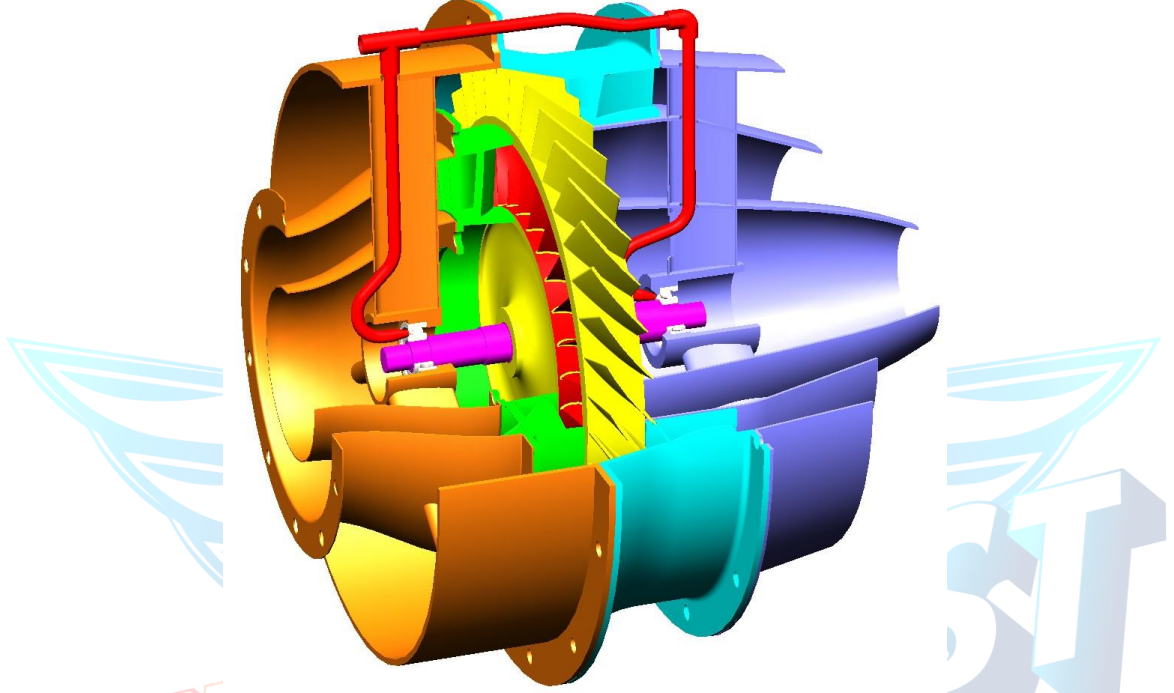


TEKNOFEST

HAVACILIK, UZAY VE TEKNOLOJİ FESTİVALİ

JET MOTOR TASARIM YARIŞMASI

KAVRAMSAL TASARIM RAPORU



TAKIM ID: 399387

TAKIM ADI: MSÜ İKİ MAVİ

Takım Üyeleri

Musa Cenk ÖZEKİNCİ

Göktuğ KARACA

Melih SÜRER

Furkan ERDOĞAN

Doğukan ŞAHİN

Danışman

Doç.Dr. Doğuş ÖZKAN

İçindekiler

Semboller Listesi	
Şekiller Listesi	
Tablolar Listesi	
1.Proje Özeti	
2. Giriş	
2.1 Literatür Araştırması.....	
3. Kavramsal Tasarım Geliştirme ve Fizibilite Çalışmaları.....	
3.1 Kavramsal Motor Tasarımının Tarif Edilmesi.....	
3.2 Performans Çevrimi Analizi.....	
3.3 Mekanik tasarım Hesaplamaları Ve Akış Yolu Analizleri.....	
3.3.1 Aft Fanın İki Boyutlu Akış Analizi.....	
3.3.2 Fanın İki Boyutlu Akış Yolu Analizi	
3.3.3 Alçak Basınç Türbini Mekanik Tasarımı Ve Hesaplamaları.....	
3.3.4 Alçak Basınç Türbini İki Boyutlu Akış Yolu Analizi.....	
3.4 Aerodinamik Geçiş Parçasının Mekanik Tasarımı Ve Hesaplamaları.....	
3.5 Nozul Mekanik Tasarımı.....	
3.5.1 Sıcak Nozul Mekanik Tasarımı.....	
3.5.2 Soğuk Nozul Mekanik Tasarımı.....	
3.6 Yağlama Konseptinin Detayları.....	
3.7 Basit Rotor Dinamiği Hesaplamaları.....	

3.7.1 Mil Çapı Bulma Hesaplamaları.....	
3.7.2 Titreşim Ve Kritik Devir Analizleri.....	
3.8 Rulman Seçimi Ve Ömür Hesaplaması.....	
3.9 Termal Hesaplamalar.....	
3.10 İki Boyutlu Yapısal Analiz.....	
3.10.1 Termal Gerilme Hesaplamaları.....	
3.11 Maliyet Ve Üretilebilirlik Analizi.....	
3.11.1 Aerodinamik Geçiş Parçası Ve Nozul.....	
3.11.2 Şaft.....	
3.11.3 Fan Ve Türbin Blisk Rotor Ve NGV.....	
3.11.4 Fan Statoru.....	
4. Malzeme Seçimi.....	
5. Kavramsal Tasarımın Değerlendirmesi.....	
6. Sonraki Çalışmalar Ve İş Planı Önerisi.....	
7. Risk Analizi.....	
8. Sonuç.....	
9. Kaynakça.....	
10. Ekler.....	

Semboller Listesi

FPR	<i>Fan Basınç Oranı</i>
BPR	<i>Bypass oranı</i>
P_a	<i>Atmosfer havası giriş basıncı</i>
R	<i>Gaz Sabiti</i>
η_c	<i>Kompresör Verimi</i>
η_t	<i>Türbin Verimi</i>
η_m	<i>Mekanik verim</i>
η_j	<i>Nozul verimi</i>
U	<i>Rotor hızı</i>
ϕ	<i>Akış katsayısı</i>
λ_n	<i>Stator kayıp katsayısı</i>
\dot{m}_h	<i>Sıcak akış kütle debisi</i>
Cp_a	<i>Havanın sabit basınç özgül ısı katsayısı</i>
Cp_g	<i>Yanmış gazların sabit basınç özgül ısı katsayısı</i>
T_{09}	<i>Toplam sıcaklık</i>
α_3	<i>Çıkış açısı</i>
$r_{hub t}$	<i>Türbin hub yarıçapı</i>
$r_{hub f}$	<i>Fan hub yarıçapı</i>
$r_{tip t}$	<i>Türbin tip yarıçapı</i>
$r_{tip f}$	<i>Fan tip çapı</i>
Ψ	<i>İş katsayısı</i>
λ	<i>Reaksiyon oranı</i>
ρ	<i>Yoğunluk</i>
ω	<i>Açısal hız</i>
P_{09}	<i>Toplam basınç</i>
γ	<i>Özgül ısı oranları</i>
f	<i>Yakıt hava oranı</i>

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1 Metrovick F.3 motoru.....	13
Şekil 2.2 Aft fanlı CJ805-21 turbojet motoru.....	13
Şekil 2.3 J85 motoru.....	14
Şekil 2.4 CF700 motoru.....	15
Şekil 3.1 Kavramsal tasarım iş akış diyagramı.....	18
Şekil 3.2 Arka fan nominal konfigürasyonu.....	20
Şekil 3.3 General Electric firması üretimi CJ-805-23 aft turbofan motoru.....	21
Şekil 3.4 Aft fan modülü ve çekirdek motor yüksek basınç türbini geometrik sınırlamalar...	22
Şekil 3.5 Aft fan modüllü turbojet motorun kademe numaralandırması.....	24
Şekil 3.6 Aft fan için açık Braythone çevrimi.....	24
Şekil 3.7 Fan Rotor giriş ve çıkışındaki hız üçgenleri.....	41
Şekil 3.8 Haller ve Difüzyon katsayılarının elde edilmesi.....	44
Şekil 3.9 Dizayn akış sapma eğrileri.....	45
Şekil 3.10 Fanın mekanik tasarım sonunda elde edilen boyutları.....	46
Şekil 3.11 AxStream ile yapılan tasarımın hız üçgenleri.....	47
Şekil 3.12 AxStream yazılımında fan tasarımı için girilen geometrik ve sınır değerler.....	48
Şekil 3.13 AxStream yazılımından elde edilen ilk tasarım sonuçları.....	49
Şekil 3.14 Fanın 2D akış yolu analizi ve optimizasyon sonuçları.....	50
Şekil 3.15 Fanın 2D akış yolu optimizasyonu sonrasında elde edilen geometrik değerler.....	52

Şekil 3.16	Fan 2D CFD akış yolu analiz parametreleri.....	53
Şekil 3.17	Fan rotoru 2D CFD akış kontrolü.....	53
Şekil 3.18	Fanın CFD analiz sonuç raporu.....	54
Şekil 3.19	Fanın CFD analizleri sonucunda 3D akış yolunda toplam basınç ve sıcaklık ile bağlı Mach sayılarının değişimi.....	55
Şekil 3.20	LPT kademesi notasyonlar ve kademe numaralandırılması.....	56
Şekil 3.21	Smith diyagramı.....	57
Şekil 3.22	Rotor giriş ve çıkışındaki hız üçgenleri.....	61
Şekil 3.23	Optimum pitch/chord oranları diyagramı.....	69
Şekil 3.24	LPT için elde edilen mekanik tasarım değerleri.....	70
Şekil 3.25	Optimizasyon sonrası LPT değerleri.....	72
Şekil 3.26	Optimizasyon sonrası rotor ve stator geometrik değerleri.....	73
Şekil 3.27	AxStream tasarımından elde edilen LPT rotor geometrisi.....	74
Şekil 3.28	AxStream ile yapılan tasarımın hız üçgenleri.....	74
Şekil 3.29	Tasarımı yapılan LPT rotor ve stator kanatları.....	75
Şekil 3.30	AxStream yazılımına çevrimden elde edilen değerlerin girilmesi.....	76
Şekil 3.31	Seçilen dizayn noktasının aerodinamik ve geometrik değerleri.....	77
Şekil 3.32	Optimizasyon öncesi akış yolunun görünümü.....	78
Şekil 3.33	Optimizasyon sonrası akış yolunun görünümü.....	79
Şekil 3.34	Stator kanatlarının 2D CFD akış analiz sonuçları.....	80

Şekil 3.35 Rotor kanatlarının 2D CFD akış analiz sonuçları.....	82
Şekil 3.36 LPT CFD analiz sonuç raporu.....	83
Şekil 3.37 CFD analizi ile elde edilen toplam basınç, sıcaklık ve yoğunluk ile Mach sayılarının akış ile değişimi.....	85
Şekil 3.38 Aft modülü için malzeme seçimi.....	85
Şekil 3.39 Aft fan modülünün boyutları ve Solidworks yazılımından alınan ağırlık değeri.....	86
Şekil 3.40 Aerodinamik geçiş parçasının mekanik 2D tasarım görseli.....	87
Şekil 3.41 Aerodinamik geçiş parçasının 3D görünümü.....	87
Şekil 3.42 Sıcak nozulun mekanik tasarımı.....	88
Şekil 3.43 Mekanik tasarımı yapılan nozulun 3D görüntüsü.....	88
Şekil 3.44 Soğuk nozul mekanik tasarımı.....	89
Şekil 3.45 Soğuk nozul tasarımının 3D görüntüsü.....	89
Şekil 3.46 Aft fan modülü için yağlama yağı konsepti.....	91
Şekil 3.47 Yağ hacimsel debi hesaplama diyagramı.....	92
Şekil 3.48 AxStream rotor dinamiği modülündeki değerlerin girilmesi.....	94
Şekil 3.49 Kritik devirlere karşılık gelen rotordaki şekil değişimi.....	95
Şekil 3.50 Campbell diyagramı titreşim analizi.....	95
Şekil 3.51 Aft fan rotorunun kritik devir haritası.....	96
Şekil 3.52 Seçilen rulmana ait karakteristikler.....	97
Şekil 3.53 Bilyeli rulmanlar için eşdeğer yük hesaplama faktörleri.....	99

Şekil 3.54	Isıl dirençler için yarıçaplar.....	102
Şekil 3.55	Kanat Profilini Etkiyen Sıcaklık Profili.....	104
Şekil 3.56	K faktörü diyagramı.....	106
Şekil 3.57	Inconel 625'in sıcaklıklara bağlı olarak değişen mukavemet değerleri.....	107
Şekil 3.58	AxStream de yapılan 2D yapısal analiz.....	108
Şekil 3.59	Inconel 625 çeliğinin sıcaklık ile elastisite modülünün değişimi grafiği.....	111
Şekil 3.60	Inconel 625 çeliği için Larson-Miller diyagramı.....	112
Şekil 3.61	Inconel 625 çeliğinin sıcaklık ile elastisite modülünün değişimi grafiği.....	114
Şekil 3.62	Fan kanatlarındaki mutlak uzama değerleri.....	114
Şekil 3.63:	Çekirdek motor ile fan rotoru arasında bulunan aerodinamik geçiş parçası.....	115
Şekil 3.64:	Fan modülünün egzoz çıkışındaki sıcak ve soğuk nozul parçası.....	116
Şekil 3.65:	Bağlantı parçası.....	116
Şekil 3.66:	Çekirdek motor ile fan rotoru arasında bulunan aerodinamik geçiş parçasının kütlesi.....	117
Şekil 3.67:	Fan modülünün egzoz çıkışındaki sıcak ve soğuk nozul parçasının kütlesi.....	117
Şekil 3.68:	Şaft parçası.....	118
Şekil 3.69:	Şaft kütlesi.....	119
Şekil 3.70	Fan ve Türbin Blisk Rotor parçası.....	120
Şekil 3.71	NGV parçası.....	120
Şekil 3.72:	Fan ve Türbin Blisk Rotor kütlesi.....	121

Şekil 3.73: NGV kütlesi.....121

Şekil 3.74: Fan Statoru.....122

Şekil 3.75: Fan Statoru kütlesi.....123



Tablolar Listesi

Tablo 2.1 Aft fanlı ve fansız turbojet motorların performans karşılaştırması.....	14
Tablo 2.2 Aft fanlı ve fansız turbojet motorların performans karşılaştırması.....	17
Tablo 3.1 Tasarımda kullanılan parametreler ve değerleri.....	23
Tablo 3.2 201 tavlı paslanmaz çelik mekanik özellikleri.....	93
Tablo 3.3 Havanın sıcaklık ile kinematik ve dinamik viskozitesinin değişimi.....	101
Tablo 3.4 Havanın sıcaklık ile dinamik ve kinematik viskozite değişimi.....	103
Tablo 5.1 Sonraki çalışmalar için iş planı tablosu.....	126



Kavramsal Tasarım Raporu

1. Proje Özeti

Turbofan motorlar güç/ağırlık oranlarına göre sağladığı yüksek itki ve performans ile gerek sivil havacılık gerekse askeri hava araçlarında kullanılan içten yanmalı hava soluyan motorlardır. Turbofan motorları turbo prop, turboşaft ve turbojet motorlardan ayıran en önemli özellik itkinin yanmış gazların genişlediği sıcak nozul ve havanın genişlediği soğuk nozul olmak üzere iki farklı nozuldan sağlanmasıdır. Soğuk nozuldaki genişleyen havanın basıncının artırılması ise bu tip motorların kompresörün ön kısmına ilave edilen fan vasıtasıyla sağlanmaktadır. Genel olarak bu motorlar güç ve itki isterine bağlı olarak iki veya üç şaftlı olarak imal edilmektedirler. Bu motorlarda fan kısmı günümüzde kompresör elemanının önünde yer alsa da alçak basınç türbininden güç alarak tahrik edilerek itki sağlanan arka fan (aft fan) konfigürasyonlu motorlarda üretilip kullanılmıştır.

Bu projede 4 kg ağırlığa sahip bir mikro turbo jet motoruna arka fan komponenti kavramsal tasarım ve analizinin yapılması yarışma şartnamesi isterleri kapsamında hedeflenmiştir. Arka fan modül tasarımında öncelikle açık Brayton çevriminin fan versiyonu kullanılarak termodinamik çevrim yapılmıştır. Çevrimden elde edilen sınır değerler geometrik isterler ile örtüştürülerek teorik türbin ve fan tasarımı yazılımlar (Ansys, Solidworks ve AxStream) kullanılarak yapılmıştır.

