	131
	8.2.4. Düşük çevrimli yorulma analizi	132
	8.3. Performans Haritası	133
	8.4. Parametrik Analizler	135
	8.4.1. Kanat sayısı	135

Sayfa

137
139
140
142
144
144
145
146
149
151
153
163

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	ayfa
Çizelge 2.1. Kompresör tiplerinin kıyaslaması	9
Çizelge 2.2. Radyal, öne kavisli ve geriye kavisli kanatların özellikleri	14
Çizelge 4.1. Tasarım girdileri	68
Çizelge 4.2. Tasarım isterleri	68
Çizelge 4.3. Tasarım dışı nokta girdileri	69
Çizelge 4.4. Tasarım dışı nokta isterleri	69
Çizelge 4.5. AL2124-T851 malzeme özellikleri	70
Çizelge 7.1. Çözüm ağı bilgileri	100
Çizelge 7.2. Çözüm Ağı Bağımsızlığı	102
Çizelge 8.1. Kompresör performans sonuçları	112
Çizelge 8.2. Çark akış analizi sonuçları	112
Çizelge 8.3. Tasarım dışı noktada kompresör performans sonuçları	120
Çizelge 8.4. Akış analizi sonuçları	120
Çizelge 8.1. Göbek hücum açısının performans parametrelerine etkisi	140
Çizelge 8.2. Taç hücum açısının performans parametrelerine etkisi	140
Çizelge 8.3. Göbek çıkış açısının performans parametrelerine etkisi	141
Çizelge 8.4. Taç çıkış açısının performans parametrelerine etkisi	141

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Turbo jet şematik görünümü	5
Şekil 2.2. Eksenel ve radyal turbo makinelerin şematik gösterimi	7
Şekil 2.3. Özgül hıza bağlı kompresör verimlilik eğrileri	8
Şekil 2.4. Kompresör tiplerine göre karakteristik eğriler	8
Şekil 2.5. Radyal kompresör şematik gösterimi	10
Şekil 2.6. Radyal kompresör meridyonel ve üç boyutlu yapısı	11
Şekil 2.7. Radyal kompresör kademesindeki aerodinamik ve termodinamik özellikler.	11
Şekil 2.8. Kanatlı bir difüzörde akış	12
Şekil 2.9. Kanat üzerinde taç ve göbek bölgeleri	13
Şekil 2.10. Radyal kompresörün akışa bağlı olarak teorik düşü karakteristikleri	14
Şekil 2.11. Gaz türbini şeması	16
Şekil 2.12. Dalgalanma olayının şematik gösterimi	19
Şekil 2.13. Dalgalanma yayılması	20
Şekil 2.14. Dalgalanma başladığında radyal bir kompresörde akış ters dönmesi	21
Şekil 2.15. Dalgalanma (stall) ve dalgalanma (surge) durumlarında basınç değişimleri	21
Şekil 2.16. Tipik bir radyal kompresör performans haritası	23
Şekil 3.1. Tasarım yöntemi blok diyagramı	26
Şekil 3.2. Taçlı (üstte) ve taçsız (altta) çarklar	28
Şekil 3.3. Sıkıştırılabilme faktörü ve indirgenmiş basınç-sıcaklık ilişkisi	30
Şekil 3.4. Radyal bir kompresörde giriş çıkış hız üçgenleri ve hız bileşenleri	36
Şekil 3.5. Radyal kompresördeki iki temel yüzey	39
Şekil 3.6. Kanat kanada düzleminde akış haritası	40

Şekil	Sayfa
Şekil 3.7. Meridyonel düzlemde akım çizgileri	40
Şekil 3.9. Çark çıkış hız üçgenleri	43
Şekil 3.10. Şaft ve diğer iş terimlerini sembolize eden çark kontrol hacmi	44
Şekil 3.11. Çark giriş hız üçgeni	44
Şekil 3.12. Kanat yapısına göre hız üçgenleri	46
Şekil 3.13. Kanat yapısına göre çıkış hız üçgenleri	47
Şekil 3.14. Radyal bir kompresörde kuvvetler ve akış karakteristikleri	48
Şekil 3.15. Coriolis döngüsü	49
Şekil 3.16. Sınır tabaka gelişimi	49
Şekil 3.17. Farklı parametrelerin hız üçgenlerine etkisi	50
Şekil 3.18. Radyal bir kompresör boyunca akış	53
Şekil 3.19. Örnek Campbell diyagramı	58
Şekil 3.20. Gerilme – gerinim bağıntıları	60
Şekil 4.1. Kullanılan kompresör modeli ve sınır koşulları	65
Şekil 4.2. Kompresör Boyutları	66
Şekil 4.3. Kompresör tip profili	67
Şekil 4.4. Kompresör uç boşluğu	68
Şekil 5.1. Kanat meridyonel eksen görüntüsü	74
Şekil 5.2. Kanat kalınlığı profili	75
Şekil 5.3. Kanat açı profili	75
Şekil 5.4. H – ağ topolojisi	77
Şekil 5.5. J – ağ topolojisi	77
Şekil 5.6. C – ağ topolojisi	78
Şekil 5.7. L – ağ topolojisi	78

Şekil	Sayfa
Şekil 5.8. HAD analizleri için takip edilen yöntem	80
Şekil 7.1. Çark üzerinde hesaplanan yarıçaplar	93
Şekil 7.2. Giriş hız üçgeni	94
Şekil 7.3. Çıkış hız üçgeni	97
Şekil 7.4. Çözüm Ağı	101
Şekil 7.5. Sınır koşulları için tanımlanan bölgeler	102
Şekil 7.6. Yapısal analiz için oluşturulan çözüm ağı	105
Şekil 7.7. Çarpıklık ve eleman sayısı bağlantısı	105
Şekil 7.8. Desteklenen yüzey	107
Şekil 7.9. Aktarılan sıcaklık yükleri	108
Şekil 7.10. Aktarılan basınç yükleri	109
Şekil 8.1. Değerlerin okunduğu giriş ve çıkış düzlemleri	111
Şekil 8.2. Çark üç boyutlu görüntüsü	113
Şekil 8.3. Kullanılan çözüm ağı yapısı	114
Şekil 8.4. Bağıl Mach sayısı konturu	115
Şekil 8.5. Hız konturu ve hız vektörleri	116
Şekil 8.6. Toplam basınç konturu	117
Şekil 8.7. Çarkın tamamında ve iki kanat arasında hız akış iplikçikleri	118
Şekil 8.8. Meridyonel basınç profili	118
Şekil 8.9. Kanat hücum kenarı ve kuyruk kenarı arasındaki basınç profilleri	119
Şekil 8.10. Tasarım dışı noktada bağıl Mach sayısı konturu	121
Şekil 8.11. Tasarım dışı noktada hız konturu ve vektörleri	122
Şekil 8.12. Tasarım dışı noktada toplam basınç konturu	123
Şekil 8.12. Tasarım dışı noktada akış iplikçikleri	124

Şekil	Sayfa
Şekil 8.13. Tasarım dışı noktada meridyonel düzlemde basınç konturu	124
Şekil 8.14. Kanat hücum kenarı ve kuyruk kenarı arasındaki basınç profilleri	125
Şekil 8.15. Gerilme analizi sonuçları	126
Şekil 8.16. Toplam deformasyonlar	127
Şekil 8.17. 96000 rpm dönme hızında 1., 2. ve 3. mod sonuçları	129
Şekil 8.18. Campbell diyagramı	. 130
Şekil 8.19. Detaylı Campbell diyagramı	131
Şekil 8.20. 120000 rpm için eşdeğer gerilme sonuçları	132
Şekil 8.21. Düşük Çevrimli Yorulma analizi ömür sonucu	133
Şekil 8.22. Kompresör performans haritası	. 134
Şekil 8.23. Kütlesel debiye karşılık izentopik verim	135
Şekil 8.24. Kanat sayısına bağlı kütlesel debi değişimi	136
Şekil 8.25. Kanat sayısına bağlı basınç oranı değişimi	136
Şekil 8.26. Kanat sayısına bağlı izentropik verim değişimi	137
Şekil 8.27. Kanat kalınlığına karşılık kütlesel debi değişimi	138
Şekil 8.28. Kanat kalınlığına karşılık basınç oranı değişimi	138
Şekil 8.29. Kanat kalınlığına karşılık izentropik verim değişimi	. 139
Şekil 8.30. Kütlesel debinin uç boşluğuyla değişimi	142
Şekil 8.31. Basınç oranının uç boşluğuyla değişimi	143
Şekil 8.32. İzentropik verimin uç boşluğuyla değişimi	143
Şekil 8.33. Tasarlanan kompresör	144
Şekil 8.34. Normalize edilmiş kütlesel debiye karşılık toplam basınç oranı	. 145
Şekil 8.35. Normalize edilmiş dönme hızına karşılık kütlesel debi	146
Şekil 8.36. Normalize edilmiş dönme hızına karşılık verimlilik	146

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
a	Akışkan basıncı değişimi
Af	Akış alanı
В	Sınır tabaka blokajı
Ср	Tahliye katsayısı
Cp	Sabit basınçta özgül 181
Cv	Sabit hacimde özgül 151
db	Desibel
E	Elastisite modülü
G	Kayma modülü
gc	Yerçekimi sabiti
h	Özgül entalpi
htot	Toplam entalpi
Н	Entalpi
К	Kelvin
kPa	Kilopascal
kg	Kilogram
m	Metre
m ³	Metreküp
Μ	Mach sayısı
MW	Moleküler ağırlık
Ν	Dönme hızı
Р	Basınç
Pc	Kritik basınç
Po	Toplam basınç
Ps	Statik basınç
Q	Isı salınımı
R	Yarıçap

Simgeler

Açıklamalar

R	Gaz sabiti	
rad	Radyan	
S	Saniye	
Т	Sıcaklık	
T _c	Kritik sıcaklık	
To	Toplam sıcaklık	
Ts	Statik sıcaklık	
t	Zaman	
U	Lineer rotor hızı	
V	Hacim	
V	Mutlak hız	
V_{θ}	Teğetsel hız	
Vm	Meridyonel hız	
V _{slip}	Kayma hızı	
W	İş	
W	Bağıl hız	
Z	Sıkıştırılabilme faktörü	
Z	Kanat sayısı	
β2	Kanat çıkış açısı	
ρ	Yoğunluk	
γ	Isıl kapasite oranı	
<i>ṁ</i>	Kütlesel debi	
τ	Tork	
σ'	Alternatif kayma faktörü	
ω	Açısal hız	
rθ	Teğetsel yönde yarıçap	
σ	Kayma faktörü	
β _b	Kanat açısı	
β	Akışkan açısı	
μ	İş katsayısı	
λ	Döngü parametresi	
λ	Isıl iletkenlik	

Simgeler	Açıklamalar
ωn	Doğal frekans
ωd	Sönümlü doğal frekans
ζ	Sönüm oranı
σ	Gerilme
3	Gerinim
η	Verim
Kısaltmalar	Açıklamalar
BY	Basınç Yüzeyi
EO	Engine Order (Motor Mertebesi)
EY	Emme Yüzeyi
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
FEA	Sonlu Elemanlar Analizi
LCF	Düşük Çevrimli Yorulma
PR	Basınç Oranı
SM	Dalgalanma Sınırı (Dalgalanma (surge) Margin)
TR	Sıcaklık Oranı

1. GİRİŞ

Günümüzde küçük gaz türbinli motorlar, havacılık sektöründe hobi amaçlı jet model uçaklardan insansız hava araçlarına kadar birçok araçta yaygın olarak kullanılmaktadırlar [1]. Turbo jet ve turbo fan formundaki gaz türbinleri hem yüksek irtifada uçabilme hem de yüksek hızlarda yeterli miktarda itki üretebilme kabiliyetine sahiptirler. Turbo jetler, genellikle havacılık sektöründe kullanılan, hava ile çalışan jet motorlarıdır [2]. Temel olarak, itki sağlayan bir lüleye sahip gaz türbinleridir ve her ne kadar uygulamadan uygulamaya çeşitli farklılıklar meydana çıksa da genel çerçeveden bakıldığında temel elemanları aynıdır. Bu elemanlar; hava giriş kısmı, kompresör, yanma odası ve türbin olarak sıralanmaktadırlar.

Bir motor tasarımında kullanılan yardımcı elemanlarla beraber bu elemanların her birinin istenilen tasarım kriterleri doğrultusunda doğru bir şekilde tasarlanması ve üretilmesi, gerek motor performansı, gerek motorun mekanik dayanımı, gerekse motorun ömrü açısından hayati önem taşımaktadır. Her ne kadar ülkemizde savunma sanayi, havacılık sektörü gibi birçok alanda turbo jet motoru kullanılsa da, gerek Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ve Sonlu Eleman Analizi (FEA) ile tasarım gerekse üretim yapılabilen tesislerin sayısı oldukça sınırlıdır ve bu konudaki bil-yap ne yazık ki henüz tam olarak yerleşmiş değildir.

Gerçekleştirilen tez çalışması kapsamında öncelikle TEI tarafından verilen çeşitli geometrik kısıtlamalar doğrultusunda radyal bir kompresör çarkının teorik hesaplamalar ile ön tasarımı yapılmıştır. Yapılan hesaplamalar sonunda, gerçekleştirilecek sayısal analizlere bel kemiği teşkil edecek ilk tasarıma ait giriş ve çıkış hız üçgenleri ve dolayısıyla kanat açıları belirlenmiştir.

Bu şekilde ilk tasarımı ortaya çıkmış olan kanatların, belirlenmiş tasarım noktası için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analiz süreci başlatılmıştır. Bu süreç kapsamında, ilk kanat ANSYS BladeGen aracı yardımıyla oluşturulmuştur. Kanadın oluşturulmasının akabinde, çözüm ağı yapısının elde edilen sonuçlar üzerinde kritik önemi olduğu bilindiğinden hata oranı minimize edilmiş bir ağ yapısı oluşturulmuş ve elde edilen sonuç üzerinde çözüm ağı yapısının etkisinin olmadığından emin olmak için çözüm ağı bağımsızlığı çalışması gerçekleştirilmiştir. Akabinde, sınır koşulları ve analiz için gerekli parametrelerle beraber kanadın HAD analizleri gerçekleştirilmiştir.

Kanadın tasarım noktasında akış açısından gerekli kütlesel debi, basınç oranı, verim değerlerini sağlamasının ardından, belirlenen tasarım dışı nokta için aynı tasarım süreci tekrarlanmıştır. Tasarım noktası ve tasarım – dışı nokta arasında, tasarım süreci açısından ortaya çıkan tek farklılık dönme hızı, giriş basınç ve sıcaklığı gibi sınır koşullarıdır.

Kanadın hem tasarım noktasında hem de tasarım - dışı noktada HAD analizleri gerçekleştirildikten ve isterler sağlandıktan sonra her iki nokta için boğulma ve dalgalanma (dalgalanma (surge)) sınırları belirlenmiştir. Bunun için, kompresörün tasarım ve tasarım dışı noktasında, sabit dönme hızında farklı kütlesel debilerle HAD analizleri gerçekleştirilmiş ve bu dalgalanma ve boğulma sınırları belirlenmiştir.

HAD analizlerinin tamamlanmasının ardından, kompresörün Sonlu Elemanlar Analizi (FEA) ile mekanik tasarımı yapılmıştır. Öncelikle gerilme analizi gerçekleştirilmiş ve toplam deformasyon değerleri belirlenmiştir. Burada, çark üzerindeki gerek akışkandan gerek dönmeden kaynaklanan kuvvetler doğrultusunda kanatların ne kadar ve hangi yönde yer değiştirdiği belirlenmiş ve bu deformasyonun akış üzerinde herhangi bir etkisi olup olmadığı ve deforme olan kanadın çark muhafazasına temas edip etmediği kontrol edilmiştir.

Ardından çarkın titreşim analizi yapılmış ve dönme hızına bağlı olarak frekans değişimini veren Campbell diyagramı çizilmiştir. Kompresörün tasarım noktasındaki dönme hızında stabil çalışabilmesi için mümkün olduğunca titreşim değerlerinin düşük olması hedeflenmektedir.

Yüksek merkezcil kuvvetler, dönme hızları ve sıcaklık gibi koşullar kompresör diski üzerinde yüksek radyal gerilme, hoop gerilmesi ve titreşim gibi istenmeyen durumlara sebep olurlar. Çalışma koşullarının değişimi, içeri giren hava bileşiminin anlık bozulması ya da kompresör kanatların düzgün üretilmemesi gibi sebeplerin de eklenme ihtimali göz önüne alındığında, kompresörün tasarım ya da tasarım dışı noktasında aşırı yüklemeye maruz kalabileceği ve bunun sonucunda da çalışmamaya kadar gidebilecek istenmeyen durumların oluşabileceği bilinmektedir Bu sebeple kompresör diskinin bu açıdan dayanımlı olması için disk infilakı analizi gerçekleştirilmiştir.

Zamana bağlı değişken yük altında, malzeme ve bileşen davranışının belirlenmesi oldukça önemlidir. Düşük frekansta zamana bağlı olarak değişen çevrimli yük altında malzeme

ömrünün belirlenmesine düşük çevrimli yorulma analizi ismi verilmektedir. Tasarlanan çarkın yukarıda belirtilen mekanik analizlerinin tamamlanmasının ardından, isterler doğrultusunda düşük çevrimli yorulma (Low Cycle Fatigue - LCF) analizi de gerçekleştirilmiştir.

Tasarlanan çarkın HAD ve FEA analizlerinin tamamlanmasının ardından, HAD analizlerinin doğrulanması için elde edilen belirli parametreler için TEI tarafından kompresör testleri gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar kıyaslanmıştır. Ancak elde edilen sonuçlar, yapılan gizlilik anlaşması gereğince kısmi ve boyutsuz olarak verilmiştir.

Son olarak, kompresörün performans haritası çıkarılmış ve kanat sayısı, kanat kalınlığı, giriş kanat açısı, çıkış kanat açısı, kanat uç boşluğu, yardımcı kanat uzunluğu, yardımcı kanat konumu ve yardımcı kanat sayısı ile beraber kompresör performansının değişimi incelenmiştir.

2. GENEL BİLGİ VE LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Turbo jetler, genellikle havacılık sektöründe kullanılan, hava ile çalışan jet motorlarıdır [2]. Temel olarak, itki sağlayan bir lüleye sahip gaz türbinleridir ve her ne kadar uygulamadan uygulamaya çeşitli farklılıklar meydana çıksa da genel çerçeveden bakıldığında temel elemanları aynıdır. Bu elemanlar; hava giriş kısmı, kompresör, yanma odası ve türbin olarak sıralanmaktadırlar. Bir turbo jet motorunun şematik gösterimi Şekil 2.1'de verilmiştir.



Şekil 2.1. Turbo jet şematik görünümü [3]

Her ne kadar kullanım amacına uygun olarak her motor farklı parçalar ihtiva etse de, Şekil 2.1'de verilen elemanlar bir turbo jet motorunun temel yapı taşlarıdır. Bunlar hava giriş kısmı, kompresör, yanma odası, türbin ve lüledir. İçeri girdikten sonra kompresör tarafından sıkıştırılarak basıncı birkaç katına çıkan hava, yanma odasındaki yakıtla karışır ve sonrasında türbin tarafından genişlemesine izin verilir. Türbinden çıkan hava ise, itki lülesine ulaşır ve burada hızının artırılması vasıtasıyla itki sağlanır. Genel olarak havayla çalışan bütün jet motorları yanan bir yakıtla havayı ısıtan, elde edilen sıcak havayla da bir itki lülesi vasıtasıyla itki sağlayan jet motorlarıdır [3,4].

Temel olarak Brayton çevrimine göre çalışan bir turbo jet motorunda öncelikle ortamdaki hava içeri alınarak kompresör tarafından, ideal olarak izentropik bir süreçle sıkıştırılır. Ardından, sıkışan hava karışma odasında izobarik bir süreçle yakıtla karışır ve basınçlı hava ve yakıt karışımı yanma odasında ateşlenir. Yanma ile ortaya çıkan enerji sonucu ısınan hava ve yanma ürünleri izentropik bir süreçle türbinde genişlerler. Elde edilen işin bir kısmı

ile bir krank şaft vasıtasıyla türbin kompresörün çalışmasını sağlar; geri kalanı ile de hava aracının itki elde etmesi sağlanır [2, 5, 6].

Bir motor tasarımında kullanılan yardımcı elemanlarla beraber bu elemanların her birinin istenilen tasarım kriterleri doğrultusunda doğru bir şekilde tasarlanması ve üretilmesi, gerek motor performansı, gerek motorun mekanik dayanımı, gerekse motorun ömrü açısından hayati önem taşımaktadır.

2.1. Kompresör

19. yüzyıla kadar sıkıştırma yapan cihazların akışkan özelliklerine önem verilmemiştir. Bu zaman dilimine kadar, oldukça düşük sıkıştırma oranlarıyla çok küçük yoğunluk ve sıcaklık değişikliklerinin elde edilebildiği hava pompaları kullanılmıştır [7]. 1705 yılında Denis Papin, radyal vantilatör ve pompaların bütün tanımlarını yayınlamış olsa da, bu makinelerin verimlilikleriyle ilgili net bir bilgi bulunmamaktadır [8,9]. 1791'de John Barber İngiltere'de bir gaz türbini motoru tasarlamış ve patentini almıştır [7]. 1872'de Dr. Stolze patentini aldığı gaz türbinini üretmiştir. Motorda çoklu kademeli eksenel kompresör ve çoklu kademeli türbin aynı mil üzerine monte edilmiştir [7]. Havaya verilen ısı, kompresör ve türbin arasında yerleştirilen bir fırından temin edilmiştir [10]. 1930'a kadar geçen yıllarda, arada çeşitli gelişmeler olmuştur ve Ocak 1930'da Frank Wittle, bir uçak gaz türbini motoru için pratik bir tasarımı yapmış ve patentini almıştır [7]. Ancak Kraliyet Hava Kuvvetleri'nde çalışan Wittle'ın bu tasarımı, İngiliz Havacılık Bakanlığı tarafından kullanışsız bulunmuş ve rafa kaldırılmıştır [9, 11]. Ardından 11 yıl sonra, 1941'de Bakanlık'tan motoru için ödenek alan Wittle tarafından tasarlanan jet motorunun takıldığı uçak ilk başarılı uçuşunu gerçekleştirmiştir [7].

Kompresör, içinde dolanan akışkana verimli bir şekilde enerji transfer ederek, akışkanın çıkıştaki basıncının girişteki basıncına nazaran birkaç misli olmasını sağlayan mekanik bir yapıdır [12]. Pompalar çalışma prensibi olarak her ne kadar kompresöre çok benzeseler de, kompresörler genel olarak sıkıştırılabilir akışkanlarla çalışırken pompalar genelde sıkıştırılamaz akışkanlarla çalışırlar.

Kompresörler, pozitif deplasmanlı kompresörler ve dinamik kompresörler olmak üzere kendi içlerinde iki gruba ayrılırlar. Pozitif deplasmanlı kompresörler, tıpkı bir bisiklet

kompresörü ya da vidalı kompresörde olduğu gibi, belirli bir miktardaki gaz hacmini yakalayıp o hacmi küçülterek çalışırlar. Verilen bir hızda, sabit akış ve değişken basınç oranı ile çalışırlar ve genellikle düşük kütlesel debiler için uygundurlar. Dinamik kompresörler ise, kompresör çarkının hareketiyle, içerideki gaza enerji transfer etme prensibiyle çalışırlar. Sıkıştırma sürecinin karakteristiği, dinamik kompresörün ve sıkıştırılan gazın çeşidine göre değişir. Bu kompresörlerde akış süreklidir ve gazın herhangi bir yerde muhafazası söz konusu değildir. Dinamik kompresörler ise ejektör, radyal kompresör ve eksenel kompresör olmak üzere üçe ayrılırlar.

Ejektör, yüksek basınçlı jet akışı ile gazı sıkıştıran son derece basit bir cihazdır. Yüksek basınçlı jet akışının sahip olduğu momentum, düşük basınçlı gaza aktarılır. Bu tip, genellikle vakum uygulamalarında kullanılır.

Radyal kompresörler, dönen bir çark üzerinde bulunan kanatlar ile akışkana etki eder. Akışkanın dönel hareketi, çıkış hızının merkezcil kuvvetlerden etkilenmesine sebep olur. Bu çıkış hızının teğetsel bileşeni daha sonra bir difüzör marifetiyle basınca dönüştürülür [7].

Eksenel kompresörler ise, akışkana momentumu, kanat kaskatları vasıtasıyla uygular. Kanat şeklinin kaldırma ve sürükleme kuvvetleri, kompresör karakteristiğini belirler.



Şekil 2.2. Eksenel ve radyal turbo makinelerin şematik gösterimi [53]

Kapasite olarak bu kompresörler kıyaslandığında, eksenel kompresörlerin kapasitesi en büyüktür. Kompakt, hafif bir yapıyla oldukça büyük hacimlerde gazın sıkıştırılmasını sağlayabilirler. Bu sebeple havacılık sektöründe sıkça kullanılmaktadır.

Basınç oranlarına bakıldığındaysa, pozitif deplasmanlı kompresörler ejektörler, oldukça yüksek basınç oranlarına çıkabilmektedirler. Dinamik kompresörler içerisinde ise radyal kompresörler, kademe başına en yüksek basınç oranına sahiptirler.

Şekil 2.3 ve 2.4'te çeşitli tipler için karakteristik eğriler verilmiştir. Çalışmada da tasarımı yapılan radyal kompresörler, güvenilir, kompakt, dayanıklı ve sağlam olmaları sebebiyle sıklıkla tercih edilmektedirler. Bununla beraber, Şekil 2.3 ve 2.4'te de verildiği gibi, diğer tiplerden daha geniş bir çalışma aralığına sahiptiler.



Şekil 2.3. Özgül hıza bağlı kompresör verimlilik eğrileri [7]



Şekil 2.4. Kompresör tiplerine göre karakteristik eğriler [7]

Тір	Avantajlar	Dezavantajlar
Radyal	Geniş çalışma aralığı	Düşük debilerde
	Düşük bakım maliyetleri	tutarsız
	Yüksek güvenirlik	Ortalama verimlilik
Eksenel	Yüksek verimlilik	Kademe başına düşük
	Yüksek dönme hızları	basınç oranı
	Yüksek kütlesel debilerde akış	Dar çalışma aralığı
		Kırılgan ve pahalı
		kanat yapısı
Pozitif Deplasman	Basınç oranı gaz özelliklerinden	Limitli kapasite
	bağımsız	
	Düşük özgül hızlarda yüksek	
	verimlilik	
Ejektör	Basit tasarım	Düşük verimlilik
	Ucuz	
	Hareketli parça yok	
	Yüksek basınç oranı	

Çizelge 2.1. Kompresör tiplerinin kıyaslaması

Çizelge 2.1'de de görüldüğü gibi her kompresör tipinin kendine özgü avantajları ve dezavantajları vardır. Buradaki en önemli husus, kompresörün çalışacağı motorun hangi amaçla kullanılacağı ve temel olarak hangi özelliğin hedeflendiğine doğru karar verilmesidir.

2.2. Radyal Kompresör

1960'lı yıllarda radyal kompresörler gittikçe popüler hale gelmiştir. Bunun sebebi, verimliliğinin önceden kullanılan pistonlu kompresöre göre yüksek olması ve düşük işletme maliyetleridir [14]. Günümüzde ise havacılık sektöründe, boru hatlarında, kimya sektöründe yaygın olarak kullanılmaktadır. Hafif oluşu, ebatlarının diğerlerine nazaran daha küçük olması, operasyon kolaylığı, süreç içerisindeki aksaklıklara toleransının daha yüksek olması ve yüksek güvenilirliği gittikçe yaygınlaşmasını sağlamıştır.

Radyal kompresörlerin basınç oranı, 1,3:1'den 16:1'e kadar kullanım amacına göre değişmektedir. Eğer basınç oranı 5:1'i geçerse, difüzöre giren akış süpersonik olmaktadır [14]. Bu durum da, difüzör için özel bir tasarım yapmayı gerektirmektedir.

Radyal kompresörlerin dalgalanma (dalgalanma (stall)) ve boğulma (boğulma) noktaları arasında çalışabildiği bölgeye çalışma aralığı ismi verilmektedir. Tasarım yaparken, çalışma noktasının bilhassa dalgalanma sınırından uzak olması hedeflenmelidir. Kompresörün kararlı çalışabildiği çalışma aralığı ise daha da sınırlıdır. Bu, tasarım kapasitesinin %45'inden %90'ına kadar değişmektedir [14]. Gerçekleştirilen tasarımın hem çalışma noktasının spesifikasyonlarını, hem de kompresörün çalışacağı en kötü durumdaki koşullarla istenilen performans kriterlerini sağlaması gerekmektedir.

Radyal kompresörlerin çalışma hızları, diğer kompresör tiplerine nazaran daha yüksektir. Hava aracı uygulamalarında 50000 rpm'den 100000 rpm'e kadar değişebilmektedir. Kompresörün çalışma hızı arttıkça, gerek akış parametreleri açısından, gerekse mekanik koşullar açısından tasarım zorlaşmaktadır. Bilhassa yağlama, titreşim ve denge problemleri yüksek hızlarda ciddi manada baş göstermektedir.

Tipik bir radyal kompresörde akışkan hareketi, çark üzerindeki kanatların dönel hareketiyle sağlanır. Akışkanın hızının bir kısmı çarkta, bir kısmı da difüzörde basınca dönüştürülür. Genelde tasarımda, bu basıncının yarısının çarkta, diğer yarısının da difüzörde elde edilmesi hedeflenir. Şekil 2.5 ve 2.6'da tipik radyal kompresör yapıları verilmiştir.



Şekil 2.5. Radyal kompresör şematik gösterimi [17]



Şekil 2.6. Radyal kompresör meridyonel ve üç boyutlu yapısı [15]

Difüzör, içerisinde çark kanatlarına teğet olarak yerleştirilmiş sabit kanatlar ihtiva eder. Bu kanat pasajları, hız düşüsünü basınç düşüsüne çevirmek için genişlerler. Statik basınç, toplam basınç ve mutlak hızın, kompresör giriş ve çıkışındaki arasındaki değişimi Şekil 2.7'de verilmiştir.



Şekil 2.7. Radyal kompresör kademesindeki aerodinamik ve termodinamik özellikler [14]

Radyal kompresör ismini, havanın kompresörden çıkış yönünden almaktadır. Kompresörün önünde herhangi bir ön yapı olmadığı takdirde, hava kompresöre eksenel girer ve radyal yönde çıkarak difüzöre ilerler. Kompresör ve difüzör arasında herhangi bir yapının yer almadığı "kanatsız boşluk" kısmı yer almaktadır. Bu boşluk, bilhassa hava çıkış hızının süpersonik olduğu durumlarda, difüzöre giren havanın hızının Mach sayısının 1'in altına düşmesi, bu şekilde de kayıpların azalarak kompresör performansının artması için hayatidir. Çark kanatları ve difüzör kanatları arasındaki bölge, Şekil 2.8'de gösterilmiştir.



Şekil 2.8. Kanatlı bir difüzörde akış [14]

Kanatsız boşluk kısmının çok küçük tasarlanması, aerodinamik çarpma etkilerini çarka ileteceğinden ve bu da kararsız bir akışa ve titreşime sebep olacağından, bu boşluğun büyüklüğü kompresör performansı açısından kritiktir.

Difüzörü terk eden hava, salyangoza ulaşır. Salyangozun görevi, difüzörden gelen havayı toplayarak tahliye borusuna atmaktır. Salyangoz tasarımı, hem kompresör kademesinin verimliliğini, hem de çalışma aralığını etkiler [15].

Tasarım isterleri gereği, eğer havanın kompresöre eksenel girmesi istenmiyorsa, kompresörün önüne giriş ayar kanatları yerleştirilir. Bu sayede, havanın hangi açıda kompresöre girmesi isteniyorsa o açı ayarlanmış olur. Bu açıyı değiştirmenin temel amacı ise, girişteki bağıl Mach sayısını düşürmektir. Bağıl hız, sonik hıza yakın veya sonik hızdan yüksek olursa çarkta şok dalgasının gelişmesi oldukça muhtemel hale gelmektedir ki bu da hem şok kaybı oluşmasına hem de kompresörün boğulmasına sebep olabilmektedir. Kısaca, kompresörün girişinde havanın kinetik enerjisinin mümkün oldukça düşürülmesi hedeflenir. Sonuç olarak hava kompresöre, eksenel, negatif dönmeyle ya da pozitif dönmeyle

girebilmektedir. Negatif dönme, kanat dönüş yönünün tersini, pozitif dönme ise kanat dönüş yönünü ifade etmektedir.

Kompresör çarkının iki temel bileşeni bulunmaktadır. Bunlar; indükleyici ve radyal yöndeki kanatlardır. Kanadın taç ve göbeği arasındaki hız değişimleri, kompresör tasarımını daha da karmaşık hale getirmektedir. Bir yandan çark tarafından akışkana enerji verilmesi sağlanırken diğer taraftan akışkan sıkıştırılır. Ardından akışkan, difüzöre ilerler ve burada kinetik enerji statik basınca çevrilir. Difüzörün ardından da salyangoza ilerler ve ardından tahliye borusuyla atılır. Kanadın taç ve göbek bölgeleri Şekil 2.9'da verilmiştir.



Şekil 2.9. Kanat üzerinde taç ve göbek bölgeleri [16]

Kompresör kanatlarının yapısı, performansı etkileyen en önemli faktörlerden birisidir. Kompresör kanatları; radyal, öne kavisli ya da geriye kavisli olacak şekilde tasarlanırlar. Bu kategorizasyon, kanadın çıkış açısı doğrultusunda gerçekleştirilmektedir. Eğer kanadın çıkış açısı, β_2 , 90° ise, bu kanat radyal kanat olarak tanımlanır. Eğer $\beta_2 < 90^\circ$ ise geriye kavisli, eğer $\beta_2 > 90^\circ$ ise de ileri kavisli olarak isimlendirilir. Şekil 2.10'da bu kanatların şekilleri ve düşü açısından kıyaslamaları verilmiştir.



Şekil 2.10. Radyal kompresörün akışa bağlı olarak teorik düşü karakteristikleri [14]

Bahsedilen üç kanat yapısının avantaj ve dezavantajları Çizelge 2.2'de verilmiştir.

Kanat Tipi	Avantajlar	Dezavantajlar
Radyal	Düşük enerji transferi ve yüksek mutlak çıkış hızı arasında makul taviz Karmaşık bükülme gerilmesi yok Kolay üretim	Dalgalanma marjini dar
Geriye Kavisli	Düşük çıkış kinetik enerjisi Düşük difüzör giriş Mach sayısı Dalgalanma marjini üçünün arasında en geniş	Düşük enerji transferi Karmaşık bükülme gerilmesi mevcut Üretimi zor
Öne Kavisli	Yüksek enerji transferi	Çıkışta yüksek kinetik enerji Yüksek difüzör girişi Mach sayısı Karmaşık bükülme gerilmesi Zor üretim

Çizelge 2.2. Radyal, öne kavisli ve geriye kavisli kanatların özellikleri

Her ne kadar her kanat yapısının kendine özgü karakteristikleri olsa da, günümüzde çoğu tasarımda genellikle geriye kavisli kanatlar kullanılmaktadır. Zira bu tipte akışkanın çıkıştaki kinetik enerjisi nispeten daha düşüktür ve difüzöre daha az görev düşer. Ayrıca

Çizelge 2.2'de de belirtildiği gibi bu kanatların çalışma aralığı diğer iki kanattan daha geniştir.

Radyal kompresörün çarktan sonra diğer bir önemli kısmı da difüzördür. Difüzörün görevi, çark tarafından üretilen dinamik (kinetik) düşüyü basınç enerjisine çevirmektir. Bu çevrim, hem kompresörden istenilen sıkıştırma oranının sağlanabilmesi, hem de beklenilen verimin temin edilebilmesi açısından oldukça kritiktir. Radyal kompresör kullanan bir gaz türbini motorunda havanın, yanma odasına gelmeden önce birçok dar geçişten ve kıvrımdan geçmesi beklenir. Bu da, hava akımının toplam enerjisinin düşmesine sebep olmaktadır. Uygun bir difüzör tasarımıyla bu kayıp azaltılabilir ve bu geçitlerden ve kıvrımlarda hava hızının düşürülmesiyle yanma odasında da verimliliğin daha yüksek olması temin edilebilir.

2.2.1. Gaz türbini motorlarında radyal kompresör

5 MW'ın altında güç üreten gaz türbinleri, birkaç tane radyal kompresörü ya da radyal ve eksenel kompresörlerin kombinasyonunu kullanabilmektedir. 6:1 sıkıştırma oranına kadarsa, tek kademeli bir radyal kompresör yeterli olmaktadır. Bir giriş kanalı vasıtasıyla içine havayı alan radyal kompresör, yüksek hızda dönerek havaya enerji aktarılmasını sağlar. Çıkışta hızı ve basıncı artan hava difüzöre ilerler ve burada kinetik enerjisi statik basınca çevrilir. Basınçlı bir muhafazada tutulan düşük hızlı sıkıştırılmış hava yanma odasına ilerler. Havanın bir kısmı yakma hücresine girerek yakıtla karışıp sürekli olarak yanar. Geri kalan kısmı ise yakma hücresinin dış duvarından ilerleyerek sıcak gazlarla karışır. Doğru yakıt atomizasyonu ve kontrollü karışma, sıcak gazların homojen bir sıcaklık dağılımına sahip olmasını sağlar. Bu sıcak gazlar da ardından ilerleyerek radyal türbine girerler. Bu gazların yüksek ivmelenmesi ve genleşmesi ise sonuç olarak dönme enerjisiyle güç elde edilmesini sağlarlar. Küçük bir gaz türbini yapısı Şekil 2.11'de verilmiştir.



Şekil 2.11. Gaz türbini şeması [14]

Küçük türbinlerin verimlilikleri, türbin giriş sıcaklığı kısıtlaması ve bileşenlerin verimliliklerinin daha düşük olması sebebiyle, büyük türbinlere nazaran daha düşüktür.

2.2.2. Tasarım noktası ve tasarım dışı nokta

Her kompresör, öncelikli olarak tasarım noktasındaki basınç, sıcaklık, kütlesel debi, sıkıştırma oranı, verimlilik gibi parametrelere öncelik verilerek tasarlanır. Tasarım noktası, kompresörün ömrü dâhilinde en çok çalışacağı noktayı ifade etmektedir. Bu noktada, tasarım için istenilen sıkıştırma oranını gerek duyulan kütlesel debiyle ve makul bir verimle temin edeceğini garanti eder. Yine tasarım noktasında belirlenen dönme hızı da, kompresörün en uzun süre çalışacağı dönme hızını ifade eder [18].

Fakat ne var ki, her ne kadar kompresör kanatları tasarım noktası için tasarlansa da, kompresörün çalıştığı zaman dilimi içerisinde beklenmeyen durumlar oluşabilir; hava giriş koşulları beklenmedik şekilde değişebilir ya da kompresör farklı dönme hızlarında çalışmak zorunda kalabilir ve durum, öngörülenden daha uzun sürebilir. Kompresörün, tasarlanan tasarım noktası dışında çalıştığı herhangi bir noktaya tasarım dışı nokta adı verilir.

Tasarımda geleneksel olarak, çark geliş açısı (incidence angle) tasarım noktasında sıfır olarak alınır [20]. Günümüzde ise tasarımcılar hem tasarım noktasında elde edilebilecek

maksimum verimi elde etmeyi, hem de üretim maliyetlerini en aza çekmeyi ve bütün çalışma aralığı için tasarım dışı noktalarda da makul verimlilikler elde etmeyi hedeflemektedirler [15]. Tasarım noktasında, hava giriş hızının kompresör hücum kenarı giriş açısıyla mümkün olduğu kadar yakın olmasına dikkat edilir. Bu şekilde hava, doğrudan kanat profilini takip edecek ve düzgün bir şekilde ilerleyecektir. Ancak tasarım dışı noktada, girişteki havanın bağıl hızının açısı kanadın giriş açısıyla uyuşmaz. Bu da, havanın düzgün bir şekilde kanat pasajına girip kusursuz bir şekilde akmasına engel olur. Neticede bu durum, kayıpların artmasına sebep olarak kompresör performansını düşürür. Bu sebeple, kompresör performansını net olarak ortaya koyabilmek, tasarım noktasında beklenen performanstan ne kadar saptığını görebilmek açısından oldukça önemlidir [19].

2.2.3. Yapısal tasarım

Tasarım yapılırken, kompresörün gerekli aerodinamik kriterleri sağlamasının yanında kolay üretilebilir, düşük maliyetli ve güvenilir olması beklenir. Dolayısıyla, istenilen aerodinamik kriterlerle beraber kompresörün verilen ömrü tamamlayabilmesi için yapısal açıdan da uygun bir tasarıma sahip olması gerekmektedir [21]. Bir başka deyişle mekanik bütünlük, kompresör tasarımının sacayaklarından biridir. Genellikle yapısal sınırlandırmalar, aerodinamik tasarım açısından zorluk çıkarmaktadır. Örneğin ince bir kanat aerodinamik açıdan istenilen kriterleri sağlayabilse de, mekanik gereklilikleri genellikle sağlayamamaktadır. Bu durumda da, yapılan tasarım anlamsız hale gelmektedir.

Mekanik analizlerin amacı, kompresörün bütün bileşenlerinin, makul bir zaman aralığı boyunca istenilen aerodinamik kriterleri ve merkezcil kuvvetleri sağlarken eigen frekansının, kritik uyarma (excitation) frekansıyla çakışmamasını sağlamaktır [22]. Ayrıca kompresörün maksimum dönme hızı, mekanik özellikleri tarafından belirlenmektedir. Günümüzde, sonlu eleman analizi (FEA) araçlarının daha da yaygın ve gelişmiş hale gelmesinin ve malzeme özelliklerinin gittikçe iyileşmesinin bir sonucu olarak, modern endüstriyel bir kompresörün güvenlik faktörü %7 ila %12 arasında değişir hale gelmiştir [21]. Mekanik tasarımcıların amacı, kompresörü en hafif, en ucuz ve en güvenli şekilde tasarlarken, aerodinamik açıdan da mümkün olduğu kadar serbest bırakmaktır. Burada kompresörün tek bir bileşeninin uzun zaman çalışması bir tasarım amacı değildir. Ancak, kompresörün tamamının belirlenen periyotta istenildiği şekilde çalışması önemlidir. Her ne kadar eskiden verimlilik başlı başına kompresör tasarımının en önemli parametresini teşkil
ediyor olsa da, günümüzde tasarım zamanı ve tasarım maliyeti de oldukça önem kazanmıştır. Kompresörün ne kadar titrediği ve sistem doğal frekansıyla eşitlenip rezonansa girip girmediği, kanatlar üzerindeki maksimum gerilme değerleri, bu gerilmelerin kanat üzerinde sebep olduğu maksimum deformasyonlar, bu deformasyonların akabinde akışın tekrar etkilenip etkilenmediği, infilak analizi (kompresör diskinin geri döndürülemez şekilde hasar gördüğü hız), kompresörün ömrünü belirleyen düşük çevrimli yorulma analizi gibi yapısal analizlerle aerodinamik kriterlerin yanında kompresörün istenilen mekanik kriterleri de sağlayıp sağlamadığının kontrol edilmesi, kompresör ömrü ve performansı açısından hayati önem taşımaktadır. Kompresörün tek başına aerodinamik ya da yapısal isterleri sağlaması yeterli değildir; iki bağlamda da gerekli performans kriterlerini sağlamalıdır.

2.2.4. Dalgalanma ve boğulma

Kompresör tasarımı yaparken tasarımcının temel amacı, kompresör verimini mümkün olduğu kadar yüksek tutarken çalışma aralığını da olabildiğince geniş tutmaktır [15,23]. Kompresörün veriminden fedakârlık etmeden çalışma aralığını genişletmek oldukça zordur. Calısma aralığı da, daha önceden vurgulandığı gibi, kompresör dalgalanma ve boğulma eğrilerinin arasında kalan, kompresörün istikrarlı çalışabildiği aralıktır. Ancak, kompresör dalgalanması halen tam olarak anlaşılmamış ve araştırılmakta olan bir fenomendir. Kararsız bir operasyon hali olduğu, engellenmesi gerektiği ve uzun vadede kompresörün çalışamaz hale gelmesine kadar ilerleyebildiği bilinmektedir. Dalgalanma noktası, bir kompresörün kararlı olarak çalışabildiği en alt limit olarak tarif edilmektedir. Dalgalanma durumunda, sistem içerisindeki bir kararsızlıktan dolayı akışta geri dönmeler meydana gelir. Kompresörün tasarım noktası, dalgalanma (surge) sınırından belli bir uzaklıkta seçilir. Bunun sebebi, dalgalanma (surge) fenomeninin tam olarak gözlemlenemez olması ve fiziğinin tam olarak anlaşılamamış olmasıdır. Bu şekilde tasarım noktası güvenli hale gelmiş olur. Dalgalanma, genellikle kendini aşırı titreşim ve duyulabilir gürültüyle belli etmektedir; ancak kompresörün dalgalanmadan dolayı çalışamaz hale gelmesine rağmen duyulabilir ses olmadığı durumlar da mevcuttur [14]. Her ne kadar dalgalanma fiziği halen tam olarak anlaşılamamış olsa da, altında yatan temel kaynağın aerodinamik dalgalanma (stall) olduğu bilinmektedir. Dalgalanma, kompresör çarkında ya da difüzöründe meydana gelebilir. Kütlesel debinin beklenmedik şekilde azalması ya da dönme hızının artması ya da her ikisi dalgalanmaya sebebiyet verebilmektedir. Hangi sebepten olursa olsun, ya çark ya difüzör dalgalanır.

Dalgalanma etkilerinin bir kanattan diğerine doğru ilerleyerek ve büyüyerek gitmesinin oldukça basit bir fiziksel açıklaması mevcuttur. Şekil 2.12'de gösterilen Kanat 2'deki akışın herhangi bir sebepten dolayı bozulmasından ötürü Kanat 2'nin dalgalanma durumuna geçtiği varsayılsın. Bu kanat, etrafındaki akışı ayarlayacak kadar büyük bir basınç artışı sağlayamaz, ancak akış blokajı ve azalan bir akış bölgesi meydana gelir. Bu bozulan akış sebebiyle, Kanat 3'ün hücum açısı artarken Kanat 1'inki düşer. Dalgalanma, kanat kademesine göre aşağı yönde hareket eder ve başladığı kanadın üst tarafındaki kanatları dalgalanmadan kurtulur (undalgalanma (stall)). Dalgalanma bölgesi de her kanadın basınç bölgesinden emme bölgesine doğru hareket eder. Mutlak referans eksenine göre bakıldığında dalgalanma bölgeleri rotor dönmesiyle aynı yönde hareket ederler. Bu da neticede kompresör performansının bozulmasına yol açar.



Şekil 2.12. Dalgalanma olayının şematik gösterimi [14]



Şekil 2.13. Dalgalanma yayılması [26]

Bu aerodinamik kararsızlık, kompresörün bir ya da birkaç elemanında ve tek ya da çoklu kademesinde dalgalanma durumuna sebep olabilmektedir. Bu elemanlardan tekinde dalgalanma gözükmesi, bütün kompresör kademesinin akışının bozulması için yeterli olmayabilir; ancak eğer bu durum birkaç elemanda mevcutsa ve yeterli güçteyse tüm kompresörün kararsız hale gelmesine sebep olur.

Kararsızlık durumu ya da kütlesel debi miktarı göz önünde bulundurularak dalgalanma (stall) ve dalgalanma (surge) arasında ayrım yapmak mümkündür. Dalgalanma durumunda kanaldan geçen toplam akış miktarı zamandan bağımsızdır. Sadece dalgalanma hücreleri, bu akışın dağılımını değiştirir. Her ne kadar performans düşse de kompresör çalışmaya devam edebilir. Ancak dalgalanma (surge) durumunda toplam kütlesel debinin osilasyonu söz konusudur; kompresör çalışmasını ciddi şekilde bozar ve kalıcı mekanik hasara yol açabilir. Dalgalanma (surge) akışı pik düşü olarak tanımlanır [25]. Bu durumda akış geri döngüleri ve basınç dalgalanmaları ortaya çıkar. Sabit bir dönme hızında, sistemin ortaya koyduğu aşırı dirençten kaynaklanır. Sistemin normalden farklı olarak ortaya koyduğu fazla direnç, akışın geri dönerek içeri girmesine engel olur ve akışı kararsız bir seviyeye çeker. Akış başlangıçta taç kısmında geri dönmeye başlar ancak ardından büyür ve akışın tamamı geri dönmeye başlar.



Şekil 2.14. Dalgalanma başladığında radyal bir kompresörde akış ters dönmesi [14]



Şekil 2.15. Dalgalanma (stall) ve dalgalanma (surge) durumlarında basınç değişimleri [21]

Bu durum, genellikle aşağıda listelenen sebeplerin bir ya da birkaçından kaynaklanmaktadır:

- Kompresörle sistem gereksinimlerinin tam olarak uyuşmaması
- Doğru olmayan kompresör tasarımı

- Yetersiz anti-dalgalanma (surge) kontrol sistemi
- Kompresörün içinde bulunduğu sistemin elemanlarının konumlarının düzgün ayarlanmaması (bu bazı durumlarda dalgalanmayı büyütür).

Boğulma (boğulma) ise dalgalanma (dalgalanma (surge)) durumunun tam tersi olarak ifade edilir. Kompresörün içeri daha fazla akış alamamasından kaynaklı olarak düşünün düşmesidir. Bu durum, Mach sayısının 1'e ulaşmasından kaynaklanmaktadır. Her ne kadar çok uzun vadelerde nadiren mekanik zarar gözlemlendiyse de, genellikle boğulma durumlarında kompresörde mekanik hasar oluşmamaktadır; lakin kompresör veriminde ciddi azalma meydana gelmektedir.

Yukarıda da vurgulandığı gibi tasarımda temel amaç, maliyet kaygılarının yanı sıra, sabit bir dönme noktasında dalgalanma (dalgalanma (surge)) ve boğulma noktaları arasındaki mesafeyi mümkün olduğu kadar açarak, kompresörün çalışma aralığının genişletilmesidir.

2.2.5. Performans haritası

Daha önceden de vurgulandığı gibi tasarımda temel amaç, maliyet kaygılarının yanı sıra, sabit bir dönme noktasında dalgalanma (dalgalanma (surge)) ve boğulma noktaları arasındaki mesafeyi mümkün olduğu kadar açarak, kompresörün çalışma aralığının genişletilmesidir.



Şekil 2.16. Tipik bir radyal kompresör performans haritası [14]

Bir önceki bölümde de açıklandığı gibi kompresör çalışma aralığı, sabit bir dönme hızında dalgalanma (surge) ve boğulma noktaları arasındaki bölgeyi ifade etmektedir. Gerçek kütlesel debi değeri ve hız, sırasıyla ($\sqrt{\theta}/\delta$) ve ($1/\sqrt{\theta}$) değerleriyle düzeltilerek giriş sıcaklık ve basıncındaki değişimlerin haritaya yansıtılması sağlanır.

Dalgalanma (dalgalanma (surge)) çizgisi, farklı çalışma hızlarındaki, kompresör operasyonunun kararsız olmaya başladığı noktalar birleştirilerek oluşturulur. Boğulma çizgisi ise benzer şekilde kompresörün sabit çalışma hızlarında, içeri daha fazla kütle akışı almamaya başladığı noktalar birleştirilerek elde edilir. Bu noktada Mach sayısı 1 ya da daha yüksek olduğu için, boğulma meydana gelir, basınç oranı ve verimlilik ciddi manada düşer. Sabit adyabatik verimlilik eğrileri (adyabatik verimlilik adaları) da yine kompresörün performans haritasına eklenebilmektedir.

2.3. Kompresör Aerodinamik Tasarımında HAD Kullanımı

Teorik tasarımla tasarımcı, yalnızca kanat giriş çıkış açılarını, buralardaki hız üçgenlerini ve genel çerçevede kanat şeklini belirleyebilmektedir. Ancak tasarlanan bu kanadın performansının belirlenebilmesi için deneysel çalışmalara ihtiyaç vardır ki bu, maalesef her tasarımcı için mümkün olmamaktadır. Test düzeneği kurulumu, deneysel süreçlerdeki zorluklar, ölçüm almada yaşanabilen sıkıntılar, kalibrasyon problemleri ve maliyet gibi

hususlardan dolayı günümüzde kompresör tasarımında deneysel yöntemler yerine Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği araçları kullanılmaktadır. HAD sayesinde gürültü analizi [33,34], tip boşluğu [35,36], salyangoz ve difüzör geometrisinin etkisi [37,38], kompresör performansı [39,40] ve kompresördeki akış alanı [41,42] gibi fenomenlerin analizi deneysel yöntemlere nazaran çok daha kolay bir şekilde gerçekleştirilebilmektedir [43]. Bu şekilde zaman, maliyet ve efor tasarrufu sağlanabilmektedir [31]. HAD araçları tasarımcılara, deneysel yöntemlere kıyasla maliyet-etkin ve daha doğru bir tasarım süreci temin etmektedir [32]. Lakin burada, tasarım için hazırlanan analizinin doğru hazırlanması; başka bir deyişle kanat profilinin üretilebilir olması, kullanılan çözüm ağı yapısının mümkün olduğunca hassas olması, sınır koşullarının doğru bir şekilde tanımlanması, doğru türbülans modelinin ve gerekli yakınsama kriterlerinin kullanılması gibi hususlar tasarım açısından hayati önem taşımaktadır.

2.4. Kompresör Yapısal Analizinde Sonlu Elemanlar Metodu Kullanımı

Tıpkı aerodinamik tasarımda olduğu gibi, kompresörün mekanik tasarımında da deneysel araçların kullanılması fizibil olmayabilmektedir. Bunun için de mekanik kısımda Finite Element Analysis (FEA) araçları kullanılmaktadır. HAD ile her ne kadar tasarımın farklı süreçlerinde kullanılıyor olsalar da, genel olarak takip edilen yöntem aynıdır. FEA özellikle; deplasman, gerinim, gerilme ve sıcaklık gibi parametrelerin sürekli olarak değiştiği karmaşık problemlerin çözümünde oldukça etkili bir araçtır [43]. Çarkın üzerindeki dinamik stres analizi [44], yapısal analizi [45], yorulma analizi [46] gibi hesaplamalar için literatürde kullanılmaktadır. Bu araçlar sayesinde kırılma, deformasyon, rezonans gibi olası problemlerin öngörülmesi sağlanarak, aerodinamik açıdan tasarımı yapılan çarkın mekanik açıdan da sağlam olması sağlanır.

3. TASARIM YÖNTEMİ

3.1. Genel Bakış

Radyal kompresördeki gaz akışı yapısını çözümlemek için gerçekleştirilen tüm testlerde [47,48,49,50] temel amaç, kompresör kademesinin veriminin mümkün olduğunca yüksek tutulurken çalışma aralığının da olabildiğince geniş tasarlandığını doğrulamaktır [51]. Günümüzde performans ve iç akış analizleri için hesaplamalı akışkanlar dinamiği ve deneysel metotlar kullanılmaktadır [52]. Radyal kompresörlerinin akış kanallarının geometrilerindeki çok çeşitlilikten ve bahsedilen kriterlerin hedeflenmesinden dolayı, tasarımcı, meridyonel kesitteki kesit alanını ve kanat kanada (blade to blade) kanaldaki geometriyi optimize etmeyi hedefler ki bu geometriler genellikle karmaşık matematiksel fonksiyonlarla ifade edilirler [51]. Geometrinin bu denli kendine has ve karmaşık olması, kompresör içerisindeki akışı oldukça karmaşık bir hale getirmekte ve üç-boyutlu vorteks akış alanlarına ve farklı kayıp mekanizmalarına sebep olmaktadır. Dolayısıyla, tasarım sürecini kısaltmak ve mümkün olduğunca kolaylaştırabilmek için, Şekil 3.1'de verilen tasarım yöntemi takip edilmiştir.





Şekil 3.1. Tasarım yöntemi blok diyagramı

Takip edilen metodolojinin ilk basamağı verilen girdiler doğrultusunda çarkın ön (teorik) tasarımını gerçekleştirmektir. Bu aşamada, varsayılan verim, istenilen sıkıştırma oranı, kütlesel debi, giriş toplam sıcaklık ve basıncı girdi olarak kullanılarak kanatların ilk boyutlandırılması yapılır.

Bulunan parametreler doğrultusunda, göbek çapı, uç çapı gibi geometrik özellikleri hesaplanan kanat ANSYS BladeGen kullanılarak üç boyutlu olarak yeniden yapılandırılır. Burada kanat açıları, uzunlukları, yükseklikleri gibi parametreler son derece hassas olarak ayarlanabilmektedir.

Geometrinin oluşturulmasının ardından kanada uygun çözüm ağı yapısı oluşturulmuştur. Burada önemli olan oluşturulan çözüm ağı yapısına göre elde edilen sonuçlarda kritik değişikliklerin meydana gelmemesidir. Bunun için çözüm ağı bağımsızlığı çalışması gerçekleştirilmiştir ve detaylı olarak Bölüm 7'de verilmiştir. Kanat giriş çıkışlarında ve sınır tabakada mümkün olduğu kadar sık bir çözüm ağı kullanılmasına özen gösterilmiştir.

Ardından, öncelikli olarak çarkın tasarım noktası için gerekli sınır koşulları girilerek HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Yine bu çalışmanın detayları Bölüm 5'te mevcuttur. Eğer elde edilen sonuçlar, istenilen kriterlere uygunsa kanadın tasarım – dışı noktadaki HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Eğer uygun değilse geometride gerekli değişiklikler yapılarak tekrar analizler gerçekleştirilmiştir. Tasarım – dışı nokta için de elde edilen sonuçlar uygunsa mekanik analizlere geçilmiş, değilse geometri değiştirilerek tekrar aynı basamaklar tekrar edilmiştir.

Mekanik analizler kapsamında titreşim analizi, gerilme analizi, disk infilakı analizi ve düşük çevrimli yorulma analizi gerçekleştirilmiştir. Bu analizlerden herhangi birinde istenilen sonuçların elde edilememesi halinde en başa dönülerek geometri modifikasyonu yapılmıştır. Eğer buradan elde edilen sonuçlar istenilen yöndeyse de kompresör testleri gerçekleştirilmiştir. Deney sonuçları doğrultusunda da doğrulama yapılmıştır. Anlaşılacağı üzere, kullanılan yöntem iteratif bir süreçten oluşmaktadır. Gerekli aerodinamik ve yapısal kriterler sağlanana kadar devam etmektedir.

3.2. Kompresör Akış Fiziği

3.2.1. Çarkın rolü

Turbo kompresörler, enerjiyi, dönen bir elemandan sürekli akan bir akışkana dinamik ise, kademesinin yollarla transfer ederler. Çark kompresör beyni olarak nitelendirilebilmektedir. Zira temel olarak Euler turbomakine denklemi ile tarif edilen transfer sürecini çark gerçekleştirir. Difüzör, salyangoz veya tasarımda kullanılabilecek herhangi bir ek eleman da basınç geri kazanımı gibi hususlarda önemli olabilse de, çarkın kullanılamaz hale geldiği bir durumda diğer elemanlarla sürecin devam etmesi mümkün değildir. Eğer çark, istenilen verimlilikte çalışmıyorsa ya da istenilen akış koşullarını sağlayamıyorsa, kompresörden istenilen performansın alınması olanaksızdır.

Kompresör kademesinin dönen tek aerodinamik elemanı çarktır. Akışkana verilen kinetik enerjinin tamamı çark tarafından sağlanır ve tasarımdan tasarıma bağlı olmak kaydıyla, %70'e kadar basınç artışı sağlayabilmektedir.

Kompresör çarkları, taçlı ve taçsız olarak ayrılabilmektedir. Bu, uygulama özelinde, dönme hızı, istenilen basınç oranı, verimlilik ve maliyet imkânları doğrultusunda belirlenen bir husustur. Şekil 3.2'de taçlı ve taçsız çark görüntüsü verilmiştir. Taçsız (açık) çarklar, çok daha yüksek dönme hızlarına ulaşabilmekte, bu sebeple de daha yüksek basınç oranlarına (10:1 gibi) çıkabilmektedirler. Taçlı çarklar ise daha düşük sıkıştırma oranlarına sahiptir. Bu çarklar 3:1 ve daha az sıkıştırma oranlarında kullanılabilmektedirler. Ancak açık çarklar, uç sızıntısı probleminden dolayı, daha fazla kayba maruz kalırlar ve taçlı çarklara nazaran verimleri daha düşüktür. Uç sızıntısı, dönen kanatların ucundan sızarak meydana gelen akıştır. Bu problem, taçlı çarklarda ortaya çıkmamaktadır.



Şekil 3.2. Taçlı (üstte) ve taçsız (altta) çarklar [53]

Ayrıca, kompresör tipini belirleyen de çark kanatlarının yapısıdır. Radyal, eksenel kompresör gibi sınıflandırmalar, çark kanatlarının hangi tip olduklarına bağlı olarak yapılmaktadır.

Bir kompresör kademesinde, birden fazla çark bulunabilmektedir. Bu, tamamen ihtiyaç duyulan sıkıştırma oranına bağlı olarak tasarım sürecinde belirlenen bir durumdur.

Neticede çark kanadının yapısı ise aerodinamik ve mekanik gereksinimler doğrultusunda belirlenir. Kanat yapıları ise detaylı olarak Bölüm 2.2'de verilmiştir.

Ayrıca çark, kompresörde çalışan akışkanın içeri alınmasını da sağlayan temel elemandır. Başlangıçta akışkanın, çarkın içine doğru çekilmesi gerektiğinden çark girişteki statik basınç düşmesini sağlar. Bu şekilde çarkın ön tarafında bulunan akışkanın çarkın ve kompresörün içine doğru girmesini sağlamış olur.

3.2.2. Tasarım için kullanılan denklemler

Herhangi bir turbomakine tasarımda kullanılan dört temel denklem vardır. Bunlar; hal denklemi, süreklilik denklemi, momentum korunumu ve enerji korunumu denklemleridir.

Hal Denklemi:

$$PV^{\gamma} = sabit \tag{3.1}$$

Burada;

P = Basınç

 $\rho = Yo \breve{g} unluk$

 $\gamma = C_p/C_v$ olarak ifade edilmektedir. Bu, izentropik ve adyabatik bir süreç için geçerlidir. C_p sabit basınçtaki özgül 1s1, C_v sabit hacimdeki özgül 1s1 değeridir.

Ayrıca,

$$C_p - C_v = R \tag{3.2}$$

olarak yazılabilmektedir. Burada;

$$C_p = \frac{\gamma R}{\gamma - 1} \text{ ve } C_v = \frac{R}{\gamma - 1}$$
(3.3)

eşitlikleri mevcuttur.

İdeal gaz denklemi

İdeal gazlar, $P = \rho RT$ hal denklemine uyarlar. Burada P basıncı, ρ yoğunluğu, R gaz sabitini ve T sıcaklığı ifade etmektedir. Çoğu durum için, ideal gaz yasaları gerçek akışların ancak %5'ini tanımlamak için yeterli olmaktadır [14]. Bu sebeple, sıkıştırılabilme faktörü Z ortaya çıkmıştır.

$$Z(P,T) = \frac{PV}{RT}$$
(3.4)

Şekil 3.3'te sıkıştırılabilme faktörü ve basınç-sıcaklık arasındaki ilişki verilmiştir. Burada basınç ve sıcaklık, indirgenmiş olarak tanımlanmıştır.

$$P_r = \frac{P}{P_c}, T_r = \frac{T}{T_c}$$
(3.5)

Pc ve Tc, gazın kritik noktadaki sıcaklık ve basıncını ifade etmektedir.



Şekil 3.3. Sıkıştırılabilme faktörü ve indirgenmiş basınç-sıcaklık ilişkisi [54]

Akışkanın herhangi bir noktada ölçülen basıncına statik basınç adı verilmektedir. Toplam basınç ise, hareket halindeki bir akışkanın adyabatik ve tersinir bir şekilde durur hale getirildiğinde ölçülen basınçtır. Aradaki farka ise dinamik basınç adı verilir. Toplam ve statik basınç arasındaki ilişki Eşitlik 2.6'da verilmiştir.

$$P_0 = P_s + \frac{\rho V^2}{2}$$
(3.6)

Burada, $\frac{\rho V^2}{2}$ değeri gazın hızını ifade eden dinamik basınç düşüsüdür.

Benzer şekilde, statik sıcaklık ve toplam sıcaklık arasında da bir ilişki mevcuttur. Bu bağıntı Eşitlik 2.7'de verilmiştir.

$$T_0 = T_s + \frac{V^2}{2C_p}$$
(3.7)

Sıkıştırılabilirlik etkisi

Özellikle yüksek Mach sayılarıyla çalışan yapılarda, sıkıştırılabilirlik etkisi doğru tasarım yapabilme açısından önemli hale gelmektedir. Mach sayısı, bir akışkanın hızının, ses hızına oranı olarak ifade edilir (M=V/a). Ses hızı (akustik hız), a, entropinin sabit tutulduğu durumda akışkanın basıncındaki değişimin, yoğunluğundaki değişimine oranı olarak ifade edilir.

$$a^{2} = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_{s=sabit} \tag{3.8}$$

Sıkıştırılmayan akışkanlarda, ses hızının değeri sonsuza yakınsamaktadır. İzentropik bir akışta mükemmel bir gaz için hal denklemi P/ρ^{γ} = sabit şeklinde yazılabilmektedir.

Dolayısıyla,

$$\ln P - \gamma \ln \rho = sabit \tag{3.9}$$

Türevi alındığında;

$$\frac{dP}{P} - \gamma \frac{d\rho}{\rho} = 0 \tag{3.10}$$

İzentropik bir akışta;

$$a^2 = \frac{dP}{d\rho} \tag{3.11}$$

Dolayısıyla;

$$a^2 = \frac{\gamma P}{\rho} \tag{3.12}$$

Genel hal denklemi ve ses hızının tanımı kullanılarak;

$$a^2 = \gamma R T_s \tag{3.13}$$

elde edilir.

Burada kullanılan statik sıcaklık değerinin ölçümü oldukça zor olduğundan, Eşitlik 3.7'de verilen statik ve toplam sıcaklık arasındaki bağıntı kullanılarak statik sıcaklık değeri hesaplanır. Eşitlik 3.7'de verilen C_p değeri de açık halde yazıldığında Eşitlik 3.14 elde edilir.

$$\frac{T_0}{T_s} = 1 + \frac{\gamma - 1}{M^2} \tag{3.14}$$

Toplam ve statik durumlar arasındaki ilişki de izentropik olduğundan;

$$\frac{T_0}{T_s} = \left(\frac{P_0}{P_s}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$
(3.15)

Dolayısıyla;

$$\frac{P_0}{P_s} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2}M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$
(3.16)

Bu bağıntılar kullanılarak, gazın Mach sayısı, dolayısıyla da hızını hesaplamak mümkündür.

Enerji korunumu:

Enerji korunum denklemi, termodinamiğin 1. yasasıdır. Hareket eden bir akışkanın hacmine giren enerji miktarının, hacim içerisinde akışkan tarafından dış çevre üzerine yapılan iş ve hareket eden akışkanın enerjisindeki artışa eşit olduğunu ifade etmektedir. Hareket eden bir akışkanın; iç, kinetik ve potansiyel enerjisi mevcuttur.