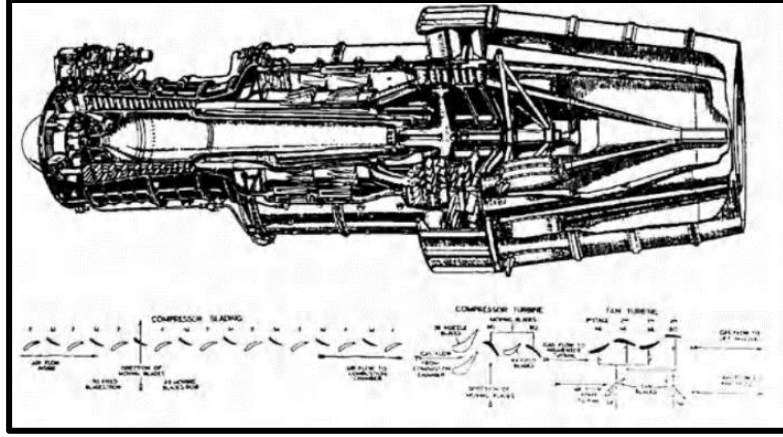
Proje çalışması sonucunda aft fan modülünün kavramsal tasarımı oluşturularak şartname isterleri kapsamında 3.8 kg ağırlığa sahip, geometrik sınırlar içerisinde (206 mm en ve 215 mm boy) bulunan ve 732.9 N itki üreten aft fan modülünün kavramsal tasarımı yapılmıştır. Tasarlanan modül ile TJ90 turbojet motorunun itki değeri 1.8 kat artırılmış, özgül yakıt tüketimi ise 2 kat azaltılmıştır. Tasarımı yapılan modülün gerek rulman analizleri gerekse yapısal analizler ile şartname isteri olan 25 saatin üzerinde ömre sahip olduğu görülmüştür.

2. Giriş

2.1 Literatür Araştırması

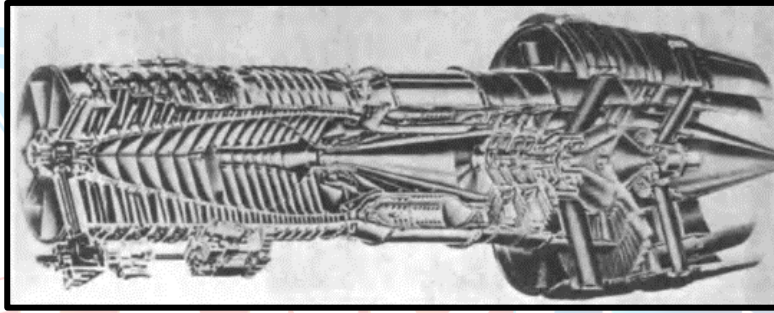
Turbofan motorlar her ne kadar 1960'lı yıllarda kullanım alanı bulmuş olsa da temel olarak turbofan konsepti daha eski bir tarihe dayanmaktadır. Frank Whittle ilk turbojet motorunu geliştirdikten sonra bu motorun düşük hızlar ve irtifada etkisini arttırmak istediği için yeni bir konsept arayışına başlamıştı. Bu arayışın sonucu olarak ilk turbofan motor konseptini geliştirmiştir. Geliştirilen bu turbofan motor konseptinin ilk örneğinde fan kompresör önünde değil türbin üzerinde yer almıştır [1]. Bu komponente AFT-FAN (arka fan) adı verilmiştir. Ama ne yazık ki bu tasarım II. Dünya savaşı döneminde hızlı gelişen turbojet motorlar karşısında kullanım alanı bulamamıştır. II. Dünya savaşındaki teknoloji yarışı, turbojet motorlarda çok hızlı bir gelişmeye sebep olduysa da yüksek yakıt tüketimi sorunu bu motorun en önemli zafiyetini oluşturmuştur.

Turbojet motorlardaki yüksek yakıt tüketim sorununa aranan çözümler sonucunda aft-fan teknolojisi yeniden gündeme gelmiştir. Aft-fan teknolojisi temel olarak alçak basınç türbini üzerine eklenen bir fan komponentinden oluşmaktadır. Bu modifikasyon turbojet motorları turbofan motora dönüştürmenin çok kolay ve önemli bir yolu olarak karşımıza çıkmaktadır [1]. Bu modifikasyon ile geliştirilmesi ve test aşamaları çok uzun süren motorların, çekirdek motor kısımlarının baştan tasarlanması, geliştirilmesi ve konfigürasyon testlerinden kurtulmuş olmanın yanında motorların jet sesi ve özgül yakıt tüketiminin azalması gibi özelliklerle havacılık için kritik öneme sahip ekonomi ve zaman açısından büyük avantajlar sağlamıştır. Aft Fan tasarımı gelişim süreci içerisinde Metrovick F.3 gibi örnekler (Şekil 2.1) vermesine rağmen yoğun kullanım alanı bulan ilk örnekler, General Electric firması tarafından askeri ve ticari alanlarda ortaya çıkmıştır.



Şekil 2.1 Metrovick F.3 motoru [2]

General Electric firması bu teknolojiyi ilk olarak CJ805-21 motoru ardından CJ805-23 motoru ve bunların çeşitli modellerinde kullanmıştır. Ayrıca bu teknolojiyi kullanarak çekirdek motor kısmı J85 motorundan alınmış olan CF700 motoru tasarlamışlardır. İlk tasarlanan aft-fan örneği olan CJ805-21 motoru yapı taşı olarak CJ805-3 turbojet motorunu kullanmaktadır [1].



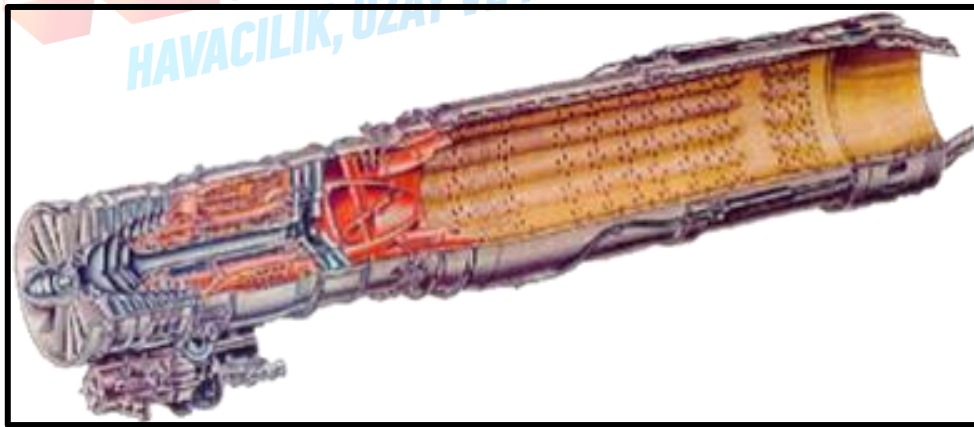
Şekil 2.2 Aft fanlı CJ805-21 turbojet motoru [3]

CJ805-3 motorunun arka rulman çerçeve desteği ve egzoz sistemiyle bir adet aft-fan komponenti değiştirilmiştir [4]. Yapılan bu modifikasyon sayesinde motor değerleri Tablo 2.1'de gösterildiği şekilde değiştirilmiştir. Tablo 2.1'den anlaşılacağı üzere motor konfigürasyonundaki değişim motorun kuru ağırlığı artmasına rağmen motorun performansı, uzunluğu ve özgül yakıt tüketiminde pozitif yönde büyük avantajlar sağlamıştır.

Tablo 2.1 Aft fanlı ve fansız turbojet motorların performans karşılaştırması [5]

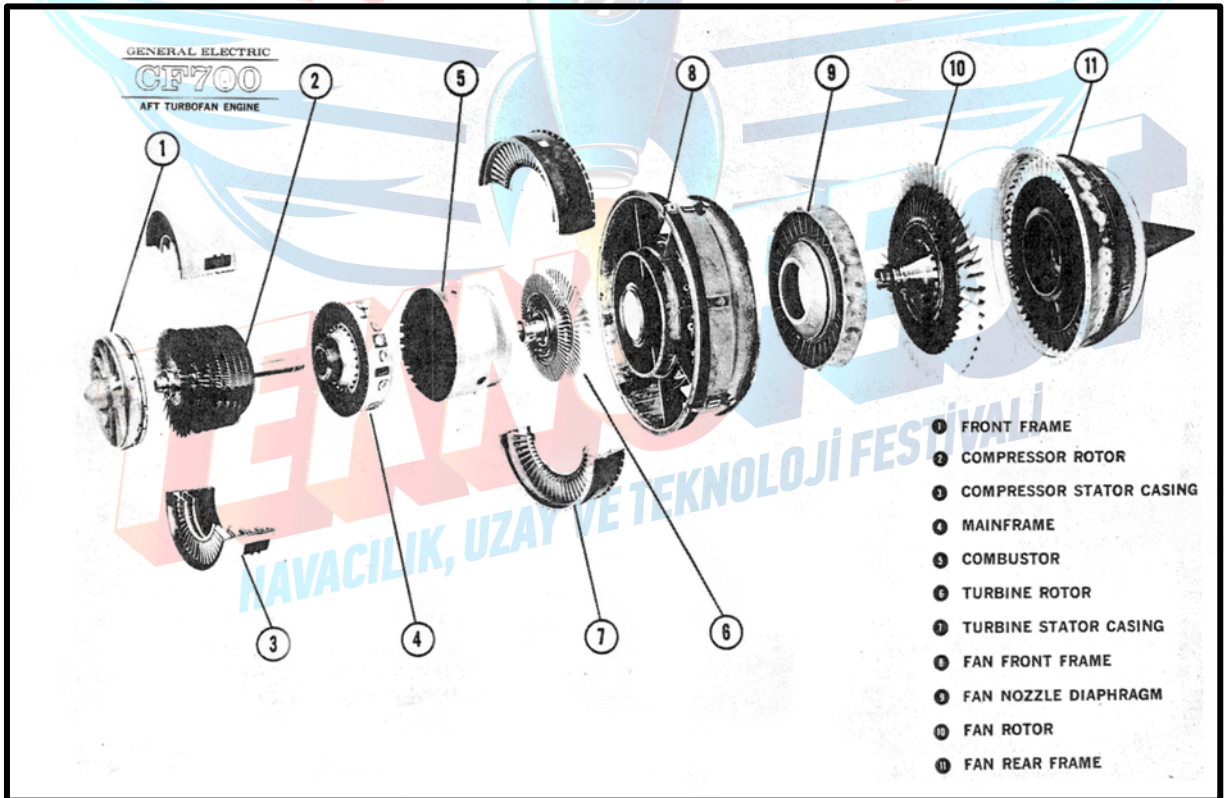
	CJ805-3B	CJ805-21	CJ805-23B
Uzunluk	188.9 in (4,798 mm)	144,1 in (3,66)	139 in (3,531 mm)
Çap	31.6 in (803 mm)	32 in (813 mm)	53 in (1,346 mm)
Kuru ağırlık	3,213 lb (1,457 kg)	3,704 lb (1680 kg)	3,730 lb (1,692 kg)
Maksimum itki	11,650 lbf (51.82 kN)	14,997 lbf (66.708 kN)	
Hava kütle debisi	167.9 lb/s (76,16 kg/s)		426 lb/s (193.2kg/s)
Statik koşul deniz seviyesi özgül yakıt tüketimi	0.784 lb/(lb·h) (22.21 g/ (s kN))		0.56 lb/(lb·h) (15.86 g/ (s kN))
Seyir hızındaki özgül yakıt tüketimi		2.15 10 ⁻⁵ (kg/s)/N 0.76 (lb/h)/lbf	
İtki ağırlık oranı	3.626		4.32
Bypass oranı		1.5	1.5
Fan basınç oranı		12	13

Bu gelişmeden sonra General Electric şirketi aft-fan teknolojisini geliştirme kararı aldı ve yeni bir proje başlattı. Proje kapsamında General Electric şirketinin Küçük Hava Araçları Motorları departmanı tarafından iki adet motor üretilmiştir. Bunlardan birincisi CF700 Aft-Fan motoru bir diğeri ise CJ610 turbojet motoruydu ve her iki motorda J85 isimli askeri uygulamanın gaz jeneratör kısmı, dişli kutusu ve yakıt kontrol sistemlerini baz almıştır (J85 motoru Arı Filoda hali hazırda görevini devam ettirmekte olan T38 ve Türk Yıldızları'nda gösteri uçağı olarak kullandıkları F-5 lerde bulunan kendini ispatlamış bir motordur (Şekil 2.3) [6].



Şekil 2.3 J85 motoru [6]

Şekil 2.4'te CF700 motorunun ana komponentleri görülmektedir. Komponent 1 den 7 ye kadar olan kısım gaz jeneratörü olarak adlandırılır ve CF700 ve CJ610 motorlarında bulunmaktadır. Ana gaz jeneratör kompresörü (2) değişken giriş kılavuz kanatları ve iki hava tahliye valfi olan tek rotorlu, sekiz aşamalı, aksel akışlı bir ünitedir. İkincisi, hızlanma ve yavaşlama sırasında duraksız çalışmaya izin vermektedir. İmal edilen çelik gövde (3) kolay erişilebilirlik için yatay merkez çizgisi boyunca bölünmüştür. Bu CJ610 / CF700 halka şeklinde bir yanma sistemine (5) sahiptir ve tek yanma astarı iç ve dış muhafazalarla çevrilidir. Dış muhafazadaki iki görüş alanı, astar bileşenlerinin harici olarak incelenmesini sağlar. Yakıt, 12 çift delikli, ayrı ayrı değiştirilebilen yakıt nozulları vasıtasıyla verilir. İki aşamalı bir reaksiyon türbini, gaz jeneratörü kompresörünü çalıştırır.



Şekil 2.4 CF700 motoru [4]

İmal edilmiş türbin nozul tertibatları, yatay flanşlı bir türbin muhafazasına (7) monte edilmektedir. Kompresör tahliye (bleed) havası, türbin kanatlarının ve birinci kademe türbin nozulunun kırlangıç kuyruğu alanlarını soğutur. CJ610 / CF700 gaz jeneratörü üç yataklı bir motordur. No. 2 itme yatağı, kompresör ve türbin arasındaki difüzör geçişini de oluşturan ana çerçeveye (4) yerleştirilmiştir. Ön çerçeve (1) 1 numaralı yatağı içerir ve 3 Numaralı yatak, birinci kademe türbin diskinin önüne yerleştirilmiştir. Motor ve gövde aksesuarlarını sürmek için güç ana motor tahrik milinden alınır ve radyal bir mil ile ana çerçevenin altına monte edilmiş transfer şanzımanına iletilir. 3 numaralı rulman birinci kademe türbin diskinin önüne yerleştirilmiştir. Motoru ve gövde aksesuarlarını sürmek için gereken güç, ana motor tahrik milinden alınır ve radyal bir mil tarafından ana şasinin (çerçevenin) altına monte edilen aktarma dişli kutusuna iletilir. Bir bağlantı mili, aktarma dişli kutusundan aksesuar dişli kutusuna doğru uzanır. Aksesuar şanzımanında 2 tane sürü padleri bulunur, ilave olarak aktarma şanzımanında da bir tane bulunmaktadır. Kullanılan dişli kutusu J85'te kullanılan ile aynıdır. CJ ve CF arasındaki temel fark, fan yataklarını temizlemek için fana ayrı dişli tahrikli süpürme pompalarının takılmasıdır. CF için CJ' ye göre yağlama sistemindeki diğer tek değişiklik, fan yataklarını yağlamak için ana yağlama pompasının kapasitesinin yüzde 40 fazla olmasıdır. Hem CJ hem de CF için yakıt sistemi aynıdır. CJ610'un ana montaj yapısı, yatay merkez hattında her iki tarafta iki desteği olan ana çerçevedir; ikincil montaj noktası ön çerçeve üzerindedir. Egzoz gazını işlemek için geleneksel bir yakınsak kuyruk konisi kullanılır. Tablo 2.2'de bahse konu motorların teknik özellikleri verilmiştir [4].

Tablo 2.2 Aft fanlı ve fansız turbojet motorların performans karşılaştırması[4]

	CJ610	CF700
Ağırlık (lbs)	399	710
Uzunluk (in)	40.5	53.56
Maks. Çap (in)	17.56 in	33.1
Hava debisi (lbs / sec)		
Gaz üretici	44	44
Fan	-	82
Özgül yakıt tüketimi	2.8 10 ⁻⁵ (kg/s) /N 0,99(lbs/h)	
Basınç oranı		
Gaz üretici	6.8	6.8
Fan basınç oranı	-	1.5
Bypass oranı	-	1.9
Ortalama basınç oranı	6.8	6.9
Performans	İtki (lbs)	İtki (lbs)
Statik, Kalkış	2850	4200
Max. Cont. S. L. static	2700	4000
Seyir , 25 K 0. 8	1170	1260
Seyir , 36 K 0.8	808	908

Yukarıdaki belirtilenler doğrultusunda projede TJ90 turbojet motorunun özgül yakıt tüketiminin düşürülmesi ve itkisinin artırılması aft fan modülü tasarımıyla hedeflenmiştir. Bu doğrultuda aft fan tasarımı verilen geometrik kısıtlamalar ve yapılan kabuller ışığında yapılmıştır.