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2J} + Q_{12} = h_2 + \frac{V_2^2}{2J} + W_{12}$$
(3.17)

Burada;

h = Entalpi V = Mutlak Hız W = İş Q = Isı salınımı

Isı salınımı ihmal edilirse Eşitlik 3.17 aşağıdaki şekilde yazılır.

$$W_{12} = h_1 + \frac{V_1^2}{2J} - \left(h_2 + \frac{V_2^2}{2J}\right) = H_{01} - H_{02}$$
(3.18)

Denklemdeki eksi işareti, sistem üzerine yapılan işi; artı işareti ise sistemin yaptığı işi ifade etmektedir.

Radyal kompresörün birim kütle başına yaptığı iş aynı zamanda adyabatik düşü olarak da isimlendirilir ve Eşitlik 3.19'daki gibi ifade edilir.

$$H_{ad} = C_p(T_{02} - T_{01}) = C_p\left[\left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right] = \frac{\gamma R T_{01}}{\gamma - 1}\left[\left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right]$$
(3.19)

Süreklilik denklemi

Süreklilik denklemi, kütlenin korunumu yasasının matematiksel olarak ifade edilmiş halidir. Bu yasa, akışkanla birlikte hareket eden bir hacmin kütlesinin değişmeyeceğini ifade eder.

$$\dot{m} = A_1 V_1 \rho_1 = A_2 V_2 \rho_2 \tag{3.20}$$

34

Burada;

A= Alan V= Hız ρ = Yoğunluk

 \dot{m} = Kütlesel debiyi ifade etmektedir.

Mach sayısı (M), Eşitlik 3.21'deki gibi tanımlanırsa, birim alan başına kütlesel debi Eşitlik 3.22 ile tanımlanır.

$$M = \frac{V}{A} \tag{3.21}$$

$$\frac{\dot{m}}{A} = \sqrt{\frac{\gamma}{R}} \frac{P}{\sqrt{T}} \frac{M}{\left(1 + \frac{\gamma - 1}{2}M^2\right)^{\frac{\gamma + 1}{2(\gamma - 1)}}}$$
(3.22)

Burada, Mach sayısının statik sıcaklık kullanılarak hesaplanması önemlidir.

Eşitlik 3.8'de akustik hız tanımı verilmiştir. Adyabatik bir süreç için ses hızı, Eşitlik 3.23'te verilen bağıntı kullanılarak hesaplanabilmektedir.

$$a = \sqrt{\frac{\gamma R T_s}{MW}}$$
(3.23)

Yukarıda verilen denklemlerde statik koşulların kullanılmasının sebebi; hareket halindeki akışkanlarda statik, tersinir ve adyabatik süreçle durma halinde bulunan akışkanlarda ise toplam koşulların kullanılmasıdır.

Bir akışkanın toplam basınç ya da sıcaklığında bir değişim meydana gelebilmesi için, bu akışkana enerji verilmesi ya da akışkandan enerji çekilmesi gerekmektedir. Toplam ve statik basınç ve sıcaklık arasındaki ilişki Eşitlik 2.24 ve 25'te verilmiştir.

$$T_0 = T_s + \frac{V^2}{2C_p}$$
(3.24)

Burada;

Ek olarak;

$$P_0 = P_s + \rho \frac{V^2}{2g_c}$$
(3.25)

Eşitlik 3.24 ve 25, Mach sayısı ile ilişkilendirilerek ifade edilmek istenirse Eşitlik 3.26 ve 27'deki şekilde hesaplanabilmektedir.

$$\frac{T_0}{T_s} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2}M^2\right)$$
(3.26)

$$\frac{P_0}{P_s} = \left[1 + \frac{\gamma - 1}{2}M^2\right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$
(3.27)

Bir sonraki alt bölümde de anlatılan ve bir turbomakinedeki akışı anlayabilmek adına önemli bir temel teşkil eden mutlak ve bağıl hız kavramlarını iyi anlamak oldukça önemlidir. Mutlak hız (V), durağan bir koordinat sistemine göre gaz hızını ifade eder. Bağıl hız (W) ise, rotora göre olan hızı ifade eder. Herhangi bir turbomakinede, rotora giren havanın rotor kanatlarına paralel bir bağıl hızı, duran kanatlara da paralel bir mutlak hızı mevcuttur. Bir başka deyişle;

$$\vec{V} = \vec{U} + \vec{W} \tag{3.28}$$

Burada mutlak hız (V), lineer rotor hızı (U) ve bağıl hızın (W) vektörel toplamıdır.

Mutlak hız V, radyal (meridyonel) (V_{m1}) ve teğetsel $(V_{\theta1})$ olmak üzere iki bileşene sahiptir.

$$V_1^2 = V_{\theta 1}^2 + V_{m1}^2 \tag{3.29}$$

$$V_2^2 = V_{\theta 2}^2 + V_{m2}^2 \tag{3.30}$$

$$W_1^2 = (U_1 - V_{\theta 1})^2 + V_{m1}^2 \tag{3.31}$$

$$W_2^2 = (U_2 - V_{\theta 2})^2 + V_{m2}^2 \tag{3.32}$$

Bu bileşenler ve giriş – çıkış hız üçgenleri, Şekil 3.4'te verilmiştir.



Şekil 3.4. Radyal bir kompresörde giriş çıkış hız üçgenleri [52] ve hız bileşenleri [14]

Momentum denklemi

Momentum korunumu yasasının matematiksel formülasyonudur. Bu korunum denklemi, akışkanla beraber hareket eden bir hacmin lineer momentumundaki değişim, akışkan üzerindeki yüzeysel ve kütlesel kuvvetlerin toplamına eşittir. Şekil 3.4'te herhangi bir turbomakine için hız bileşenleri verilmiştir. Şekilde de görüldüğü üzere, verilen vektörler birbirine dik üç bileşene ayrılmaktadır. Bunlar; eksenel bileşen, teğetsel bileşen ve radyal (meridyonel) bileşenlerdir.

Eksenel hızdaki herhangi bir değişim eksenel kuvvette, radyal hızdaki değişim radyal kuvvette bir değişime sebep olur. Eksenel kuvvetteki değişim eksenel yatak tarafından, radyal kuvvetteki değişim ise radyal tarafından karşılanır ve toplamda bu kuvvetlerde bir değişiklik gözlemlenmemiş olur. Ancak, teğetsel kuvvetteki herhangi bir değişim kuvvette gözlemlenebilir bir değişime sebep olur ki bu, açısal momentumda değişikliğe karşılık gelmektedir. Başka bir deyişle, teğetsel kuvvetteki değişiklik net bir kuvvet değişime sebep olurken, radyal ve açısal kuvvetteki değişikliklerin sebep oldukları kuvvetler yataklar tarafından karşılandığı için net bir değişiklik oluşmaz. Yalnızca, yatak sürtünmelerinde artış gözlemlenebilmektedir.

Momentum korunumu prensibi uygulandığında, açısal momentumdaki değişik, çark üzerine etkiyen tüm kuvvetlerin toplamına eşittir. Bu da, çarkın net torkudur. Akışkan belirli bir kütlesel debiyle çarka, $r_{\theta 1}$ çapında $V_{\theta 1}$ hızıyla girip, $r_{\theta 2}$ çapında $V_{\theta 2}$ hızıyla çıkmaktadır. Çarkta kütlesel debinin debisinin değişmediği göz önünde bulundurulursa, açısal hızdaki değişim tarafından yaratılan tork Eşitlik 3.33 ile ifade edilir.

$$\tau = \dot{m}(r_{\theta 1}V_{\theta 1} - r_{\theta 2}V_{\theta 2}) \tag{3.33}$$

Enerji transferinin değişim oranı ise, tork ve açısal hızın çarpımına eşittir. Bu bağıntı, Eşitlik 3.34'te verilmiştir.

$$\tau \overline{\omega} = \dot{m} (r_{\theta 1} \overline{\omega} V_{\theta 1} - r_{\theta 2} \overline{\omega} V_{\theta 2}) \tag{3.34}$$

Açısal hız ve yarıçap çarpımı lineer hıza eşit olduğundan, Eşitlik 3.34 aşağıdaki şekilde de yazılabilmektedir.

$$E = \dot{m}(U_1 V_{\theta 1} - U_2 V_{\theta 2}) \tag{3.35}$$

Burada U_1 ve U_2 , bulundukları yarıçaplarda çarkın lineer hızını ifade etmektedir. Eşitlik 3.35, birim kütle başına olarak ifade edilmek istenirse Eşitlik 3.36'daki şekilde yazılmaktadır.

$$H_{ad} = (U_1 V_{\theta 1} - U_2 V_{\theta 2}) \tag{3.36}$$

Burada H_{ad}, birim kütle başına enerji transferini ifade etmektedir. Eşitlik 3.36, aynı zamanda Euler türbin denklemi olarak da bilinmektedir.

Herhangi bir turbomakinede, daha önce de bahsedildiği gibi, çarka giren akışkanın bağıl hızı çark kanatlarına paralelken, mutlak hızı sabit kanatlara paraleldir. Bu bağıntılar Euler türbin denklemine yerleştirilir ve Eşitlik 3.7 ve 19 birleştirilirse, Eşitlik 3.37 ve 3.38 elde edilmiş olur.

$$H_{ad} = \frac{1}{2g_c} \left[(V_1^2 - V_2^2) + (U_1^2 - U_2^2) + (W_1^2 - W_2^2) \right]$$
(3.37)

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left[\frac{\gamma - 1}{\gamma R T_{01}} (U_1 V_{\theta 1} - U_2 V_{\theta 2}) + 1\right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$
(3.38)

Temel olarak bir radyal kompresör, içerisine gelen havaya ivme ve difüzyon vasıtasıyla iş yaptırarak çalışmaktadır. Hava çarka eksenel bir şekilde V₁ hızıyla ve α_1 açısıyla girer, çarkın teğetsel hızı U ile vektörel bir şekilde birleşir ve α_1 açısında W₁ nihai bağıl hızını oluşturur. Ardından, hava çark içerisinde ilerledikçe yönü değişir ve W₂ bağıl hızıyla çarktan radyal bir yönde çıkar. Çıkıştaki bağıl hız W₂, girişteki W₁ hızından difüzyon sebebiyle daha düşüktür. Bu da, çarkın çıkıştaki çapının girişteki çapına göre çok büyük olmasından dolayı pasaj alanının artışından kaynaklanmaktadır.

3.2.3. Çarkta akış fenomenleri

Akış, çark pasajlarına girdikten sonra, bütün kanat, taç ve göbek yüzeylerinde sınır tabakalar gelişmeye başlar. Esas akış (çekirdek akış), üniform bir giriş akışı olduğunu varsayarak mümkün olduğunca kanat yüzeylerini takip etmeye çalışır. Eğer girişteki akışta belirgin bir bozulma varsa, çekirdek akış en başta bir pasaj vorteksiyle yoluna devam eder. Akış, çark pasajları boyunca yoluna devam ederken hem sınır tabakalar hem de çekirdek akış karmaşık kuvvet alanlarına maruz kalırlar ve çok daha karmaşık akış davranışları gelişir. En başta oluşan sınır tabakalar, kanat serbest akış yönünü takip etmeye meyilli yanyana sınır tabakalar olarak düşünülebilir. Ancak, çark içerisinde ilerledikçe, gerek sınır tabakalar gerekse çekirdek akış oldukça kuvvetli kuvvet alanlarına maruz kalırlar. Bu kuvvet alanlarına Coriolis kuvvet alanları adı verilmektedir. Coriolis kuvveti, dönen bir sistemde hareket eden bir kütlenin maruz kaldığı, hareket ve dönme yönüne dik yönde etkiyen bir kuvvettir. Coriolis kuvveti, akışkan hızına göre değişir ve sanki bir merkezkaç gibi yüksek ve düşük hızlı akışkan elemanlarını birbirlerinden ayırır. Dolayısıyla sonuç olarak, çekirdek akışın yanında bir de düşük momentumlu bir akış gelişir. Bu akış, taç emme yüzeyinde

toplanırken yüksek momentumlu akış göbek basınç yüzeyinde toplanır. Bütün bunlara ek olarak, uç boşluğu akışı da sürece katılır ve problem daha da karmaşık bir hale gelir.

Burada birincil ve ikincil akış ile kastedilen izentropik çekirdek akışı (birincil) ile geri kalan izentropik olmayan (ikincil) akışlardır. Bu akışların tarifi için kullanılan başka bir terminoloji de; izentropik akış için "jet akışı" ve izentropik olmayan akış için "bozulmuş akış" terimleridir. Her ne kadar bu terimler de oldukça yaygın bir biçimde kullanılıyor olsa da "bozulmuş akış (wake)" terimi tam olarak burada meydana gelen akış karakteristiğini tanımlamamaktadır; zira, bu kavram durgun olmayan bir akış ayrılması sürecinden kaynaklanmayan akışı ifade eder. Dolayısıyla bu çalışmada, birincil ve ikincil akış terimleri kullanılmaktadır. İkincil akış, birincil akışın temel karakteristiklerini sergilemeyen akıştır [14]. Çark pasajı boyunca yoğun bir ikincil akış gelişimi mevcuttur ve daha önceden de vurgulandığı gibi bu akış, taç emme yüzeyi yakınında yoğunlaşır. Şekil 3.5, 3.6 ve 3.7 incelendiğinde bu kavramlar daha net bir şekilde anlaşılabilmektedir.



Şekil 3.5. Radyal kompresördeki iki temel yüzey [55]



Şekil 3.6. Kanat kanada düzleminde akış haritası [55]



Şekil 3.7. Meridyonel düzlemde akım çizgileri [55]

Şekil 3.8'de sonuçları verilen ve Eckardt tarafından 1980 yılında yapılan çalışmada [56], ikincil akış, tip leakage, sınır tabaka, akış ayrılması gibi kavramlar, çark pasajı boyunca lazer transit hız ölçer kullanılarak incelenmiştir.



Şekil 3.8. Hız ölçer sonuçları [14]

Birinci bölgedeki dağılım, duvarda ince sınır tabakaların bulunduğu klasik bir birincil akış dağılımıdır. Akış tarafından kanatlar üzerinde yapılan iş sebebiyle (aerodinamik yükleme) hız dağılımında çok hafif bir eğim mevcuttur.

İkinci bölgedeki akış ise, birinci bölgedekine oldukça benzerdir. Tek fark, pasaj boyunca gözlemlenen hız dağılımı çok daha kuvvetlidir.

Bölge III ve IIIa'da da benzer karakteristikler mevcuttur. Ancak III a bölgesinde, taçta ve kanadın emme yüzeyine yakın bölgede diğer bölgelerden farklı davranışlar gözlenmeye başlanır. Bu bölgede oldukça kuvvetli bir momentum eksikliği mevcuttur. Bu momentum eksikliği, ikincil akışın göstergesidir. Her ne kadar Eckardt tarafından bu "wake" akışı olarak tanımlandıysa da, hız tamamen sıfır olmadığı için bu karakter, gerçek bir "wake" değildir.

Bölge IV ve V'te de aynı davranış mevcuttur. Çarkı terk eden akış, taç emme yüzeyinde ciddi bir momentum eksikliğine sahiptir.

Burada verilen hız dağılımları, meridyonel hız içindir. Bu bileşenin kullanılmasının sebebi, kompresör kademesi boyunca akışın aktarılmasından sorumlu olmasıdır.

Şekil 3.9'da çarkı terk eden akışın hız üçgenleri verilmiştir.



Şekil 3.9. Çark çıkış hız üçgenleri [23]

Deneysel çalışmalar göstermiştir ki, kanat üzerindeki gerçek hız dağılımları teorik olarak hesaplananlardan farklıdır. Deneysel ve teorik sonuçlar arasındaki farklılıklar basınç kayıpları ve sınır tabakası ayrılmalarından kaynaklanabilmektedir. Tasarım yaparken, çark içerisinde büyük miktarda hızlanma ve yavaşlamalardan kaçınmak gerekmektedir. Zira bunlar, yüksek miktarda kayıplara ve akış ayrılmalarına sebep olabilmektedir.

3.2.4 Çark hız üçgenleri ve tasarım parametreleri

Giriș Bölgesi

Bir kompresör çarkına temel korunum prensiplerini uygularken, rotor giriş ve çıkışındaki termodinamik hallerin tarifi için çarka giren ve çarktan çıkan tüm akışların göz önünde bulundurulması gereklidir. Dolayısıyla, tüm bu akışların doğru bir şekilde birleştirilerek tek bir giriş ve tek bir çıkış şeklinde temsil edilmesi gerekmektedir. Bu doğrultuda da çıkıştaki akışın tek bir akışa indirgenebilmesi için Euler turbo makine denklemi, kütle korunumu, momentum korunumu, çeşitli hız üçgenleri ve rotor verimliliği kavramları kullanılarak çıkış denklemleri elde edilir. Şekil 3.10'da çarkın kontrol hacmi verilmiştir.



Şekil 3.10. Şaft ve diğer iş terimlerini sembolize eden çark kontrol hacmi [23]

Şekil 3.11'de ise girişteki hız üçgeni gösterilmiştir. Burada kanada girmeden önce herhangi bir dönme verilmediği varsayılmıştır.



Şekil 3.11. Çark giriş hız üçgeni [23]

Girişteki hız üçgeni de göz önünde bulundurularak çarka giriş parametreleri Eşitlik 3.39 ve 3.49 arasındaki bağıntılar kullanılarak hesaplanır.

$$i = \beta_b - \beta \tag{3.39}$$

Burada;

 β_b : kanat açısı

 β : akışkan açısıdır.

Eşitlik 3.39'dan, kanat açısı ve akışkanın açısı arasındaki insidans farkı bulunur.

$$U = 2\pi r N \tag{3.40}$$

$$V_m = \frac{\dot{m}}{A \rho_f} ; A_f = C_D \pi (r_t^2 - r_h^2); C_D = 1 - B_1$$
(3.41)

Burada B sınır tabaka blokajını ifade eder ve $B = 1 - (A_{akış}/A_{geometrik})$ ile hesaplanır. Yani akışkanın geçebildiği alanla, kanadın geometrik alanı arasındaki farktan doğan blokaj etkisini ifade eder. İdealde bu iki alanın birbirine eşit olması gerektiğinden B = 0 olarak alınmıştır.

 C_D ise tahliye katsayısıdır ve $C_D = 1 - B$ ile bulunur. B = 0 olduğundan C_D değeri de 1'e eşittir.

$$V_{\theta} = 0 \ (eksenel \ giriş \ varsayımı) \tag{3.42}$$

$$\rho = \frac{P}{RT} \tag{3.43}$$

$$\frac{P_0}{P} = (1 + \frac{\gamma - 1}{2}M^2)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}; M = \frac{V}{a}$$
(3.44)

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2}M^2 \tag{3.45}$$

$$a = \sqrt{\gamma RT} \tag{3.46}$$

$$V = \sqrt{V_m^2 + V_\theta^2} \tag{3.47}$$

$$W = \sqrt{(V_{\theta} - U)^2} + V_m^2 \tag{3.48}$$

$$M_{rel} = \frac{W}{a} \tag{3.49}$$

Eşitlik 3.39 ve 49 arasındaki eşitlikler vasıtasıyla kompresör çarkının ilk tasarımında giriş aerodinamik parametrelerinin hesabı mümkün olmaktadır.

<u>Çıkış Bölgesi</u>

Çark çıkışındaki hız üçgenleri, Şekil 3.12'de kanat yapısına göre verilmiştir.



Şekil 3.12. Kanat yapısına göre hız üçgenleri [14]

Çark çıkışında aerodinamik parametrelerin hesaplanması için gerekli bağıntılar Eşitlik 3.50 ve 3.59 arasında verilmiştir.

$$\Delta h_0 = U_2 V_{\theta 2} - U_1 V_{\theta 1} \tag{3.50}$$

$$V_{\theta 2} = U_2 + V_{m2} tan \beta_{2b} - V_{slip}$$
(3.51)

$$U_2 = 2\pi r_2 N \tag{3.52}$$

$$V_{m2} = \frac{m}{\rho_2 A_{f2}}; \quad A_{f2} = 2\pi r_2 b_2 \tag{3.53}$$

 $V_{slip} = U_2(1-\sigma) \tag{3.54}$

$$\rho_2 = \frac{P_2}{RT_2} \tag{3.55}$$

 $\Delta h_0 = C_p \Delta T_o \tag{3.56}$

$$\eta_{rotor} = \frac{PR^{\frac{k-1}{k}} - 1}{TR - 1}; PR = \frac{P_{02}}{P_{00}}; TR = \frac{T_{02}}{T_{00}}$$
(3.59)

Aşağıdaki hız üçgenlerinde görülen ve çıkış bağıntılarında kullanılan kayma faktörü aşağıda detaylı bir şekilde anlatılmıştır.

Burada hesaplanan parametrelerin daha net anlaşılabilmesi için çıkıştaki hız üçgenleri Şekil 3.13'te daha açık bir biçimde verilmiştir.



Şekil 3.13. Kanat yapısına göre çıkış hız üçgenleri [14]

Kayma faktörü

Çark çıkışındaki akış, yalnızca kanatlar tarafından yönlendirilmemektedir; dolayısıyla akışkanın çıkıştaki açısı, kanat açısına eşit değildir.

Sözü geçen akış sapmasını tanımlamak için kayma faktörü kullanılır ve Eşitlik 3.60 ile hesaplanır.

$$\sigma = \frac{V_{\theta 2}}{U_2} \tag{3.60}$$

Şekil 3.14'te de gösterildiği gibi, dönen bir çark kanalındaki akış; çarkın durağan haldeki akışı ile çarkın dönmesinden kaynaklı akışının vektörel toplamıdır.



Şekil 3.14. Radyal bir kompresörde kuvvetler ve akış karakteristikleri [14]

Durgun bir çarkta, akışın kanat şeklini takip etmesi ve ona teğet bir şekilde çarkı terk etmesi beklenir. Kanat pasajlarında yüksek ters basınç gradyanları ya da akış ayrılmaları gibi durumlar, durgun bir çarkta beklenmez.

Dönen bir çarkta ise, atalet ve santrifüj kuvvetleri, akışkan elemanlarının kanadın hücum kenarından doğru çıkışa doğru yaklaşmasına neden olur. Kanat pasajını terk ettikten sonra mevcut bir itici hareket olmadığından, bu elemanlar yavaşlarlar.

Çark içerisinde, kayma fenomenine sebep olan oluşum ya da oluşumlar net olarak bilinmemektedir. Ancak, bu durumla sonuçlanabilecek birkaç genel sebep mevcuttur.

Bunlar;

Coriolis Döngüsü: İki komşu kanadın duvarları arasındaki basınç gradyenleri sebebiyle, Coriolis kuvvetleri, merkezcil kuvvetler ve akışkan, Helmholtz vortisite yasasını takip eder. Sonuçta oluşan bu bileşke gradyen, akışkan hareketinin bir duvardan ötekine ve ardından o duvardan tekrar diğer duvara gitmesine sebep olur. Bu hareket de tıpkı Şekil 3.15'teki gibi bir döngüye yol açar. Bu döngü sebebiyle de çark çıkışında bir gradyeni meydana gelir ki bu akış açısında da değişikliğe sebep olur.



Şekil 3.15. Coriolis döngüsü [14]

Sınır Tabaka Gelişimi: Çark pasajı içerisinde gelişen sınır tabaka, akışkanın Şekil 3.16'da da verildiği gibi daha küçük bir alandan geçmesine sebep olur. Akışkanın bu daha küçük alandan geçebilmesi için de hızını artırması gerekir. Hızdaki bu artış ise çıkıştaki bağıl hızın da artmasıyla sonuçlanır. Meridyonel hız sabit kaldığından, bağıl hızdaki bu artışa mutlak hızdaki düşüş eşlik eder.



Şekil 3.16. Sınır tabaka gelişimi [14]

Sızıntı: Kanadın bir yüzünden diğer yüzüne doğru giden akışa sızıntı adı verilir. Bu sızıntı akışı sebebiyle, çarktan akışkana enerji transferi miktarı azalır ve çıkış hız açısı düşer.

Kanat Sayısı: Kanat sayısı arttıkça, kanat yüklemeleri azalır. Kanat yüklemesinin azalmasıyla da akışkanın kanat yüzeylerini takibi daha kolay olur. Ancak kanat yüklemelerinin arttığı durumda, akışkan basınç yüzeyleri üzerinde toplanmaya meyilli hale gelir; ki bu durum çıkıştaki akışın bozulmasına sebep olur.

Kanat Kalınlığı: İmalatın kolaylaşabilmesi ve mekanik gerekliliklerden dolayı, kanatların belirli bir kalınlıkta olması mecburi hale gelmektedir. Ancak, kanat kalınlığı arttıkça akışın kanat geometrisini takibi zorlaşır ve çıkıştaki akış bozulur.

Şekil 3.17'de geriye kavisli bir kanat için hız üçgeni üzerinde yukarıda anlatılan faktörlerin etkisi gösterilmiştir.



Şekil 3.17. Farklı parametrelerin hız üçgenlerine etkisi [14]

Kayma faktörünün hesaplanması için çeşitli deneysel formülasyonlar mevcuttur; ancak genel olarak kullanımları için belirli şartlar vardır. Çark ve akış özelliklerine bağlı olarak kullanımları sınırlıdır.

Aşağıda en sık kullanılan kayma faktörlerine ait bağıntılar verilmiştir.

Stodola Kayma Faktörü:

$$\sigma = 1 - \frac{\pi}{Z} \left[1 - \frac{\sin\beta_2}{\frac{V_{m2} \cot\beta_2}{U_2}} \right]$$
(3.61)

Stanitz Kayma Faktörü:

$$\sigma = 1 - \frac{0.63\pi}{Z} \left[1 - \frac{1}{\frac{W_{m2}}{U_2} \cot \beta_2} \right]$$
(3.62)

Bu bağıntı, p/4<b2<p/2 için geçerlidir. Bu sonuçların, radyal ve radyale yakın kanat yapıları için geçerlidir.

Wiesner Kayma Faktörü:

$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\cos\beta_2}}{Z^{0,7}} \tag{3.63}$$

Bu bağıntı ise, giriş ortalama yarıçapının, çark uç yarıçapına oranının $exp(-8,16 \cos \beta 2/Z)$ değerinden küçük olduğu çarklar için geçerlidir.

Yadav ve Misra Kayma Faktörü:

$$\sigma' = 1 - \frac{0.855\pi^2}{Z} \frac{C_{m2}}{U_2} \tag{3.64}$$

Burada σ ', alternatif kayma faktörüdür. Bu parametreyi kayma faktörü cinsinden ifade etmek için, Eşitlik 3.65 veya 3.66 kullanılır.

$$1 - \sigma = \frac{C_{\theta 2}}{U_2} \left(\frac{1}{\sigma'} - 1\right) \tag{3.65}$$

$$\frac{\sigma'}{1-\sigma'} = \frac{\frac{C_{m_2}}{U_2} tan\beta_2 + \sigma}{1-\sigma}$$
(3.66)

Balje Kayma Faktörü:

$$\sigma' = \frac{Z}{Z + 6.2(\frac{r_1}{r_2})^2_3}$$
(3.67)

Kayma faktörünün hesaplanmasının ardından, iş katsayısı ve döngü parametresi yardımıyla hız üçgenlerinin belirlenmesi kolaylaşmaktadır. Bu bağıntılar, Eşitlik 3.68 ve 69'da verilmiştir.

İş katsayısı:

$$\mu = \sigma \frac{\lambda}{\lambda - \tan\beta_2} \tag{3.68}$$

Döngü parametresi:

$$\lambda = \frac{V_{\theta 2}}{V_{m2}} \tag{3.69}$$

Bu parametreler, akışın tanımlanabilmesinde ve hız üçgenlerinin belirlenebilmesi için gerekli olan değişkenlerin hesaplanabilmesinde oldukça faydalıdır.

3.2.5. Radyal kompresör tasarımı

Çark tasarımının temel noktası, içerisindeki akışın inviscid, sürecin de adyabatik olduğunu varsaymaktır. Zira dönen bir sistem için, kullanılan momentum denklemlerine viskoz terimlerin eklenmesi, denklemlerin çözümünü oldukça karmaşık bir hale getirecektir. Bu sebeple, viskoz olmayan bir çözümün üzerine sınır tabakayla ilgili fenomenlerin eklenmesi tasarımcılar açısından oldukça cazip hale gelmiştir.

Radyal bir kompresörde akış pasajının dönmesi, akışın eksenel yönden radyal yöne dönmesi ve her iki yönden de eğriliği olduğu için, akış oldukça kompleks bir hale gelmiştir. Her ne kadar ilk tasarımda giriş ve çıkıştaki akış ve akışkan parametreleri hesaplansa da, bunlar iki boyutta yapılan analizler olduğundan basınç kayıpları ve sınır tabakası ayrılması gibi fenomenleri yansıtmamaktadır. Bu sebeple, her ne kadar ilk tasarım belirlense de, ardından hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak yapılan nihai tasarımdan oldukça farklıdır.

52

Şekil 3.18'de radyal bir kompresördeki akış gösterilmiştir.



Şekil 3.18. Radyal bir kompresör boyunca akış [14]

3.3. Kompresör Mekanik Tasarımı

Radyal bir kompresörün olduğu kadar, her turbo makine tasarımı multidisipliner bir süreçtir. Akışkanlar dinamiği ve termodinamik analizlerinin yanı sıra titreşim analizi, gerilme analizi, malzeme seçimi gibi tasarım açısından oldukça hayati çalışmaları da barındırır. Ayrıca çark, gelen akışkan, titreşim ve malzeme yorulması gibi sebepler nedeniyle oldukça ağır çalışma koşullarına sahip olduğundan, aerodinamik tasarımın tamamlanmasının ardından mekanik tasarımın da gerçekleştirilmesi elzemdir.

Radyal bir kompresör yapısının temel olarak maruz kaldığı mekanik kuvvetler aşağıda sıralanmıştır.

<u>Rotor-Yatak Sistemi Üzerine Etkiyen Kuvvetler:</u> Her sistemin kendi tasarımına özgü farklılıklar olsa da temel olarak bir rotor – yatak sistemine etkiyen kuvvetler üç kategoride toplanır. Bunlar; muhafaza ve zemin kuvvetleri, rotor hareketinin kendisiyle meydana gelen kuvvetler ve rotor üzerine etkiyen kuvvetlerdir.
<u>Muhafaza ve Zemin Kuvvetleri:</u> Bu kuvvetler zemin dengesizlikleri, yakında bulunan dengelenmemiş sistemler, boru hattı gerinimleri, yerçekimi ve manyetik alanlardaki dönmeler ya da muhafaza veya zeminin doğal frekanslarının tahriki gibi sebeplerden kaynaklanırlar. Ani yüklemeyle beraber bu kuvvetler sabit ya da değişken bir karakter sergilerler. Bu kuvvetlerin tüm sisteme etkisi oldukça önemlidir. Özellikle ileri geri hareket yapan sistemlerin yakında çalışması, beklenmeyen zemin kuvvetlerine sebep olarak turbo makinenin eksitasyonuna sebep olabilmektedir.

<u>Rotor Hareketinden Kaynaklı Kuvvetler</u>: Bu kuvvetler iki gruba ayrılırlar; mekanik ve malzeme özelliklerinden kaynaklanan kuvvetler ve sistemin çeşitli yüklemelerinden kaynaklanan kuvvetler. Mekanik ve malzeme özelliklerinden kaynaklanan kuvvetler dengelenmemiş bir haldedirler ve malzemedeki homojensizlikten ve rotorun elastik histeresisinden kaynaklanırlar. Sistemin yüklemesinden kaynaklanan kuvvetler ise rotor-yatak sistemlerindeki viskoz ve hidrodinamik kuvvetlerdir ve çalışma aralığı boyunca değişken bir yapıda bulunurlar.

<u>Rotora Uygulanan Kuvvetler:</u> Bu kuvvetler de sürücü torklarından, bağlantı elemanlarından, yanlış yerleşimden ve piston ve itkinin dengesizliğinden kaynaklanan eksenel kuvvetlerden kaynaklanırlar. Bu kuvvetlerin kontrol altında tutulması oldukça önemlidir; zira, aksi takdirde genellikle motorun kullanılamaz hale gelmesiyle sonuçlanırlar.

3.3.1. Modal analiz ve Campbell diyagramı

Kompresör çarkı, kompresör kademesinin dönen tek elemanıdır. Bu eleman, her zaman elektrik motorunun milinin üzerine yerleştirilir [56]. Böylece tasarım için istenilen yüksek dönme hızlarına çıkılabilmesi mümkün olur. Yüksek hızda dönme ise önemli ölçüde bir titreşime sebep olur. Bu durumda bazen, çarkın maruz kaldığı en ufak bir dış etki bile mekanik hasara ve öngörülmeyen kazalara yol açabilir [57]. Dönen ve dolayısıyla dinamik yüke maruz kalan herhangi bir mekanik elemanda olduğu gibi, kompresör tasarımında da titreşim analizi, başka bir deyişle modal analiz elzemdir. Zira herhangi bir tasarım yaparken, tasarlanan parçanın ömrünün mümkün olduğunca uzun ömürlü olması beklenir ve doğru öngörülemeyen dinamik yükler, bu sürenin oldukça kısalmasıyla sonuçlanır [58].

Titreşim analizi için yapılması gerekenler; sistemin doğal frekansını ve çarkın doğal frekansını belirlemektir. Bu iki parametrenin, birbirine eşit olmasından kaçınılması gerekir. Aksi takdirde, sistem rezonansa girer ve kalıcı hasar meydana gelir.