3. Kavramsal Tasarım Geliştirme ve Fizibilite Çalışmaları

3.1 Kavramsal Motor Tasarımının Tarif Edilmesi

Aft fan modülünün kavramsal tasarımı için Şekil 3.1’te gösterilen bir tasarım iş akış diyagramı oluşturulmuştur. Diyagrama göre öncelikle yarışma şartnamesinde verilen teknik isterler incelenmiş ve literatür taraması yapılarak imal edilen aft fan motor modülleri incelenmiştir. Sonraki aşamada tasarımda kullanılacak özellikler ve kabuller belirlenmiştir. Özellikler ve kabuller belirlendikten sonra aft fan modülünün çekirdek motoru da kapsayacak şekilde termodinamik çevrimi el hesapları ile yapılmıştır.

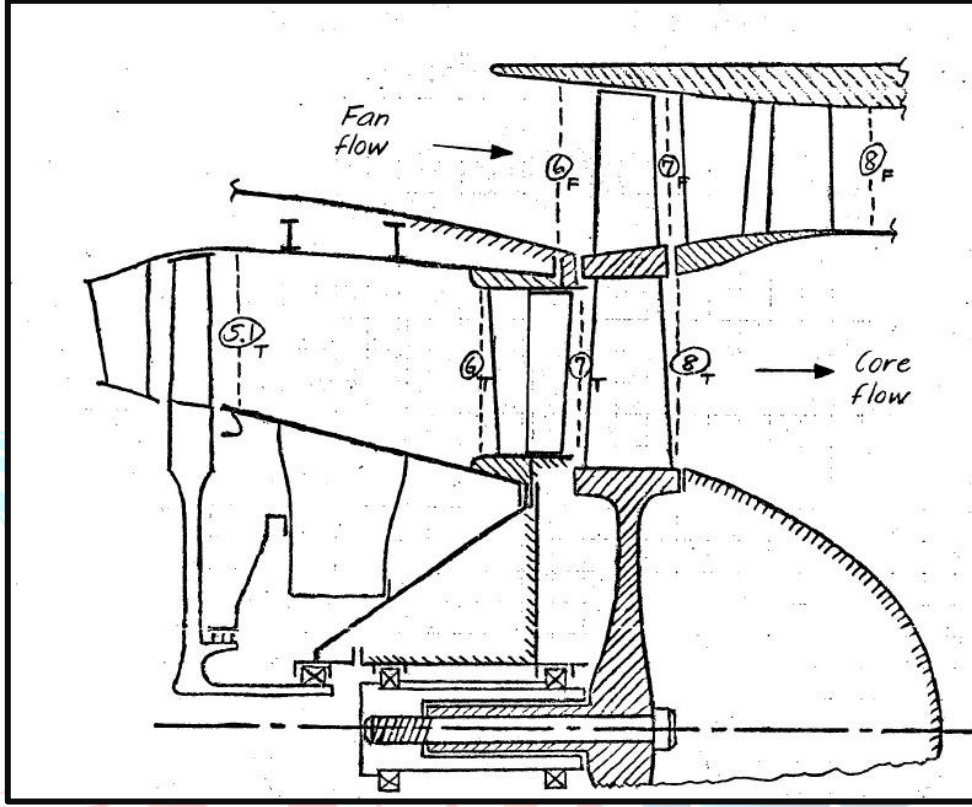


Şekil 3.1 Kavramsal tasarım iş akış diyagramı

Bu aşamadan sonra modül tasarımlarına aft fan ile başlanmış olup tasarımda 1D el hesaplamaları ile mekanik tasarım yapılarak çevrimden elde edilen basınç ve sıcaklık değerleri AxStream programına girilerek fanın 1D analizi yapılmış elde edilen sonuçlar el hesapları ile karşılaştırılmıştır. Sonraki aşamada fanın 2D akış yolu güç ve verime göre kanat formlarının belirlenmesi ile optimize edilmiştir. Elde edilen 2D analiz sonuçlarından fan için gerekli güç miktarı ve verim değerleri çıkarılarak çevrimden elde edilen değerler ile karşılaştırılmıştır.

Sonraki aşamada alçak basınç türbini için (LPT) 1D analizler el hesaplamaları ile yapılmıştır. Türbin için akış yolu alanı, kanat yükseklikleri ve genişlikleri belirlenmiş, türbinin hız üçgenleri açılar ile birlikte hesaplanmıştır. Sonraki aşamada AxStream programına çevrimden elde edilen termodinamik değerleri ve kabul edilen geometrik hub ve tip çapları girilerek türbinin 1D hesaplamaları elde edilmiştir. AxStream de 2D akış yolu optimizasyonu güç ve verime göre yapılarak türbinin çevrimden alınan giriş çıkış basınç ve sıcaklıklarına göre gücü ve verimi belirlenmiş ve 1D hesaplama sonuçları ile sonuçlar karşılaştırılmıştır. Türbin tasarımında 2D akış analizi yapılırken 2D CFD analizleri akışın giriş ve çıkış değerleri kontrol edilerek türbin kanatları optimize edilmiştir. Sonraki aşamada gerek türbin ve gerekse fan için 1D ve 2D analizler sonrasında üç boyutlu akış analizleri (CFD) yapılarak elde edilen güç ve verim değerlerinin karşılaştırılması yapılmıştır. Fan ve türbin için kanat ve diskteki 1D yapısal analizler gerilme ve burulma hesapları ile yapılmıştır. Değerler kontrol edildikten sonra elde edilen gerilme değerine istinaden seçilen türbin malzemesine göre türbin ömrü Larson-Miller eğrisinden belirlenmiştir. Termal gerilme hesaplamaları 1D olarak yapısal analizden sonra hesaplanmıştır. İkincil akış ve yağlama konsepti belirlenmesi kapsamında yağlama yağı için gerekli kütle debisi belirlenmiştir. Sonraki aşamada rotor dinamiği için basit el hesaplamaları yapılarak titreşim analizleri yapılmıştır. AxStream'den elde edilen kanat ve disk profilleri Solidworks programına ithal edilerek mekanik parçaların tasarımı yapılmıştır. Rulman seçimi için eksenel ve radyal yükler hesaplanmış ve sonrasında rulman seçimi yapılarak rulman ömür hesabı yapılarak 25 saat motor ömrünü karşılayıp karşılamadığı kontrol edilmiştir. Sonraki aşamada modülün imalatı için sıcak ve soğuk parçalar için malzeme seçimi yapılmış sonrasında imalat metodu seçilerek kavramsal tasarımın sonuçları değerlendirilmiştir.

Aft fan modülünün kavramsal tasarımının doğru bir şekilde yapılabilmesi amacıyla daha önce üretimi yapılmış Şekil 3.2’de gösterilen motorun aft fan modülü genel olarak modül içerisinde tasarlanacak alt elemanların konfigürasyonun belirlenmesi açısından incelenmiştir [7].



Şekil 3.2 Arka fan nominal konfigürasyonu [7]

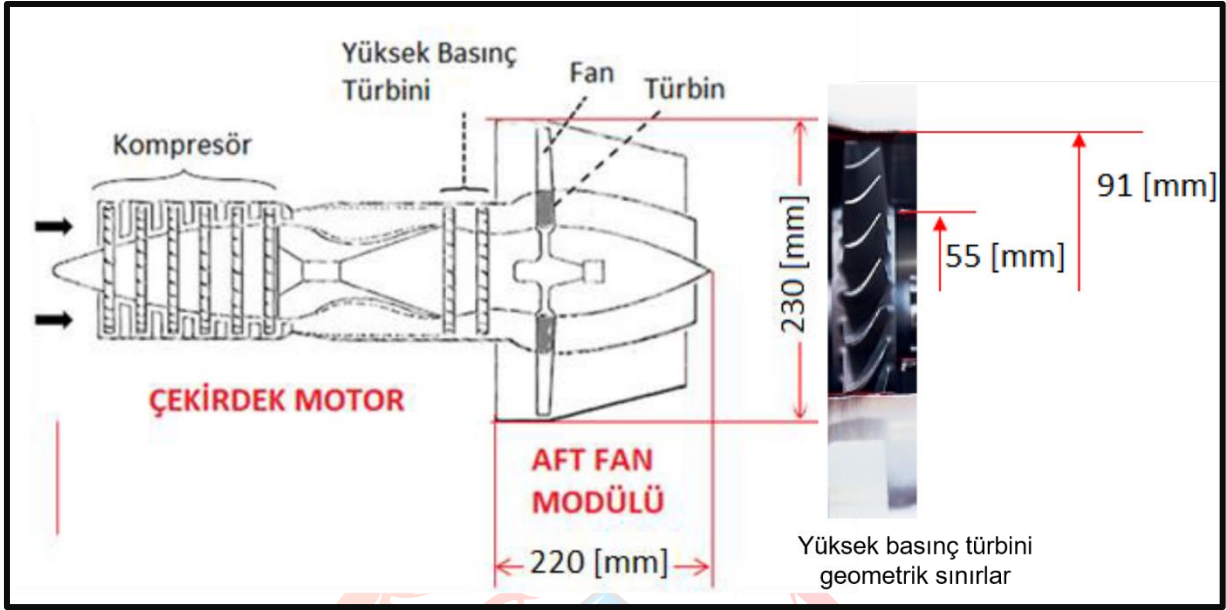
Yapılan inceleme sonucunda modüle 1 adet alçak basınç türbininin olacağı türbinin ön kısmında ise yüksek basınç türbininden çıkan yanmış gaz akışının hız ve açılarını düzenlemek amacıyla arka fan modülü ile çekirdek motor arasında bir bağlantı elemanının bulunduğu ve eleman içerisinde stator kanatlarının yerleştirildiği, alçak basınç türbin kanatları üzerinde ise fan kanatlarının bulunduğu görülmüştür. Fan rotorundan çıkan akışın düzenlenmesi amacıyla fan rotor arkasında stator ve çıkış yönlendirici kanatlarının (OGV) kullanıldığı görülmüştür. Çekirdek motor ve fan çıkışlarında sıcak akış ve soğuk akış olmak üzere iki farklı nozulun kullanıldığı anlaşılmıştır. Şekil 3.3’de ise General Electric firması tarafından üretimi yapılmış

CJ-805-23 aft turbofan motoru görülmekte olup bahse konu motorun arka fan kanat yönleri ve kanat dizilimi ile stator kanatları incelenmiştir.



Şekil 3.3 General Electric firması üretimi CJ-805-23 aft turbofan motoru [8]

Şekil 3.2 ve 3.3'deki arka fan modülleri incelendikten sonra fan modülünün şartnamede verilen geometrik kısıtlamaları doğrultusunda ve özellikle çekirdek motorun yüksek basınç türbini geometrik kısıtlamaları (Şekil 3.4) dikkate alınarak ve geometrik kısıtlamalarda gerek yüksek ve alçak basınç türbinleri için gerekse fan rotoru için hub, tip yarıçapları kabulü yapılarak tasarıma termodinamik çevrimin yapılması ile başlanmıştır. Termodinamik çevrimin fan modülü için yapılması yeterli olmasına rağmen projede çekirdek motor çevrimi de dahil edilerek tüm motorun termodinamik çevrimi yapılmıştır.



Şekil 3.4 Aft fan modülü ve çekirdek motor yüksek basınç türbini geometrik sınırlamalar[9]

Hesaplamalarda isentropik verimler kompresör, türbinler ve fan için şartnamede belirtilen değerlerin üzerinde olacak şekilde kabul edilmiştir. Bu kapsamda kompresör isentropik verimi $\eta_c = 0.88$ olarak, türbin verimleri $\eta_t = 0.91$ ve fan verimi $\eta_c = 0.86$ olarak kabul edilmiştir. Nozul verimlerinde büyük çaplı motorlar için %95 nozul verimi kullanılırken küçük çaplı motorlar için ise bu değer %95 ile 99 aralığında kullanılabilir [10]. Bu nedenle sıcak ve soğuk nozul verimleri ise $\eta_j = 0.97$ olarak kabul edilmiştir. Çekirdek motor yüksek basınç ve kompresörü arasındaki iş aktarımındaki mekanik verim $\eta_m = 0.99$ olarak kabul edilmiştir [11]. Soğuk hava kabullerinden dolayı özgül havanın sabit basınç özgül ısı katsayısı (c_{pa}) 1.005 kJ/kg.K, yanmış gazların sabit basınç özgül ısı katsayısı (c_{pg}) ise 1.148 kJ/kg.K olarak kabul edilmiştir. Özgül ısı katsayısı oranları (γ) ise taze hava için 1.4, yanmış gazlar için ise 1.333 olarak alınmıştır. Çekirdek motor çevrim hesaplamalarında kullanılan yanma odası basınç kaybı % 4 olarak hesaplamalarda kabul edilmiştir. Çevrim hesaplamaları deniz seviyesinde statik koşuldan başlanarak yapılmıştır. Çevrime çekirdek motordan başlanırken yüksek basınç türbininin türbin giriş sıcaklığı $T_{HPT,in} = 1200 \text{ K}$ olarak kabul edilmiştir. Şekil 3.4'te belirtilen geometrik kısıtlamalar doğrultusunda **yüksek basınç türbininin tip yarıçapı**

$r_{tip} = 45 \text{ mm}$, hub yarıçapı ise $r_{hub} = 27 \text{ mm}$ olarak belirlenmiştir. Diğer hesaplamalarda kullanılan ve şartnamede verilen değerler Tablo 3.1’de verilmiştir. Diğer yapılan kabuller hesaplamalar sırasında açıklanmıştır.

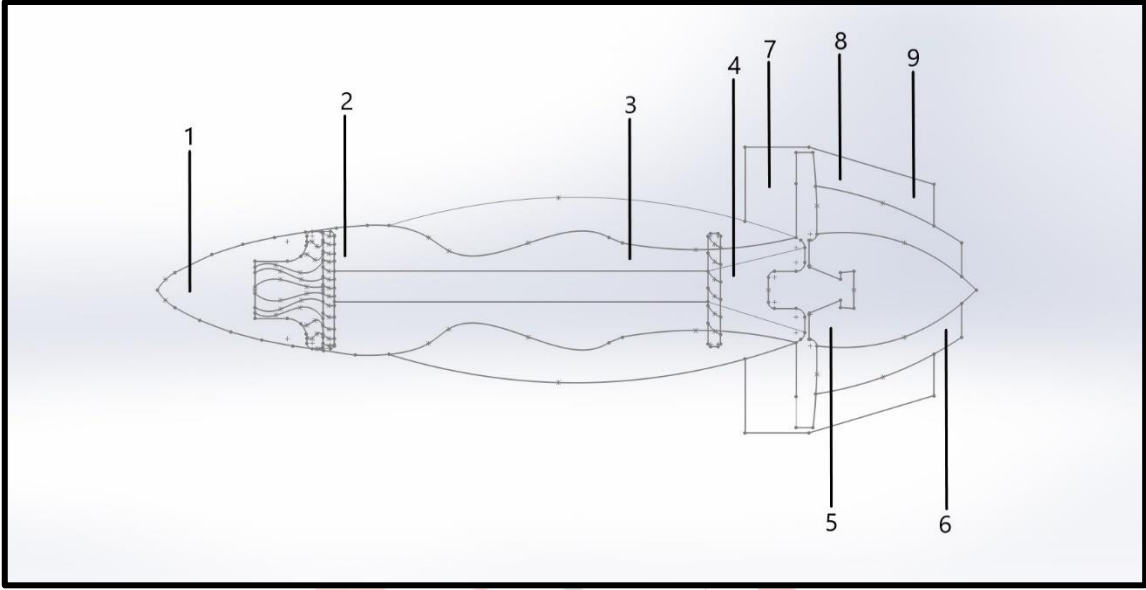
Tablo 3.1 Tasarımda kullanılan parametreler ve değerleri [9]

Parametre	Birim	Değer
Kütle debisi (çekirdek motor), \dot{m}_h	kg/s	0.69
Gaz sabiti, R	kJ/kg.K	0.287
Havanın sıcaklığı, T_a	K	288
Havanın basıncı, P_a	kPa	101.325
Çekirdek motor yüksek basınç türbini giriş sıcaklığı, $T_{HPT,in}$	K	1200
Alçak basınç türbini giriş sıcaklığı, $T_{LPT,in}$	K	1045
Alçak basınç türbini giriş basıncı	kPa	191

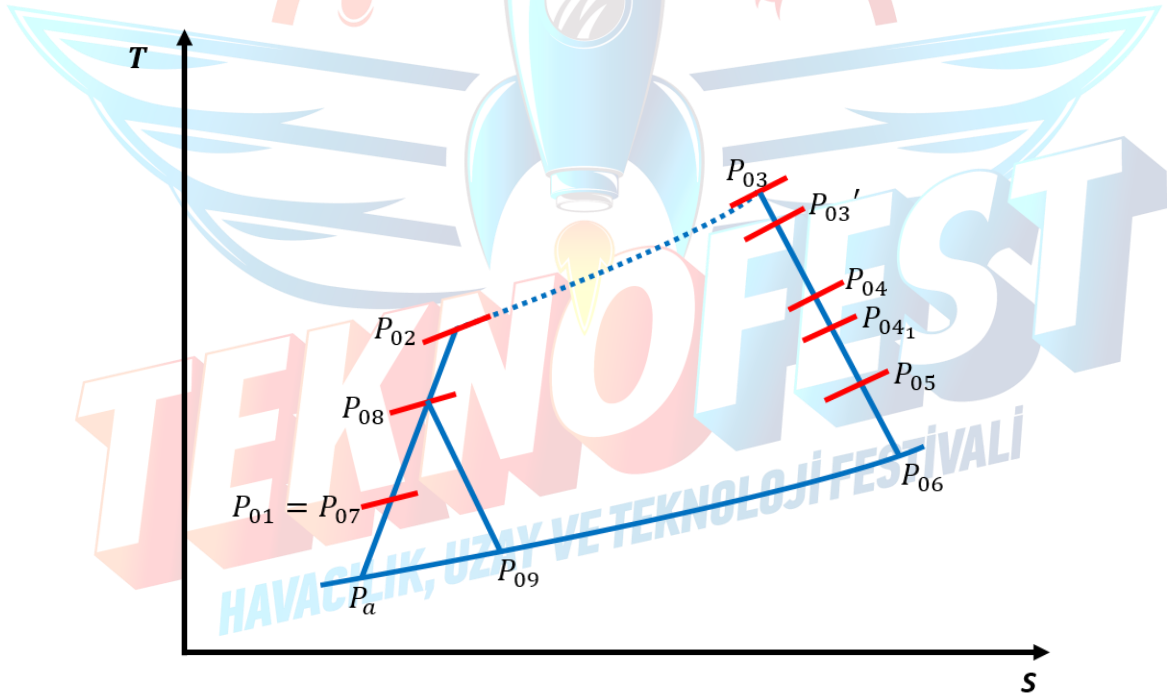
3.2 Performans Çevrimi Analizi

Aft fan modülünün tasarımına öncelikle çevrimin yapılması ile başlanmıştır. Öncelikle motorun komple çizimi yapılarak motor kısımlarının numaralandırılması yapılmış (Şekil 3.5) ve açık Braythone çevriminin T-s diyagramı çizilerek (Şekil 3.6), diyagramdaki her noktanın sıcaklık ve basınç değerleri çekirdek motor da dahil olmak üzere hesaplanmıştır. Hesaplamalarda bazı kabuller yapılmış yapılan kabuller için referanslar verilmiştir. Deniz seviyesinde statik koşulda havanın basıncı şartname gereği $P_a = 101.325 \text{ kPa}$ ve sıcaklığı ise $T_a = 288 \text{ K}$ alınarak çevrime başlanmıştır. **Ancak şartnamede 0.5 Mach giriş hızı verildiğinden kompresör girişindeki hava sıcaklığı hız etkisi ile $T_{01}=302.39 \text{ K}$, toplam basıncı $P_{01}=114.88 \text{ kPa}$ olarak hesaplanmıştır.**

Yüksek basınç türbini (HPT) çıkış sıcaklığı $T_{04} = 1045 \text{ K}$ ve basıncı $P_{04} = 191 \text{ kPa}$ olarak alınmıştır. HPT’nin tahrik ettiği kompresör ile HPT arasında enerji dengesi denklem 1 ve 2 ile yazılabilir.



Şekil 3.5 Aft fan modüllü turbojet motorun kademe numaralandırması



Şekil 3.6 Aft fan için açık Braythone çevrimi

$$W_k = \eta_m * W_{t,HPT} \quad (1)$$

$$\dot{m}_a * c_{pa} * (T_{02} - T_{01}) = \dot{m}_T * \eta_m * c_{pg} * (T_{03} - T_{04}) \quad (2)$$

Denklem 2 ile kompresördeki sıcaklık artış gradyanı ($T_{02} - T_{01}$) hesaplanabilmektedir. HPT türbin giriş sıcaklığı 1200 K ve çıkış sıcaklığı 1045 K ve mekanik verimi %99, türbine giren toplam kütle debisi 0.69 kg/s bilinse de kompresör girişindeki havanın kütle debisi bilinmediğinden denklem 2'den sıcaklık artış gradyanını bulmamız mümkün değildir. Ancak hava yakıt oranı bilinseydi denklem 3 ile kompresör girişindeki havanın kütle debisi hesaplanabilirdir.

$$f = \frac{m_f}{m_a} \quad (3)$$

Denklem 3 toplam kütleye göre $\dot{m}_T = \dot{m}_a + \dot{m}_f$ olarak düzenlenirse,

$$f + 1 = \frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_a} \quad (4)$$

Ancak turbo jet motorda **JP8 yakıtının** ($C_{12}H_{24}$) kullanılacağı ve yanmanın % 300 fazla hava oranı (X) ile yapıldığı kabul edilirse, yakıt hava oranını denklem 5 ile hesaplamak mümkündür [11].

$$f = \frac{7n+1}{34.32X(3n+1)} \quad (5)$$

Denklem 5'te n yakıt içerisindeki karbon sayısını göstermekte olup buradaki değeri 12'dir. Yapılan hesaplama ile yakıt hava oranı $f = 0.0223$ olarak hesaplanır. Hesaplanan değer denklem 4'te yerine yazılırsa;

$$0.0223 + 1 = \frac{0.69}{\dot{m}_a}, \text{ den } \dot{m}_a = 0.675 \text{ kg/s} \text{ olarak bulunur. Buradan yakıtın kütle debisi}$$

denklem 6 ile,

$$\dot{m}_f = \dot{m}_T - \dot{m}_a \quad (6)$$

$\dot{m}_f = 0.69 - 0.675 = 0.015 \text{ kg/s}$ olarak bulunur. Kütle debileri hesaplandıktan sonra denklem 2'de yerine yazılırsa;

$$(T_{02} - T_{01}) = \frac{0.99 * 1.148 * (1200 - 1045) * 0.69}{0.675 * 1.005} \quad T_{02} - T_{01} = 179.12 \text{ K olarak bulunur.}$$

Kompresör girişindeki sıcaklık $T_{01} = 302.39 \text{ K}$ olduğuna göre,

$T_{02} = 179.12 \text{ K} + 302.39$ 'den kompresör çıkışındaki sıcaklığı, $T_{02} = 481.51 \text{ K}$ olarak bulunur. Motorun çap ve boyutları incelendiğinde TJ90 motoruna yakın boyutlarda olduğu görülmüş olup kompresör basınç oranı 4.1 olarak kabul edilmesi mümkündür. Bu durumda kompresör çıkışındaki basınç denklem 7 ile hesaplanabilmektedir.

$$P_{02} = r_{p,k} * P_{01} \quad (7)$$

$$P_{02} = 114.88 * 4.1 \quad \text{den } P_{02} = 471.0 \text{ kPa olarak hesaplanır.}$$

Yanma odasındaki basınç kaybını %4 olarak kabul edecek olursak, türbin girişindeki basınç denklem 8 ile hesaplanır [12].

$$P_{03} = P_{02} * \left(1 - \frac{\Delta P}{P_{02}}\right) \quad (8)$$

$$P_{03}' = 471 * (1 - 0.04) \quad P_{03}' = 452.16 \text{ kPa olarak türbin giriş basıncı bulunur.}$$

Türbin isentropik verimini % 91 olarak kabul edecek olursak. Türbindeki genişleme sonrası toplam ideal sıcaklığı (T_{04s}) denklem 9 ile hesaplamak mümkündür.

$$\eta_{T,HPT} = \frac{T_{03} - T_{04}}{T_{03} - T_{04s}} \quad (9)$$

$$0.91 = \frac{1200 - 1045}{1200 - T_{04s}} \quad T_{04s} = 1027.77 \text{ K}$$

Yüksek basınç türbini girişindeki basınç ve çıkışındaki basınç sırasıyla $P_{03}' = 452.16 \text{ kPa}$ ve $P_{04} = 191 \text{ kPa}$ ise yüksek basınç türbininin genişleme oranı denklem 10 ile hesaplanabilmektedir.

$$\frac{P_{03}'}{P_{04}} = r_{p,HPT} \quad (10)$$

$$r_{p,HPT} = \frac{452.16}{191} \quad \text{'den} \quad r_{p,HPT} = 2.37 \text{ olarak bulunur.}$$

Çekirdek motor ile ilgili son olarak HPT'nin şartnamede verilen boyut kısıtlamalarına uygun olarak hub yarıçapını $r_{rhub} = 27.5 \text{ mm}$, tip yarıçapını ise $r_{rtip} = 45.5 \text{ mm}$ olarak kabul ederek HPT'de mutlak aksenal hızı (C_a) kütle debisi bilindiğine göre hesaplamak mümkündür. Öncelikle HPT akış alanı (A_{HPT}) denklem 11 ile hesaplanmıştır.

$$A_{HPT} = \pi * (r_{tip,HPT}^2 - r_{hub,HPT}^2) \quad (11)$$

$$A_{HPT} = \pi * (0.0455^2 - 0.0275^2) \text{'den} \quad A_{HPT} = 0.004128 \text{ m}^2 \text{ olarak hesaplanır.}$$

HPT'deki sıcaklık düşümünden ($T_{03} - T_{04}$) iş katsayısı (work coefficient, ψ)'ni akış katsayısını (flow coefficient, ϕ) 0.8 alarak HPT isentropik verimi 0.91'den Smith diyagramından $\psi \cong 2$ olarak bulunur. Denklem 12'den HPT tip hızını bulmamız mümkündür.

$$\psi = \frac{2 * c_p * (T_{03} - T_{04})}{U^2} \quad (12)$$

$$2 = \frac{2 * 1148 * (1200 - 1045)}{U^2} \quad U = 421.82 \text{ m/s}$$

Denklem 13 ile ise HPT çıkışındaki aksenal hızı C_{a4} 'ü bulmak mümkündür.

$$\phi = \frac{C_a}{U} \quad (13)$$

$$0.8 = \frac{C_a}{421.82} \quad C_a = 337.46 \text{ m/s} \text{ olarak hesaplanır.}$$

$$N = U / (2 * \pi * r_{tip,HPT}) \quad (14)$$

$$N = \frac{421.82}{2 * \pi * 0.0455} \quad N = 1475.48 \text{ dev/s} \quad N \cong 90000 \text{ rpm}$$

Alçak basınç türbinine geçmeden önce fanın çevrimdeki giriş ve çıkış noktalarındaki sıcaklık ve basınç hesaplarını yapmak gerekmektedir. Fan ve LPT arasında enerji dengesini yazabilmek için fan soğuk akışındaki havanın kütle debisini (\dot{m}_c) bulmak gerekmektedir. Bunun için fan

bypass oranına ihtiyaç duyulmaktadır. Şartnameye göre fanadaki havanın kütle debisinin 1.5 ile 1.8 kg/s aralığında alınabileceği belirtilmiştir. Soğuk nozuldaki itki isterinin düşmemesi amacıyla soğuk akıştaki hava kütle debisi $\dot{m}_c = 1.75 \text{ kg/s}$ olarak alınmıştır. Bu durumda fanın bypass oranını denklem 15 ile hesaplamak mümkündür.

$$BPR = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_h} \quad (15)$$

$$BPR = \frac{1.75}{0.69}, \text{ dan } BPR = 2.54 \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

LPT ile fan arasındaki enerji denklemi denklem 16 ve 17 ile yazılabilmektedir.

$$W_F = W_{LPT} \quad (16)$$

$$\dot{m}_c * c_{pc} * (T_{07} - T_{08}) = \eta_m * \dot{m}_h * c_{ph} * (T_{04} - T_{05}) \quad (17)$$

Ancak denklem 17’de fan sıcaklık artış gradyanının hesaplanmasına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu nedenle fan basın oranı ($r_{p,F}$)’nin bulunması gerekmektedir. Şartnameye göre fan basınç oranının 1.4 ile 1.6 aralığında seçilebileceği belirtilmiştir. Soğuk nozuldaki itkinin düşmemesi amacıyla $r_{p,F} = 1.55$ olarak seçilmiştir. Buradan fan çıkışındaki toplam basınç denklem 18 ile hesaplanmıştır.

$$P_{08} = r_{p,F} * P_{07} \quad (18)$$

$$P_{08} = 1.55 * 114.88 \text{ ‘den } P_{08} = 178.06 \text{ kPa olarak bulunmuştur.}$$

Fan çıkışındaki toplam sıcaklık ise denklem 19’dan hesaplanmıştır.

$$T_{08} = T_{07} * r_{p,F}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (19)$$

$T_{08} = 302.39 * 1.55^{1.4-1/1.4}$,ten $T_{08} = 342.73 \text{ K}$ olarak bulunur. Fan çıkış sıcaklığı hesaplandıktan sonra LPT sıcaklık düşüşü denklem 17’de değerler yerine koyularak aşağıda gösterildiği gibi hesaplanmıştır.

$1.75 * 1.005 * (342.73 - 302.39) = 0.99 * 0.69 * 1.148 * (T_{04} - T_{05})$ böylece LPT türbin sıcaklık düşüşü $T_{04} - T_{05} = 90.47 K$ olarak hesaplanmıştır. $T_{04} = 1045 K$ olduğunda göre

$T_{05} = T_{04} - 90.47$ 'den $T_{05} = 954.52 K$ olarak LPT çıkış toplam sıcaklığı hesaplanmış olur.

LPT isentropik verimi % 91 olarak kabul ederek LPT çıkışındaki ideal toplam çıkış sıcaklığı (T_{05s})'nı denklem 20 ile hesaplanmıştır.

$$\eta_{T,LPT} = \frac{T_{04} - T_{05}}{T_{04} - T_{05s}} \quad (20)$$

$$0.91 = \frac{1045 - 954.52}{1045 - T_{05s}} \quad T_{05s} = 945.57 K \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

LPT türbinin genişleme oranı ise denklem 21 ile hesaplanmıştır.

$$\frac{P_{04}}{P_{05}} = \left(\frac{T_{04}}{T_{05}} \right)^{\gamma/\gamma-1} \quad (21)$$

$$\frac{P_{04}}{P_{05}} = \left(\frac{1045}{954.52} \right)^{1.333/1.333-1} \quad \frac{P_{04}}{P_{05}} = 1.44$$

'den $r_{p,LPT} = 1.44$ olarak hesaplanmıştır. HPT çıkış basıncı $P_{04} = 191 kPa$ olarak verilmiştir ancak HPT ile LPT arasındaki aerodinamik bağlantı parçasında %3'lük bir basınç kaybı yaşanacağı kabul olarak alındığında $P_{04,1} = 185.27 kPa$ olarak denklem 22'de yerine yazılarak $P_{05} = 128.66 kPa$ olarak hesaplanmıştır.

$$r_{p,LPT} = \frac{P_{04}}{P_{05}} \quad (22)$$

Sıcak nozulda yanmış gazların atmosfer basıncına kadar genişlediği kabul edilirse nozul

genişleme oranı $\frac{P_{05}}{P_a} = 1.27$ olarak bulunur.

$$\frac{P_{05}}{P_a} = \frac{128.66}{101.325} \quad (23)$$

Kritik genişleme oranı nozul verimini $\eta_j = 0.97$ olarak kabul edilerek denklem 24 ile hesaplandığında $\frac{P_{05}}{P_a} < \frac{P_{05}}{P_c}$ olduğu görülmektedir. Böylece nozulun boğulmadığı görülmektedir.