Temel olarak modal analiz, herhangi bir sistemin doğasında var olan dinamik karakteristiklerini, doğal frekanslar, sönümleme katsayıları ve mod şekilleri cinsinden ifade etme sürecidir.

Titreşim analizi için kullanılan modlar, herhangi bir yapının tabiatından gelen özellikleridir ve malzeme özellikleri (kütle, sönümleme, sertlik) ve sınır koşulları kullanılarak belirlenirler. Her bir mod da, doğal frekans, modal sönümleme ve bir mod şekli ile tanımlanır. Bu değişkenlere modal parametreler ismi verilmektedir. Eğer malzeme özelliklerinden ya da sınır koşullarından herhangi biri değişirse, modlar da değişir [59].

Doğal frekans

Tek serbestlik derecesine sahip bir sistem için bu parametre Eşitlik 3.70 kullanılarak hesaplanır.

$$\overline{\omega}_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \tag{3.70}$$

Kütle arttıkça doğal frekans azalırken, yay sabiti k arttıkça bu değer artar.

Sönümlü bir sistemde, sönümlü doğal frekans Eşitlik 3.71 ile hesaplanır.

$$\overline{\omega}_d = \overline{\omega}_n \sqrt{(1 - \zeta^2)} \tag{3.71}$$

Burada ζ sönüm oranını ifade eder ve $\zeta = c / c_{kritik}$ olarak tanımlanır. Başka bir deyişle, sistemde mevcut bulunan sönüm elemanı katsayısının, kritik sönüm katsayısına oranıdır. Sistemin kritik sönüm katsayısı da $c_{kritik} = 2 (k*m)^{1/2}$ ile bulunur. Bu denklem kullanılarak elde edilen sönümlü doğal frekans, sistemin kendi doğal frekansından küçüktür.

Dengesizlikler

Dönen tüm sistemlerde denge problemi mevcuttur ve yeterince dengelenmemiş kuvvetler, belirli dönme hızlarına çıkıldığında eksitasyona sebep olurlar. Sistemin doğal frekansı ω_n aynı zamanda kritik şaft hızı olarak da tanımlanmaktadır. Sönümleme olmayan sistemlerde, sistemin frekansı ω , sistemin doğal frekansına eşit olursa genlik oranı sonsuz olur. Yani çıkıştaki titreşim dalgalarının genliklerinin, girişteki dalgaların genliklerine oranı sonsuz olmuş olur. Bu sebeple, çalışma hızının mümkün olduğu kadar bu kritik hızdan uzakta tutulması oldukça önemlidir.

Sistem ve ele alınan elemanın rezonans eşleşmesinden uzak tasarlanması gerekmektedir. Dönen sistemlerdeki eksitasyon dengelenmemiş kuvvetlerden kaynaklanır. Bu dengelenmemiş kuvvetler temelde aşağıda sıralanan dört faktörden ortaya çıkar.

- Sistemin geometrik ekseni etrafında eşit olmayan kütlesel dağılım. Bu dağılım, sistemin dönme merkezinin, kütle merkezinden farklı olmasına sebep olur.
- Rotorun ağırlığından dolayı milde defleksiyon. Burada da yine kütle merkezi ve dönme merkezi birbirlerinden farklı noktalarda olurlar. Eğer mildeki bozulmadan kaynaklı bir eğilme ya da çukur oluşumu gibi bir durum varsa, bu merkezler arasındaki uyumsuzluk artar.
- Şaft, kendi geometrik merkezi etrafında dönerken statik eksentrisiteler katlanarak artarlar.
- Eğer mil, yataklar tarafından destekleniyorsa, bu durum milin kendine ayrı bir yörünge tanımlamasına, böylece de dönme ekseninin kendisinin, yatakların geometrik merkezi etrafında dönmesine sebep olur.

Rotor-yatak sistemi dengesizlikleri

Rotor – yatak sistemlerindeki dengesizlikler iki farklı kuvvet mekanizmanın sonucu olabilirler. Bunlardan ilki, salınımların frekansındaki dış mekanizmalara bağlı zorlanmış ya da rezonant instabilite, ikincisi ise herhangi bir dış uyarandan bağımsız kendi kendini tahrik eden instabilitelerdir.

Zorlanmış (Rezonant) Titreşim: Zorlanmış titreşimde, bir turbomakine için genellikle bu frekans şaft hızı veya bunun katlarıdır. Bu hız, meydana gelen tahrikin frekansıyla sistemin

doğal frekanslarından birinin eşit hale gelmesiyle kritik hale gelir. Zorlanmış titreşimde, sistem bu frekansların bir fonksiyonudur. Bu frekanslar ayrıca hızın frekansı dışında bir frekans (kanat frekansları, başka elemanların frekansları vb.) tarafından tahrik edilen rotor hızının katları da olabilirler. Zorlanmış titreşimde her ne kadar sönümleme bu titreşimin genliğini azaltsa da, bu olayın meydana geldiği frekans üzerinde herhangi bir etkiye sahip değildir.

Zorlanmış titreşimin genel uyaranları aşağıda verilmiştir.

- Dengesizlik: Bu uyaran malzeme kusurları, yüksek tolerans gibi sebeplerden ortaya çıkar.
 Geometrik merkezle ağırlık merkezi arasında fark oluşur ki bu, sistem üzerine etkiyen bir merkezcil kuvvete sebep olur.
- Asimetrik Esneklik: Rotor şaftındaki herhangi bir bükülme, her dönmede periyodik bir tahrik kuvvetine sebep olur.
- Şaft Yanlış Merkezlemesi: Rotorun merkez çizgisi ve yatağın destek çizgisi doğru olmadığı zaman ortaya çıkar. Yanlış merkezleme ayrıca kompresör üzerine dış bir parçanın yerleştirilmesinden de kaynaklanabilmektedir. Esnek kaplinler ve gelişmiş hizalama teknikleriyle ortaya çıkabilecek büyük reaksiyon kuvvetlerinin önüne geçilmeye çalışılır.
- Periyodik Yükleme: Rotora dış etkenler tarafından uygulanan kuvvetlerden kaynaklanır.
 Bunlar, dişliler, kaplinler, akışkan basıncı gibi faktörlerden kaynaklanabilmektedir.

Kendinden Uyarımlı Dengesizlikler: Bu instabiliteler, herhangi bir dış uyarandan bağımsız kendi kritik frekansında dönen mekanizmalar ile karakterize edilir. Bu titreşimler, dönen yapılarda kırılma sorununa yol açabilen dalgalı gerilmeyi tetiklediği için sistem açısından oldukça hasar bırakıcı olabilmektedir. Bu instabiliteyi karakterize eden dönme (girdap) hareketi, şaftın yer değiştirmesine dik olan ve büyüklüğü yer değiştirmeyle orantılı olan bir teğetsel kuvvete sebep olur. Bu tip bir kuvvetin baş gösterdiği dönme hızında, bu kuvvet sönümleyici dış kuvveti yenecek ve genliği devamlı artan bir girdap hareketine sebep olacaktır. Kendinden tahrikli bir sistemde sürtünme ve akışkan enerjisi kayıpları bu denge bozucu kuvvete sebep olur.

Campbell diyagramı

Campbell diyagramı, çalışır bir sistemde meydana gelen titreşim tahrikinin genel durumunu ortaya koyan bir grafiktir. Bu diyagram, turbo makinenin çalışma verilerinden ya da tasarım verilerinden yola çıkarak türetilebilmektedir. Şekil 3.19'da tipik bir Campbell diyagramı gösterilmiştir.



Şekil 3.19. Örnek Campbell diyagramı [14]

Bu diyagramın x-ekseninde rotorun dönme hızı, y ekseninde ise sistem frekansı yer alır. Grafik üzerinde yer alan hız çizgileri ise engine-order çizgileridir. Bu engine order çizgileri, bir kere engine order, iki kere engine order, üç kere engine order gibi tasarım spesifikasyonları doğrultusunda engine order'ın katları şeklinde çizilir. Bu şekilde katlarıyla çizilmesinin sebebi, kanadın doğal frekansının sistemin herhangi bir çalışma frekansı tarafından uyarılıp uyarılmadığının belirlenmesidir. Sistem frekansı eğrileriyle, engine order çizgilerinin her kesişimi bir rezonans noktasıdır [60].

Örneğin, Şekil 3.19'da verilen farazi bir kompresörün ikinci kademesindeki bir kanat ele alınsın. Bu kanadın ilk doğal frekansı hesaplanmış ve 200 Hz bulunmuş olsun. Verilen Campbell diyagramından görüldüğü üzere, eğer kompresör 12000 rpm dönme hızında çalışırsa 200 Hz'lik doğal frekansı olan kanadı ilk modda tahrik edecektir (200 Hz x 60=12000 rpm). Her ne kadar bu değerler basit hesaplamalarla bulunabiliyor olsa da, muhtemel tahrik kaynakları da göz önünde bulundurularak sistemin 11700 ile 12600 rpm dönme hızları arasında çalıştırılmaması önerilir. Unutulmamalıdır ki kanadın doğal frekansı, dönme ve aerodinamik yüklerinden etkilenmektedir ve tasarımda bu durumun göz önünde bulundurulması elzemdir. Bu şekilde mekanik tasarım isterleri doğrultusunda kanadın doğal frekansıyla sistemin frekansının çakışması engellenerek tasarım gerçekleştirilir.

3.3.2. Gerilme (stres) analizi ve toplam deformasyon

Kompresör çarkı dönen bir eleman olduğundan, şekli ve mukavemeti tasarımda önemli rol oynar [61]. Çarkın, dönmeden kaynaklı merkezcil kuvvete ve kanat geçişlerindeki üç boyutlu viskoz akışkanın yarattığı basınç kuvvetlerine dayanması gerekir [62,63]. Dönmeden kaynaklı atalet kuvvetleri ve de akıştan kaynaklı hidrodinamik kuvvetler, çark kanat yüzeylerinde gerilmeye sebep olur [64]. Günümüzde hem daha geniş çalışma aralığı olan, hem de basınç oranları daha yüksek olan, daha hafif ve daha az güçle çalışan kompresörlere duyulan ihtiyaç, tasarım sürecini çok daha zorlu hale getirmiştir. Radyal kompresörde ortaya çıkan merkezcil kuvvetler ve Coriolis kuvvetleri HAD analizleri ile, çark üzerindeki gerilmeler ise Akışkan – Katı Etkileşimi (FSI) analizleriyle bulunabilmektedir. Çark, gerek akışkan basıncından, gerek dönmeden kaynaklı merkezcil kuvvetlerden ve gerekse ısıl yüklerden kaynaklı olarak deforme olur. Mevcut problem için analizlerde kullanılan terminolojinin daha açık olması açısından, kullanılan temel parametreler kısaca açıklanmıştır. Herhangi bir fiziksel obje, yüklemeye maruz kaldığında gerilme meydana gelir ve bu gerilme, birim alan başına düşen kuvvet miktarıyla ifade edilir. Temel olarak iki gerilme çeşidi vardır. Bunlar normal (çekme) gerilmesi ve kesme gerilmesidir. Gerinim ise deformasyon miktarının, objenin ilk ebadına oranı olarak ifade edildiğinden boyutsuz bir parametredir. Başka bir deyişle gerinim, yükleme sebebiyle malzemede meydana gelen esneme miktarıdır.

Gerilme ve gerinim arasındaki ilişki, Şekil 3.20'de verilmiştir.



Şekil 3.20. Gerilme – gerinim bağıntıları

Gerilme – gerinim arasındaki ilişkiyi gösteren grafiğin ilk kısmına bakıldığında, eğrinin oldukça doğrusal bir profil çizdiği görülmektedir. Bu kısmın eğimine Young modülü adı verilir ve bu parametre, malzeme özelliklerini tanımlamak için sıkça kullanılan bir değişkendir. Bu bölgede, gerinim ve gerilme arasındaki ilişki orantılıdır ve dolayısıyla kolaylıkla hesaplanabilir.

Bir malzeme üzerine yükleme söz konusu olduğunda, birçok farklı yönde gerilme ve gerinimler meydana gelir. Bu çok-yönlü gerilmeleri ifade etmek içinse hepsi tek bir eşdeğer gerilme olarak bir araya getirilir ve von-Mises gerilmesi adını alır. Analizlerin sonucunda malzeme üzerindeki toplam gerilme değerlendirilirken, bu parametre anlamlıdır.

Her objenin, kullanılan malzeme özelliği doğrultusunda bir akma gerilmesi vardır. Örneğin bir malzemenin akma gerilmesi 250 MPa ise, bu değerin üzerindeki herhangi bir gerilme malzeme üzerinde plastik (kalıcı) deformasyona sebep olacaktır. Herhangi bir tasarım yapılırken, her ne kadar sınır değeri akma gerilmesi olarak kabul edilse de, öngörülemeyen

herhangi bir duruma karşı bir güvenlik faktörü kullanılır. Bu faktör, izin verilen maksimum gerilmenin (akma gerilmesi), toplam eşdeğer gerilmeye (von – Mises gerilmesi) oranı olarak ifade edilir. Güvenlik faktörünün muhakkak 1'den büyük olması hedeflenir, zira 1'den küçük olduğu durumda malzeme üzerinde kalıcı deformasyona yol açacaktır.

Akışkan – Katı Etkileşimi analizleri, katının akış alanı etkisi altındaki davranışını inceler ve bu analizler tek yönlü ve çift yönlü olmak üzere iki farklı grupta toplanır. Tek yönlü analizler, yalnızca akışkanın katıda sebep olduğu değişimi ele alır ve değişen katı yapının akışı tekrar nasıl etkilediği göz önünde bulundurulmaz. Deformasyonların çok küçük olduğu yapılarda genellikle tek yönlü analizler tercih edilir. Çift yönlü analizlerde ise, akışın katıyı nasıl etkilediği, değişen katının akışı nasıl etkilediği ve tekrar değişen akışın katıyı nasıl etkilediği şeklinde devam eden bir süreç takip edilir. Tek yönlü analizlerde HAD analizlerinden elde edilen sonuçlar, mekanik çözücüye aktarılır ve süreç tamamlanır. Ancak iki yönlü analizlerde, öncelikle HAD analizlerinden elde edilen sonuç mekanik çözücüye aktarılır ve elde edilen mekanik sonuçlar tekrar HAD analizlerine aktarılır ve bu şekilde yapısal deformasyonun sonucunda akışın ne şekilde etkilendiği ortaya çıkmış olur [65].

Literatürde, akışkan – katı etkileşiminin radyal kuvvetler, basınç dağılımı, eşdeğer gerilme ve rotor defleksiyonu üzerindeki etkisini inceleyen çalışmalar mevcuttur [66-70]. Zhao ve arkadaşları [71], tam bir kompresör performans analizinin hem akışkan hem katı mekaniği analizleri içermesi gerektiğini ve akışkan basıncının, von Mises stresini etkilediğini ifade etmiştir. Burada kullanılan von Mises stresi, ele alınan malzemenin akma ya da kırılma yapıp yapmayacağını belirlemekte kullanılır. Eğer yük altındaki malzemenin von Mises stresi, malzemenin çekme gerilmesinden büyükse, bu malzemenin akma yapacağı anlaşılır. Piperno ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada ise [72], dönen bir yapıda güvenli bir operasyon için bilhassa kararlı olmayan bölgede her kütlesel debi değeri için FSI analizi yapılması gerektiği sonucuna varılmıştır. Kang ve Kim tarafından yapılan çalışmada ise [73], çalışması boyunca çark merkezcil kuvvete ve akışkan basıncı yüküne maruz kaldığından yapısal analizlerin gerekliliği ifade edilmiştir.

Bu bilgiler ışığında, en iyi çark tasarımını gerçekleştirebilmek için aerodinamik, gerilme ve rotor dinamiği hususları göz önünde bulundurulmalı ve belirlenen isterler doğrultusunda bu üç alan arasında en iyi koşulları sağlayacak şekilde bir analiz yapılmalıdır.

3.3.3. Disk infilakı analizi

Bir turbomakine tasarımı yaparken, rotor diski infilakı ele alınması gereken en önemli hususlardan birisidir. Zira disk üzerine çoklu sayıda parça bağlı olabildiğinden, bilhassa yüksek hızlarda sonuç hayati olabilmektedir. Yüksek termo-mekanik yüklemeler altında disk, ciddi bir sıcaklık değişimine maruz kalmaktadır. Rotor diski, hem merkezcil, hem termal hem de akışkan basıncı yükleri altında çalışır.

Aşırı hız durumu, motor diskinin tasarım limitinin üzerinde bir hızda dönmeye zorlanması durumudur. Bu limit ve limitin üzerine çıktığı zamanki çalışma durumu her motor özelinde farklıdır. Aşırı hız durumu için kritik olan parametrelerden biri, diskin aşırı hızda çalıştığı zaman dilimidir. Özellikle aero motor disklerinde, bir anlık bir aşırı hız durumu dahi motor ömrünün kısalmasıyla ve katostrofik arızayla sonuçlanır. Diskin katostrofik arıza verdiği hıza ise infilak hızı adı verilir.

Hasara sebep olan dönme hızının belirlenebilmesi için çeşitli teoriler ve yöntemler geliştirilmiştir. Bunlar içerisinde en sık kullanılanları Robinson Kriteri ve Hallinan Kriterleridir [74].

Robinson kriteri:

Robinson kriteri, maksimum çekme dayanımı (σ_{UTS}) ve ortalama Hoop stresinin ($\sigma_{c,mean}$) bilindiği durum için infilak hızını hesaplarken kullanılan bir yöntemdir [75]. Bu kritere göre, bir disk üzerindeki ortalama Hoop stresi, nominal çekme mukavemetine eşit olduğu zaman infilak meydana gelir. Bu kriterin matematiksel ifadesi, Eşitlik 3.72 ile verilir.

$$\omega_{infilak} = \omega \sqrt{\frac{\sigma_{UTS}}{\sigma_{c,mean}}}$$
(3.72)

Robinson kriteri kullanırken göz önünde bulundurulması gereken önemli bir husus, bu hesaplama yapılırken kullanılan maksimum dayanım değeri gerçek gerilme değerinden farklıdır. Bu çalışma boyunca kullanılan ANSYS programı da hesaplamada Robinson kriterinin kullandığı mühendislik gerilmesi değerini kullanır. Güvenlik sınırlarını belirlerken ise gerçek gerilme değeri göz önüne alınır. Bu sebeple, iki gerilme değeri arasındaki bağıntılar Eşitlik 3.73 ve 3.74'te verilmiştir.

$$\varepsilon_{gerçek} = \ln(1 + \varepsilon_{müh}) \tag{3.73}$$

$$\sigma_{gercek} = \sigma_{m\ddot{u}h}(1 + \varepsilon_{m\ddot{u}h}) \tag{3.74}$$

Ne var ki, Robinson kriteri disk bozulmasında maksimum Hoop stresinin etkisini açıklamakta yetersiz kalır. Bu sebeple bu kriter çeşitli yollarla modifiye edilmiştir ve Hallinan kriteri de bunlardan biridir.

Hallinan kriteri:

Hallinan kriteri, Robinson kriterinden türetilen ve maksimum gerilmenin ortalama gerilme üzerindeki etkisini değerlendirebilmek için maksimum Hoop stresini, $\sigma_{c,maks}$, bir S düzeltme katsayısı kullanarak ifade eden bir bağıntıdır. Buradaki S katsayısı, gerçek gerilmenin mühendislik gerilmesine oranıdır. Hallinan kriterinin matematiksel bağıntısı, Eşitlik 3.75'te verilmiştir.

$$\omega_{infilak} = 0.95\omega \left[S\left(\sqrt{\frac{\sigma_{UTS}}{\sigma_{c,ort}}} - \sqrt{\frac{\sigma_{UTS}}{\sigma_{c,maks}}}\right) + \sqrt{\frac{\sigma_{UTS}}{\sigma_{c,maks}}}\right]$$
(3.75)

Eğer burada kullanılan S değeri 1'se veya 1'e çok yakınsa iki kriter birbirine çok yakın hale gelir. Bilhassa sünek malzemelerde bu durum mevcuttur. Başka bir deyişle, eğer kullanılan malzeme sünek bir yapıya sahipse iki kriter de kullanılabilirken, eğer kullanılan malzeme gevrekse Hallinan kriterini kullanmak daha doğru olacaktır.

3.3.4. Düşük çevrimli yorulma

Makine bileşenlerinin servis sırasında çıkardığı problemlerin %90'ından fazlası yorulmadan kaynaklanır [76]. Bu sebeple bilhassa kompresör gibi yüksek dönme hızlarına sahip yapılarda yorulma analizi daha da önemli hale gelir, zira yüksek dönme hızları kanatlar üzerinde yüksek miktarda yüke sebep olurlar. Yorulma kavramına dair değerlendirme metodları çoğunlukla elastik sonlu elemanlar analizine dayanır. Ne var ki, düşük çevrimli yorulma analizleri esnasında görülür ki, çoğunlukla malzemenin akma mukavemeti aşılır ve malzeme plastik bölgeye geçer. Düşük çevrimli yorulma rejimi, malzemenin dayanım

sınırını aşan yüksek çevrimsel gerilme seviyeleri ile karakterize edilir ve genellikle 104 ve 105 çevrim arasında olduğu kabul edilir [76]. Düşük çevrimli yorulmaya sebep olan temel faktörler, yüksek gerilme değerleri ve kırılmadan önce az çevrim gerçekleştirebilmesidir. Tekrar eden plastik deformasyon, düşük çevrimli yorulmanın temel sebebi kabul edilir. Örneğin, bir eleman kalıcı olarak deforme olana kadar çekme kuvvetine maruz kalırsa, bu düşük çevrimin yarı çevrimi olarak ifade edilir. Bunun tam bir çevrime tamamlanması için, elemanın tekrar orijinal şekline deforme olması gerekir. Bir elemanın dayanabileceği düşük çevrimli yorulma çevrimi sayısı, standart yorulma için gereken çevrim sayısına nazaran oldukça düşüktür [78].

Kompresörün açılıp kapatılması esnasında değişen merkezcil kuvvetler ve rezonans durumunda ortaya çıkabilecek dinamik kuvvetler gibi sebeplerden dolayı kanat üzerinde gerilme değişken bir yapı sergiler, ki bu da, malzemenin çok daha hızlı yorulmasına sebep olarak beklenenden ya da tasarlanandan çok daha kısa bir zamanda arızalara ve katostrofik sonuçlara yol açar. Bu sebeple, tasarım yapılırken isterler doğrultusunda, malzeme seçiminin ve kanat geometrisinin önemi büyüktür.

4. PROBLEM TANIMI

Tasarımı yapılan kompresörün analizinde kullanılan model ve sınır koşulları Şekil 4.1'de verilmiştir. Tasarımda kullanılan bölgeler detaylı olarak açıklanmıştır.



Şekil 4.1. Kullanılan kompresör modeli ve sınır koşulları

Akışkan, çarka yeşille gösterilen giriş bölgesinden eksenel olarak girmekte ve sarıyla gösterilen çıkış bölgesinden radyal olarak çıkmaktadır. Çark kanatları için gerçekleştirilen simülasyonlarda giriş ve ve çıkış bölgeleri açıklık (opening) olarak seçilmiştir. Bu şekilde, akış kendi doğasına bırakılmış ve bahsi geçen bölgeler, giriş ve çıkış bölgeleri olmaları için matematiksel olarak zorlanmamışlardır. Böylece, herhangi bir matematiksel manipülasyona maruz kalmadığı için elde edilen çözüm, daha gerçeğe yakın hale gelmiştir. Problemin çözümü için kullanılan sınır koşullarına ait basınç, sıcaklık, dönme hızı gibi sayısal girdiler Bölüm 6'da verilmiştir. Kanadın göbek kısmının hızı sıfır olarak seçilirken, taç kısmı için "Counter Rotating Wall" seçeneği kullanılmıştır. Böylece taç kısmının rotora göre ters yönde dönmesi sağlanarak mutlak hızı sıfır yapılmıştır. Duvar olarak seçilen bölgeler ise (göbek, taç, ana kanat, yardımcı kanat), kaymaz duvar (no-slip wall) olarak seçilmişlerdir. Akışkan, çarkın içerisinde giriş, çıkış, göbek ve taç yüzeyleri arasında hareket etmektedir. Analizler zamandan bağımsız olarak yapılmıştır. Akış sıkıştırılamaz olarak başlayıp,

sıkıştırılabilir olarak devam etmiştir. Başka bir deyişle, girişte akışkanın hızı ses hızından düşükken, çıkışta ses hızının üzerine çıkmaktadır.

4.1. Fiziksel Spesifikasyonlar

Tasarımı yapılacak olan radyal kompresörün bazı geometrik özellikleri ve uç profili, kompresörün testinin yapılacağı motorun özellikleri doğrultusunda sınırlandırılmıştır. Bu geometrik sınırlandırmalar ve verilen özellikler, Şekil 4.2 ve 4.3'te verilmiştir.



Şekil 4.2. Kompresör Boyutları



Şekil 4.3. Kompresör tip profili

Şekil 4.2'de kompresörde sabit olan dış çap, iç çap, yükseklik gibi ölçüler verilirken Şekil 4.3'te kanadın sabit olan uç profili verilmiştir. Tasarlanacak herhangi bir kanadın uç profili sabit olduğundan, boyutsal sınırlamalara da riayet ederek gerekli modifikasyonların yapılması gerekmektedir.

Bunun haricinde, kompresörün önden bakışta saat yönünde dönmesi gerekmekte ve çarktaki kanat sayısının 6 ve 8'in katları olmayacak şekilde tasarlanması gerekmektedir. Ayrıca kanat uç boşluğu 0,25 mm olacaktır. Kanat uç boşluğu, kanat uç kısmıyla dış muhafaza arasındaki mesafedir. Bu boşluk, Şekil 4.4'te daha açık bir şekilde gösterilmiştir.



Şekil 4.4. Kompresör uç boşluğu [118]

4.2. Aerodinamik Spesifikasyonlar

4.2.1. Tasarım noktası

Kompresör, deniz seviyesi ve atmosferik koşullarda çalışma kabulüyle tasarlanmıştır. Çizelge 4.1'de tasarım girdileri, Çizelge 4.2'deyse tasarım isterleri mevcuttur. Tasarım girdileri, tasarım sürecinde girdi olarak kullanılan ve değiştirilemeyecek olan parametreler, tasarım isterleri ise gerçekleştirilen analizler sonucunda elde edilmesi hedeflenen parametreler ve değerlerdir.

C' 1 11	T	• 1•1	
(17eloe 4]	l'asarım	orrdi	er1
ÇIZCIZC T.I.	1 asai mi	gnun	
,		<u> </u>	

Parametre	Açıklama / Değer
Şaft Hızı	96000 rpm
Giriş Toplam Basıncı	101325 Pa
Giriş Toplam Sıcaklığı	288,15 K

Çizelge 4.2. Tasarım isterleri

Parametre	Açıklama / Değer
Hava Debisi	$0,68 \pm 0,01 \text{ kg/s}$
Toplam Basınç Oranı	$4,6 \pm 0,05$
İzentropik Verim	$\geq 0,87$
Dalgalanma (surge) Sınırı	≥15

Kompresörden geçen hava debisinin 0,67 ve 0,69 kg/s aralığında olması gerekmektedir. Toplam basınç oranı, çıkıştaki toplam basınç değerinin girişteki toplam basınç değerine oranını ifade eder ve 4,55 ve 4,65 arasında olması beklenmektedir. İzentropik verimin 0,87'den büyük olması gerekmektedir. Dalgalanma (surge) sınırı ise Eşitlik 4.1 kullanarak hesaplanmaktadır. Bu sınırın mümkün olduğunca büyük olması, tasarımın dalgalanma (surge) noktasından daha uzak olma durumunu ifade ettiğinden, mümkün olduğunca büyük olması istenir.

$$SM = \left(\frac{PR_{surge}}{PR_{tasarim}} \times \frac{\dot{m}_{tasarim}}{\dot{m}_{surge}} - 1\right) \times 100$$
(4.1)

4.2.2. Tasarım dışı nokta

Kompresörün tasarım dışı noktası için tasarım girdileri ve isterleri Çizelge 4.3 ve 4.4'te verilmiştir. Uygulama açısından prosedür tasarım noktasıyla aynıdır; yalnızca girdi değerleri ve ister değerleri farklıdır.

Parametre	Açıklama / Değer
Şaft Hızı	70000 rpm
Giriş Toplam Basıncı	102118 Pa
Giriş Toplam Sıcaklığı	289,78 K

Çizelge 4.3. Tasarım dışı nokta girdileri

Çizelge 4.4.	Tasarım	dışı no	kta ister	leri
--------------	---------	---------	-----------	------

Parametre	Açıklama / Değer
Hava Debisi	$0,461 \pm 0,03 \text{ kg/s}$
Toplam Basınç Oranı	$2,59 \pm 0,1$
İzentropik Verim	≥ 0.85
Dalgalanma (surge) Sınırı	≥12

Dikkat edilirse tasarım dışı nokta için, ister parametrelerindeki aralıklar daha geniş tutulmuştur. Zira bu nokta, kompresörün tam performans çalışması gereken nokta olmadığından, debi, basınç oranı, verim ve dalgalanma (surge) sınırı açısından isterler daha esnektir. Bu noktada kompresörden beklenen verimden ziyade stabil ve güvenli bir çalışma rejimidir.

4.3. Mekanik Spesifikasyonlar

Çark malzemesi olarak AL2124-T851 alaşımı kullanılmıştır. Kullanılan malzemenin özellikleri Çizelge 4.5'te verilmiştir.

Parametre	Değer
Yoğunluk	2780 kg/m ³
Termal genişleme katsayısı	2,47 x 10 ⁻⁵ 1/°C
Young modülü	73100 MPa
Poisson oranı	0,33
Esneklik modülü	7,1667 x 10 ¹⁰ Pa
Kesme modülü	$2,7481 \ 10^{10} \text{Pa}$
Akma mukavemeti (çekme ve basma)	441 MPa
Maksimum Dayanım (çekme ve basma)	483 MPa
Güç katsayısı (Yorulma analizi)	764 MPa
Güç eksponenti (Yorulma analizi)	-0,075
Süneklik katsayısı (Yorulma analizi)	0,334
Süneklik eksponenti (Yorulma analizi)	-0,649

Çizelge 4.5. AL2124-T851 malzeme özellikleri [79]

Çizelge 4.5'te verilen özellikler, doğrudan literatürden alınıp programa girdi olarak kaydedilmiştir.

Tasarlanan kompresörden beklenen spesifikasyonlar ise, aşağıda maddeler halinde açıklanmıştır.

Mukavemet: Çark üzerindeki maksimum eşdeğer gerilmenin, en az, akma gerilmesinin %
0,2'si kadar küçük olması beklenmektedir.

- Titreşim: Kanatların, motor çalışır halde iken doğal frekansları maksimum çalışma hızının \pm %10 aralığında ilk 2EO (engine order) ile çakışmaması gerekmektedir. Diskin ise, aynı durumda \pm %20 aralığında ilk 2EO ile çakışmaması gerekmektedir. Başka bir deyişle, kanatlar için 106000 ile 86000 rpm aralığındaki doğal frekansının, sistemin sahip olduğu ilk 2EO ile çakışmaması, diskin de 115000 ile 77000 rpm aralığındaki doğal frekansının, yine sistemin ilk 2EO'su ile çakışmaması beklenmektedir.

- Düşük Çevrimli Yorulma: Limit yüklerde, çark üzerinde oluşacak gerinim değerlerine karşılık gelen düşük çevrimli yorulma değerinin 1000 çevrimden büyük olması gerekmektedir.

70

- Disk İnfilakı: Çarkın maksimum çalışma hızının %20 üzerine kadar diskin infilak etmemesi gerekmektedir. Yani, 115200 rpm'e kadar çark çalışmalıdır.

5. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ

5.1. BladeGen ile Kanat Profili Oluşturulması

Herhangi bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizinde, analizin kurulmasından önce, katı modelin oluşturulması ve oluşturulan bu modelin doğru ve yeterli sayıda çözüm ağına bölünmesi gerekmektedir. Tasarımı gerçekleştirilecek yapının bir kanat olması durumunda ise, ANSYS Workbench içerisinde, özel olarak bu amaca hizmet eden BladeGen modülü kullanılmakta ve bu şekilde kanat tasarımı çok daha hassas ve kolay şekilde yapılabilmektedir. Bahsi geçen modül, turbo makine yapılarının kanat tasarımlarında yaygın olarak kullanılan, kullanıcı dostu bir programdır. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri gerçekleştirildikten sonra, eğer istenilen sonuçlar elde edilememiş ve tasarım değiştirilecekse; ki standart bir tasarım sürecinde bu işlem defalarca tekrarlanmaktadır; BladeGen modülü sayesinde kanat tasarımında çok ufak değişikliklerin dahi son derece hassas ve kolay şekilde yapılması mümkün olmaktadır.

Bu program vasıtasıyla, elle yapılan hesaplamalar ve belirli olan geometrik sınırlamalar doğrultusunda kanadın uzunluk, yükseklik, giriş – çıkış açıları gibi parametreleri verilerek kanat profili oluşturulmuştur. BladeGen, son derece karmaşık olan üç boyutlu kanat yapısını, üç adet iki boyutlu görüntüye ayırır [80]. Bu sayede, kanat tasarımını çok daha hassas şekilde gerçekleştirmek ve gerekli modifikasyonları yapmak çok daha kolay olmaktadır ve bu tanımlamalar, meridyonel eksen kullanılarak yapılır. BladeGen, aksi belirtilmediği takdirde, biri taç ve biri göbek olmak üzere kanadı 5 katmana ayırır. Bu şekilde, kanat profilinin değişimi çok daha hassas bir şekilde yapılabilmektedir. Kanadın meridyonel eksendeki görüntüsü ve katmanlar, Şekil 5.1'de verilmiştir.