Bu durumda sıcak nozul çıkış basıncı $P_{06} = P_a$ olarak alınabilmektedir.

$$\frac{P_{06}}{P_c} = \frac{1}{\left[1 - \frac{1}{\eta_j} \left(\frac{\gamma g - 1}{\gamma g + 1} \right)\right]^{\gamma/\gamma-1}} \quad (24)$$

$$\frac{P_{06}}{P_c} = \frac{1}{\left[1 - \frac{1}{0.97} \left(\frac{1.333-1}{1.333+1} \right)\right]^{1.333/1.333-1}} \quad \frac{P_{06}}{P_c} = 1.890$$

Denklem 24'ten elde edilen nozul genişleme oranı ile kritik nozul basıncı sıcak nozul için denklem 25 ile $P_c = 68.07 \text{ kPa}$ olarak bulunur.

$$\frac{P_{06}}{P_c} = \frac{1}{P_c} = 1.890 \quad (25)$$

Sıcak nozul için sıcaklık düşümü denklem 26 ile hesaplanmıştır.

$$T_{05} - T_6 = \eta_j * T_{06} * \left[\left\{ 1 - \left(\frac{1}{P_{06}/P_a} \right)^{\gamma-1/\gamma} \right\} \right] \quad (26)$$

$$T_{05} - T_6 = 0.97 * 954.52 * \left[\left\{ 1 - \left(\frac{1}{1.27} \right)^{1.333-1/1.333} \right\} \right] \quad T_{05} - T_6 = 53.66 \text{ K}$$

Buradan nozul çıkışı statik sıcaklık $T_6 = 900.95 \text{ K}$ olarak hesaplanır.

Sıcak nozul çıkışındaki akışkanın hızı denklem 27'den;

$$C_6 = (2 * C_p * (T_{05} - T_6))^{\frac{1}{2}} \quad (27)$$

$$C_6 = (2 * 1.148 * (53.66) * 1000)^{\frac{1}{2}} \quad C_6 = 351.0 \text{ m/s}$$

Sıcak nozul için kritik sıcaklık ve basıncı hesapladığımızı göre buradaki akışkanın kritik yoğunluk değeri ideal hal gaz denklemi ile (denklem 28) hesaplanmıştır.

$$\rho_c = \rho_6 = \frac{P_6}{R \cdot T_6} \quad (28)$$

$$\rho_c = \rho_6 = \frac{68.07}{0.287 \cdot 900.95} \quad \rho_c = \rho_6 = 0.263 \text{ kg/m}^3$$

Statik yoğunluk değeri ve nozul mutlak çıkış hızı elde edildikten sonra kütle debisi de bilindiğine göre nozul çıkış alanı denklem 29 ile hesaplanmıştır.

$$\dot{m}_h = \rho_6 * A_6 * C_6 \quad (29)$$

$$0.69 = 0.263 * A_6 * 351$$

$$A_6 = 0.00747 \text{ m}^2$$

Çevrimin sıcak nozul tarafında elde edilen spesifik itki denklem 30 ile hesaplanabilmektedir.

$$F_s = (C_6 - C_a) + \frac{A_6}{\dot{m}_h} * (P_c - P_a) \quad (30)$$

Denklem 30'da sıcak nozulda genişlemede nozul boğulmadığından dolayı atmosfer basıncına kadar yapıldığına göre $\frac{A_6}{\dot{m}_h} * (P_c - P_a)$ basınç farkından dolayı meydana gelen itkinin hesaplanmasına gerek yoktur. Dolayısı ile sıcak nozuldaki itki denklem 31 ile hesaplanabilmektedir.

$$F_h = \dot{m}_h * C_6 \quad (31)$$

$$F_h = 0.69 * 351 \text{ 'den} \quad F_h = 242.19 \text{ N olarak hesaplanır.}$$

Fana ait soğuk nozulun ise genişleme oranı fanın basınç oranı kadar olup bu değer $\frac{P_{07}}{P_a} =$

1.55'dir. Aft fanın soğuk nozulu için kritik basınç oranı denklem 32 ile $\frac{P_{08}}{P_c} = 1.934$ olarak

hesaplanmıştır.

$$\frac{P_{08}}{P_c} = \frac{1}{\left[1 - \frac{1}{\eta_j} \left(\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c + 1}\right)\right]^{\gamma/\gamma - 1}} \quad (32)$$

$$\frac{P_{08}}{P_c} = \frac{1}{\left[1 - \frac{1}{0.97} \left(\frac{1.4-1}{1.4+1}\right)\right]^{1.4/1.4-1}} \quad \frac{P_{08}}{P_c} = 1.934$$

$\frac{P_{08}}{P_a} < \frac{P_{08}}{P_c}$ olduğundan soğuk nozulunda boğulmadığı görülmektedir. Soğuk nozuldaki

sıcaklık düşümü denklem 33 ile $T_{08} - T_9 = 39.13 K$ olarak hesaplanmıştır.

$$T_{08} - T_9 = \eta_j * T_{08} * \left[1 - \left(\frac{1}{\frac{P_{08}}{P_a}}\right)^{\gamma-1/\gamma}\right] \quad (33)$$

$$T_{08} - T_9 = 0.97 * 342.73 * \left[1 - \left(\frac{1}{1.55}\right)^{1.4-1/1.4}\right] \quad T_{08} - T_9 = 39.13 K$$

Soğuk nozul çıkış hızı ise denklem 34 ile $C_9 = 280.43 m/s$ olarak hesaplanmıştır.

$$C_9 = [2 * c_{pa} * (T_{08} - T_9)]^{1/2} \quad (34)$$

$$C_9 = [2 * 1.005 * 1000 * 39.13]^{1/2} \quad C_9 = 280.45 m/s$$

Soğuk nozulda elde edilen itki denklem 35 ile;

$$F_c = \dot{m}_c * C_9 \quad (35)$$

$$F_c = 1.75 * 280.45 \text{ dan} \quad F_c = 490.787 N \text{ olarak elde edilmiştir.}$$

Sonuç olarak motordan alınan toplam itki denklem 36 ile;

$$F_T = F_h + F_c \quad (36)$$

$$F_T = 242.19 + 490.787 \text{ ten} \quad F_T = 732.978 N \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

Toplam itkinin 732.978 N olarak bulunması ile asgari itki şartı olan 670 N'nun üzerinde bir itki elde edilerek şartname isterinin performans çevrimi ile sağlandığı tespit edilmiştir.

Aft fan kullanımı ile TJ90 motorunun itki değerinin 1.83 kat arttırıldığı görülmektedir.

Aft fan ile itkisi güçlendirilmiş turbojet motorun özgül yakıt tüketimi denklem 37 ile

$$SFC = \frac{\dot{m}_f}{F_T} \quad (37)$$

$$SFC = \frac{0.0154 \cdot 3600}{732.978} \quad SFC = 0.0756 \frac{kg}{Nh} \quad SFC = 75.6 \frac{gr}{Nh} \quad \text{olarak}$$

hesaplanmıştır.

TJ90 motorunun özgül yakıt tüketimi 150 gr/N.h olduğu göz önüne alındığında **aft fan kullanımı ile itki yaklaşık 1.83 kat arttırılmış özgül yakıt tüketiminde ise yaklaşık 2 kat azalma elde edilerek** motorun yakıt tüketimi itki arttırılarak düşürülmüştür.

3.3 Mekanik Tasarım ve Hesaplamaları

3.3.1 Aft Fanın Mekanik Tasarımı ve Hesaplamaları

Aft fan modülünün tasarımına fan kısmından başlanarak fandan elde edilen devir sayısı ile LPT'nin tasarımına gidilmiştir. Eksenel kompresör ve fan konsept tasarımlarında deneyimler ile elde edilmiş ve literatürde kabul görmüş aşağıdaki dizayn kriterleri göz önüne alınmıştır.

1. Kanat uç hızı gerilmelerin makul seviyelerde kalması amacıyla 350 m/s civarında tutulmaktadır.
2. Eksenel hız 150 ve 200 m/s aralığında (giriş yönlendirici kanat olmadığı göz önüne alınmıştır.) alınmaktadır [11].
3. Kompresör ve fan hub/tip oranı 0.4-0.9 aralığında alınmaktadır [10].
4. Durgunluk sıcaklık artımı kademe başına 10 ile 45 K aralığındadır.
5. Rotor tipindeki bağıl Mach sayıları 0.8 ile 1.2 aralığında olmalıdır.
6. De Haller sayısı mümkünse 0.72 olmalıdır.

7. Kademe iş katsayısı (work done factor) ilk 4 kademede % 97'den % 85'e doğru azalmalıdır [13].

Yukarıda verilen kabullerden sonra fan tasarımına şartnamede verilen durgunluk Mach sayısından başlanmıştır. Kompresör girişinde verilen durgunluk Mach sayısı fan içinde kullanılabilir. Bu sayede fan rotor girişindeki aksel hız bulunabilir. Denklem 38 ile $C_{a,f}$ hesaplanmıştır.

$$M_{07} = \frac{C_{a,f}}{\sqrt{\gamma * R * T_a}} \quad (38)$$

$$0.5 = \frac{C_{a,f}}{\sqrt{1.4 * 287 * 288}}$$

$$C_{a,f} = 170.08 \text{ m/s}$$

Fan için akış katsayısını $\phi = 0.48$ olarak fanın tip hızı denklem 39 ile hesaplanmıştır.

$$\phi = \frac{C_{a,f}}{U_{t,f}} \quad (39)$$

$$0.48 = \frac{170.08}{U_{t,f}}$$

$$U_{t,f} = 354.33 \text{ m/s}$$

Fanın devrini (N) hesaplamak için denklem 40 kullanılmaktadır. Burada fanın tip yarıçapı bilinmemektedir. Her ne kadar kompresör ve türbinlerde $\frac{r_{f,h}}{r_{f,t}}$ oranı 0.4 ile 0.6 arasında olsa da tasarımımız aft fan olacağından dolayı bu oranı 0.4 ile 0.9 aralığında almak mümkün olmaktadır [10]. Burada fanın alt kısmında türbin çalışacağından dolayı oran 0.9'a yakın olan değer **0.8** olarak seçilmiştir. Ancak aksel hız bilindiğine göre fan tipini $\frac{r_{f,h}}{r_{f,t}} = 0.8$ oranından denklem 41 ile hesaplamak mümkündür.

$$U_{f,t} = 2 * \pi * N * r_{t,f} \quad (40)$$

Denklem 41'de fanın kütle debisi $\dot{m}_f = 1.75 \text{ kg/s}$ olarak bilinmektedir. Burada bilinmeyen havanın girişteki statik yoğunluğudur. Ancak statik yoğunluğu ideal hal gaz denkleminde hesaplamak için statik sıcaklık ve basıncın hesaplanması gerekmektedir.

$$r_{t,f}^2 = \frac{\dot{m}_f}{\pi * \rho_1 * C_{a,f} * \left[1 - \frac{r_{f,h}^2}{r_{f,t}^2}\right]} \quad (41)$$

Statik sıcaklık denklem 42 ile statik basınç ise denklem 43 ile hesaplanmıştır.

$$T_{07} = T_a + \frac{C_{a,f}^2}{2 * c_p * 1000} \quad (42)$$

$$T_{07} = 288 + \frac{170.08^2}{2 * 1.005 * 1000} \quad T_{07} = 302.39 \text{ K}$$

$$T_7 = T_{07} - \frac{C_{a,f}^2}{2 * c_p * 1000} \quad (43)$$

$$T_7 = 302.39 - \frac{170.08^2}{2 * 1.005 * 1000} \quad T_7 = 287.99 \text{ K}$$

$$\frac{P_7}{P_{07}} = \left[\frac{T_7}{T_{07}}\right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (44)$$

$$\frac{P_{07}}{P_a} = \left[1 + n_i * \frac{C_a^2}{2 * c_p * T_a}\right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (45)$$

$$\frac{P_{07}}{101.325} = \left[1 + 0.97 * \frac{170.08^2}{2 * 1005 * 288}\right]^{1.4/(0.4)} \quad P_{07} = 114.88 \text{ kPa}$$

$$\frac{P_7}{114.88} = \left[\frac{287.99}{302.39}\right]^{1.4/0.4} \quad P_7 = 96.86 \text{ kPa}$$

Denklem 46 ile girişteki statik yoğunluk, ρ_8

$$\rho_7 = \frac{P_8}{R * T_8} \quad (46)$$

$$\rho_7 = \frac{96.86}{0.287 * 287.99} \quad \rho_7 = 1.172 \text{ kg/m}^3$$

Bulunan değerler denklem 41'de yerine yazılacak olursa fan giriş tip yarıçapı $r_{t,f} = 0.0881$ m, böylece **fan giriş çapı 176.21 mm** olarak bulunur.

$$r_{t,f}^2 = \frac{1.75}{\pi * 1.172 * 170.08 * [1 - 0.8^2]} \quad r_{t,f} = 0.0881 \text{ m}$$

$$354.33 = 2 * \pi * N * 0.0881 \quad N = 640.11 \text{ dev/s} \quad N \cong 38000 \text{ rpm}$$

Fanın tip yarıçapı bulunduğuna göre fanın giriş hub yarıçapı $\frac{r_{f,h}}{r_{f,t}} = 0.8$ oranından denklem 47 ile

$$\frac{r_{f,h}}{0.0881} = 0.8 \quad r_{f,h} = 0.0705 \text{ m} \quad r_{f,h} = 70.5 \text{ mm} \quad (47)$$

Bu noktadan sonra fan girişindeki bağıl Mach sayısını kontrol etmek gerekmektedir. Denklem 48 ile bağıl tip hızı hesaplanmıştır. Tasarımda öncelikle akış katsayısı 0.45 alınmış böylece uç hızı 377.83 m/s olarak bulunmuştur. Ancak tipteki bağıl Mach sayısı 414.46 bağıl tip hızı ile 1.25 seviyesi ile transonik bölgeyi geçtiğinden dolayı devir uç hızı optimizasyonu kapsamında **akış katsayısı 0.48' çıkarılarak yeni tip hızının 354.33 m/s olması sağlanmıştır.** Böylece düzeltilmiş devrimiz 39000 rpm'den 38000 rpm olarak güncellenmiştir.

$$V_{7t}^2 = U_{f,t}^2 + C_{a,f}^2 \quad (48)$$

$$V_{7t}^2 = 354.33^2 + 170.08^2 \quad V_{7t} = 393.03 \text{ m/s}$$

Ses hızı ise denklem 49 ile hesaplanmıştır.

$$a = \sqrt{\gamma * R * T_7} \quad (49)$$

$$a = \sqrt{1.4 * 0.287 * 1000 * 287.99}$$

$$a = 340.16 \text{ m/s}$$

Bulunan değerler denklem 50'de yerine yazılırsa,

$$M_{7t} = \frac{V_{8t}}{a} \quad (50)$$

$$M_{7t} = \frac{393.03}{340.16}$$

$$M_{7t} = 1.15 \text{ olarak bulunmuştur.}$$

Bu durum 0.8 ile 1.2 aralığında olan bağlı **Mach sayıları için transonic bölgede** olup tasarımıımızda aşırı bir kayba neden olmayacaktır. Bu noktadan sonra fanın çıkış akış alanı statik basınç, sıcaklık değerlerinden bulunacak, statik yoğunluk aracılığı ile bulunabilmektedir. Çevrimden fan çıkışındaki toplam sıcaklık 342.76 K, çıkıştaki toplam basınç 178.06 kPa olarak bulunduğundan hesaplanan aksenal hızın sabit kaldığı kabulü ile çıkıştaki statik basınç ve sıcaklık ile yoğunluk denklem 51, 52 ve 53 ile bulunmuştur.

$$T_8 = T_{08} - \frac{C_{a,f}^2}{2 * c_{pa}} \quad (51)$$

$$T_8 = 342.73 - \frac{170.08^2}{2 * 1.005 * 1000}$$

$$T_8 = 328.34 \text{ K}$$

$$P_8 = P_{08} * \left(\frac{T_8}{T_{08}}\right)^{\gamma/\gamma-1} \quad (52)$$

$$P_8 = 178.06 * \left(\frac{328.34}{342.73}\right)^{1.4/0.4}$$

$$P_8 = 153.24 \text{ kPa}$$

$$\rho_8 = \frac{P_8}{R * T_8} \quad (53)$$

$$\rho_8 = \frac{153.24}{0.287 * 328.34}$$

$$\rho_8 = 1.626 \text{ kg/m}^3$$

Böylece fan rotor çıkış alanını denklem 54 ile hesaplamak mümkündür.

$$A_8 = \frac{\dot{m}_c}{\rho_9 * C a_f} \quad (54)$$

$$A_8 = \frac{1.75}{1.626 * 170.08} \quad A_8 = 0.00632 \text{ m}^2$$

Fan rotor girişindeki akış alanı denklem 55 ile hesaplanmıştır.

$$A_7 = \frac{\dot{m}_c}{\rho_8 * C a_f} \quad (55)$$

$$A_7 = \frac{1.75}{1.172 * 170.08} \quad A_7 = 0.00877 \text{ m}^2$$

Ortalama akış alanını hesaplayarak ortalama yarıçapı denklem 56 ve 57 ile hesaplamak mümkündür.

$$A_m = \frac{A_7 + A_8}{2} \quad (56)$$

$$A_m = \frac{0.00877 + 0.00632}{2} \quad A_m = 0.00754 \text{ m}^2$$

Başlangıçta kabul edilen $\frac{r_{f,h}}{r_{f,t}} = 0.8$ oranından elde edilen fan girişindeki $r_{t,f} = 0.088 \text{ m}$ ve $r_{f,h} = 0.0705 \text{ m}$ değerlerinden girişteki ortalama yarıçap ($r_{m1} = (0.088 + 0.0705)/2$) 'den 0.0792 m olarak belirlenmiştir.

$$A_m = \pi * r_{m2}^2 \quad (57)$$

$$0.00754 = \pi * r_{m2}^2 \quad r_{m2} = 0.049$$

Buradan fanın rotor çıkış kanat yüksekliği (h) denklem 58 ile hesaplanmaktadır.

$$h = \frac{A_9}{(2 * \pi * r_{m2})} \quad (58)$$

$$h_o = \frac{0.00632}{(2 * \pi * 0.0792)} \quad h_o = 0.0127 \quad h_o = 12.7 \text{ mm}$$

Fan rotoru çıkıştaki tip ve hub yarıçapı aşağıdaki denklemlerden elde edilmiştir.

$$r_h = r_{m1} - h/2 \quad (59)$$

$$r_h = 0.0792 - 0.0127/2 \quad r_h = 0.0728 \text{ m} \quad \mathbf{r_h = 72.8 \text{ mm}}$$

$$r_t = r_{m1} + h/2 \quad (60)$$

$$r_t = 0.0792 + 0.0127/2 \quad r_t = 0.0855 \text{ m} \quad \mathbf{r_t = 85.5 \text{ mm}}$$

Fan rotoru girişindeki tip ve hub yarıçapı aşağıdaki denklemlerden elde edilmiştir.

$$h_i = \frac{A_8}{(2*\pi*r_{m2})} \quad (61)$$

$$h_i = \frac{0.00877}{(2*\pi*0.0792)} \quad h_i = 0.0176 \text{ m} \quad \mathbf{h_i = 17.6 \text{ mm}}$$

$$r_h = r_{m1} - h/2 \quad (62)$$

$$r_h = 0.0792 - 0.0176/2 \quad r_h = 0.0704 \text{ m} \quad \mathbf{r_h = 70.4 \text{ mm}}$$

$$r_t = r_{m1} + h/2 \quad (63)$$

$$r_t = 0.0792 + 0.0176/2 \quad r_t = 0.088 \text{ m} \quad \mathbf{r_t = 88 \text{ mm}}$$

Rotor kanat genişliği ise ortalama kanat yüksekliğinin 1/3 kadar olarak hesaplanmaktadır.

$$h_m = \frac{(h_o+h_i)}{2} \quad (64)$$

$$h_m = \frac{(12.7+17.6)}{2} \quad \mathbf{h_m = 15.15 \text{ mm}}$$

$$w_b = \frac{h_m}{3} \quad \mathbf{w_b \cong 5 \text{ mm}} \quad (65)$$

Yarıçaplar bulunduktan sonra fan kademesindeki açı ve hızlar bulunarak hız üçgenleri çizilmiştir.

Rotor girişinde IGV'nin olmadığı ve aksel hızın sabit kaldığı rotor kademesinde göz önüne alınırsa fan rotor girişindeki β_{7t} açısı denklem 66 ile bulunmuştur.

$$\tan \beta_{7t} = \frac{U}{C_{a,f}} \quad (66)$$

$$\tan \beta_{7t} = \frac{354.33}{170.08} \quad \beta_{7t} = 64.35^\circ$$

β_{1t} açısından yararlanılarak denklem 67 ile girişteki bağıl hız hesaplanmıştır.

$$V_{7t} = \frac{C_{a,f}}{\cos \beta_{7t}} \quad (67)$$

$$V_{7t} = \frac{170.08}{\cos 64.35} \quad V_{7t} = 392.91 \text{ m/s}$$

Kademedeki sıcaklık artışı akış dönüş hızındaki değişim ile ifade edilmektedir. $\Delta C_w = C_{w8t} - C_{w7t}$ girişte $C_{w1t} = 0$ olarak kabul edilirse, akış dönüş hızı denklem 68 ile hesaplanabilir. Rotordaki toplam sıcaklık farkı çevrimden 40.34 K olarak bilindiğinden,

$$\Delta C_w = \frac{c_p \cdot \Delta T_0}{\lambda \cdot U} \quad (68)$$

$$\Delta C_w = \frac{1.005 \cdot 1000 \cdot 40.34}{0.98 \cdot 354.33} \quad \Delta C_{wt} = 116.75 \text{ m/s}$$

Çıkıştaki β_{8t} açısı denklem 69 ile hesaplanmıştır.

$$\tan \beta_{8t} = \frac{U_{f,t} - C_{w8t}}{C_{a,f}} \quad (69)$$

$$\tan \beta_{8t} = \frac{354.33 - 116.75}{170.08} \quad \beta_{8t} = 54.40^\circ$$

Çıkıştaki bağıl hız ise denklem 70 ile hesaplanmaktadır.

$$V_{8t} = \frac{C_{a,f}}{\cos \beta_{8t}} \quad (70)$$

$$V_{8t} = \frac{170.08}{\cos 54.40} \quad V_{8t} = 292.17 \text{ m/s}$$

Çıkıştaki α_2 açısı denklem 71 ile hesaplanmıştır.

$$\tan \alpha_{8t} = \frac{C_{w8t}}{C_{a,f}} \quad (71)$$

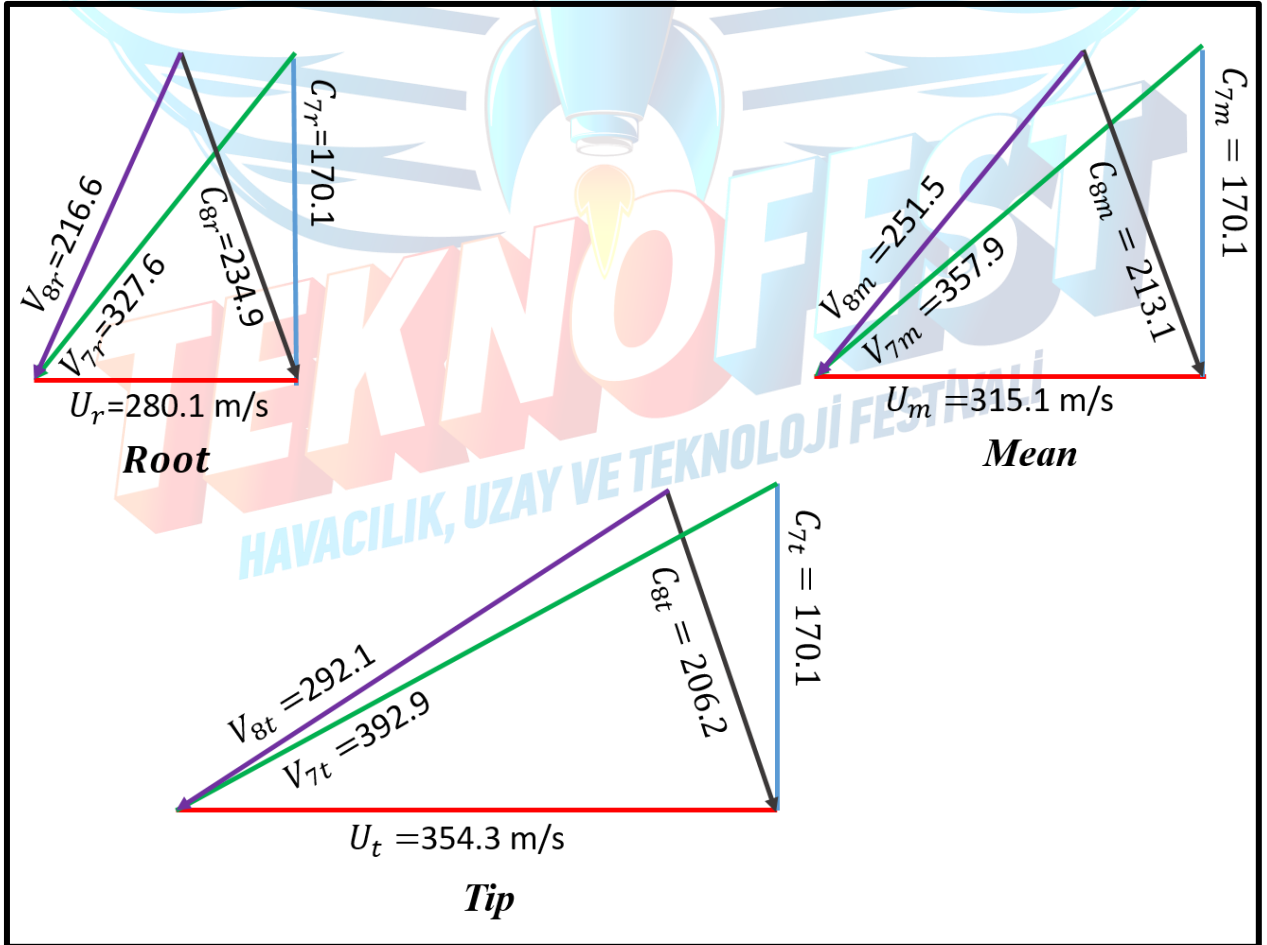
$$\tan \alpha_{8t} = \frac{116.75}{170.08} \quad \alpha_{8t} = 34.46^\circ$$

Çıkıştaki mutlak hız denklem 72 ile hesaplanmaktadır.

$$C_{8t} = C_a / \cos \alpha_{2t} \quad (72)$$

$$C_{8t} = 170.08 / \cos (34.46) \quad C_{8t} = 206.28 \text{ m/s}$$

Elde edilen sonuçlar neticesinde fan tip hız üçgenleri Şekil 3.7 da gösterilmiştir.



Şekil 3.7 Fan Rotor giriş ve çıkışındaki hız üçgenleri

Fanın tipteki açı ve hız değerleri yukarıdaki hesaplamalar ile bulunmuştur. Fanın rotor kanatlarının kök ve orta kısmındaki hız ve açıların hesaplamaları free vortex teorisine göre kök ve orta kısımdaki teğetsel hız değerlerinin bulunması ile yapılmıştır.

$$U_r = r_h * \omega \quad U_r = 0.0704 * 3979 \quad U_r = 280.12 \text{ m/s} \quad (73)$$

$$U_m = r_m * \omega \quad U_m = 0.0792 * 3979 \quad U_m = 315.14 \text{ m/s} \quad (74)$$

$$\tan \beta_{7r} = \frac{U_r}{C_a} \quad (75)$$

$$\tan \beta_{7r} = \frac{280.12}{170.08}$$

$$\beta_{7r} = 58.73^\circ$$

$$\tan \beta_{7m} = \frac{U_m}{C_a} \quad (76)$$

$$\tan \beta_{7m} = \frac{315.14}{170.08}$$

$$\beta_{7m} = 61.63^\circ$$

$$C_{w8r} = C_{w8t} * \left(\frac{r_t}{r_h} \right) \quad (77)$$

$$C_{w8r} = 116.75 * \left(\frac{0.0881}{0.0704} \right)$$

$$C_{w8r} = 145.92 \text{ m/s}$$

$$\tan \alpha_{8r} = \frac{C_{w8r}}{C_a} \quad (78)$$

$$\tan \alpha_{8r} = \frac{145.92}{170.08}$$

$$\alpha_{8r} = 40.63^\circ$$

$$\tan \beta_{8r} = \frac{U_r - C_{w8r}}{C_a} \quad (79)$$

$$\tan \beta_{8r} = \frac{280.12 - 145.92}{170.08}$$

$$\beta_{8r} = 38.27^\circ$$

$$C_{w8m} = C_{w8t} * \left(\frac{r_t}{r_m} \right) \quad (80)$$

$$C_{w8m} = 116.75 * \left(\frac{0.088}{0.0792} \right)$$

$$C_{w8m} = 129.87 \text{ m/s}$$

$$\tan \beta_{8m} = \frac{U_m - C_{w8m}}{C_a} \quad (81)$$

$$\tan \beta_{8m} = \frac{315.14 - 129.87}{170.08}$$

$$\beta_{8m} = 47.45^\circ$$

$$\tan \alpha_{8m} = \frac{C_{w8m}}{C_a} \quad (82)$$

$$\tan \alpha_{8m} = \frac{129.87}{170.08}$$

$$\alpha_{8m} = 37.06^\circ$$

$$V_{7r} = \frac{C_a}{\cos \beta_{7r}} \quad (83)$$

$$V_{7r} = \frac{170.08}{\cos 58.73} \quad V_{7r} = 327.66 \text{ m/s}$$

$$V_{8r} = \frac{C_a}{\cos \beta_{2r}} \quad (84)$$

$$V_{8r} = \frac{170.08}{\cos 38.27} \quad V_{8r} = 216.63 \text{ m/s}$$

$$V_{7m} = \frac{C_a}{\cos \beta_{1m}} \quad (85)$$

$$V_{7m} = \frac{170.08}{\cos 61.63} \quad V_{7m} = 357.94 \text{ m/s}$$

$$V_{8m} = \frac{C_a}{\cos \beta_{8m}} \quad (86)$$

$$V_{8m} = \frac{170.08}{\cos 47.45} \quad V_{8m} = 251.51 \text{ m/s}$$

$$C_{8r} = \frac{C_a}{\cos \alpha_{8r}} \quad (87)$$

$$C_{8r} = \frac{170.08}{\cos 40.63} \quad C_{8r} = 234.98 \text{ m/s}$$

$$C_{8m} = \frac{C_a}{\cos \alpha_{8m}} \quad (88)$$

$$C_{8m} = \frac{170.08}{\cos 37.06} \quad C_{8m} = 213.13 \text{ m/s}$$

Yukarıda yapılan hesaplamalar doğrultusunda V_1 bağıl hızımızın tipte maksimum olduğu, C_2 mutlak hızımızın kanat kök kısmında maksimum olduğu görülmüş olup maksimum bağıl mach sayımızın tipte oluştuğunu göstermektedir [11].

Kök ve orta kısımda Haller sayısı kontrol edildiğinde Haller sayısının 0.72 nin altında olduğu görülmüştür.

$$H_r = \frac{\cos \beta_{7r}}{\cos \beta_{7r}} = \frac{\cos 58.73}{\cos 38.27} = 0.708$$

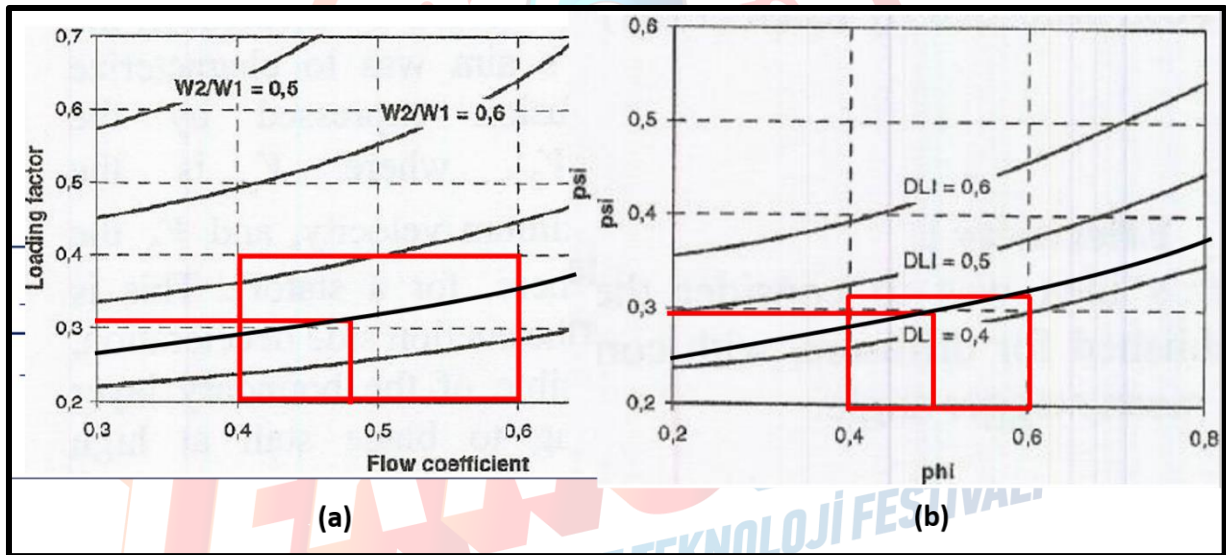
$$H_m = \frac{\cos \beta_{7m}}{\cos \beta_{8m}} = \frac{\cos 61.63}{\cos 47.45} = 0.702$$

Açılar bulunduktan sonra Haller katsayısını tipe göre (denklem 89) tekrar kontrol etmek gerekmektedir.

$$\frac{V_8}{V_7} = \frac{\cos \beta_7}{\cos \beta_8} \quad (89)$$

$$H = \frac{\cos 64.35}{\cos 54.40} \quad H = 0.74$$

Haller katsayısının 0.75 olması kademe yükleme (loading factor) oranının yaklaşık 0.3 civarında kaldığı Şekil 3.8 (a)'da, difüzyon katsayısının (DL) ise 0.42 civarında olduğu Şekil 3.8 (b)'de görülmektedir. Bu durum bizim haller ve difüzyon katsayılarımızın tasarım için yeterli ve kayıpların kabul edilebilir seviyede olduğunu göstermektedir.