Şekil 5.1. Kanat meridyonel eksen görüntüsü

İlk analiz sürecinin ardından, kanat tasarımına geri dönüp de profil değiştirilirken gerçekleştirilen tasarım, elde edilen sonuçlar doğrultusunda tasarımcının deneyimine ve literatürdeki bilgilere bağlıdır. Bu modifikasyon esnasında, yukarıda da belirtildiği gibi her katmanın profili diğerlerinden bağımsız olarak gerçekleştirilebilmektedir. Bu esnada, kanat sayısının da belirlenmesi gerekmektedir. Kanat sayısı, genellikle yapılan teorik hesaplamalar doğrultusunda belirlenir. Ancak, tasarım kriterleri kanat sayısı konusunda bir kısıtlama getiriyorsa, ki bu çalışmada böyle bir kısıtlama mevcuttur, kullanılacak sayı istenilen kriterler doğrultusunda yine deneyime bağlı olarak belirlenmektedir. Kanat kalınlığı için de benzer bir durum söz konusudur. Burada dikkat edilmesi gereken nokta ise, kanat kalınlığının akış özelliklerinin yanında yapısal dayanım açısında oldukça kritik olduğudur. İnce bir kanat her ne kadar akış profili için çok daha iyi sonuçlar verse de, mekanik dayanım açısından maalesef kullanışsızdır. Bu sebeple, kanat kalınlığı birkaç analiz sürecinin ardından genellikle deneme-yanılma yöntemiyle belirlenir. Kanat kalınlığının tasarımına ait BladeGen'de yer alan pencere, Şekil 5.2'de verilmiştir.



Şekil 5.2. Kanat kalınlığı profili

Son olarak da, her katmana ait giriş – çıkış açılarının ve ayrıca kanat boyunca açı değişiminin ayarlanabildiği açı ekranı Şekil 5.3'te verilmiştir.



Şekil 5.3. Kanat açı profili

Yine bu pencere vasıtasıyla, her katmanda ve kanat uzunluğu boyunca son derece hassas bir şekilde açı değişikliği yapmak mümkün olmaktadır.

Ayrıca, yardımcı kanat kullanılıp kullanılmayacağı, kullanılacaksa yardımcı kanatların uzunlukları, ana kanatlara olan mesafeleri, profilleri gibi son derece detay ayrıntılar da BladeGen kullanılarak gerçekleştirilebilmektedir.

5.2. Çözüm Ağı

Çözüm ağı formasyonu, tasarlanan akış hacminin, istenilen özellikte, yoğunlukta ve sayıda sonlu elemana bölünmesi işlemine verilen addır. Oluşturulan her bir eleman için, korunum denklemleri program vasıtasıyla çözülür. Bu sebeple, oluşturulan çözüm ağının sayısı, kalitesi, çarpıklığı, yoğunluğu gibi parametreler, elde edilen çözümün doğruluğu açısından kritik önem taşımaktadır. Doğru oluşturulmuş bir çözüm ağı, gerçekleştirilen analizin daha hızlı ve sorunsuz yakınsamasını sağlarken, elde edilen çözümün oluşturulan ağ yapısından bağımsız olmasını ve dolayısıyla hesaplama gücü ve zamanının kısalmasını temin eder [81]. Turbomakine tasarımında da, gerek kanadın kompleks yapısı, gerekse kullanılan yüksek dönme hızları sebebiyle gerçekleştirilecek analizin doğruluğu için yüksek sayıda ve kalitede çözüm ağına ihtiyaç duyulur [82].

5.2.1. Topoloji

Yinelemek gerekirse, HAD analizlerinin sonucunda elde edilen verilerin doğruluğu ve güvenilirliği, gerçekleştirilen tasarım ve kullanılan sınır koşullarıyla beraber oluşturulan çözüm ağının kalitesine bağlıdır [83]. Yeterli sayıda ve kalitede oluşturulan bir ağ yapısı, tasarımcının gerçekleşen akış olaylarını gözlemlemesini ve yapılan sayısal analizlerde oluşabilecek kararsızlıkların önüne geçmesini sağlar [84,85]. Hızlı çözüm elde etmek için her ne kadar kaba çözüm ağları da sonucun genel eğilimi hakkında bir kanı oluşturmaya yardım etse de, detaylı bir turbomakine tasarımında asla yeterli olmamaktadır. Bu sebeple, kanadın oldukça karmaşık geometrisi de göz önüne alındığında, kanadın etrafındaki farklı bölgelere farklı topolojiler kullanılmıştır. Burada kullanılan topoloji terimi, kullanılan hücre ya da çözüm ağı yoğunluğunu ve tüm çözüm alanı boyunca bunun nasıl değiştiğini ifade eden bir terimdir. Başka bir deyişle, kenarlar, yüzeyler gibi yapıları oluşturmak için çözüm ağı noktalarının birbirleriyle bağlanma şekillerini ifade eder. Gerçekleştirilen tasarımda, H, J, C, L ve O ağ topolojileri kullanılmıştır.

Bu çalışma kapsamında çözüm ağları ANSYS TurboGrid aracı vasıtasıyla oluşturulmuştur. Bu program, hususi olarak turbomakinelerdeki çözüm ağı oluşumu için kullanılırken, en karmaşık kanat şekillerinde dahi kaliteli bir ağ yapısı oluşturmayı sağlar [86]. Oluşturulan kanat profili için topoloji tanımı yapılırken H/J/C/L-O ağ topolojisi kullanılmıştır. Program, H, J, C ya da L topolojilerinden bir ya da birkaçını, geometriye en uygun olacak şekilde sezgisel bir biçimde seçer [82]. Kullanılan topolojilerin detayları aşağıda açıklanmıştır.

<u>H – Ağ topolojisi</u>

Bu topoloji çeşidi, hücum kenarının üst kısmını ve kuyruk kenarının alt kısmında kullanılır. Kanat üzerinde oluşturulan ağ, Şekil 5.4'te verilmiştir.



Şekil 5.4. H – ağ topolojisi

<u>J – Ağ topolojisi</u>

Bu topoloji çeşidi de akışın girdiği uç kısımda kullanılır. Oluşturulan yapı Şekil 5.5'te verilmiştir.



Şekil 5.5. J – ağ topolojisi

<u>C – Ağ topolojisi</u>

Hücum ve kuyruk kenarlarında kullanılabilen bir çeşittir. Her iki kenarda da kullanılan bir C - ağ, kanat etrafında O - ağ oluşumuyla sonuçlanır. C - ağ topolojisinin yapısı, Şekil 5.6'da verilmiştir.



Şekil 5.6. C – ağ topolojisi

<u>L – Ağ topolojisi</u>

Çoklu kanat sistemleri için uygun olmayan bu topoloji biçimi, birebir periyodik olmayan ve sadece tek kanattan oluşan akış alanının giriş ve/veya çıkış kısımlarında kullanılır. Bu yapı, Şekil 5.7'de verilmiştir.



Şekil 5.7. L – ağ topolojisi

Kanat profilinin hemen etrafında kullanılan, kanadı çevreleyen bir topoloji çeşididir. Kanat çevresindeki sınır tabakayı çözümlemek ve bu bölgede kaliteli çözüm elemanı yapısı elde etmek için tercih edilir.

5.2.3. Çözüm Ağı Oluşumu

Bir önceki bölümde de belirtildiği gibi, ANSYS TurboGrid kullanılarak, H/J/C/L – O topolojisi ile kanatlara çözüm ağı uygulaması gerçekleştirilmiştir. Her ne kadar programın otomatik çözüm ağı seçeneği mevcut olsa da, bu özel topoloji sayesinde, çözüm ağı yoğunluğunun ve kalitesinin lokasyona göre ayarlanabilmesi ve çözüm ağında meydana gelen çarpıklıkların ve hataların elle giderilebilmesi mümkün olduğundan, bu yöntem kullanılmıştır. Oluşturulan çözüm ağının detayları ve çözüm ağı bağımsızlığı çalışması, Bölüm 7'de verilmiştir.

5.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizleri

Daha önceki bölümlerde de bahsedildiği üzere, radyal kompresör içerisindeki akış, gerek karmaşık kanat yapısından gerekse yüksek dönme hızlarından dolayı oldukça karmaşık, türbülanslı, zamana bağlı ve üç boyutlu bir yapıdadır. Kompresörün tasarımı her ne kadar tasarım ve tasarım dışı nokta için yapılıyor olsa da, tasarım noktasından uzaklaşıldığı zaman, kompresörün üzerindeki hidrodinamik ve mekanik yükler artış göstermektedir. İdeal durumda bir tasarım gerçekleştirilirken hem çarkın, hem de tüm kompresör kademesinin zamana bağlı komple analizinin yapılması, kompresörün içerisindeki akış fenomenlerini çok daha doğru bir şekilde gözlemlemek ve elde edilen sonucun güvenilirliğini artırmak için avantaj sağlar. Ancak ne var ki, böyle bir analizi gerçekleştirebilmek için çok yüksek hesaplama gücü gerekmekte ve bunun için güçlü paralel bilgisayarlara ihtiyaç duyulmaktadır. Bu sebeple, literatürdeki emsaller de göz önünde bulundurularak analizler zamandan bağımsız olarak gerçekleştirilmiştir.

Tasarım sürecinde takip edilen metodolojinin ana hatları Şekil 3.1'de verilmiştir. Şekil 5.8'de ise HAD analizleri için takip edilen yöntemin detayları mevcuttur. HAD analizleri,

benzer çalışmalarda daha önceden de kullanılan ANSYS CFX 20.0 ticari kodu ile gerçekleştirilmiştir.



Şekil 5.8. HAD analizleri için takip edilen yöntem

Şekil 5.8'de de belirtildiği gibi, öncelikle BladeGen'de, yapılan ön hesaplamalar doğrultusunda kanat profili ortaya çıkarılmış, ardından TurboGrid'de kaba bir çözüm ağı oluşturulmuş ve CFX ile de analizler gerçekleştirilmiştir. Kaba çözüm ağı kullanılarak yapılan bu analizlerin ardından, TurboGrid'e tekrar dönülmüş ve ince ve kaliteli bir çözüm ağı oluşturularak ve kaba çözüm ağından gelen sonuçları da başlangıç değerleri kabul ederek tekrar CFX'te akış analizleri yapılmıştır. İlk olarak tasarım noktası için takip edilen bu yöntem sonucunda, eğer analizler gerekli performans parametrelerini verdiyse bu sefer de tasarım dışı nokta için aynı metodoloji takip edilmiştir. Sonuçta her iki nokta için de istenilen sonuçlar elde edildiyse mekanik analiz kısmına geçilmiştir. Eğer bu metodolojinin herhangi bir sonuç aşamasında, beklenen değerler ve eğilimler elde edilemediyse, yöntemin en başına; BladeGen'e dönüp, elde edilen sonuçlar doğrultusunda geometri üzerinde gerekli modifikasyonlar gerçekleştirilmiştir. İstenilen gerek sayısal parametreler, gerekse akış davranışları elde edilene kadar bu iteratif sürece devam edilmiştir.

Bu süreçte kullanılan ANSYS CFX programının, çözümler için kullandığı denklemler Bölüm 5.3.1'de verilmiştir.

5.3.1. Korunum denklemleri

Herhangi bir akışkanın üç boyutlu akışını modellemek için, Navier – Stokes denklemleri kullanılmaktadır.

Kütle korunumu

Kütle korunumu denklemi ile dx, dy ve dx boyutlarına sahip bir akış elemanı içerisindeki net kütle değişiminin, elemanın sınırlarından geçen net kütle akısına eşit olduğu ifade edilir. Kütle korunumu denklemi, Eşitlik 4.1'deki şekilde ifade edilir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \tag{5.1}$$

Gerçekleştirilen analizlerin zamandan bağımsız olduğu kabul edildiğinden, Eşitlik 5.1, Eşitlik 5.2'deki şekilde sadeleşir.

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \tag{5.2}$$

Momentum korunumu

Bu denklem vasıtasıyla da, akışkanın birim kütlesinde etki eden momentum değişimlerinin, basınç değişimleri, viskoz kuvvetler ve dış kuvvetlerin toplamına eşit olduğu ifade edilir. Momentum korunumu denklemi, Eşitlik 5.3 ile ifade edilir.

$$\frac{\partial(\rho \boldsymbol{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \boldsymbol{U} \otimes \boldsymbol{U}) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + \boldsymbol{S}_{\boldsymbol{M}}$$
(5.3)

Burada;

U: Hız vektörü U_x , U_y , U_z [m/s]

τ: Kayma gerilmesi

 S_M : Momentum kaynağı [kg/m²s²]

Burada τ ile verilen kayma gerilmesi tensörü ile gerinim oranı arasında Eşitlik 5.4'teki bağıntı mevcuttur.

$$\tau = \mu (\nabla \boldsymbol{U} + (\nabla \boldsymbol{U})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \boldsymbol{U}$$
(5.4)

Burada ise;

δ: Kronecker delta fonksiyonu

Gerçekleştirilen analizlerde, kompresör çarkı içerisindeki akış analizi için, Reynolds Ortalamalı Navier Stokes denklemleri (RANS) kullanılmıştır. RANS metodları, bilhassa endüstriyel uygulamalırda sıkça kullanılmaktadır [87].

Enerji denklemi

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial P}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \ \boldsymbol{U} \ h_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \ \nabla T) + \nabla \cdot (\boldsymbol{U} \cdot \tau) + \boldsymbol{U} \cdot \boldsymbol{S}_{\boldsymbol{M}} + \boldsymbol{S}_{\boldsymbol{E}}$$
(5.5)

Burada; S_{E:} Enerji kaynağı [kg/ms³]

5.3.2. Türbülans modeli

İncelenen akış alanı içerisinde akışkan eğer herhangi bir dönme hareketi yapmadan, sapmadan düzgün bir yolda ilerliyorsa akış laminer; eğer dönerek, saparak ve öngörülemeyen davranışlar sergileyerek ilerliyorsa da akış türbülanslı olarak nitelendirilir. Türbülans, akış alanı içerisinde hem zaman hem de uzayda dalgalanmalar barındırır ve oldukça karmaşık, zamana bağlı, doğrusal olmayan ve üç boyutlu bir yapıya sahiptir. Akışkan üzerindeki atalet kuvvetlerinin, viskoz kuvvetlere baskın geldiği durumlarda meydana gelir ve "belirli niteliklerin zaman ve uzay koordinatlarında rastgele varyasyonlarından oluşan bir akış hareketi olarak tanımlanır [88]. Türbülans modellemesi, bilhassa test, prototip üretimi gibi süreçler göz önünde bulundurulduğunda oldukça avantajlı bir hal almaktadır [89]. Türbülansın doğrudan bilgisayar simülasyonlarının yapılmamasının sebebi, türbülansın oldukça "dağınık" olan yapısı ve momentum değişiminin küçük ölçekli salınımlarla sağlanmasıdır [90]. Laminer ve türbülanslı akışın görüntülenmesi arasındaki temel fark, türbülanslı akışlarda geniş bir aralıkta uzunluk ölçeğine sahip girdaplı hareketler mevcuttur [91,92]. Bu sebeple de tasarımcılar, türbülanslı akışlar hakkında bilgi sahibi olmayı isterken, akışın içerisindeki her girdabın tek tek ne gibi bir etki yarattığını öğrenmekten kaçınırlar [93]; ve ayrıca her ne kadar RANS denklemleri Navier - Stokes denklemlerini sadeleştirse de, türbülanslı akışın çözülebilmesi için tek başlarına yeterli değillerdir; zira bu denklemler kapalı bir denklem sistemi oluşturmamaktadırlar. Bu sebeple kullanılan türbülans modelinden gelen ekstra denklemlere ihtiyaç mevcuttur.

Bu noktada mevcut türbülans modellerinin çoğunun türbülansın gerçek fiziğinde yer alan girdap, hız desenleri, yüksek vortisiteli bölgeler gibi kavramları göz önünde bulundurmadığı ve dolayısıyla aslında temsil etmeyi amaçladıkları fiziksel süreci gizledikleri bilinmelidir. Gerçekleştirilen akış görüntüleme deneylerinde [94-99] bu noktanın doğrulandığı ve hassas tanımlamanın ve modellemenin aslında ne kadar zor olduğu görülmüştür. Dolayısıyla, her ne kadar türbülansın gerçek fiziğinin mevcut modellerde yer almaması şaşırtıcı olsa da, zira, bu kavramların oluşturulan modellere matematiksel olarak dökülmesi oldukça karmaşıktır, nispeten basit modellerin yardımıyla doğru sonuçlar alınabileceği görülmüştür [89]. Yani, dikkatli seçilen ve gerekli olduğu durumda elzem değişikliklerin yapıldığı türbülans

modelleri, fiziksel yetersizliklerine rağmen tasarım ve araştırma açısından oldukça önemli bir araç haline gelmişlerdir.

Kullanılan türbülans modeli, elde edilen sonuç üzerinde doğrudan bir etkiye sahip olduğundan, her problem için uygun olan türbülans modelinin kullanımı, çözümün doğruluğu açısından hayati öneme sahiptir. Her ne kadar kullanıcıların kendi oluşturduğu modeller de dahil olmak üzere, birçok türbülans modeli mevcutsa da, ihtiyaç duyulan hesaplama gücü ve elde edilen doğruluk açısından bakıldığında, en yaygın kullanılan iki denklemli türbülans modelleri k- ε ve k- ω modelleridir [100,101]. Türbülansı tanımlamak için kullanılan sıfır denklemli, bir denklemli ve iki denklemli türbülans modelleri mevcuttur. Her birinin arasındaki temel fark, karakteristik uzunluk ve hızı tanımlama yöntemleridir [102]. Bu çalışmada kullanılan iki denklemli model, karakteristik hız ve uzunluk ölçeğini hesaplamak için diferansiyel denklemler kullanırlar. Kullanılan k- ω modeli, bilhassa duvara yakın bölgedeki akışı (viskoz tabaka) daha doğru çözümlemek için kullanılır. Diğer bir model olan k- ɛ modeli ise duvardan uzaktaki bölgedeki akışların daha kritik olduğu durumlar için kullanılır. Bilhassa havacılık uygulamalarında k- ω SST modeli yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu model, duvara yakın bölgeler için daha hassas çözüm yapan k – ω modeli ve duvardan uzak bölgede daha hassas çözüm yapan k- ε modellerini kombine eden hibrit bir modeldir. Kullanılan bir F1 karıştırma fonksiyonu ile duvara yakın bölgede k – ω modeli aktive edilirken, duvardan uzak serbest akış bölgesinde k- ε modeli çalıştırılır. Bu şekilde akış alanı boyunca uygun modelin kullanımı temin edilmiş olur [103].

Buradaki k, türbülans kinetik enerjisini ifade eder ve hızdaki dalgalanmaların değişimi olarak tanımlanır ve Eşitlik 5.6 ile ifade edilir.

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_k \nu_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$$
(5.6)

Diğer bir terim olan ω ise hız dalgalanmalarının yitimini temsil eden yitim oranıdır. Bu terim, Eşitlik 5.7 ile ifade edilir.

$$\frac{\partial\omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial\omega}{\partial x_j} = \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_\omega \nu_T) \frac{\partial w}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial\omega}{\partial x_i}$$
(5.7)

Bu türbülans modeline ait denklemler ve ayrıntıları [104]'te mevcuttur.

5.3.3. Ayrıklaştırma yöntemi

Bu çalışmada kullanılan ANSYS CFX programı, daha öncede belirtildiği gibi sonlu hacimler yöntemini kullanarak çözüm sağlamaktadır [105]. İncelenen akış alanını, istenilen sayıda ve kalitede kontrol hacmine bölerek (çözüm ağı oluşturarak) elde edilen her hacim için korunum denklemleri uygulanır. Oluşturulan her kontrol hacminin merkezinde ise değişkenlerin hesaplandığı bir düğüm noktası mevcuttur. Her bir kontrol hacminin yüzeyinde, değişkenlerin uygun şekilde ifade edildiği cebirsel bir denklem elde edilir [106].

Bu elde edilen denklemlerin ayrıklaştırılması için, "upwind" ve yüksek çözünürlük şeklinde iki farklı adveksiyon şeması mevcuttur. Bilhassa çalışmanın başlangıcında, geometri değişikliklerinin en çok ihtiyaç duyulduğu süreçte, çok fazla sayıda analiz yapılması gerekmektedir. Bu noktada da hem sayısal yükü hafifletmek, hem de analiz sürelerini kısaltmak için upwind adveksiyon şemasının kullanımı avantaj sağlamaktadır. Bu analizler sonrasında, istenilen sonuca yaklaşılmaya başlandığında da, iyi bir çözüm ağıyla beraber yüksek çözünürlük adveksiyon şemasının kullanımı, her ne kadar analiz sürelerini uzatsa da, elde edilen sonucun hassasiyeti açısından tavsiye edilmektedir. Zira yüksek çözünürlük adveksiyon şeması kullanılarak gerçekleştirilen analizlerden elde edilen sonuçlar, upwind kullanılarak elde edilen sonuçlara oranla daha yüksek doğruluğa sahiptir [107].

6. YAPISAL ANALİZ METODOLOJİSİ

Akış analizlerinin ardından gerçekleştirilen yapısal analizler ile karmaşık mühendislik problemlerinin daha doğru ve bütünsel bir sonuç vermesi sağlanır. Başka bir deyişle, tasarlanan yapının aerodinamik açıdan gerekli isterleri sağlıyor olması, mekanik açıdan da yeterli, güvenilir ve tutarlı olduğu anlamına gelmez. Bu sebeple, aerodinamik tasarımın tamamlanmasının ardından gerekli yapısal analizlerle kritik kontrollerin doğrulamasının yapılması şarttır. Yapısal analizler için kullanılan Sonlu Eleman Analizi yöntemi, bir parça ya da montajdan oluşan fiziksel bir sistemin, malzeme özelliklerinin ve uygulanabilir sınır koşullarının matematiksel olarak ifade edilmesi, bu matematiksel temsilin çözümü ve elde edilen sonuçların incelenmesinden oluşan bir yöntemdir [108].

Mevcut çalışmanın yapısal analizleri için de, yine akış analizleri için kullanılan ANSYS'in Mechanical eklentisi kullanılmıştır. Gerçekleştirilen farklı yapısal analizler için (gerilme, titreşim vb.) ayrı ayrı modülleri bulunan programda, analiz için kullanılan metodoloji Şekil 6.1'de verilmiştir.



Şekil 6.1. Yapısal analizler için takip edilen metodoloji

Yapılan kanat tasarımına, akış analizleri için çözüm ağı uygulanıp, akış analizlerinin tamamlanmasının akabinde yapısal analizler için çözüm ağı uygulaması gerçekleştirilir. Ardından, bu çözüm ağı kullanılarak, HAD analizlerinden gelen basınç sıcaklık yükleri mekanik çözücüye sınır koşulu olarak aktarılır. Öncelikli olarak yük, stres ve yorulma analizleri tamamlandıktan sonra, son olarak titreşim analizi gerçekleştirilir. Mekanik analizler sonucunda istenilen performansın sağlanamaması durumunda kanat tasarımına geri dönülür ve aerodinamik süreç tekrarlanıp ardından tekrar mekanik analiz gerçekleştirilir. İstenilen aerodinamik ve yapısal parametreler elde edilene kadar bu iteratif süreç devam eder.

6.1. Çözüm Ağı Oluşturulması

Tıpkı akış analizlerinde olduğu gibi, yapısal analizler için de oluşturulan çözüm ağının yapısı ve kalitesi, elde edilen çözümün doğruluğunu doğrudan etkilemektedir. Çözüm ağı kalitesi ne kadar iyi olursa, fiziksel modelin matematiksel temsili de o kadar başarılı olur [118]. Daha önce yapılan benzer çalışmalarda da olduğu gibi yük yoğunluğunun fazla olduğunun tahmin edildiği ve kritik olan bölgelerde çözüm ağı daha yoğun, diğer bölgelerde ise nispeten daha az yoğun olarak oluşturulmuştur [109,110,111].

Kullanılan elemanın tipi, çözülecek probleme göre değişmektedir. Her elemanın birincil amacı, düğümler arasındaki katılığı ifade edecek matematiksel bağıntılarla düğümleri birbirine bağlamaktır. Bu şekilde, anlık denklemlerle her elemanın davranışlarını birleştirerek analiz edilen yapıların davranışı, geleneksel mühendislik kitaplarında yer alan yöntemlere nazaran daha gerçekçi bir biçimde belirlenebilmektedir. Her ne kadar birçok eleman çeşidi ve sınıfı mevcut olsa da, katı şekillerin modellenmesinde genellikle altı yüzlü ya da dört yüzlü üç boyutlu elemanlar kullanılır.

Oluşturulan çözüm ağına ait detaylı bilgiler Bölüm 7'de verilmiştir.

6.2. Gerilme Analizi

Kullanılan ANSYS Mechanical programında yapısal analizler, lineer ve lineer olmayan şeklinde iki temel gruba ayrılırlar. Lineer analizler, ele alınan materyalin kalıcı bir şekilde deforme olmadığı kabulüyle çalışırlar; başka bir deyişle bu analizlerde malzeme plastik deformasyona uğramaz. Lineer olmayan analizlerde ise ele alınan malzemenin plastik deformasyona uğradığı, meydana gelen deformasyonun model uzunluğunun %10'undan daha fazla olduğu kabul edilir. Bu durumda da meydana gelen büyük deformasyon sebebiyle materyal özellikleri ve gerilmeler değişir. Bu çalışmada, meydana gelen deformasyonların bir tasarım kriteri olarak az olması mecburiyeti sebebiyle lineer analiz gerçekleştirilmiştir.

Lineer statik yapısal analiz için, evrensel yer değiştirme vektörü, **x**, Eşitlik 6.1'de verilen matris ile çözülür.

 $[K]\mathbf{x} = \mathbf{F}$

(6.1)

Burada [K], katılık matrisidir ve sabit olarak kabul edilir. Lineer elastik materyal davranışı varsayılır ve küçük defleksiyon teorisi kullanılır. **F**, yük vektörüdür ve zamanla değişen bir kuvvet ve sönümleme etkisi olmadığı varsayımıyla uygulanır. Vurgulandığı şekilde **x** ise yer değiştirme vektörüdür.

ANSYS Mechanical, parçanın katılık davranışının katı ya da esnek olarak seçilmesine müsaade eder. Katı cisim, geleneksel çözüm ağı oluşturma yöntemleri kullanarak küçük parçalara ayrılmaz, onun yerine tek bir kütlesel cisim olarak ve ifade edilir ve çözümleme zamanları açısından oldukça verimlidir. Genellikle, montaj içerisindeki tek işlevi yükü transfer etmek olan parçalarda kullanılır. Dolayısıyla bu çalışmada, parçanın katılık davranışı esnek olarak seçilmiştir.

Bu analizlerde, Young modülü ve Poisson oranına her zaman ihtiyaç vardır. Eğer bir ataletsel yük uygulanacaksa yoğunluk, sıcaklık yükü uygulanacaksa termal genişleme katsayısı, gerilme limitleri ve yorulma özellikleri elzemdir. Bunları kullanıcı, programın kendi kütüphanesinden kullanacağı malzeme özellikleriyle otomatik olarak alabileceği gibi, arzu ederse kendisi de girebilmekte ya da değiştirebilmektedir. Bu analizde kullanılan malzeme özellikleri Bölüm 4'te verilmiştir.

Eğer akış analizinden bağımsız bir mekanik analiz gerçekleştirilecek olsaydı, parça üzerindeki yüklerin ve desteklerin ayrı ayrı biçimde tanımlanması gerekirdi. Ancak bu durumda, parça üzerindeki sıcaklık ve basınç yükleri, hali hazırda akış analizlerinden gelen sonuçlardan alındığı için, bunları doğrudan mekanik çözücüye aktarmak mümkündür.

Akış analizlerinden alınan basınç ve sıcaklık yükleri, belirlenen malzeme özellikleri ve destek noktalarıyla problem çözdürülür.

6.3. Titreşim Analizi (Modal Analiz)

Modal analiz, bir sistemin ya da makine parçasının titreşim karakteristiklerini belirler [112]. Titreşim karakteristikleriyle kast edilen doğal frekans ve mod şekillerdir. Mod şekli ise, ele alınan yapının dinamik bir özelliğidir ve her doğal frekansa denk gelen yapısal defleksiyon modelinin davranışını ifade eder. Her mod, bir doğal frekans (rezonans frekansı) kullanılarak
ifade edilir. Eğer herhangi bir malzeme özelliği ya da uygulanan başlangıç koşulları değişirse, yapının modları da değişir; yani sistem daha farklı şekilde titreşir [113].

Modal analiz her ne kadar tek başına da tasarım açısından oldukça anlamlı olsa da, başka ve daha detaylı bir analiz için (harmonik analiz ya da spektrum analizi gibi) başlangıç noktası da teşkil edebilmektedir.

Dönen yapılar ve makine parçaları için, dönme hızlarından kaynaklı jiroskopik etkiler de sisteme dahil edilir. Sonuç olarak verilen Campbell diyagramı sayesinde dönme hızının doğal frekansa olan etkisi elde edilir.

Detaylı teorik bilgi [57] ve [114]'te verilen çalışmalarda mevcuttur.

ANSYS Mechanical altında bulunan Modal modülü ile, statik analizlerden alınan sonuçlar doğrultusunda, sönümleme etkileri de hesaba katılarak, Bölüm 4'te verilen kriterler doğrultusunda ilk üç mod için titreşim analizi gerçekleştirilmiştir. Program, Campbell diyagramını da analiz çıktısı olarak vermektedir.

6.4. Disk İnfilakı Analizi

Disk infilakı analizi, dinamik instabilitenin kritik hızını ortaya koyduğundan, sistemin güvenli olup olmadığını belirleyen en önemli parametredir [57]. Disk infilakı, malzemenin bir arada tutma özelliği mevcut gerilmelere yenik düştüğü zaman meydana gelir [115]. Bu analiz için mekanik çözücüde ayrı bir modül bulunmamaktadır. Tasarımı yapılan çark için verilen ister doğrultusunda, çarkın çalışma hızının yüzde kaç fazlasına kadar infilak etmemesi gerekiyorsa, gerilme analizleri o hız için gerçekleştirilir. Eğer sonuçta elde edilen maksimum gerilme, malzemenin üst çekme dayanımından düşükse diskin infilak etmediği, eğer yüksekse de malzemenin plastik deformasyona uğradığı ve dolayısıyla infilak etme riskinin olduğu anlaşılmış olur. Bu sebeple tasarımda hedef, aşırı yüklemede de mümkün olduğu kadar üst çekme mukavemetinden daha düşük gerilmeler elde etmektir.

6.5. Düşük Çevrimli Yorulma

Bir malzemenin yorularak kırılmasına geometrisi, yüklemesi, malzemesi ve üretimi etki eder. Bunlar göz önünde bulundurulduğunda deneysel yöntemlerle bir yapının ömrünü belirlemek hem oldukça güç, hem de oldukça pahalıdır. Bu sebeple simülasyonlar tasarımın nihayete erdirilmesi açısından oldukça mühimdir.

Yorulma analizi için tasarımcının karar vermesi gereken beş girdi hususu mevcuttur. Bunlar; yorulma analizi tipi, yükleme tipi, ortalama gerilme etkileri, çok eksenli gerilme düzeltmesi ve yorulma modifikasyon faktörü olarak sıralanırlar [116].

Yorulma analizi tipi, malzeme deformasyon miktarına bağlı olarak gerilme ömrü ya da gerinim ömrü olarak ikiye ayrılır. Gerilme ömrü, tipik S-N eğrilerine dayanır ve bir dizi faktörlerle modifiye edilmiştir. Gerinim ömrü ise, Gerinim Ömrü İlişkisi Bağıntısına dayanan çok daha kapsamlı ve uzun süren bir analizdir. Eğer ele alınan malzemenin tamamen elastik tepki vereceği biliniyorsa gerilme ömrü analizi yapmak doğru olacaktır. Bu çalışmada düşük çevrimli yorulma irdelendiğinden gerinim ömrü analizi kullanılmıştır.

Yükleme tipi ise, sabit genlik – orantılı yükleme, sabit genlik – orantısız yükleme, sabit olmayan genlik – orantılı yükleme ve sabit olmayan genlik – sabit olmayan yükleme olarak ayrılır. Bu çalışmada sabit genlik – orantılı yükleme kullanılmıştır. Diğer türlerle ilgili detaylı bilgi, [116]'da mevcuttur. Çalışmada kullanılan yükleme biçimi, yükün sabit bir maksimum değeri olduğunu ifade eder. Yüklemenin sabit genlikte olmasının sebebi, tek bir eleman setinden alınan sonucun yeterli olmasıdır; başka bir deyişle, gerilme için temel alınan eksen zamanla değişmemektedir. Yükleme orantılı olduğundan, bir set eleman sonucu kullanılarak kritik yorulma lokasyonları belirlenebilmektedir.

Ortalama gerilme düzeltmesi içinse, gerilme ömrü ve gerinim ömrü için ayrı ayrı yöntemler bulunmaktadır. Malzemenin çevrimli yorulma özellikleri genellikle sabit genlikli testlerle belirlenir. Kritik elemanlar yüklemenin bu saf haline sık sık maruz kalırlar; zira genellikle ortalama bir gerilme mevcuttur. Eğer yükleme, tam zıttan farklıysa ortalama gerilme mevcuttur ve hesaba katılmalıdır. Çok eksenli gerilme düzeltme faktörleri ise deneysel verilerin genellikle tek eksenliyken yorulma analizi sonuçlarının çok eksenli olmasından dolayı, çok eksenli gerilmelerin tek eksene çevrilmesi ihtiyacından doğar.

Yorulma modifikasyonları ise, sonsuz ömür değeri, yorulma mukavemeti faktörü, yükleme ölçeği faktörü, gerilme ömrü enterpolasyonu parametrelerini içerir.

7. KARAKTERİSTİK PARAMETRELERİN TEORİK HESABI

Çark tasarımı için HAD analizlerine başlanmadan önce, ilk tasarımın şekillenebilmesi adına bir ön tasarım süreci gerçekleştirilmiştir. Bu süreçte ilk olarak Bölüm 3'te anlatılan yöntemlerle teorik tasarım yapılmış ve giriş ve çıkıştaki hız üçgenleri oluşturulmuştur.

Giriş ve çıkış için yapılan hesaplamalar, adım adım anlatılmıştır.

7.1. Giriş ve Çıkış Hız Üçgenleri

7.1.1. Giriş parametreleri ve giriş hız üçgeni

Hesaplamaya başlamadan önce, bilinen geometrik ve termodinamik değerler aşağıda listelenmiştir. Bunlar için verilen geometrik ve aerodinamik sınırlandırmalar kullanılmıştır.



Şekil 7.1. Çark üzerinde hesaplanan yarıçaplar



Bu girdiler kullanılarak hesaplama aşamasına geçilmiştir.

Giriş göbek ve taç kısmında, Şekil 7.2'de verilen hız üçgeni doğrultusunda hesaplamalar gerçekleştirilmiştir.



Şekil 7.2. Giriş hız üçgeni

$$U_{1t=}2\pi r_{1t}N = \pi \times 0,0706 \times 1600 = 354,874\frac{m}{s}$$
$$U_{1h=}2\pi r_{1h}N = \pi \times 0,018 \times 1600 = 90,4778\frac{m}{s}$$

Bu şekilde göbek ve uç kısımları için girişte rotor lineer hızları bulunur.

Ardından meridyonel yöndeki mutlak hız bulunur. Meridyonel hız için Eşitlik (3.41) ile verilen formülde yer alan A_f için teorik hesaplamalarda ideal olarak akış alanı ile geometrik alan birbirine eşit kabul edilir. Başka bir deyişle, geometrinin tamamından akış geçtiği ve herhangi bir noktada blokaja uğramadığı kabul edilir. Dolayısıyla, B değeri sıfır olarak bulunur ve tahliye katsayısı da 1'e eşit olur.

$$A_f = \pi(0.0353^2 - 0.009^2) = 3.6602 \times 10^{-3} m^2$$

Bulunan alan, meridyonel mutlak hız formülüne yerleştirildiğinde tek bilinmeyen yoğunluk kalır. Bunun içinse iterasyon yapılır.

$$\rho_1 = \frac{P_{01}}{RT_{01}} = \frac{101325}{287 \times 288,15} = 1,225 \ kg/m^3$$

$$V_m = \frac{\dot{m}}{\rho A_f} = \frac{0,68}{1,225 \times 3,6602 \times 10^{-3}} = 151,6589 \ m/s$$

$$\frac{V_{m1}^2}{2C_p} = \frac{151,6589^2}{2 \times 1005} = 11,4416 \, K$$

$$T_1 = T_{01} - \frac{V_1^2}{2C_p} = 276,708 \, K$$

$$P_1 = P_{01} \times \left(\frac{T_1}{T_{01}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 87,928 \ kPa$$

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} = 1,1072\frac{kg}{m^3}$$

İterasyonun başında kabul edilen yoğunluk değeri ve sonunda bulunan değer birbirine eşit olana kadar devam edilir. Birkaç iterasyon sonrasında bulunan değerler aşağıda sıralanmıştır.

$$\rho_1 = 1,07335 \frac{kg}{m^3}$$
 $V_{m1} = 173,085 \frac{m}{s}$

$$\frac{V_m^2}{2C_p} = 14,906 K$$
$$T_1 = 273,245 K$$
$$P_1 = 84,136 kPa$$

Girişteki termodinamik parametrelerin hesaplanmasının ardından Mach sayısı bulunur. Bunun için Eşitlik (3.58) kullanılır.

$$\frac{101325}{84136} = \left(1 + \frac{0.4}{2}M^2\right)^{\frac{1.4}{1.4-1}}$$
 denkleminden Mach sayısı çekilir ve M=0,5223 bulunur.

Mach sayısını hesaplamanın başka bir yolu da aşağıda verilmiştir.

$$a = \sqrt{\gamma RT} = 331,345 \frac{m}{s}$$
$$M = \frac{V}{a} = 0,5223$$

Girişte mutlak hızın herhangi bir teğetsel bileşeni olmadığı varsayılmaktadır. Başka bir deyişle girişte ön bir döngü mevcut değildir. Dolayısıyla V= V_m =173,085 m/s olarak devam edilir ve girişteki hız üçgeninin diğer elemanları hesaplanır.

$$W = \sqrt{(V_{\theta} - U)^2 + V_m^2} = \sqrt{U^2 + V_m^2}$$

Burada, göbek ve taç kısımlarının bağıl hızları birbirlerinden farklıdır; çünkü o noktalarda rotor lineer hızları aynı değildir. Dolayısıyla, buralardaki bağıl hızlarda birbirinden farklı olacaktır.

Göbek;
$$W_h = \sqrt{90,4778^2 + 173,085^2} = 195,306 \frac{m}{s}$$

 $Taç; W_t = \sqrt{354,874^2 + 173,085^2} = 394,834 \frac{m}{s}$
Göbek; $M_{rel_h} = \frac{W_h}{a} = \frac{195,306}{331,345} = 0,5894$
 $Taç; M_{rel_t} = \frac{W_t}{a} = \frac{394,834}{331,345} = 1,1916$

Bütün hız bileşenlerinin bulunmasının ardından, giriş ve çıkıştaki açıları hesaplamak mümkün olmaktadır.

Göbek;
$$\beta_{1_h} = \tan^{-1}\left(\frac{U}{V}\right) = 27,597^\circ$$

Taç; $\beta_{1_t} = \tan^{-1}\left(\frac{U}{V}\right) = 63,99^\circ$

7.1.2. Çıkış parametreleri ve çıkış hız üçgeni

Giriş parametreleri için uygulanan prosedür, çıkış parametreleri için de takip edilmiştir. Şekil 7.3'te çıkıştaki hız üçgeni verilmiştir.



Şekil 7.3. Çıkış hız üçgeni [14]

Hesaplamaya çıkıştaki rotor lineer hızı hesaplanarak başlanır.

$$U_{2} = 2\pi r_{2}N = \pi \times 0,1014 \times 1600 = 509,6919 \frac{m}{s}$$
$$V_{m2} = \frac{\dot{m}}{\rho_{2}A_{f2}}$$
$$A_{f2} = 2\pi r_{2}b_{2} = 2,4656 \times 10^{-3} m^{2}$$
$$\Delta h_{0} = U_{2}V_{\theta 2} - U_{1}V_{\theta 1} = C_{p}\Delta T_{0}$$

Burada girişte herhangi bir ön dönme verilmediği bilindiğinden, $V_{\theta 1}$ değeri sıfır kabul edilir.

$$U_2 V_{\theta 2} = 1005(T_{02} - T_{01})$$

Hesaplamalara basınç ve sıcaklık için izentropik bağıntılarla devam etmek gerekir; ancak bunun için verim kabulü yapmak mecburidir. Verilen spesifikasyonlarda izentropik verimin 0,87'den büyük olması istendiğinden, burada da verim 0,9 alınarak hesaplamalara devam edilmiştir.

$$T_{02s} = \left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \times T_{01} = 445,82 \ K$$

$$T_{02} - T_{01} = \frac{T_{02s} - T_{01}}{\eta} = 175,188 \ K$$

$$T_{02} = 463,338 \ K$$

$$U_2 - V_{\theta 2} = 1005 \times (463,338 - 288,15)$$

$$V_{\theta 2} = 345,4338 \frac{m}{s}$$

$$V_2 = \sqrt{V_{\theta}^2 + V_m^2}$$

$$\rho_2 = \frac{P_{02}}{RT_{02}} = \frac{466095}{287 \times 463,338} = 3,505 \frac{kg}{m^3}$$

$$V_{m2} = \frac{\dot{m}}{\rho_2 A_{f2}} = \frac{0,68}{3,505 \times 2,4656 \times 10^{-3}} = 78,686 \frac{m}{s}$$

$$V_2 = 354,2824 \frac{m}{s}$$

$$T_2 = T_{02} - \frac{V_2^2}{2C_p} = 463,338 - \frac{354,2824^2}{2 \times 1005} = 400,8922 \ K$$

$$P_2 = P_{02} \times \left(\frac{T_2}{T_{02}}\right)^{\gamma/\gamma - 1} = 280820,25 \ Pa$$

Bu noktadan sonra, tıpkı giriş parametrelerini hesaplarken yapıldığı gibi yoğunluk üzerinden iterasyon yapılır. Yukarıda ilk aşaması örnek olarak verildiğinden, iterasyon sonucunda bulunan değerler aşağıda doğrudan verilmiştir.

$$V_{m2} = 115,336 \frac{m}{s}$$

$$V_2 = 364,18 \frac{m}{s}$$

$$T_2 = 3987,354 K$$

$$P_2 = 272241,9266 Pa$$

$$\rho_2 = 2,3872 \frac{kg}{m^3}$$

Temel termodinamik parametrelerin hesaplanmasının ardından Mach sayısını hesaplamak mümkün olmaktadır.

$$\frac{T_{02}}{T_2} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2}M_2^2$$
$$M_2 = 0.9112$$

Mac sayısını hesaplarken sıcaklık bağıntısı kullanılmıştır. Sıcaklık yerine basınç kullanılan bağıntı kullanılsaydı da yine aynı sonuç elde edilecektir.

Giriş kısmından farklı olarak, çıkış kısmında kayma faktörü hesaplara dahil edilir. Kayma faktörü için kullanılan birçok bağıntı mevcuttur; ancak bunların her birinin geçerli olabilmesi için kendine özgü ön koşulları vardır. Bunlardan en sık kullanılanlardan biri Wiesner kayma faktörüdür; ancak, bu çalışmadaki mevcut parametrelerle bu bağıntı uygulanabilirliğini yitirmektedir. Bu kontroller yapıldığında, uygun olan bağıntılardan birinin Yadav-Misra bağıntısı olduğu belirlenmiştir. Eşitlik 3.64'te verilen bağıntı kullanılarak alternatif kayma faktörü hesaplanmış ve bulunan değer Eşitlik 3.65'te verilen bağıntıyla kayma faktörüne çevrilmiştir.

$$\sigma' = 0,7336$$

 $\sigma = 0,7538$

Eşitlik 3.66 ile verilen denklemle, alternatif kayma faktörü, kayma faktörü ve hız değerlerini kullanarak çıkış açısını bulmak mümkün olmaktadır.

$$\beta_{2b} = -18,616^{\circ}$$

Ardından, Eşitlik 3.68 ve 3.69'da verilen bağıntılarla iş ve döngü katsayıları hesaplanmıştır.

$$\mu_2 = 0,6777$$

 $\lambda_2 = 2,995$

Hesaplamaların başında verim değeri 0,9 olarak varsayılmıştı. Bulunan parametreler kullanılarak tekrar verim değeri hesaplanır.

$$\eta = \frac{PR^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{TR - 1} = 0,899$$

$$V_{kayma} = U_2(1 - \sigma) = 125,486 \frac{m}{s}$$

Bulunan değerlerin aşağıda verilen eşitlikle sağlaması yapılmıştır.

 $V_{\theta 2} = U_2 + V_{m2} tan \beta_{2b} - V_{kayma}$ 345,4338 = 509,6919 + 115,336 tan(-18,616) - 125,486

Her iki tarafın birbirine eşit olduğu görülmüştür.

7.2. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Uygulaması

Bölüm 5'te Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizleri için takip edilen metodoloji detaylı olarak anlatılmıştır. Bölüm 7.1'de verilmiş olan hesaplamalarla kanat ön tasarımını gerçekleştirebilmek ve ANSYS BladeGen'de ilk kanat profilini oluşturmak mümkündür. Kanat profilinin oluşturulmasının ardından çözüm ağı aşamasına geçildiğinden, bu kısımda çözüm ağı ve analizin hazırlanmasına ait detay bilgiler verilecektir.

7.2.1. Çözüm ağı

Çözüm ağının yapısının ve kalitesinin elde edilen çözümün doğruluğu açısından hayati önem taşıdığı daha önce vurgulanmıştı. Bunun için mümkün olduğunca kanatların kritik bölgelerinde sık, diğer bölgelerde ise daha az yoğun bir çözüm ağı kullanılmıştır. Çözüm ağı oluşumunda H/J/C/L – O Topolojisi kullanılmıştır. Çözüm ağına ait bilgiler, Çizelge 7.1'de verilmiştir.

Çizelge 7.1. Çözüm ağı bilgileri

Düğüm Sayısı	Eleman Sayısı
1165835	1098618

Şekil 7.4'te ise oluşturulan çözüm ağına ait detay görüntüler mevcuttur.



Şekil 7.4. Çözüm Ağı

Şekil 7.4'te çark için oluşturulan çözüm ağı verilmiştir. Buradan da görüleceği gibi kanatlara yaklaştıkça ağ yoğunluğu artmaktadır. Burada mavi ile gösterilen kısım yardımcı kanatları, yeşil ile gösterilen kısımsa ana kanatları simgelemektedir.

Elde edilen sonucun çözüm ağına bağlı olup olmadığını kontrol etmek için çözüm ağı bağımsızlığı çalışması yapılmıştır. Bunun için oluşturulan çözüm ağına karşılık hava kütlesel debisi kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar Çizelge 7.2'de verilmiştir.

Eleman Sayısı [x10 ³]	Hava Kütlesel Debisi [kg/s]
500	0,747
600	0,7034
700	0,69907
800	0,6923
900	0,6964
1100	0,6788
1200	0,67874
1300	0,67872

Çizelge 7.2. Çözüm Ağı Bağımsızlığı

Bu doğrultuda, yaklaşık 1100000 elemandan sonra elde edilen sonuçlar arasındaki farkın oldukça az olduğu görüldüğünden mümkün olan en az sayıyla devam etmek hesaplama gücü ve zamanı açısından kolaylık sağlayacağı için 1100000 elemanla çalışmaya devam edilmiştir.

7.2.2. Sınır koşulları

Bölüm 4'te analiz için kullanılan türbülans modeli gibi bilgilere yer verilmiştir. Burada da çark kanatları üzerinde oluşturulan bölgeler ve uygulanan sınır koşullarına değinilecektir.

Çark üzerindeki sınır koşullarını tanımlamak için kullanılan bölgeler Şekil 7.5'te verilmiştir.



Şekil 7.5. Sınır koşulları için tanımlanan bölgeler

Şekil 7.5'te yeşil olan kısım giriş, pembe olan kısım ise çıkıştır. Kırmızıyla boyalı yerler ana kanat ve yardımcı kanatları, sarı kısım göbek bölgesini, mor kısım ise taç bölgesin, ifade etmektedir. Her ne kadar giriş ve çıkış bölgeleri için "Giriş" ve "Çıkış" şeklinde birer sınır tipi mevcutsa da, bu sınır tipleri çözümü sekilde manipüle eder ve bilhassa yüksek hızlı yapılarda geri dönme problemlerine sebep olur. Bu sebeple, giriş ve çıkıştaki sınır tipleri "Açıklık" olarak belirlenmiş ve problem herhangi bir koşula zorlanmamış ve dolayısıyla daha gerçeğe yakın sonuçlar elde edilmiştir. Girişteki sıcaklık 288,15 K, basınç 101,325 kPa olarak, çıkışta ise sırasıyla 470 K ve 360 kPa olarak belirtilmiştir. Çıkış sıcaklık ve basıncı, gerçekleştirilen teorik hesaplamalar sonucunda belirlenmiştir. Problem gereksinimlerinde çıkıştaki toplam basıncın girişteki toplam basınca oranının 4,6 olması beklenmektedir. Buna rağmen çıkıştaki basıncın 360 kPa olarak belirtilmesinin sebebi, çıkış ve giriş bölgeleri kanatlardan bir hayli uzak tutulmasıdır. Bu yöntem, programın kendi kullanıcı kılavuzunda da bilhassa yüksek dönme hızına sahip akışlar için yüksek devir hızı ve basıncın yarattığı salınımların azaltılabilmesi için tavsiye edilmiştir. Bu bölgelerin kanatlara olan mesafeleri arttıkça, aradaki kayıplar da artmakta ve bu sebeple okunan sonuçlar gerçekçiliğini yitirmektedir. Şekil 8.1'de verilmiş olan düzlemler sayesinde kanatların hemen başından ve sonundan ölçüm alabilmek mümkün olmuş, bu sayede daha doğru sonuçlar elde edilmiştir. Başka bir deyişle, çıkış bölgesi, kanadın bitiminden oldukça uzak olduğu ve bu esnada belirgin bir basınç kaybına maruz kalacağı için bu noktadaki basınç, gereksinimde verilen basınçtan daha düşük tutulmuştur. Göbek kısmı için "Duvar" sınır tipi seçilmiş ve herhangi bir hız tanımlanmamıştır. Taç kısmı içinse yine "Duvar" sınır tipi seçilmiş ancak göbekten farklı olarak "Ters Dönen Duvar" şeklinde bir hız tanımlanmıştır. Bu şekilde taç bölgesinin rotora eşit hızda ve ters yönde dönmesi sağlanmıştır. Başka bir deyişle, taç kısmının mutlak hızının sıfır olması sağlanmıştır. Sağ ve sol kısımda görülen bordo oklar ise, periyodik yüzeyleri ifade etmektedir. Hesaplama gücünden tasarruf etmek için akış hacmi 7'ye bölünmüş ve sadece 1 ana ve 1 yardımcı kanat çözdürülmüştür. Belirtilen bölgelerde de periyodik yüzey seçeneği kullanılarak sanki oralarda da birer set aynı yapıdan varmış gibi çözüm yapılması sağlanmıştır.

Bunun haricinde referans basıncı 0 atm olarak seçilmiş, akışkan olarak ise hava (ideal gaz) kullanılmıştır. Gereksinimlerde de belirtildiği gibi dönme hızı 96000 rpm olarak belirtilmiştir ve sebepleri bir önceki bölümde de açıklandığı üzere k-ω SST türbülans modeli kullanılmıştır. Dönme hızı ve basınç oranı nispeten yüksek bir yapı olduğu için, çarkın çıkış

basıncı atmosfer basıncından kademeli olarak uzaklaştırılarak artırılmış ve her çözümün bir diğerine ön şart teşkil etmesi sağlanmıştır. Bu şekilde de akış taşmasının önüne geçilmiştir.

Çözdürülen ilk analizlerde adveksiyon şeması olarak upwind ve birinci dereceden türbülans nümeriği kullanılmış, istenilen sonuçlara yaklaşılmasının ardından iki seçenek için de yüksek çözünürlük kullanılmıştır. Yakınsama için artık hedefi 10⁻⁸ olarak seçilmiştir. Son olarak çıkışa yakın iki noktaya toplam basınç ve kütlesel debi cinsinden monitör noktası atılarak bu noktalarda takip edilen değerlerin sabitlenmesi takip edilmiş, bu sayede problemin gerçekten yakınsayıp yakınsamadığı kontrol edilmiştir.

7.3. Sonlu Elemanlar Analizi Uygulaması

Bölüm 5'te yapısal analiz ve takip edilen metodolojiye dair detaylı bilgi mevcuttur. Burada da kullanılan çözüm ağı ve sınır koşulları açıklanacaktır.

7.3.1. Çözüm ağı bilgileri

Yapılan analizlerde kullanılan çözüm ağında dört yüzlü elemanlar, patch conforming metodu ile birlikte kullanılmıştır. Literatürde yapılan benzer bir çalışmada da tam olarak aynı yapıda bir çözüm ağı kullanılmıştır [117]. Dört yüzlü elemanlardan oluşan çözüm ağı, her ne kadar iterasyon sürelerinin uzamasına sebep olsa da daha tutarlı sonuçlar alınması açısından önemlidir [118]. Toplam düğüm noktası sayısı yaklaşık olarak 572000, eleman sayısı ise 360000'dir. Hacimde kullanılan en büyük elemanın ölçüsü 5 mm, yüzeyde kullanılan en büyük eleman ölçüsü ise 3 mm'dir.

Oluşturulan çözüm ağı yapısı, Şekil 7.6'da verilmiştir.



Şekil 7.6. Yapısal analiz için oluşturulan çözüm ağı

Şekil 7.6'da da gösterildiği üzere, bilhassa kanat ve göbek bağlantı yerleri, taç bölgeleri gibi yüklerin fazla olacağı tahmin edilen bölgelerde daha sık bir ağ yapısı oluşturulmuştur. Oluşturulan çözüm ağının kalitesi ise Şekil 7.7'de gösterilmiştir.



Şekil 7.7. Çarpıklık ve eleman sayısı bağlantısı

Çarpıklık, bir çözüm ağı hücresinin komşu hücreyle olan farkını ifade eder ve 0 ile 1 arasında değerler alır. En istenmeyen değer 1, ideal değer ise 0'dır. Tasarım sürecinde de, çözüm ağı elemanların çoğunluğunun çarpıklık değerinin mümkün olduğu kadar küçük olması

hedeflenir. Şekil 7.7'de de görülmektedir ki, çarpıklık değeri 0,5'ten fazla olan hücre sayısı, az olan hücre sayısına nazaran oldukça azdır. Dolayısıyla, her ne kadar çözüm ağı kalitesinin daha da artırılması, elde edilen sonucun doğruluğu üzerinde müspet bir etki yaratacaksa da, bu elde edilen yapı yeterli olduğundan, daha fazla hesaplama yükü yaratmamak ve çözüm süresini asgaride tutmak adına bu çözüm ağıyla analizlere devam edilmiştir.

7.3.2. Sınır koşulları

Yapısal analizlerin sınır koşullarını belirleyebilmek için, akış analizlerinden gelen basınç ve sıcaklık yükleri kullanılmıştır. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizlerinden elde edilen sonuçlar, statik yapısal analizlerin kurulum modülüne direk bağlanmıştır. Bu şekilde, yapısal analizler için sınırların, bölgelerin, şartların tekrar tanımlanması gerekmemiştir. Titreşim analizleri için de statik yapısal analizlerin çözümleri, titreşim analizlerinin kurulum modülüne bağlanmış ve aynı şekilde tanımlama işlemleri tekrarlanmamış olmuştur.

Hazırlanan analizde, Şekil 7.8'de kırmızıyla belirtilen mil yüzeyine silindirik destek uygulanmıştır.



Şekil 7.8. Desteklenen yüzey

Yüzey silindirik olduğu için silindirik destek kullanılmıştır. Eksenel, radyal ve teğetsel yönlerde bağımsız kontrol yapılmasına müsaade eder. Bu çeşit haricinde program içerisinde birçok seçenek mevcuttur.

HAD analizlerinden alınan yükler, Şekil 7.9 – 13 arasında verilmiştir.



Şekil 7.9. Aktarılan sıcaklık yükleri

Şekil 7.9'da HAD analizlerinden aktarılan sıcaklık yükleri verilmiştir. Buna göre aktarılan yükün maksimum sıcaklığı 88,259 °C, minimum sıcaklığı 16,105 °C ve ortalama sıcaklığı da 50,804 °C'dir.



Şekil 7.10. Aktarılan basınç yükleri

Şekil 7.10'da ise aktarılan basınç yükleri verilmiştir. Sol üst resim göbek kısmındaki, sağ üst resim ana kanatlardaki, sol alt resim taç kısmındaki, sağ alt resim ise yardımcı kanatlardaki basınç yüklerini göstermektedir. Her ne kadar farklılıklar mevcut olsa da, maksimum değerler 0,25 ve 0,26 MPa mertebesinde değişmektedir. Burada elde edilen değerler, akış analizi sonucunda elde edilen basınç değerlerinden farklıdır. Bunun sebebi, programın mekanik analiz için giriş ve çıkışta kanat yüzeylerinde ve giriş – çıkış düzlemlerinde ayrı ayrı yükleri hesaplayarak, çark genelinde değil her bir kanat yüzeyinde oluşan yükleri hesaplamasıdır.

8. SONUÇLAR

8.1. Aerodinamik Analiz Sonuçları

8.1.1. Tasarım noktası

Daha önceki bölümlerde detaylı bir şekilde anlatıldığı üzere, verilen boyutsal ve fiziksel gereksinimler doğrultusunda ön tasarım yapılmış, kanat profili oluşturulmuş, çözüm ağı formasyonu gerçekleştirilmiş ve analizler çözdürülmüştür. Kanat profilinin öncelikli olarak tasarım noktasında, ardından da tasarım dışı noktada analizleri gerçekleştirilmiştir. Tasarım noktası için gerçekleştirilen analizlerin sonuçları aşağıda sunulmuştur.

Bölüm 7'de de bahsedildiği üzere, akıştaki salınımların azaltılabilmesi amacıyla akış hacminin giriş ve çıkış bölgeleri, kanat hücum ve kuyruk kenarının oldukça uzağında tutulmuştur. Analiz sonucunda elde edilen değerler okunurken, giriş ve çıkış bölgesi olarak buralardan değer okunması yanlış yönlendirmeye yol açacaktır. Zira aradaki mesafe uzun olduğu için kayıplar artacak ve bu bölgelerden okunan değerler, kanat başlangıç ve bitişinde okunanlardan çok farklı olacaktır. Bu sebeple, mümkün olduğunca gerçeğe yakın sonuçlar elde edebilmek adına, kanadın hemen başlangıç ve bitişinde iki düzlem oluşturulmuş ve buradan değerler okunmuştur. Şekil 8.1'de, turuncu renkle gösterilen düzlem girişi, mor renkle gösterilen düzlem de çıkışı göstermektedir. Mavi renk ise kanatlardır.



Şekil 8.1. Değerlerin okunduğu giriş ve çıkış düzlemleri

Çizelge 8.1'de elde edilen kompresör performans sonuçları verilmiştir.

Parametre	Değer	Birim	Gereksinim
			Değeri
Dönme Hızı	10053,1	rad/s	
Kütlesel Debi	0,678	kg/s	0,67 - 0,69
Giriş Hacimsel Debisi	0,5844	m^3/s	
Güç	123408	W	
İş katsayısı	0,7402	-	
Toplam Basınç Oranı	4,6135	-	4,55-4,65
Toplam Sıcaklık	1,5933	-	
Oranı			
İzentropik Verim	92,3842	%	≥ 87
Dalgalanma (surge)	29,106	-	≥15
Sınırı			

Çizelge 8.1. Kompresör performans sonuçları

Çizelge 8.1'den de görülmektedir ki tasarlanan kompresör, tasarım noktası için istenilen gereksinimleri sağlamaktadır. Dalgalanma (surge) sınırının belirlenmesi için Eşitlik 6.1 ile verilen bağıntı kullanılmıştır.

Çizelge 8.2'de ise akış analizi sonuçları verilmiştir.

Burada mutlak Mach sayısı, mutlak hızın ses hızına oranı ile hesaplanırken, bağıl Mach sayısı, bağıl hızın ses hızına oranı olarak tanımlanmaktadır.

Parametre	Giriş	Çıkış	Birim
Statik Basınç	78,632	249,474	kPa
Toplam Basınç	102,120	471,132	kPa
Statik Sıcaklık	281,157	407,053	K
Toplam Sıcaklık	305,44	486,665	K
Mutlak Mach Sayısı	0,6517	0,9817	
Bağıl Mach Sayısı	0,9922	0,5	
U	253,197	509,296	m/s
Vm	204,423	128,342	m/s
Vu	4,7986	365,872	m/s
V	212,869	392,612	m/s

Çizelge 8.2. Çark akış analizi sonuçları

Çizelge 8.2'den de görülmektedir ki, analiz sonucunda elde edilen değerler, teorik tasarım sonucu elde edilen değerlerle oldukça yakındır.

112



Şekil 8.2'de kompresör kanatlarının, taç ve göbeğin üç boyutlu görüntüsü verilmiştir.

Şekil 8.2. Çark üç boyutlu görüntüsü

Şekil 8.3'te ise analizler için kullanılan çözüm ağı yapısı verilmiştir. Görüldüğü üzere, kanat etrafında ağ yapısı, sınır tabakayı ve kritik bölgeleri daha doğru çözümleyebilmek adına daha yoğundur.



Şekil 8.3. Kullanılan çözüm ağı yapısı

Tasarım yapılırken, meridyonel hız, bağıl Mach sayısı ve basınç konturlarının hiç değilse tasarım noktasında kontrol edilmesi ve beklendik şekilde davranıp davranmadığının belirlenmesi önemlidir [119]. Şekil 8.4'te bağıl Mach sayısı konturu verilmiştir.



Şekil 8.4. Bağıl Mach sayısı konturu

Özellikle yüksek hızlı kompresörlerde, çark kanat kalınlığının yerel ivmelenme üzerinde etkili olduğu bilinmektedir [120]. Dolayısıyla kalınlık, lokal Mach sayısını da etkilemektedir. Bu sebeple, kanat blokajını ve şok dalgalarını minimuma indirgeyebilmek amacıyla kanat hücum kenarı, mümkün olduğunca ince tasarlanır. Lokal Mach sayısının 1 ya da 1'den büyük olduğu noktalarda şok gelişimi kuvvetle muhtemeldir. Şekil 8.4'te de görüldüğü gibi maksimum hız, inducer bölgesindedir ve hem ana kanadın hem de yardımcı kanadın hücum kenarlarında ani hızlanmalar gözlemlenmiştir. Bu durumun sebebi yüksek kütlesel debidir. Yüksek debi, Mach sayısının süpersonik değerlere ulaşmasına sebep olur ki bu da şok dalgası oluşumuyla sonuçlanır [121]. Akış bağıl Mach sayısının bilhassa taç bölgesine yakın kısımda da sıfıra yaklaştığı görülmüştür. Bunun sebebi ise, uç boşluğundan dolayı kuyruk kenarı bölgesinde oluşan girdaplar, bu bölgedeki kütlesel debinin azalmasına sebep olur ve akış ayrılması meydana gelir [122,123]. Elde edilen sonuç, akışın genel davranışıyla uyumludur.



Şekil 8.5. Hız konturu ve hız vektörleri

Şekil 8.5'te tasarım noktasındaki hız konturu ve hız vektörleri verilmiştir. Şekil 8.4'te verilen bağıl Mach sayısı konturuyla paralel olarak yine burada da hem ana kanat hem de yardımcı kanatta girişin hemen üst kısmında şok gözlemlenmektedir. Oluşan şokun lokasyonu, kanadın hücum açısıyla ilintilidir. Kanat çıkışlarında ise uç boşluğundan kaynaklı olarak oluşan girdaplardan dolayı yerel olarak hızın sıfıra düştüğü görülmüştür. Bunun haricinde akışın kanat profilini takip ettiği, herhangi bir beklenmedik davranış sergilemediği görülmektedir.



Şekil 8.6. Toplam basınç konturu

Şekil 8.6'da toplam basınç konturu verilmiştir. Bu sonucun, hız konturunun tam tersi olması beklenmektedir. Başka bir deyişle hızın maksimum olduğu yerlerde basıncın minimum olması beklenir. Burada da, kanat girişinde şok oluşan kısımlarda toplam basıncın en düşük düzeyde, kanat çıkışında da hızın neredeyse sıfır olduğu bölgelerde toplam basıncın en üst düzeyde olduğu görülmektedir. Elde edilen sonuçların tutarlılığı, tasarımın doğruluğu açısından önemlidir.



Şekil 8.7. Çarkın tamamında ve iki kanat arasında hız akış iplikçikleri

Şekil 8.7'de çarkın üstten görünüşte ve iki kanat arasında hız cinsinden akış iplikçikleri verilmiştir. Çarkın oldukça karmaşık üç boyutlu yapısına karşın, ciddi kopmalar, sapmalar ve geri dönmeler gözlemlenmeden akışın kanat profilini takip ettiği görülmüştür.



Şekil 8.8. Meridyonel basınç profili

Meridyonel düzlemdeki basınç profili Şekil 8.8'de verilmiştir. Burada da basınç girişten çıkışa doğru kademeli olarak, ani dalgalanmalar göstermeden artmaktadır.



Şekil 8.9. Kanat hücum kenarı ve kuyruk kenarı arasındaki basınç profilleri

Şekil 8.9'da sırasıyla kanat hücum kenarı ve kuyruk kenarındaki kanatlar arası basınç profilleri verilmiştir. Kanat hücum kenarına bakıldığında en yüksek basıncın taç kısmına yakın emme yüzeyinde oluştuğu gözlemlenmektedir. Bunun sebebi, hücum kenarında hücum açısının etkisiyle de oluşan akış ayrılmasıdır. Yerel olarak hız çok düştüğü için, bu bölgelerde basınç en yüksek değerlerine ulaşır. Kuyruk kenarında ise daha önce de vurgulandığı gibi uç boşluğundan kaynaklı olarak girdaplar oluşmaktadır. Bu sebeple kanat taç yüzeyinde basınç en yüksek değerlerine ulaşmaktadır.

8.1.2. Tasarım dışı nokta

Bölüm 8.1.1'de tasarlanan çarkın tasarım noktası için elde edilen sonuçları verilmiştir. Bu kısımda ise, aynı çarkın tasarım dışı noktadaki girdilerle analizleri gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar verilmiştir.

Çizelge 8.3'te kompresör performans sonuçları verilmiştir.