Şekil 3.8 Haller ve Difüzyon katsayılarının elde edilmesi[15]

Fan rotor kanat sayısı ise denklem 90 ile hesaplanmıştır. Burada aspect ratio literatüre bağlı olarak $h/c=3$ alınarak chord ortalama kanat yüksekliğinin denklem 91 ile hesaplanması mümkündür.

$$n = \frac{2 * \pi * r_m}{c} \quad (90)$$

$$c = \frac{h_m}{1} \quad (91)$$

$$c = \frac{0.01515}{3}$$

$$c = 0.00505 \text{ m}$$

Kanat pitch değeri s/c oranının havanın kanat çıkış açısı ve dönüş açısından Şekil 3.9'daki diyagramdan yaklaşık olarak 2.5 elde edilerek denklem 92 ve 93 ile hesaplanmıştır.

$$\varepsilon^* = \beta_1 - \beta_2 \quad (92)$$

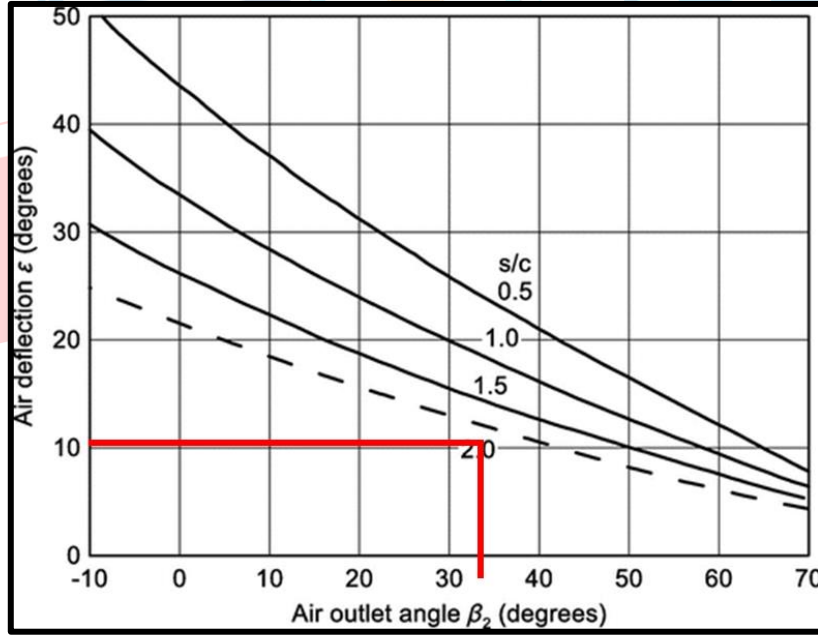
$$\varepsilon^* = 64.35 - 54.40 \quad \varepsilon^* = 9.95^\circ$$

$$s = 2.5 * c \quad (93)$$

$$s = 2.5 * 0.00505 \quad s = 0.012625 \text{ m}$$

Bulunan değerler denklem 94'de yerine yazılırsa fanda 38 adet rotor kanadının olacağı bulunur.

$$n = \frac{2 * \pi * 0.0754}{0.012625} \quad n = 37.52 \quad n \cong 38 \text{ adet} \quad (94)$$



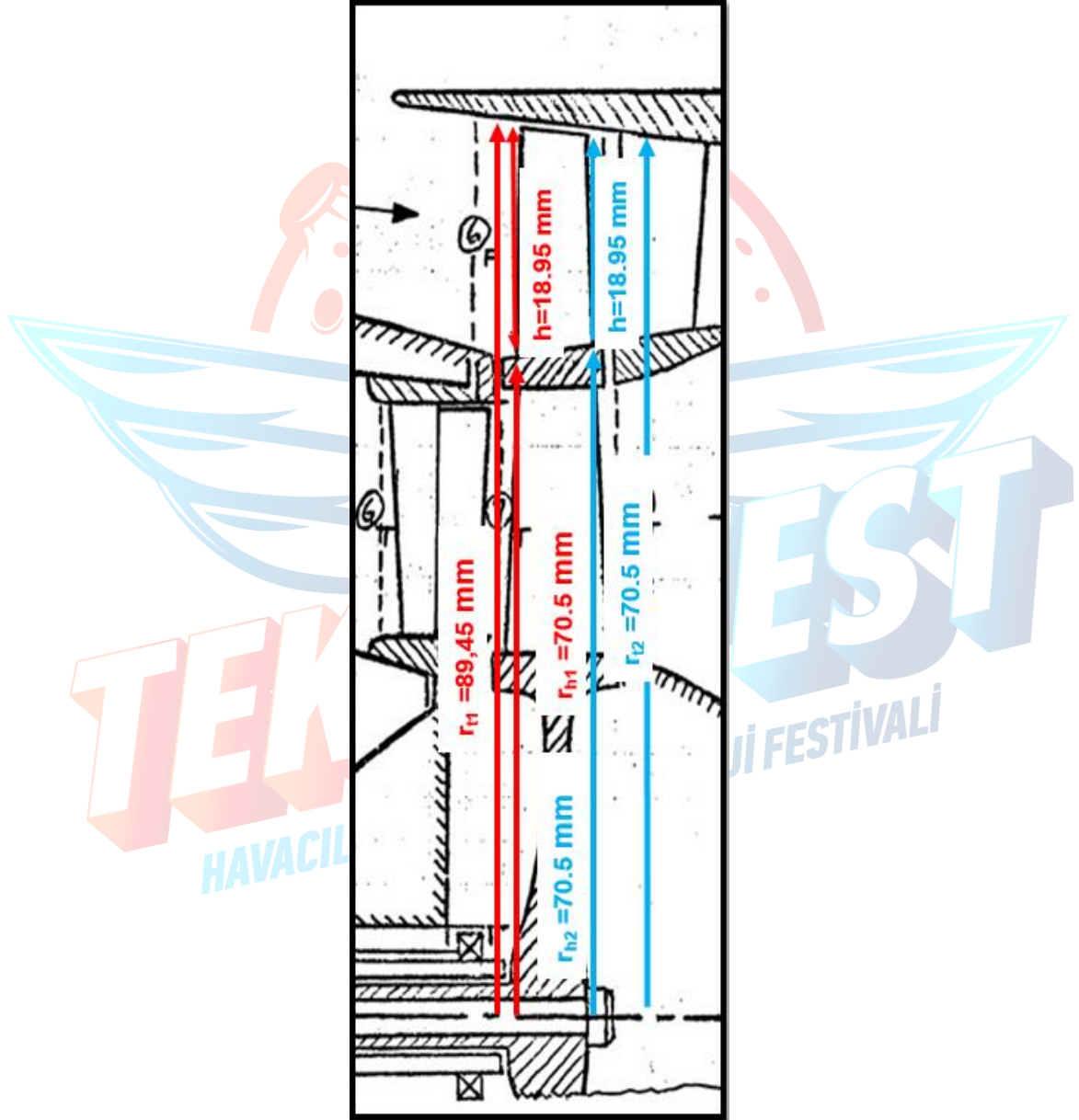
Şekil 3.9 Dizayn akış sapma eğrileri [15]

Reaksiyon oranı ise denklem 95 ile bulunmuştur.

$$\Lambda \approx 1 - \frac{C_{ws} + C_{wz}}{2 * U} \quad (95)$$

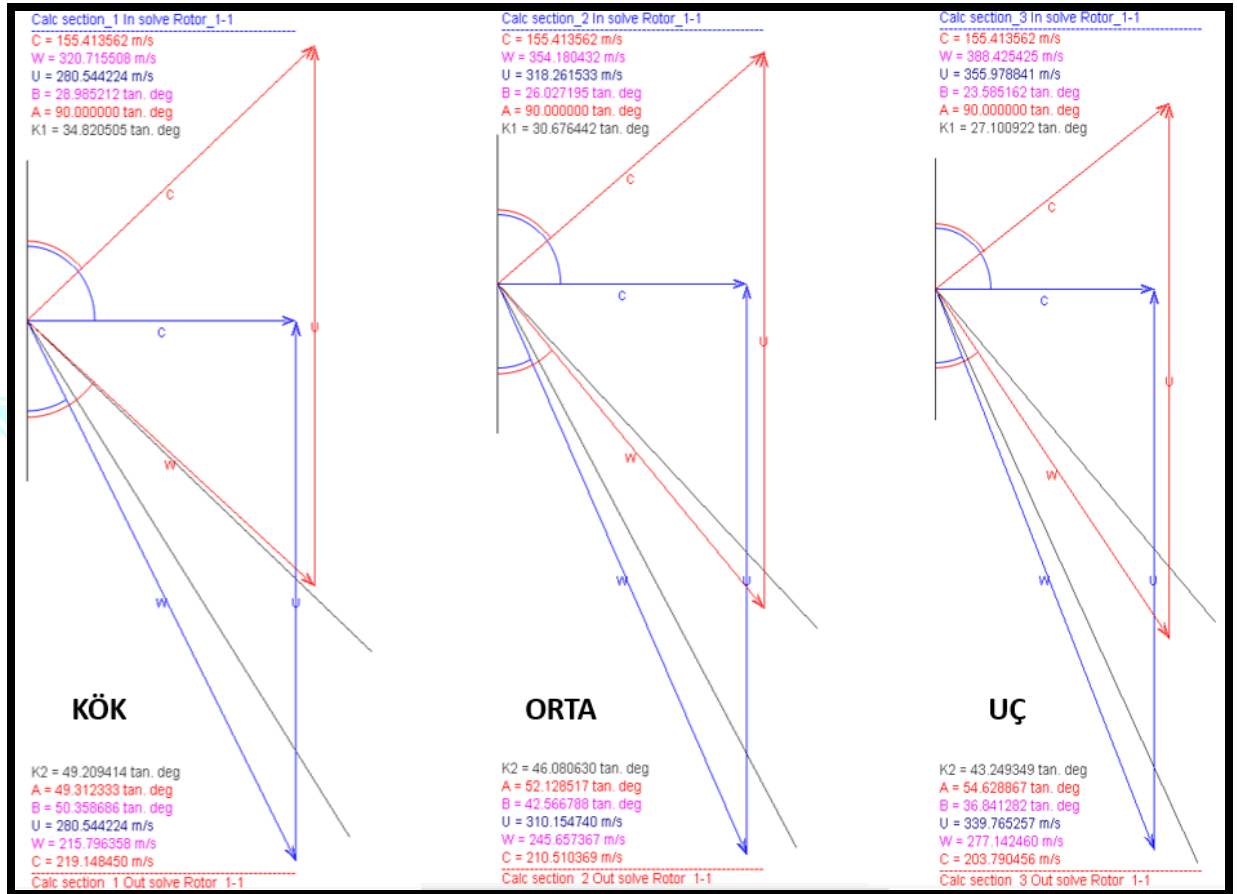
$$\Lambda \approx 1 - \frac{170.08 * \tan 34.46^\circ + 0}{2 * 354.33} \quad \Lambda = 0.83$$

Fanın mekanik tasarımından elde edilen değerler neticesinde oluşan boyutlandırma Şekil 3.10'da gösterilmiştir.



Şekil 3.10 Fanın mekanik tasarım sonunda elde edilen boyutları

Şekil 3.11’de AxStream’de tasarımı yapılan fanın hız üçgenleri kanat kök, orta ve uç kısımları için elde edilerek gösterilmiştir. Hız üçgenlerinde teğetsel hızların ($U_r = 280.54 \frac{m}{s}$, $U_m = 318.26 \frac{m}{s}$, $U_t = 355.97 m/s$) el hesaplamaları ile ($U_r = 280.12 \frac{m}{s}$, $U_m = 315.14 \frac{m}{s}$, $U_t = 354.33 m/s$) birbirlerine çok yakın değerlerde olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 3.11 AxStream ile yapılan tasarımın hız üçgenleri

3.2 İki Boyutlu Akış Yolu Analizi

3.2.1 Fanın İki Boyutlu Akış Yolu Analizi

Fanın performans çevriminden elde edilen sınır değerler Şekil 3.12’de gösterildiği gibi AxStream yazılımına girilerek fan tasarımına başlanmıştır. Fan çıkışında akışı düzenlemek amacıyla stator kanatları kullanılmıştır. **Fan tasarımında inlet kullanıldığı kabul**

edilmiştir. Bu nedenle çevrime 0.5 Mach eklenmiştir, böylece $T_{01}=302.39$ K, $P_{01}=114.88$ kPa olarak hesaplanmıştır. Mekanik tasarımda elde edilen 141 mm'lik hub çapına göre kanat yüksekliğinin 20 ile 30 mm arasında olacak şekilde mekanik tasarım değerleri arasında kalacak şekilde 5000 iterasyon ile yapılmıştır.

Data	Unit	Min	Value	Max
Boundary conditions				
inlet total pressure	kPa	114.880000	0.000000	114.880000
inlet total temperature	K	302.400000	273.150000	302.400000
total pressure at outlet	kPa	178.064000	0.000000	178.064000
mass flow rate	kg/s	1.750000	0.000000	1.750000
inlet flow angle	tan. deg	90.000000	0.000000	90.000000
Guide vanes exit angle	tan. deg	90.000000	0.000000	90.000000
shaft rotational speed	rpm	38000.000000	0.000000	38000.000000
Parameters				
hub diameter	mm	141.000000	0.000000	141.000000
1st stage blade height l1	mm	20.000000	0.000000	40.000000
work coefficient (L_u/U_2^2)	-	0.600000	0.000000	0.900000
specific work gradient (L_u_z/L_u_1)	-	0.800000	0.000000	1.000000
meridional velocities gradient (C_{m_z}/C_{m_1})	-	1.000000	0.000000	1.000000
Constraints				
number of stages	-	1	0	1
Hub diameter limit	mm	1.000000	0.000000	10000.000000
Tip diameter limit	mm	1.000000	0.000000	10000.000000
module axial length limit	mm	0.000000	0.000000	1000000000000000.00

Şekil 3.12 AxStream yazılımında fan tasarımı için girilen geometrik ve sınır değerler