Parametre	Değer	Birim	Gereksinim
			Değeri
Dönme Hızı	7330,38	rad/s	
Kütlesel Debi	0,4349	kg/s	0,431 - 0,491
Giriş Hacimsel Debisi	0,3601	m^3/s	
Güç	40910	W	
İş Katsayısı	0,7195	-	
Toplam Basınç Oranı	2,5299	-	2,49 - 2,69
Toplam Sıcaklık	1,3172	-	
Oranı			
İzentropik Verim	95,7937	%	\geq 85
Dalgalanma (surge)	17,208	-	≥12
Sınırı			

Çizelge 8.3. Tasarım dışı noktada kompresör performans sonuçları

Çizelge 8.3'te verilmiş olan elde edilen değerler, tasarlanan çarkın tasarım dışı nokta için de isterleri sağladığını ortaya koymaktadır. Tasarım dışı noktada kritik parametreler için istenilen sınır aralıkları daha geniş olduğundan bu noktada isterleri sağlamak daha kolaydır. Dalgalanma (surge) sınırı hesaplanırken, yine Eşitlik 4.1 ile verilen bağıntı kullanılmıştır.

Çizelge 8.4'te ise akış analizi sonuçları mevcuttur.

Parametre	Giriș	Çıkış	Birim
Statik Basınç	95,040	177,832	kPa
Toplam Basınç	102,470	259,237	kPa
Statik Sıcaklık	288,458	349,546	K
Toplam Sıcaklık	295,286	388,944	K
Mutlak Mach Sayısı	0,3401	0,7473	
Bağıl Mach Sayısı	0,6393	0,4342	
U	184,623	371,361	m/s
Vm	105,81	97,2328	m/s
Vu	2,8464	255,131	m/s
V	110,941	275,515	m/s

Çizelge 8.4. Akış analizi sonuçları

Kanat tasarımı temel olarak tasarım noktası için gerçekleştirildiğinden tasarım dışı nokta için herhangi bir ön tasarım yapılmamıştır. Ancak, elde edilen değerler tasarım noktasıyla kıyaslandığında tutarlı olduğu görülmüştür. Tasarım dışı noktadaki analizler için yine aynı üç boyutlu model ve çözüm ağı yapısı kullanılmıştır. Şekil 8.1'de verilen giriş çıkış bölgeleri, Şekil 8.2'de verilen model ve Şekil 8.3'te verilen çözüm ağı yapısı kullanılmıştır.





Şekil 8.10. Tasarım dışı noktada bağıl Mach sayısı konturu

Tıpkı tasarım noktasında olduğu gibi, yine kanat hücum kenarının üst kısmında şok dalgası oluşumu gözlemlenmiştir. Bu noktadaki şok bölgesinin büyüklüğü, tasarım noktasına nazaran daha küçüktür. Ayrıca akışın ulaştığı maksimum hız da tasarım noktasındakine göre daha düşüktür. Bunun sebebi de tasarım dışı noktadaki dönme hızının ve kütlesel debinin tasarım noktasındakine göre düşük olmasıdır. Yine maksimum hız inducer bölgesindedir. Bu noktada da uç boşluğundan kaynaklı olarak taç bölgesine yakın kısımda hızın sıfıra yaklaştığı görülmektedir. Elde edilen kontur, tasarım noktasındakiyle benzer davranış sergilemektedir.



Şekil 8.11. Tasarım dışı noktada hız konturu ve vektörleri

Şekil 8.11'de tasarım dışı noktadaki hız konturu ve hız vektörleri verilmiştir. Şekil 8.10'da verilen bağıl Mach sayısı konturuyla ve Şekil 8.5'te verilen tasarım noktasındaki hız konturuyla paralel olarak yine burada da hem ana kanat hem de yardımcı kanatta girişin hemen üst kısmında şok gözlemlenmektedir. Yine kanat çıkışlarına ve taç kısmına yakın bölgede uç boşluğundan kaynaklı olarak oluşan girdaplardan dolayı yerel olarak hızın sıfıra düştüğü görülmüştür. Tıpkı tasarım noktasında olduğu gibi akışın kanat profilini takip ettiği görülmektedir.



Şekil 8.12. Tasarım dışı noktada toplam basınç konturu

Şekil 8.12'de toplam basınç konturu gösterilmiştir. Tasarım dışı nokta için de bu konturun, hız konturunun tam tersi olması beklenmektedir. Burada da, kanat girişinde şok oluşan kısımlarda toplam basınç minimumda, kanat çıkışında da hızın neredeyse sıfır olduğu bölgelerde toplam basınç maksimumdadır. Elde edilen toplam basınç değerleri, tasarım noktasındakilere kıyasla daha düşük olsa da, bu sonuç da yine tasarım noktasından elde edilenle benzer davranış sergilemektedir.



Şekil 8.12. Tasarım dışı noktada akış iplikçikleri

Şekil 8.12'de çarkın üstten görünüşte ve iki kanat arasında (bir yardımcı bir ana kanat) hız cinsinden akış iplikçikleri verilmiştir. Yine tasarım noktasındakine benzer şekilde, ciddi kopmalar, sapmalar ve geri dönmeler gözlemlenmeden akışın kanat profilini takip ettiği görülmüştür. Tasarım noktasından tek farkı hız değerleridir.



Şekil 8.13. Tasarım dışı noktada meridyonel düzlemde basınç konturu

Meridyonel düzlemdeki basınç profili Şekil 8.13'te verilmiştir. Tasarım noktasından elde edilen sonuçla uyumlu şekilde burada da basınç girişten çıkışa doğru kademeli olarak, ani dalgalanmalar göstermeden artmaktadır.



Şekil 8.14. Kanat hücum kenarı ve kuyruk kenarı arasındaki basınç profilleri

Şekil 8.14'te de sırasıyla kanat hücum kenarı ve kuyruk kenarındaki kanatlar arası basınç profilleri verilmiştir. Kanat hücum kenarına bakıldığında yine tasarım noktasındakiyle tutarlı şekilde en yüksek basıncın taç kısmına yakın emme yüzeyinde oluştuğu gözlemlenmektedir. Kuyruk kenarında ise taç yüzeyinde basınç en yüksek değerlerine ulaşmaktadır.

Tasarım dışı noktadan da elde edilen sonuçlar, istenilen gereksinimleri karşılamış ve sayısal olarak tasarım noktasından farklı olsa da davranış olarak tasarım noktasındakine oldukça benzer ve beklenen şekilde bulunmuştur. Tasarlanan kanat her iki noktada da aerodinamik gereksinimleri sağlanmıştır.

8.2. Mekanik Analiz Sonuçları

8.2.1. Gerilme analizi

Bölüm 7'de detaylı bir şekilde anlatılan analiz prosedürünün uygulanmasının ardından gerilme analizi için elde edilen sonuçlar verilmiştir. Kullanılan Al2124 – T851 alaşımının akma gerilmesi 442 MPa'dır. Mekanik gereksinimlerde, çark üzerindeki maksimum gerilmenin, en fazla bu değerin %2'si kadar küçük olması istenmektedir. Başka bir deyişle,
çark üzerinde izin verilen gerilmenin en fazla 432 MPa olması istenmektedir. Şekil 8.15'te bu analiz için elde edilen sonuçlar verilmiştir.



Şekil 8.15. Gerilme analizi sonuçları

Şekil 8.15'ten de görüldüğü gibi çark üzerinde elde edilen maksimum gerilme 342,12 MPa olarak bulunmuştur. İsterlerde, sınır olarak verilen 432 MPa'dan uzaktır. Bu durumda, kompresör çarkı üzerinde plastik deformasyon oluşmamaktadır. Maksimum gerilme, kompresör iç çapındaki delikte gözlemlenmektedir. Ana kanatlar ve yardımcı kanatlar üzerindeki gerilme değerleri ise, sınır değerden oldukça küçüktür. Ardından gelen gerilme değerleri de maksimum gerilme değerinden küçüktür. Kompresör çarkı, merkezcil gerilmeye maruz kaldığı için, bilhassa iç deliğin sonunda gerilme miktarı artmaktadır.



Şekil 8.16'da ise eşdeğer gerilmeler sonucu ortaya çıkan toplam deformasyonlar verilmiştir.

Şekil 8.16. Toplam deformasyonlar

Şekil 8.16'dan görülmektedir ki en büyük toplam deformasyon miktarı yaklaşık olarak 0,16 mm'dir. Bu deformasyonlar da kanat uçlarında oluşmaktadır. İsterlerde, kanat uç boşluğunun 0,25 mm olduğu daha önceden belirtilmişti. Dolayısıyla oluşan maksimum deformasyon, uç boşluğuna dik yönde oluşsa bile, 0,25 mm'den küçük olduğu için çark muhafazasına değmemektedir. Kaldı ki deformasyon, teğetsel yönde oluştuğu için herhangi bir şekilde temas oluşmayacaktır. Ayrıca oluşan 0,16 mm deformasyon, çok küçük olduğu için aerodinamik performans üzerinde herhangi bir etki yaratmayacaktır. Daha önce de

belirtildiği gibi, analizlerin tek – yönlü katı – sıvı etkileşimi analizleri olarak gerçekleştirilmesinin de sebebi budur.

8.2.2. Titreşim analizi (modal analiz)

Bölüm 3.3.1'de modal analize ait detaylar anlatılmıştır. Burada, kanatlar için 86000 ile 106000 rpm aralığındaki doğal frekansının, sistemin sahip olduğu ilk 2EO ile çakışmaması, diskin de 77000 ile 115000 rpm aralığındaki doğal frekansının, yine sistemin ilk 2EO'su ile çakışmaması beklenmektedir. Her ne kadar gereksinimlerde ilk 2EO belirtilmişse de, gerek tasarımın güvenilirliği, gerekse ne kadar bu sınırlardan uzakta olduğunun görülmesi amacıyla ilk 3EO için analiz yapılmıştır.

Şekil 8.17'de 96000 rpm'de ilk 3EO için elde edilen sonuçlar verilmiştir.



Şekil 8.17. 96000 rpm dönme hızında 1., 2. ve 3. mod sonuçları

Şekil 8.17'de de görüldüğü gibi, kanatların doğal frekansları sırasıyla 5057,3, 5160,6 ve 5171,2 olarak bulunmuşlardır. Burada amaç, ilk iki sistem doğal frekansıyla bu değerlerin çakışmalarını önlemektir. Ayrıca yine bahsi geçen şekilden görülmektedir ki, en yüksek gerilme kanatların taç kısmında oluşmaktadır.

Frekansların çakışma durumunu gözlemleyebilmek için oluşturulan Campbell diyagramı ise Şekil 8.18'de verilmiştir.



Şekil 8.18. Campbell diyagramı

Bu diyagram, 70000 ila 120000 rpm dönüş hızı aralığında oluşturulmuştur. Mod eğrileri kanadın, EO eğrileri ise sistemin frekansını temsil etmektedir. Daha önceden de bahsedildiği gibi mod eğrilerinin ilk 2EO ile çakışmaması gerekmektedir. Burada da ilk 4EO ve 3 mod çizilmiştir. Şekil 8.18'den de görülmektedir ki ilk 2EO ile herhangi bir mod eğrisi çakışmamaktadır. Yani başka bir deyişle, 70000 ve 110000 rpm aralığında hangi dönme hızında olunursa olunsun, kanatlar ve sistemin doğal frekansları birbirlerine eşitlenmemekte ve dolayısıyla herhangi bir rezonans durumu oluşmamaktadır. Çakışma durumu EO3'ten itibaren başlamaktadır ki bu çakışma da yaklaşık olarak 100000 rpm dönme hızında meydana gelmektedir.



Genel durumu görebilmek adına da analiz sınırları genişletilmiş ve ilk 6EO ile 12 mod için problem tekrar çözdürülmüştür. Elde edilen sonuçlar Şekil 8.19'da verilmiştir.

Şekil 8.19. Detaylı Campbell diyagramı

Şekil 8.19'dan da görülmektedir ki ilk 2EO için 30000 rpm ile 120000 rpm dönme hızlarında herhangi bir çakışma durumu söz konusu değildir. Tasarım hızında çalıştırıldığı müddetçe EO3'te dahi herhangi bir çakışma olmamaktadır. Dolayısıyla çarkın, titreşim açısından tasarlanan kanadın istenen gereksinimleri sağladığını söylemek mümkündür.

8.2.3. Disk infilakı analizi

Tasarım gereksinimlerinde, tasarım noktasındaki hızın %20 fazlasına kadar diskin infilak etmemesi gerekmektedir. Bu sebeple analizler 120000 rpm'de gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar Şekil 8.20'de verilmiştir.



Şekil 8.20. 120000 rpm için eşdeğer gerilme sonuçları

Diskin infilak edip etmediğinin kontrolü için, verilen malzemenin mutlak gerilme mukavemeti (UTS – Ultimate Tensile Strength) değerinin aşılıp aşılmadığı kontrol edilmiştir. Malzemenin UTS değeri 481 MPa iken, 120000 rpm'de elde edilen en yüksek gerilme değeri yaklaşık olarak 444 MPa'dır. Bu doğrultuda, tasarım hızının %20 yukarısındayken dahi çark üzerindeki eşdeğer gerilme, malzemenin UTS değerinin altında kaldığı için diskin infilak etmediği görülmektedir.

8.2.4. Düşük çevrimli yorulma analizi

Limit yüklerde çark üzerinde oluşacak lokal gerinim değerlerine karşılık gelen düşük çevrimli yorulma değerinin 10⁸ çevrimden büyük olması beklenmektedir. Yani, malzemenin plastik deformasyona uğrayıp kırılmadan önce en az 10⁸ çevrim tamamlaması gerekmektedir.

Elde edilen sonuçlar Şekil 8.21'de verilmiştir.



Şekil 8.21. Düşük Çevrimli Yorulma analizi ömür sonucu

Analiz sonucunda görülmüştür ki düşük çevrimli yorulma değerine karşılık gelen ömür en az 2.5×10^8 olarak bulunmuştur. Bu değer ortalama olarak 9,99 x 10^8 ve en fazla da 10^9 olarak elde edilmiştir. Bu doğrultuda tasarlanan çark, istenilen ömür kriterini sağlamaktadır.

8.3. Performans Haritası

Tasarlanan çarkın kütlesel debiye karşılık basınç oranının gösterildiği performans haritası Şekil 8.22'de verilmiştir.



Şekil 8.22. Kompresör performans haritası

Burada 57600, 67200, 76800, 86400, 96000 ve 105600 rpm dönme hızları için farklı kütlesel debilerdeki basınç oranları elde edilmiştir. Her hız için dalgalanma (stall) olayının başlama debisini belirlemek için, analizde kullanılan kütlesel debi değerleri kademeli olarak düşürülmüş ve analizin yakınsamamaya başladığı ilk debi değeri dalgalanma (stall)'un başlama noktası olarak kabul edilmiştir. Boğulma'un başladığı kütlesel debiyi bulurken de, belirli bir noktadan sonra kütlesel debi her ne kadar artarsa artsın, basınç oranında herhangi bir artış meydana gelmemektedir. Bu değişen debiye karşılık basınç oranında herhangi ilk noktada boğulma noktası olarak kabul edilmiştir. Tasarımda amaç, daha önceden de vurgulandığı gibi sabit bir dönme hızı için boğulma ve dalgalanma (stall) noktalarını mümkün olduğunca birbirlerinden uzak tutmaktır. Şekil 8.22'den de görülmektedir ki kompresör performansı açısından problemlerin oluştuğu bu iki nokta, birbirlerinden yeterince uzaktır. Ayrıca tasarım noktasının, dalgalanma (stall) noktasından uzak olması da tasarımda öncelik verilen kriterlerden biridir. Bunun için de dalgalanma (surge) sınırı hesaplanır. Bu sınırın hesaplanması ve elde edilen değer, Eşitlik 4.1 ve Çizelge 8.1'de mevcuttur.



Şekil 8.23'te ise kütlesel debiye karşılık izentropik verim değişimi verilmiştir.

Şekil 8.23. Kütlesel debiye karşılık izentopik verim

Tasarım noktasındaki dönme hızı ve daha düşük dönme hızlarında verim, belirli bir kütlesel debi değerine kadar artış sergilemektedir. Ancak en üst noktaya ulaştıktan sonra oldukça keskin bir biçimde düşmektedir. Bunun sebebi, her çarkın çalıştığı bir optimum debi değeri olması ve bu değerden uzaklaştıkça istenilen basınç oranlarının da sağlanamamasıdır. Şekil 8.23'ten de görülmektedir ki tasarım dönme hızında kullanılan debi değeri, izentropik verim açısından üst noktalarda bulunmaktadır. Bu da, yapılan tasarımın uygunluğunu doğrulamaktadır.

8.4. Parametrik Analizler

Belirli kritik tasarım parametrelerinin değişimlerinin, kanat performans kriterlerini nasıl etkiledikleri incelenmiştir. Bu parametreler kanat sayısı, kanat kalınlığı, kanat hücum açısı, kanat kuyruk açısı ve uç boşluğudur.

8.4.1. Kanat sayısı

Mevcut tasarımda, çark üzerinde 7 ana 7 yardımcı kanat vardır. Kanat sayısının azaltılması veya artırılması sonucu elde edilen değişiklikler Şekil 8.24, 25 ve 26'da verilmiştir.



Şekil 8.24. Kanat sayısına bağlı kütlesel debi değişimi

Şekil 8.24'te kanat sayısının artışına bağlı olarak kütlesel debinin arttığı görülmektedir. Bunun sebebi, kütlesel debinin artışıyla beraber akışkanın meridyonel hızının artması ve dolayısıyla kayma faktörünün artmasıdır. Bu sebeple, kanat sayısı arttıkça, her ne kadar akış alanı azalsa da, bu azalma meridyonel hızdaki artıştan daha küçük olduğu için, kütlesel debi artmaktadır.



Şekil 8.25. Kanat sayısına bağlı basınç oranı değişimi

Şekil 8.25'te de kanat sayısındaki artışa bağlı olarak basınç oranının ne şekilde değiştiği gösterilmiştir. Kanat sayısı arttıkça kütlesel debi arttığından, meridyonel hızın arttığı belirtilmişti. Meridyonel hızdaki artış, çıkıştaki mutlak hızın artmasıyla sonuçlanır. Bu da

sıcaklık azalmasına sebep olacağından çıkış basıncı da azalmış olur. Teorik hesaplamalar için kullanılan bağıntılar vasıtasıyla bu çıkarımlar oldukça aşikâr biçimde yapılabilmektedir. Ayrıca, yapılan başka çalışmalarda da [124,125,126,127] kütlesel debi ve basınç oranı ilişkisinin benzer şekilde bulunduğu görülmüştür.



Şekil 8.26. Kanat sayısına bağlı izentropik verim değişimi

Şekil 8.26'da kanat sayısına bağlı izentropik verimin değişimi gösterilmiştir. Kanat sayısı arttıkça, kütlesel debideki artışla beraber, belirli bir noktaya kadar verimin arttığı, ardından da düşmeye başladığı gözlemlenmektedir. Kompresörün çalışabildiği tüm hızlarda, belirli bir maksimum verim noktası bulunur ve kütlesel debi arttıkça, bu noktaya kadar izentropik verim artarken, bu noktanın geçilmesiyle beraber, mutlak hız artar, akış ses hızına ulaşır ve akışta boğulma meydana gelir. Dolayısıyla, verim azalmaya başlar. Bu noktadan sonra kompresör daha fazla çıkış basıncı temin edemez ve artan debiyle beraber, izentropik verim düşer.

8.4.2. Kanat kalınlığı

Her ne kadar kanat kalınlığı bilhassa mekanik dayanım için oldukça kritik olsa da, aerodinamik tasarım açısından da önemlidir. Zira kanadın özellikle hücum kenarında, akışı karşıladığı için mümkün olduğu kadar ince olması istenir.

Bu çalışmada da, kanat kalınlığı %15 ve %20 oranlarında artırılmış ve %10 oranında inceltilmiştir. Elde edilen sonuçlar Şekil 8.27, 28 ve 29'da sunulmuştur.



Şekil 8.27. Kanat kalınlığına karşılık kütlesel debi değişimi

Şekil 8.27'de kanat kalınlığındaki değişimle kütlesel debide meydana gelen farklılık sunulmuştur. En fazla kütlesel debinin, kanat kalınlığının en az olduğu durumda olduğu görülmektedir. Bunun sebebi, kanat kalınlığının artmasıyla beraber akış alanının azalmasıdır. Akış alanındaki düşüş, direkt olarak akış alanındaki azalmayla ilintilidir.



Şekil 8.28. Kanat kalınlığına karşılık basınç oranı değişimi

Şekil 8.28'de de kalınlıktaki değişimle beraber basınç oranının tepkisi sunulmuştur. Burada da, tutarlı bir sonuç elde edilmiştir. Şöyle ki, Şekil 8.27'de kanat kalınlığındaki artışla, kütlesel debinin azaldığı ifade edilmişti. Burada da, Şekil 8.25'in yorumlarında belirtildiği gibi, kütlesel debi ve basınç oranı birbirlerine zıt bir değişim göstermiş ve debideki azalmayla beraber, basınç oranı artmıştır.



Şekil 8.29. Kanat kalınlığına karşılık izentropik verim değişimi

Şekil 8.29'da kanat kalınlığının değişiminin izentropik verim üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Burada, verimi en yüksek noktanın, kanat kalınlığının en ince olduğu durumda olduğu görülmüştür. Bunun sebebi, kanat kalınlığının azalmasıyla beraber her ne kadar basınç oranı düşse de, kayıplarda ciddi manada azalma olmaktadır. Kanat kalınlığı azaldıkça, kanat blokajının etkisi azalmakta ve dolayısıyla ivmelenme ve şok gücü zayıflamaktadır. Dolayısıyla, kanat kalınlığı arttıkça da verimde azalma meydana gelmiştir.

8.4.3. Kanat hücum açısı

Buradaki sonuçlar, kanadın göbek ve taç kısımlarındaki hücum açıları değiştirilerek sunulmuştur. Tasarımda göbek için kullanılan kanat açısı 33,45°, taç için kullanılan açı ise 59,58° olarak belirlenmiştir.

Göbek hücum açıları

Çizelge 8.1'de, göbekteki hücum açılarının değişimlerinin kompresör performans parametrelerine etkisi gösterilmiştir.

Göbek Hücum Açısı [°]	Kütlesel Debi [kg/s]	Basınç Oranı	İzentropik Verim
35	0,662	4,612	0,92358
37	0,662	4,611	0,9254
40	0,656	4,6068	0,93027

Çizelge 8.1. Göbek hücum açısının performans parametrelerine etkisi

Çizelge 8.1'den de görülmektedir ki göbek hücum açısının kütlesel debi, basınç oranı ve izentropik verim üzerine önemli bir etkisi mevcut değildir. Tasarım açısından uzaklaştıkça basınç oranının bir miktar da olsa azaldığı ve verimin de yine az bir miktarda arttığı görülmüştür.

Taç hücum açısı

Çizelge 8.2'de, taçtaki hücum açılarının değişimlerinin kompresör performans parametrelerine etkisi gösterilmiştir.

Taç Hücum Açısı [°]	Kütlesel Debi [kg/s]	Basınç Oranı	İzentropik Verim
62	0,664	4,6202	0,925
65	0,661	4,6074	0,921
70	0,635	4,5927	0,912

Çizelge 8.2. Taç hücum açısının performans parametrelerine etkisi

Çizelge 8.2'den de görülmektedir ki, taç ve göbek kısımlarındaki hücum açılarının değişimlerinin etkileri kıyaslandığında, taçtaki hücum açısının değişiminin, çark performans parametreleri üzerinde çok daha belirgin bir etkisi mevcuttur. Taç hücum açısı arttıkça kütlesel debi, basınç oranı ve verim azalmıştır.

8.4.4. Kanat çıkış açısı

Buradaki sonuçlar, kanadın göbek ve taç kısımlarındaki çıkış açıları değiştirilerek sunulmuştur. Tasarımda göbek için kullanılan kanat açısı 22,36°, taç için kullanılan açı ise 33,08° olarak belirlenmiştir.

Göbek çıkış açıları

Çizelge 8.3'te, göbekteki çıkış açılarının değişimlerinin kompresör performans parametrelerine etkisi gösterilmiştir.

Göbek Çıkış Açısı [°]	Kütlesel Debi [kg/s]	Basınç Oranı	İzentropik Verim
25	0,6801	4,572	0,9217
27	0,681	4,551	0,9214
30	0,6894	4,5487	0,9109

Çizelge 8.3. Göbek çıkış açısının performans parametrelerine etkisi

Çizelge 8.3'te, göbekteki çıkış açısının kütlesel debi, basınç oranı ve izentropik verim üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Göbek çıkış açısı arttıkça kütlesel debide artış, basınç oranı ve izentropik verimde düşüş meydana gelmiştir. Göbekteki hücum ve çıkış açılarının etkileri kıyaslandığında, çıkış açısının performans parametreleri üzerinde daha etkili olduğu görülmüştür.

Taç çıkış açısı

Çizelge 8.4'te, taçtaki çıkış açılarının değişimlerinin kompresör performans parametrelerine etkisi gösterilmiştir.

Taç Çıkış Açısı [°]	Kütlesel Debi [kg/s]	Basınç Oranı	İzentropik Verim
35	0,6634	4,636	0,927
37	0,644	4,84	0,947
40	0,638	4,8534	0,949

Çizelge 8.4. Taç çıkış açısının performans parametrelerine etkisi

Çizelge 8.4'ten de görülmektedir ki, taçtaki çıkış açısı değişimi kütlesel debi, basınç oranı ve izentropik verim üzerinde belirgin etkiye sahiptir. Çıkış açısı arttıkça kütlesel debi azalmış, basınç oranı ve izentropik verim ise artmıştır. Göbek hücum açısı, taç hücum açısı, göbek çıkış açısı ve taç çıkış açısı değerlerinin performans parametreleri üzerine etkisine bakıldığında, en büyük etkiye taç çıkış açısının sahip olduğu gözlemlenmiştir.

8.4.5. Uç boşluğu

Kanat uç boşluğunun, bu kısımda oluşan girdaplar v e kayıplardan dolayı çark performansı üzerinde belirgin bir etkiye sahip olduğu bilinmektedir.

Tasarımda kullanılan uç boşluğu 0,25 mm olarak belirlenmiştir. Bu değer, 0,2 mm, 0,3 mm ve 0,35 mm olarak değiştirilmiş ve çark performansı üzerine etkileri irdelenmiştir.

Şekil 8.30, 31 ve 32'de elde edilen sonuçlar sunulmuştur.



Şekil 8.30. Kütlesel debinin uç boşluğuyla değişimi

Kanat uç boşluğu arttıkça kütlesel debinin de arttığı gözlemlenmiştir. Her ne kadar içeri giren debi miktarı hepsi için sabit olsa da, girişteki geri döngülerin çarka tekrar girdikleri, bu sebeple de kütlesel debinin arttığı gözlemlenmiştir. Benzer bir çalışmada da, yine uç boşluğundaki artışla beraber debinin arttığı gözlemlenmiştir [128].



Şekil 8.31. Basınç oranının uç boşluğuyla değişimi

Kanat uç boşluğu arttıkça, basınç oranının azaldığı gözlemlenmiştir. Uç boşluğundaki artış, uçtaki sızıntı akışını artırdığından ve içeri giren debinin bu sızıntı akışına aktarılan kısmı daha fazla hale geldiğinden, kompresör istenilen basınç oranını temin edemez. Bu sebeple, kanat uç boşluğu arttıkça basınç oranında düşüş meydana gelir.



Şekil 8.32. İzentropik verimin uç boşluğuyla değişimi

Basınç oranındaki düşüşle beraber, izentropik verim de düşüş sergilemektedir. Yine yukarıda bahsedildiği gibi, kanat uç boşluğu arttıkça uçtaki sızıntı akışı ve buralardaki girdaplı ve karmaşık akışlar artmaktadır. Bunlar da çarktaki kayıpların artmasına sebep olduklarından izentropik verim, uç boşluğunun artmasıyla azalmaktadır.

8.5. Deneysel Sonuçlarla Kıyaslama

Tasarlanan kompresörün üretimi yaptırılmış ve çark, hali hazırda kullanılan bir turbo jet motorunda test edilmiştir. Performans doğrulaması ve kıyaslaması için, tasarlanan kompresörden elde edilen sonuçlarla turbo jet motorunun sonuçları kullanılmıştır. Gizlilik anlaşması nedeniyle, test standının ve test prosedürünün detayları paylaşılamamıştır. Ayrıca, elde edilen sonuçların kıyaslaması da yine bu sebepten dolayı, normalize edilerek verilmiştir.

Şekil 8.33'te tasarlanan kompresörün üretilmiş hali gösterilmiştir.



Şekil 8.33. Tasarlanan kompresör

Test sonucunda elde edilen veriler, kütlesel debiye karşılık basınç oranı, dönme hızına karşılık kütlesel debi ve dönme hızına karşılık verimlilik değişimleri irdelenerek kıyaslanmıştır.

8.5.1. Kütlesel debi – basınç oranı

Hem tasarlanan kompresör hem de referans olarak kullanılan motorun kütlesel debileri normalize edilerek toplam basınç oranlarındaki değişim Şekil 8.34'te verilmiştir.

144



Şekil 8.34. Normalize edilmiş kütlesel debiye karşılık toplam basınç oranı

Şekil 8.34'ten görülmektedir ki hem test motoru için hem de tasarlanan kompresör için oldukça yakın sonuçlar elde edilmiştir. Normalize edilmiş kütlesel debi arttıkça basınç oranı da artmaktadır. Eğer kütlesel debi normalize edilmemiş olsaydı, kütlesel debideki artışa karşılık basınç oranının düşmesi beklenirdi. Ancak burada, gizlilik anlaşması dolayısıyla normalize edilme şekli de verilemediğinden, tam tersi bir grafik elde edilmiştir. Burada önemli olan, kıyaslanan iki sonucun birbirlerine oldukça yakın sonuçlar vermiş olmasıdır.

8.5.2. Dönme hızı – kütlesel debi

Bu iki değişkenin kıyaslaması için de dönme hızı normalize edilmiştir. Elde edilen sonuç Şekil 8.35'te verilmiştir.



Şekil 8.35. Normalize edilmiş dönme hızına karşılık kütlesel debi

Şekil 8.35'da da görüldüğü gibi normalize edilmiş dönme hızına karşılık kütlesel debi değeri verilmiştir. Dönme hızı arttıkça kütlesel debinin de arttığı görülmektedir. Ayrıca yine benzer şekilde tasarlanan kompresörle test motorunun birbirlerine oldukça yakın sonuçlar verdiği görülmüştür. Yine bu durum, kompresörün tasarımını doğrulamaktadır.

8.5.3. Dönme hızı – verimlilik

Şekil 8.36'da normalize edilmiş dönme hızına karşılık verimlilik değişimi verilmiştir.



Şekil 8.36. Normalize edilmiş dönme hızına karşılık verimlilik

Şekil 8.36'dan da görüldüğü üzere test motorunun verimliliği daha dar bir aralıkta değişirken, tasarlanan kompresör için bu aralık daha geniştir. Belirli bir dönme hızından

sonra tasarlanan kompresörün verimi ciddi anlamda düşmektedir. Ancak bu düşüş, tasarım dönme hızından daha yüksek dönme hızlarında meydana gelmektedir. Buradaki farkın, test motorunun kompresörünün, difüzörle çok daha uyumlu çalışmasından kaynaklı olduğu sonucuna varılmıştır. Tam bir kompresör kademesi tasarımı yapılırken, muhafaza, çark, difüzör gibi elemanların hepsi hesaba katılarak ve birbirleriyle uyumları da kontrol edilerek tasarım gerçekleştirilirken burada, mevcut Difüzörün özellikleri bilinmediğinden tamamen kademenin geri kalanından bağımsız bir çalışma yürütülmüştür. Dolayısıyla tasarlanan çarkın difüzörle uyumu yetersiz kalmıştır.

9. DEĞERLENDİRME

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yardımıyla bir mini jet için radyal kompresör tasarımı gerçekleştirilmiş, kritik tasarım parametrelerinin akış parametreleri üzerindeki etkileri incelenmiş ve deneysel sonuçlarla kıyaslamaları yapılmıştır. Kompresörün tasarımı, tasarım noktası ve tasarım – dışı nokta olmak üzere iki farklı çalışma koşulu için gerçekleştirilmiştir. Çark tasarımları yapılırken, girdi olarak kütlesel debi ve giriş – çıkış basıncı kullanılmıştır. Öncelikle iki boyutlu teorik tasarım yapılmış, ardından yapılan ilk tasarım ANSYS BladeGen'e aktarılmış, çözüm ağı oluşturulmuş ve analizler gerçekleştirilmiştir. Tasarım sırasında karşılaşılan en büyük zorluk, istenilen toplam basınç oranına karşılık yüksek izentropik verim elde etmektir. Her ne kadar tasarım – dışı nokta için, dönme hızı daha düşük olduğundan tasarımı gerçekleştirmek daha kolay olsa da, bilhassa yüksek dönme hızına sahip tasarım noktası için istenilen toplam basınç oranı ve verimlilik değerlerini yakalamak iteratif bir tasarım süreci sonucunda gerçekleşmiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri sonucunda, kritik akış parametreleri değerleri ve akış davranışı kontrol edilmiş, problemli bölgeler ve hedeflenen değerler dışında elde edilen parametreler tespit edilmiş ve istenilen koşullar ve değerler yakalanana dek bu süreç tekrarlanmıştır. Elde edilen çözümlerin doğruluğunda kullanılan çözüm ağı yapısı da oldukça kritik bir öneme sahiptir. Analiz sonucu elde edilen çözümün çözüm ağı yapısından bağımsız olduğuna emin olmak için çözüm ağı bağımsızlığı çalışması yapılmış ve sonuçların değişmemeye başladığı noktada, hesaplama yükünü en aşağıda tutmak amacıyla istenilen doğruluğu sağlayan en az sayıda çözüm ağı kullanılmıştır.

Tasarım noktası ve tasarım – dışı nokta için akışkanlar dinamiği analizlerinin tamamlanmasının ardından mekanik analizler gerçekleştirilmiştir. Bu kısım kapsamında gerilme, toplam deformasyon, düşük çevrimli yorulma, titreşim ve disk infilakı analizleri gerçekleştirilmiştir. Titreşim analizi kapsamında kompresörün çalışma aralığı ve ömrünü belirleyebilmek için son derece anlamlı olan Campbell diyagramı oluşturulmuştur. Analizler sonucu elde edilen gerilme ve toplam deformasyon değerlerinin hedeflenen değerler altında kaldıkları, kompresörün titreşim açısından güvenli olduğu, %110 dönme hızının üzerinde dahi diskin infilak etmediği görülmüştür. Mekanik analiz aşamasında, herhangi bir analizde istenilmeyen bir sonuç elde edildiğinde, en başta gerçekleştirilen tasarımda değişikliğe gidilmiş, akış analizleri yenilenmiş ve mekanik analizler baştan yapılmıştır.

Akış analizlerinin ve mekanik analizlerinin tamamlanmasının ardından kompresörün performans haritası oluşturulmuştur. Burada farklı dönme hızlarında kütlesel debiye karşılık basınç oranını gösteren eğriler çizilmiştir. Bu haritada kompresörün çalıştığı tasarım noktasının, dalgalanma ve boğulma noktalarından mümkün mertebe uzak olması hedeflenmekteydi; ki, bu hedef sağlanmış, dolayısıyla kompresörün tasarım noktasında dalgalanma ve boğulma nuzak olduğu doğrulanmıştır.

Sonrasında, kanat sayısı, kanat kalınlığı, kanat hücum açısı (taç ve göbek), kanat çıkış açısı ve uç boşluğunun, kompresörün performans parametreleri olan kütlesel debi, basınç oranı ve izentropik verim üzerindeki etkisi incelenmiştir. Kanat sayısındaki artışla beraber kütlesel debi artmış, basınç oranı ve izentropik verim bir noktaya kadar artıp ardından azalmıştır. Kanat kalınlığında artış ise, kütlesel debide azalmaya, basınç oranında artmaya ve izentropik verimde azalmaya sebep olmuştur. Hğcum ve çıkıştaki kanat açıları, taç ve göbekteki hücum ve çıkış açıları olarak ayrı ayrı incelenmiştir. Sonuçta, hücum açısının performans parametreleri üzerinde çıkış açısı kadar etkili olmadığı görülmüş, yine de bir kıyaslama durumunda, taçtaki hücum açısının bu parametreler üzerindeki etkisinin daha büyük olduğu gözlemlenmiştir. Taçtaki hücum açısı arttıkça, kütlesel debi, basınç oranı ve izentropik verim azalmıştır. Çıkış açısındaki değişimin performans parametreleri üzerindeki etkili olduğu göz önünde bulundurularak da, yine taçtaki değişimin daha çok farka neden olduğu gözlemlenmiştir. Taçtaki çıkış açısı arttıkça, kütlesel debi azalmış, basınç oranı ve izentropik verim artmıştır. Uç boşluğundaki artışın ise kütlesel debide artışa, oranı ve izentropik verimde azalmaya sebep olduğu görülmüştür.

Son olarak, hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri sonuçları test sonuçları ile kıyaslanmış, kütlesel debi ve basınç oranı açısından oldukça uyumlu sonuçlar elde edilmiştir. Ne var ki, test sonucunda elde edilen verimlilik eğrisi ile analiz sonucu elde edilen eğri arasında keskin bir fark mevcuttur. Bunun sebebi, test için kullanılan motorda çark ve difüzör tasarımının birbirine uyumlu şekilde gerçekleştirilebilirken, bu çalışma kapsamında sadece çark tasarımı yapılması sebebiyle, mevcut difüzöre uyum kontrol edilememiş ve sonuçlardan anlaşıldığı üzere yeterli uyum sağlanamamıştır.

Gerçekleştirilen bu çalışma ile herhangi bir radyal kompresör tasarımı için genel bir metodoloji oluşturulmuştur. Parametrik çalışmalar ise, herhangi bir tasarım değişikliğine giderken, amaç gözetererek tasarımın ne şekilde değiştirilmesi gerektiğini ortaya koymuştur.

9.1. Öneriler

Radyal bir kompresörde, gerçekleştirilen parametrik analizlere ek olarak yapılabilecek pek çok parametrik analiz vardır. Yardımcı kanatların uzunluklarının, konumlarının etkileri, çıkış kanat yapısının etkisi gibi daha birçok parametre, akış üzerinde kritik öneme sahip olabilmektedir. Gelecekteki çalışmalarda bu parametrelerin de etkileri incelenerek, daha geniş kapsamlı bir parametrik çalışma yapılabilmesi mümkündür.

Ek olarak, bu çalışma kapsamında her ne kadar difüzör tasarımı yapılmamış ve çarkın difüzörle uyumu kontrol edilmemişse de, çark ve difüzör uyumunu araştıran, ikisi arasındaki ilişkiyi irdeleyen çalışmalar faydalı olabilecektir.

KAYNAKLAR

- 1. Ling, J., Wong, K. C. and Armfield, S. (2007). *Numerical Investigation of a Small Gas Turbine Compressor*. Paper presented at the 16th Australasian Fluid Mechanics Conference, Australia.
- 2. Virdi, P. S., Khan, M. S., Pereira, N., Suresh, K. V. and Silva, R. S. D. (2017). Design and Fabrication of Major Components of Turbojet Engine. *Energy and Power*, 7(5), 130-135.
- 3. Lefebvre, A. H. (1983). *Gas Turbine Combustion*. USA: Hemisphere Publishing, 286-290.
- 4. Bossert, D., Morris, S., Hallgren, W. And Yechout, T. R. (2003). *Introduction to aircraft flight Mechanics*. American Institute of Aeronautics and Astronautics, USA.
- 5. Shepherd, D. G. (1956). *Principles of Turbomachinery*. USA: MacMillan Publishing, 63-93.
- 6. Oates, G. C. (1985). *Aero Thermodynamics of Aircraft Engine Components*. American Institute of Aeronautics and Astronautics, USA.
- 7. Gresh, T. M. (2001). *Compressor Performance: Aerodynamics for the User*. USA: Elsevier Science, 43-57.
- 8. Wilson, D. G. (1984). *The design of high-efficiency turbomachinery and gas turbines*. Cambridge: MIT Press, 584-600.
- 9. Sawyer, R. T. (1945). *The Modern Gas Turbine*. New York: Prentice Hall, 28-47.
- 10. Adams, H. T. (1949). *Elements of Internal Combustion Turbine Theory*. New Zealand: Canterbury University Press, 122-154.
- 11. Vietmeyer, N. (1987). *They Created the Jet Age*. Reader's Digest, New York: Simon & Schuster, 1-3.
- 12. Boyce, M. P. (1993). Principles of Operation and Performance. Estimation of Centrifugal Compressors. Texas: Boyce Engineering International, 1-18.
- 13. Paluselli, D. A. *Basic Aerodynamics of Centrifugal Compresors*. Jeannette, PA: Elliott Co., 3-10.
- 14. Boyce, M. P. (2003). *Centrifugal Compressors: A Basic Guide*. USA: PenWell Books, 2-348.
- 15. Xu. C. and Müller, M. (2005). Development and Design of a Centrifugal Compressor Volute. *International Journal of Rotating Machinery*, 3, 190 196.

- 16. Ingram, G. (2009). *Basic Concepts in Turbomachinery*. Denmark: Ventus Publishing, 25-33.
- 17. Gorla, R. S. R. and Khan, A. A. (2003). *Turbomachinery Design and Theory*. USA: Marcel Dekker Publishing, 4.1-4.13.
- 18. Ding, M. Y., Groth, C., Kacker, S. and Roberts, D. (2005). CFD Analysis of Off Design Centrifugal Compressor Operation and Performance.
- 19. Febo, M. D. (2018). Centrifugal Compressor Map Modification in Off Design Conditions. Technical Brief.
- 20. Schoonmaker, P. M. (1991). *Preliminary Experience with an Expert System Providing Initial Centrifugal Compressor Sizing for Performance Prediction and Analysis.* Paper presented at the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Orlando.
- 21. Xu, C. and Amano, R. S. (2008). Design and Optimization of Turbo Compressors. *WIT Transactions on State of the Art in Science and Engineering*, 42, 305 348.
- 22. Singh, M. P. and Vargo, J. J. (1989). Reliability Evaluation of Shrouded Bladed Using the SAFE Interference Diagram. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 111(4), 601 609.
- 23. Japikse, D. (1996). *Centrifugal Compressor Design and Performance*. USA: Concepts ETI, 11-368.
- 24. Dixon, S. L. (2010). *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. USA: Elsevier, 40-67.
- 25. *Centrifugal Compressors for General Refinery Service* (2014). API Standard 617, 5th Edition, American Petroleum Institute, Washington.
- 26. Sun, X., Dong, X., Sun, D. (2019). Recent Developments of Casing Treatments for Aero Engine Compressors. *Chinese Journal for Aeronautics*, 32(1), 1- 36.
- Oh, H. W., Yoon, E. S. and Chung, M. K. (1997). An Optimum Set of Loss Models for Performance Prediction of Centrifugal Compressors. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 211(A), 331 – 338.
- 28. Whitfield, A. and Baines, N. C. (1990). *Design of Radial Turbomachines*. United Kingdom: Longman Scientific and Technical, 287-319.
- 29. Thanapandi, P. and Prasad, R. (1990). Performance Prediction and Loss Analysis of Low Specific Speed Submersible Pumps. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 204(A4), 243–252.
- Gutiérrez Velásquez, E. I. (2017). Determination of a Suitable Set of Loss Models for Centrifugal Compressor Performance Prediction. *Chinese Journal of Aeronautics*, 30 (5), 1644 – 1650.

- 31. Aytaç, Z. and Yücel, N. (2020). Development of a Design Methodology for a Centrifugal Compressor with the Utilization of CFD. *Journal of Polytechnic*, 23(1), 231–239.
- 32. Damor, J. J., Patel, D. S., Thakkar, K. H. and Brahmbhatt, P. K. (2013). Experimental and CFD Analysis of Centrifugal Pump Impeller A Case Study. *International Journal of Engineering Research and Technology*, 2(6).
- 33. Broatch, A., Galindo, J., Navarro, R. and García-Tíscar, J. (2014). Methodology for experimental validation of a CFD model for predicting noise generation in centrifugal compressors. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 50, 134–144.
- 34. Galindo, J., Tiseira, A., Navarro, R. and López, M. (2015). Influence of tip clearance on flow behavior and noise generation of centrifugal compressors in near-dalgalanma (surge) conditions. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 52, 129–139.
- 35. Xu, C. and Amano, R. S. (2017). Effects of Asymmetric Radial Clearance on Performance of a Centrifugal Compressor. *Journal of Energy Resource Technology*, 140(5).
- 36. Zheng, X. Q., Huenteler, J., Yang, M. Y., Zhang, Y. J. and Bamba, T. (2010). Influence of the volute on the flow in a centrifugal compressor of a high-pressure ratio turbocharger. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 224(8), 1157–1169.
- 37. Konakala, S. R. and Govardhan, M. (2017). *CFD studies on the performance of a centrifugal compressor with single wall rotating vaneless diffusers at the wall extension ratios of 1.1 and 1.15.* Paper presented at Proceedings of the ASME 2017 Gas Turbine India Conference, India.
- 38. Rinaldi, E., Pecnik, R. and Colonna, P. (2015). Computational fluid dynamic simulation of a supercritical CO2 compressor performance map. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 137(7).
- 39. Li, J., Yin, Y., Li, S. and Zhang, J. (2013). Numerical simulation investigation on centrifugal compressor performance of turbocharger. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 27(6), 1597–1601.
- 40. Hadavandi, R., Fontaneto, F. and Desset, J. (2018). Complete characterization of a highly loaded low pressure compressor at different reynolds numbers for computational fluid dynamics simulations. *Journal of Turbomachinery*, 140(6), 061008.
- 41. Schreiber, J., Ottavy, X., Ngo Boum, G., Aubert, S. and Sicot, F. (2015). *Numerical simulation of the flow field in a high speed multistage compressor: study of the time discretization sensitivity*. Paper presented at Proceedings of the ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition.

- 42. Xu, C. and Muller, M. (2017). *The development of high performance centrifugal compressor using CFD and other considerations*. Paper presented at Proceedings of the ASME 2017 Power Conference Joint With ICOPE-17 collocated with the ASME 2017 11th International Conference on Energy Sustainability, the ASME 2017 15th International Conference on Fuel Cell Science, Engineering and Technology, and the ASME 2017 Nuclear Forum, Charlotte, Calif, USA.
- 43. Im, K. (2012). *Development of a Design Method for Centrifugal Compressors*. Doctor of Philosophy Dissertation, Michigan State University, USA.
- 44. Higashio, A., Yamashita, H. and Ota, M. (2010). Dynamic Stress Measurement of Centrifugal Compressor Impeller and Study for Strength Criteria Based on Correlation by Unsteady CFD. Paper presented at Proceedings of the Thirty – Ninth Turbomachinery Symposium, Texas, USA.
- 45. Čerňan, J., Pecho, P., Cúttová, M. and Semrád, K. (2018). *Structural Analysis of Centrifugal Compressor Impellers with Different Blade Shapes*. Paper presented at Proceedings of 22nd International Scientific Conference, Russia.
- 46. Liu, S., Liu, C., Hu, Y., Gao, S., Wang, Y. and Zhang, H. (2016). Fatigue life assessment of centrifugal compressor impeller based on FEA. *Engineering Failure Analysis*, 60, 383 390.
- 47. Eckardt, D. (1976). Detailed flow investigation with in a high speed centifugal compressor impeller. *The Journal of Fluids Engineering*, 98 (3), 390–402.
- 48. Eisenlohr, G., Krain, H., Richter, F. A. and Tiede, V. (2002). Investigations of the flow through a high pressure ratio centrifugal impeller. *American Society of Mechanical Engineers*, GT-2002-30394.
- 49. Higashimori, H., Hasagawa, K., Sumida, K. and Suita T. (2004). Detailed flow study of mach number 1.6 high transonic flow with a shock wave in a pressure ratio 11 centrifugal compressor impeller. *American Society of Mechanical Engineers*, GT-53435.
- 50. Meier, R. H. And Shea, C. S. (1982). *Centrifugal Compressor Testing Experience and Practice*. Paper presented at the International Gas Turbine Conference and Exhibit Volume 3: Coal, Biomass and Alternative Fuels; Combustion and Fuels; Oil and Gas Applications; Cycle Innovations, London, England.
- 51. Grzelczak, M., Tralewski, A. and Palucki, Z. (2016). Analysis of flow structure and performance of the centrifugal compressor impellers. *Transactions of the Institute of Fluid-Flow Machinery*, 132, 87 101.
- Ibaraki, S., Tomita, I. and Sugimoto, K. (2015). Aerodynamic Design Optimization of Centrifugal Compressor Impeller Based on Genetic Algorithm and Artificial Neural Network. *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review*, 52(1), 77 – 82.
- 53. Sorokes, J. M. (2013). *Selecting a Centrifugal Compressor*, American Institute of Chemical Engineers and Dresser Rand, 44 51.

- 54. Lee, B. I. and Kesler, M. G. (1975). A Generalized Thermodynamic Correlation based on Three-Parameter Corresponding States. *AIChE Journal*, 21(3), 510-527.
- 55. Boyce, M. P. (). A Practical 3D Flow Visualization Approach to the Complex Flow Characteristics in a Centrifugal Impeller. *American Society of Mechanical Engineers*, 66 GT 83.
- 56. Ashri, M., Karuppanan, S., Patil, S. and Ibrahim, I. (2014). *Modal Analysis of a Centrifugal Pump Impeller Using Finite Element Method*. Paper presented at 4th International Conference on Production, Energy and Reliability, Malaysia.
- 57. Liu, G. and Zhang, W. (2018). Modal Analysis of a Compressor Disk. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 398, 1-9.
- 58. Suman, A. (2017). Random Vibrational Analysis of High Speed Centrifugal Compressor. *International Journal and Magazine of Engineering, Technology, Management and Research*, 4, 24 34.
- 59. Guillaume, P. (2000). Modal Analysis. *Technical Notes Research Groups Acoustics and Vibration*, Vrije Universiteit Brussel, Pleinlaan 2, B-1050 Brussel, Belgium.
- 60. Gao, H. and Bai, G. (2015). Reliability analysis on resonance for low-pressure compressor rotor blade based on least squares support vector machine with leave-one-out cross-validation. SAGE Journals, 7(4).
- Mary, S. B. and Gayathri, R. (2018). Static Stress Analysis on Centrifugal Compressor Impeller. *International Journal for Trends in Engineering and Technology*, 29(1), 16 – 20.
- 62. Mojaddam, M. and Pullen, K. (2019). Optimization of a Centrifugal Compressor Using the Design of Experiment Technique. *Applied Sciences*, 9(2), 291.
- 63. Bardelli, M., Cravero, C., Marini, M. and Marsano, D. (2019). Numerical Investigation of Impeller-Vaned Diffuser Interaction in a Centrifugal Compressor. *Applied Sciences*, 9(8), 1619.
- 64. Jebieshia, T. R., Raman, S. K. and Kim, H. D. (2019). Aerodynamic and Structural Characteristics of a Centrifugal Compressor Impeller. *Applied Sciences*, 9(16).
- 65. Benra, F. K., Dohmen, H. J., Pei, J., and Schuster, S. (2011). A Comparison of One-Way and Two-Way Coupling Methods for Numerical Analysis of Fluid-Structure Interactions. *Journal of Applied Mathematics*, 2011, 853560.
- 66. Gu, Y., Pei, J., Yuan, S., Xing, L., Stephen, C., Zhang, F. and Wang, X. (2018). Effects of blade thickness on hydraulic performance and structural dynamic characteristics of high-power coolant pump at overload condition. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power and Energy*, 232(8), 992-1003.

- 67. Ying, Q., Zhug, W., Zhang, Y. and Zhang, L. (2017). Design Optimization of A Small Scale High Expansion Ratio Organic Vapour Turbo Expander for Automotive Application. *Energy Procedia*, 129, 1133 1140.
- 68. Gong, C. D., Lee, H. S. and Kim, I. K. (2011). Aerodynamic and Structural Design of A High Efficiency Small Scale Composite Vertical Axis Wind Turbine Blade. *Journal of the Korean Society for Aeronautical & Space Sciences*, 39(8), 758-765.
- 69. Drewczynski, M. and Rzadkowski, R. (2015). A stress analysis of a compressor blade in partially blocked inlet condition. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 230(5), 934 – 952.
- 70. Kang, H. S. and Kim, Y. J. (2016). Optimal design of impeller for centrifugal compressor under the influence of one-way fluid-structure interaction. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 30, 3953–3959.
- 71. Zhao, H., Deng, Q., Zheng, K. and Zhang, H. (2014). *Numerical Investigation on the Flow Characteristics of a Supercritical CO 2 Centrifugal Compressor*. Proceedings of the ASME Turbo Expo, 3: V03BT36A013.
- 72. Piperno, S., Farhat, C. and Larrouturou, B. (1995). Partitioned procedures for the transient solution of coupled aroelastic problems Part I: Model problem, theory and two-dimensional application. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 124(1-2), 79 112.
- 73. Kang, H. and Kim Y. J. (2016). A Study on the Multi-Objective Optimization of Impeller for High-Power Centrifugal Compressor. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 9(2), 143 149.
- Harinath, S. P., Sharath, G. V., Shreyas, P. M. and Gowda, K. (2017). Evaluation of Over-speed, Burst Margin and Estimation of Low-cycle Fatigue Life of an Aero Engine Disc. *International Journal of Innovative Research in Advanced Engineering*, 4(4), 76 – 85.
- 75. Barack, W. N. and Domas, P. A. (1976). *An improved turbine disk design to increase reliability of aircraft jet engines*. USA: National Aeronautics and Space Administration, NASA.
- 76. Měšťánek, P. (2008). Low cycle fatigue analysis of a last stage steam turbine blade. *Applied and Computational Mechanics*, 2(1), 71-82.
- 77. https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/low-cycle-fatigue. Erişim tarihi: 11.03.2020.
- 78. DeLuca, D. P. (2001). Understanding Fatigue. Global Gas Turbine News, 41, 7-10.
- 79. ASM Aerospace Specification Material Inc., http://asm.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=MA2124T851, erişim tarihi:22.06.2019.

- 80. Aytaç, Z. (2014). Su Türbini Ayar Kanadı Tasarım Sistemi Geliştirilmesi ve Çeşitli Francıs Tipi Türbinler için Uygulanması. Yüksek Lisans Tezi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Fen bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- 81. Sbardella, L., Sayma, A.I. and Imregun, M. (2000), Semi-unstructured meshes for axial turbomachine blades. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 32(5), 569-584.
- 82. Akın, H. (2014). Su Türbini Tasarımı Amaçlı Sayısal Yöntemler Geliştirilmesi ve Uygulanması. Yüksek Lisans Tezi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Fen bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- 83. Patel, K., Desai, J., Chauhan, V. and Charnia, S. (2011). *Evaluation of hydroturbine design by CFD*. Paper presented at the 11th Asian International Conference on Fluid Machinery and The 3rd Fluid Power Technology Exhibition, Chennai, India.
- 84. Drtina, P. and Sallaberger, M. (1999). Hydraulic Turbines Basic principles and state of the art computational fluid dynamics applications. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 213, 85-102.
- 85. Kurosawa, S., Lim, S. M. and Enomoto, Y. (2010). *Virtual model test for a Francis türbine*. Paper presented at the 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Timişoara, Romania.
- 86. ANSYS TurboGrid (2020). ANSYS TurboGrid User's Guide, ANSYS Inc.
- 87. ANSYS CFX 15.0 (2015). ANSYS CFX User's Guide, ANSYS Inc.
- 88. Hinze, J.O. (1975). Turbulence. USA: McGraw-Hill, 154-192.
- 89. Argyropoulod, C. D. and Markatos, N. C. (2015). Recent advances on the numerical modelling of turbulent flows. *Applied Mathematical Modelling*, 39(2), 693 732.
- 90. Tennekes, H. and Lumley, J. L. (1972). *A First Course in Turbulence*. Cambridge: The MIT Press, 59-74.
- 91. Hunt, J. C. R. and Vassilicos, J. C. (2000). *Turbulence Structure and Vortex Dynamics*. Cambridge: Cambridge University Press, 184-217.
- 92. Vassilicos, C. (2001). *Intermittency in Turbulent Flows*. UK: Cambridge University Press, 148-217.
- 93. Versteeg, H. K. and Malalasekera, W. (2007). *An Introduction to Computational Fluid Dynamics. The Finite Volume Method.* Harlow: Pearson Education Limited, 40-113.
- 94. Sreenivasan, K.R. and Antonia, R. A. (1997). The phenomenology of small-scale turbulence. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 29, 435-472.

- 95. Klebanoff, P. S. (1995). *NACA Report 1247*. National Bureau of Standards, Washington D.C.
- 96. White, F. M. (1991). Viscous Fluid Flow, McGraw Hill, New York, USA.
- 97. Paret, J. and Tabeling, P. (1998). Intermittency in the two-dimensional inverse cascade of energy: experimental observations. *Physics of Fluids*, 10, 3126-3136.
- 98. Kholmyansky, M. and Tsinober, A. (2001). On the origins of intermittency in real turbulent flows. Intermittency in Turbulent Flows, UK: Cambridge University Press, 183-192.
- 99. Tavoularis, S. and Karnik, U. (1989). Further experiments on the evaluation of turbulent stresses and scales in uniformly sheared turbulence. *Journal of Fluid Mechanics*, 204, 457-478.
- 100. Maruzewski, P., Hayashi, H., Munch, C., Yamaishi, K., Hashii, T., Mombelli, H.P., Sugow, Y. and Avellan F. (2010). *Turbulence modeling for Francis turbine water passages simulation*. Paper presented at the 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Timisoara, Romania.
- 101. Souza, L.C.E.O., Moura, M.D., Junior, A.C.P.B. and Nilsson, H. (2003). Assessment of turbulence modelling for CFD simulations into hydroturbines: spiral casings. Paper presented at the 17th International Mechanical Engineering Congress, Sao Paulo, Brazil.
- 102. Markatos, N. C. (1986). The mathematical modelling of turbulent flows. *Applied Mathematical Modelling*, 10, 190-220.
- 103. CFD User's Guide, Turbulence (2020). Autodesk Knowledge Network.
- 104. Menter, F. R. (1994). Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA Journal*, 32 (8), 1598-1605.
- 105. Santana, H. S., da Silva, A. G. P., Lopes, M. G. M., Rodrigues, A. C., Taranto, O. P. and Silva Jr, J. L. (2020). Computational methodology for the development of microdevices and microreactors with ANSYS CFX. *Methods*, 10(7), 1 22.
- 106. Ferziger, J.H. and Peric, M. (2002). *Computational Methods for Fluid Dynamics*. USA: Springer, 284-372.
- 107. Carija, Z. and Mrsa, Z. (2003). *Complete Francis turbine flow simulation for the whole range of discharges*. Paper presented at the 4. International Congress of Crotian Society of Mechanics, Bizovac, Croatia.
- 108. Fundamental FEA Concepts and Applications, A Guidebook for the Use and Applicability of Workbench Simulation Tools from ANSYS Inc., ANSYS Inc.
- 109. Karthik, S., Anand, R., Abbas, A., Kathiravan, T and Parthiban, K. (2017). Optimization and Vibration Analysis of Compressor Blade with Different Blade Angle.

International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology, 5 (4), 558 – 567.

- 110. Herry, R., Feraris, G. (1984). Substructuring. *Transcations of ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, 106(1), 2-10.
- 111. Setiya, M., Baloni, B. D. and Channiwala, S. A. (2015). Structural analysis of load compressor blade of aircraft auxiliary power unit. *International Journal of Scientific & Engineering Research*, 6(2), 596 601.
- 112. Zhang, J., Wang, W. L. and Chen, X.J. (1988). *Acta Mechanica Solida Sinica* (English Edition), 1(1), 61-70.
- 113. ANSYS Mechanical User's Guide (2020). ANSYS Mechanical Application, ANSYS Inc.
- 114. Schwarz, B. J. and Richardson, M. H. (1999). *Experimental Modal Analysis*. Paper presented at CSI Reliability Week, Orlando.
- 115. ANSYS Theory Reference Release 5.6 (1999). ANSYS Inc.
- 116. Bauer, A., Schauer, F. R., Walker, G., Gillaugh, D., Kemnitz, R., Bohan, B. T., Holley, A. T. and Hoke, J. (2020). *Design, Analysis, and Testing of a Low-Cost, Additively-Manufactured, Single-Use Compressor*. Paper presented at AIAA Scitech 2020 Forum, Orlando.
- 117. Browell, R. and Hancq, A. (2006). *Calculating and Displaying Fatigue Results*. ANSYS Inc.
- 118. Setiya, M., Baloni, B. D. and Channiwala, S. A. (2015). Structural analysis of load compressor blade of aircraft auxiliary power unit. *International Journal of Scientific & Engineering Research*, 6(2), 596 601.
- 119. Agney, A., Singh, S. and Srinivas, G. (2018). Structural and Fluid Flow Analysis of Subsonic Aircraft jet Engine Centrifugal Compressor. *Materials Today: Proceedings*, 5(9), 19507 – 19516.
- 120. Rajakumar, R., Ramamurthy, S. and Govardhan, M. (2014). Experimental investigations on effects of tip clearance in mixed-flow compressor performance. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part G Journal of Aerospace Engineering*, 229(5).
- 121. Pakle, S. and Jiang, K. (2018). Design of a high-performance centrifugal compressor with new surge margin improvement technique for high speed turbomachinery. *Propulsion and Power Research*, 7(1), 19-29.
- 122. van den Braembussche, R. A. (2002). Turbomachinery Component Design by means of CFD. *Task Quarterly 6*, 1, 39 61.
- 123. He, X. and Zheng, X (2017). Mechanisms of Sweep on the Performance of Transonic Centrifugal Compressor Impellers. Applied Sciences, 7(10), 1081.
- 124. Bogdanets, S., Blinov, V., Sedunin, V., Komarov, O. and Skorohodov, A. (2019). Validation of a CFD Model of a Single Stage Centrifugal Compressor by Local Flow Parameters. *CEUR Workshop Proceedings*, 2298, 196.
- 125. Liu, Z., Luo, W., Zhao, Q. and Zhao, W. (2018). Preliminary Design and Model Assessment of a Supercritical CO2 Compressor. *Applied Sciences*, 8(4), 595.
- 126. Liu, Y., Gao, Y., Pu, X., Li, J. and He, G. (2018). Operation matching model and analysis between an air inlet and a compressor in an Air Turbo Rocket. *Aerospace Science and Technology*, 81, 306-315.
- 127. Zhu, W., Ren, X., Li, X. S. and Gu, C. W. (2018). Analysis and Improvement of a Two-Stage Centrifugal Compressor Used in an MW-Level Gas Turbine. *Applied Sciences*, 8(8), 1347.
- 128. Ibaraki, S., Tomita, I., Ebisu, M. and Shiraishi, T. (2012). Development of a Wide-Range Centrifugal Compressor for Automotive Turbochargers. *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review*, 49(1).
- 129. Jaatinen Varri, A., Tiainen, J., Turunen Saaresti, T., Grönman, A., Backman, J. (2016). Centrifugal compressor tip clearance and impeller flow. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 30(11), 5029-5040.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı	: AYTAÇ YILMAZ, Zeynep
Uyruğu	: T.C.
Doğum tarihi ve yeri	: 20.05.1988, Ankara
Medeni hali	: Evli
Telefon	: 0 (536) 223 74 71
e-mail	: zeynep.aytac@gazi.edu.tr



Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Doktora	Gazi Üniversitesi / Makina Mühendisliği	Devam ediyor
Yüksek lisans	TOBB ETÜ/ Makine Mühendisliği	2016
Lisans	TOBB ETÜ/ Makine Mühendisliği	2012
Lise	TED Ankara Koleji	2005

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2020-Halen	Gazi Üniversitesi	Öğretim Görevlisi
2018-2020	Gazi Üniversitesi	Araştırma Görevlisi
2013-2014	Netaş Telekomünikasyon A.Ş.	Proje Asistanı

Yabancı Dil

İngilizce, Almanca

Yayınlar

1. Ayancık, F., Aytaç, Z., Gur, B., Akyol, M., Çakmak, A., Çelebioğlu, K., Ünver, Ö. and Aradağ, S. (2012). *Design and Manufaxturing of Flow Control Blades for Hydraulic Turbines*. Paper presented at International Conference on Machine Design and Production (UMTIK), Pamukkale, Turkey.

- Akın, H., Aytaç, Z., Ayancık, F., Özkaya, E., Arıöz, E., Çelebioğlu, K. and Aradağ S. (2013). A CFD Aided Hydraulic Turbine Design Methodology Applied to Francis Turbines. Paper presented at 4th International Conference on Power Engineering, Energy and Electrical Drives, Istanbul, Turkey.
- Aylı, E., Kavurmacı, B., Akın, H., Aytaç, Z., Ayancık, F., Aradağ, U., Mert, B., Çelebioğlu, K., Aradağ, S., Ünver, Ö. and Tasçıoğlu, Y. (2013). Su Türbini Tasarımı ve Testleri Merkezi. Paper presented at Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Konferansı, Samsun, Turkey.
- Aytaç, Z., Özkaya, E., Akın, H., Ayancık, F., Çelebioğlu, K., Aradağ, S., Özmen, A., Adaş, A., Pala, R., Kemikli, M. and Çora, A. (2013). *Utilization of CFD Tools fort he Rehabilitation of an Existing Hydroelectric Power Plant*. Paper presented at 7th International Advanced Technologies Symposium, Istanbul, Turkey.
- 5. Kavurmacı, B., Aytaç, Z., Akın, H., Ayancık, F., Çelebioğlu, K. and Aradağ, S. (2014). *Design and Analyses of a pressure reducing valve integrated to a Francis turbine for a pre-existing penstock.* Paper presented at the International Congress and Trade Fair on Small Hydropower, Istanbul, Turkey.
- 6. Aytaç, Z., Kavurmacı, B., Çelebioğlu, K., Aradağ, S. and Taşçıoğlu, Y. (2014). *TOBB ETU Hydro Research Center: Capabilities and Challenges*. Paper presented at the International Congress and Trade Fair on Small Hydropower, Istanbul, Turkey.
- 7. Çetintürk, H., Aytaç, Z., Taşçoğlu, Y., Çelebioğlu, K. and Aradağ, S. (2014). *Design of a Flow D,verter Mechanism for a Hydroturbine Experimental Test Rig.* Paper presented at ASME 12th Biennal Conference on Engineering Systems Design and Analysis, Copenhagen, Denmark.
- 8. Mert, B., Aytaç, Z., Taşçığlu, Y., Çelebioğlu, K. and Aradağ, S. (2014). *Design of an Adaptive Power Regulation Mechanism for a Hydroelectric Power Plant Turbine Test Rig.* Paper presented at the 67th Annual Meeting of APS Division of Fluid Dynamics, California, USA.
- 9. Çelebioğlu, K. and Aytaç, Z. (2020). Numerical Investigation of the Effects of Design Parameters on Hydraulic Turbine Guide Vane Design. *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 26 (4), 666 673.
- 10. Aytaç, Z. and Yücel, N. (2020). Development of a design methodology for a centrifugal compressor with the utilization of CFD. *Journal of Polytechnic*, 23 (1), 231 239.
- 11. Aytaç, Z. and Aktaş, F. (2020). Utilization of CFD for the Aerodynamic Analysis of a Subsonic Rocket. *Journal of Polytechnic*, 23 (3), 879 887.

Hobiler

Yürüyüş, Kitap



GAZİ GELECEKTİR...