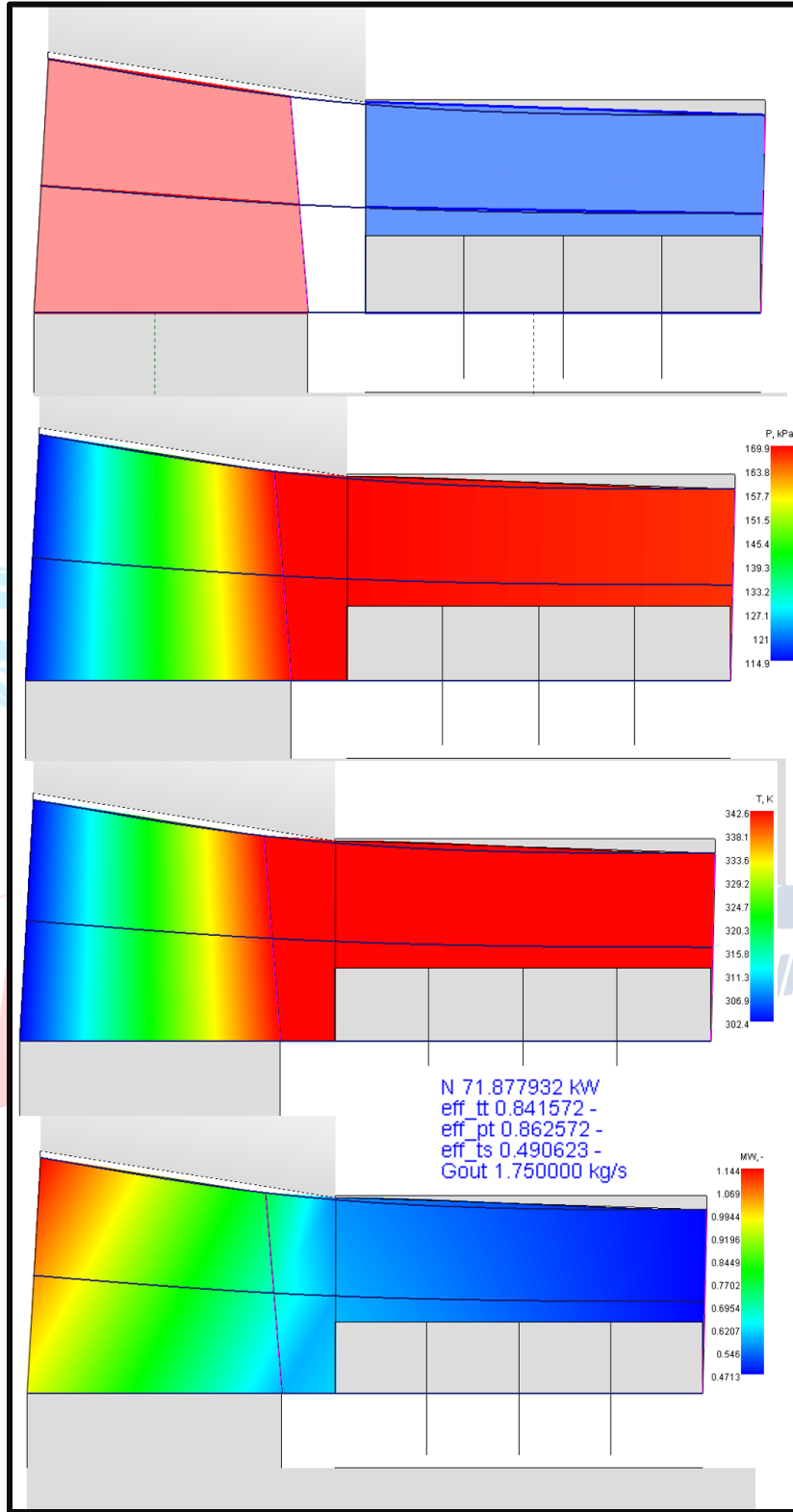
Yapılan tasarıma ait ilk sonuçlar Şekil 3.12'de görülmektedir. Sonuçlara göre fan gücü 84 kW, iş katsayısı 0.49, akış katsayısı 0.46 olarak belirlenmiştir. Kanat yüksekliğinin ise 15.7 ile 20.0 mm arasında değiştiği görülmekte olup toplam verim % 85 olarak elde edilmiştir. İlk tasarım sonuçlarından sonra 2D akış yolu optimizasyonu yapılarak Şekil 3.13'de gösterilmiştir.

	Parameter	Unit	Best in space	Best in show	Applied solution	Picked solution
id	solution number	-	2235	2235	2235	2235
N	power	kW	84.612706	84.612706	84.612706	84.612706
eff_ts	hydraulic total-to-static efficiency	-	0.631556	0.631556	0.631556	0.631556
eff_tt	hydraulic total-to-total efficiency	-	0.839878	0.839878	0.839878	0.839878
eff_pt	polytropic efficiency	-	0.860884	0.860884	0.860884	0.860884
effd_ts	diagram total-to-static efficiency	-	0.640922	0.640922	0.640922	0.640922
effd_tt	diagram total-to-total efficiency	-	0.852333	0.852333	0.852333	0.852333
Gin	mass flow rate at inlet	kg/s	1.750000	1.750000	1.750000	1.750000
Ft	axial thrust	N	250.695465	250.695465	250.695465	250.695465
LwAt	single number of A-weighted sound power	-	117.962887	117.962887	117.962887	117.962887
LpA	A-weighted sound pressure level at a pre	-	97.920462	97.920462	97.920462	97.920462
angIn	flow angle at inlet	-	90.000000	90.000000	90.000000	90.000000
phi_	averaged flow coefficient	-	0.458184	0.458184	0.458184	0.458184
psi_	averaged work coefficient	-	0.493769	0.493769	0.493769	0.493769
dH	diffusion factor by de Haller (w_2/w_1)	-	0.647369	0.647369	0.647369	0.647369
maxDeqx	equivalent diffusion factor	-	1.906053	1.906053	1.906053	1.906053
numStages	number of stages	-	1	1	1	1
minBlade	min blade height	mm	15.274930	15.274930	15.274930	15.274930
maxBlade	max blade height	mm	20.006074	20.006074	20.006074	20.006074
minRh	min reaction	-	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
maxRh	max reaction	-	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
maxU	max circumferential velocity	m/s	320.349817	320.349817	320.349817	320.349817
maxMach	max Mach number	-	1.135331	1.135331	1.135331	1.135331
axlen	axial length	mm	24.233292	24.233292	24.233292	24.233292
minDh	min hub diameter	mm	141.000000	141.000000	141.000000	141.000000
maxDh	max hub diameter	mm	141.000000	141.000000	141.000000	141.000000
minDt	min tip diameter	mm	171.549861	171.549861	171.549861	171.549861
maxDt	max tip diameter	mm	181.012149	181.012149	181.012149	181.012149
minLos	min velocity square coefficient	-	0.927788	0.927788	0.927788	0.927788
mass	total blades mass	kg	0.257491	0.257491	0.257491	0.257491

Şekil 3.13 AxStream yazılımından elde edilen ilk tasarım sonuçları

Akış yolu optimizasyonu “meanline calculations” ile 1.75 kg/s’lik kütle debisine karşılık toplam çıkış basıncı olan 178.06 kPa’a 500 iterasyon ile itere ettirilip bulunmuştur. Akış yolu geometrisi değiştirilerek 2D akış optimize edilmiştir, optimizasyon sırasında fan gücünün performans çevriminde elde edilen değer olan 71 kW’ta kalması ve toplam verimin % 85’in üzerinde kalması hedeflenmiştir. Şekil 3.14 optimizasyon sonrasında elde edilen akış yolunu akış eğrileri ile birlikte göstermektedir. Optimizasyon sonrası fan çıkış toplam basıncının 170 kPa, toplam çıkış sıcaklığının 342.6 K olarak gerçekleştiği görülmüştür. Elde edilen fan gücü 71.7 kW, toplam verim ise % 84 olarak tespit edilmiştir. Özellikle akış giriş kısmındaki bağlı Mach sayısı kontrol edilmiş şekilden de görüleceği üzere bağlı Mach sayısının rotor tipinde

1.14 değerinde kaldığı ve el hesaplarına yakın değer verdiği görülmüş, akışın transonik bölgede kaldığı tespit edilmiştir.



şekil 3.14 Fanın 2D akış yolu analizi ve optimizasyon sonuçları

Rotor kanat boyunun girişte 18.95 mm, çıkışta ise 14.88 mm, fanın aksel genişliğinin ise 17.69 mm olduğu tespit edilmiştir. Optimizasyon sonrasında elde edilen akış yolu geometrisi rotor ve stator olmak üzere Şekil 3.14'te gösterilmiştir. Buna göre rotor girişindeki kanat tip yarıçapı 89.46 mm, çıkıştaki kanat tip yarıçapı 85.38 mm, girişteki kanat hub yarıçapı 70.5 mm, çıkış hub yarıçapı ise 70.5 mm olarak elde edilmiştir. Stator girişindeki tip yarıçapı 85.1 mm, çıkışındaki tip yarıçapı 84.96 mm, stator giriş ve çıkışındaki hub yarıçaplarının 70.5 mm olduğu görülmüştür. Rotorda 38 kanat, stator ise 37 adet kanadın olduğu görülmektedir. Giriş akış alanları rotor ve stator için sırasıyla 0.009526, 0.007134 m², çıkış akış alanları ise 0.007288, 0.007067 m² olarak optimizasyon sonrası gerçekleşmiştir. Fan kanatları arasındaki akış 2D CFD analizi ile AxStream yazılımında kontrol edilerek kanatlar optimize edilmiştir. 2D akış analizinde giriş kütle debisine, 6000 adet iterasyon ile 0.00001 yakınsama kriterine itere ettirilmiştir. Giriş koşullarında düşük türbülans ve türbülans modeli olarak Kw-SST modeli seçilmiştir. Analizde kullanılan parametreler Şekil 3.16'da gösterilmiştir.

Rotor 2D akış analizinde genel olarak giriş ve çıkış sınır değerlerinin sağlandığı ve akışın gerçekleştiği görülmüştür. Ancak Rotor kanatlarının kanat ucu giriş kısmında bağıl Mach sayılarının 1.5 civarına çıkması ile akışın süpersonik bölgeye geçtiği ve bu kısımlarda bir miktar boğulma meydana geldiği görülmektedir (Şekil 3.17). Bu durumun kanat formunun optimize edilmesi ile giderilebileceği değerlendirilmektedir. Stator kanatlarındaki akış incelendiğinde akışın sorun olduğu bağıl Mach sayılarının kök kısmında 1.055 maksimum değeri ile transonik bölgede kaldığı görülmektedir (Şekil 3.17). Kanat orta ve uç kısımlarında ise 0.8 civarında olması akışın gayet iyi olduğunu göstermektedir.

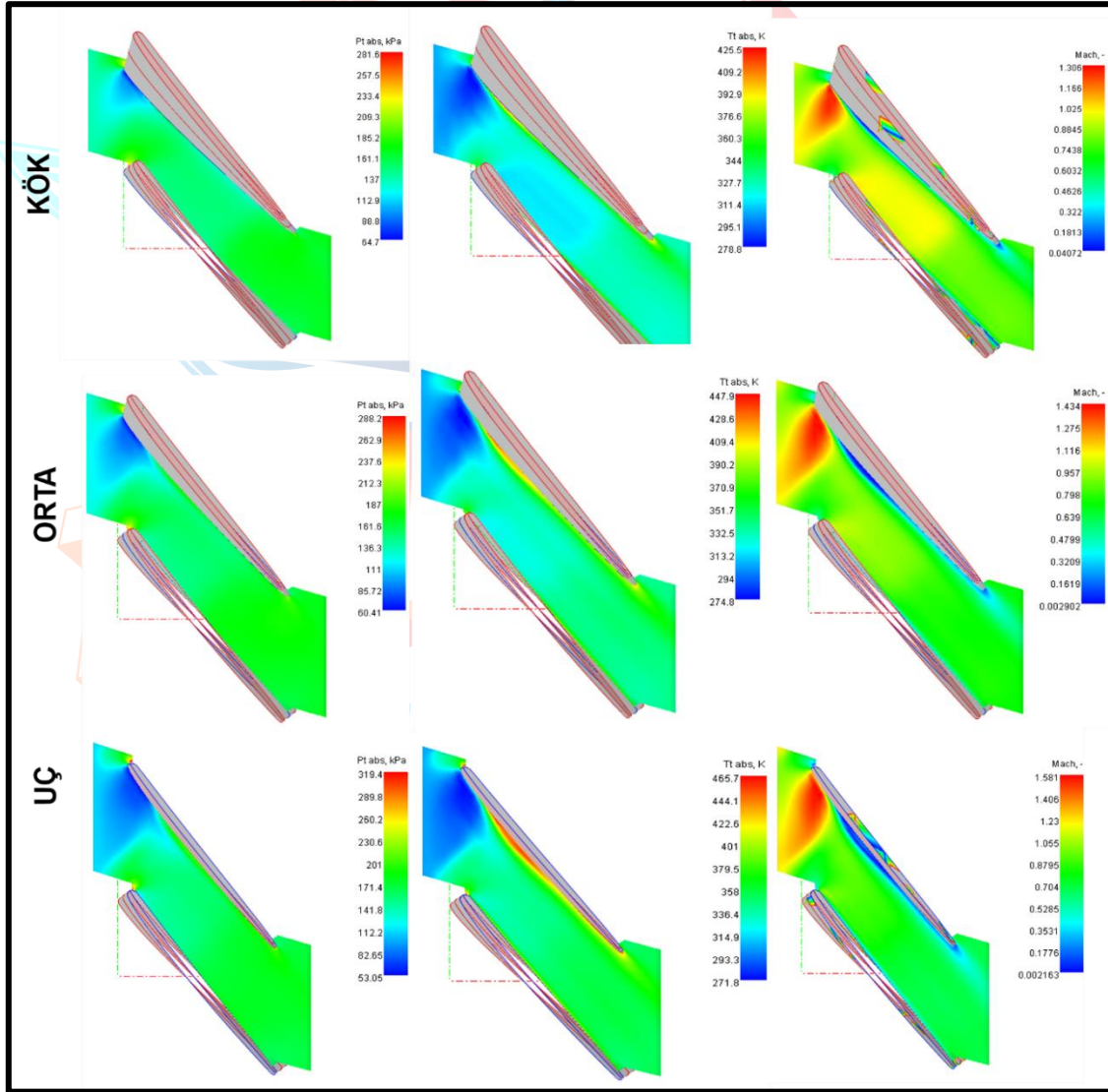
ROTOR STATOR

		Property	Unit	Value	Value
1	A1	inlet annulus area	m^2	0.009526	0.007134
2	lc1	channel inlet width	m	0.018957	0.014594
3	D1t	tip diameter at inlet	m	0.178913	0.170188
4	D1m	meanline diameter at inlet	m	0.159957	0.155594
5	D1h	hub diameter at inlet	m	0.141000	0.141000
6	A2	outlet annulus area	m^2	0.007288	0.007067
7	lc2	channel outlet width	m	0.014882	0.014469
8	D2t	tip diameter at outlet	m	0.170764	0.169938
9	D2m	meanline diameter at outlet	m	0.155882	0.155469
10	D2h	hub diameter at outlet	m	0.141000	0.141000
11	B	axial length	m	0.017693	0.025781
12	B1h	channel hub axial offset at inlet	m	0.000000	0.000000
13	B1t	channel tip axial offset at inlet	m	0.001102	0.000019
14	B2h	channel hub axial offset at outlet	m	0.017693	0.025781
15	B2t	channel tip axial offset at outlet	m	0.016446	0.026055
16	ax1h	hub axial position at inlet	m	0.000000	0.021743
17	ax1t	tip axial position at inlet	m	0.001102	0.021762
18	ax2h	hub axial position at outlet	m	0.017693	0.047525
19	ax2t	tip axial position at outlet	m	0.016446	0.047799
20	ang1h	hub inlet slope angle	deg	0.000000	0.000000
21	ang1t	shroud inlet slope angle	deg	-12.765966	-2.118185
22	ang2h	hub outlet slope angle	deg	0.000000	0.000000
23	ang2t	shroud outlet slope angle	deg	-12.765966	-2.118185
24	bUseMachineM	use machine calc models settings	-	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
25	z	number of blades	-	38	37
26	shaftName	shaft custom name	-	Shaft_1	0.129720
27	rs	shaft rotational speed	rpm	38000.000000	0.000135
28	dshr	rotor radial clearance mean diameter	m	0.171264	6
29	dr1	inlet bushing diameter	m	0.129720	
30	dr2	outlet bushing diameter	m	0.129720	None
31	md	disk width distribution parameter	-	0.000000	173143.1274
32	b0	disk width at inner diameter	m	0.000000	0.010000
33	b1	disk width at outer diameter	m	0.000000	0.000013
34	srg	surface roughness grade	-	6	<input type="checkbox"/>
35	shroudType	shroud type	-	no shroud	<input type="checkbox"/>
36	sideStream	sidestream type	-	None	0.000000
37	Re	Reynolds number along throat	-	154224.66792	axial -> axia
38	eps	turbulence intensity	-	0.010000	0.141910
39	vz	fluid kinematic viscosity	m^2/s	0.000015	

Şekil 3.15 Fanın 2D akış yolu optimizasyonu sonrasında elde edilen geometrik değerler

Num	Description	Unit	Value
2	Mesh quality of blade to blade	-	5
6	Calculate centrifugal loads	-	<input checked="" type="checkbox"/>
16	Relative time sub step	-	1.000000
17	Number step calculations	-	6000
19	Convergence criteria	-	0.000010
20	Use previous result	-	<input type="checkbox"/>
22	Calculate for given MFR	-	Inlet
23	Manual change data	-	<input type="checkbox"/>
24	Mass flow rate	kg/s	1.750000
27	Outlet static pressure	kPa	135.710087
28	CFD order	-	2.000000
29	Viscosity	-	<input checked="" type="checkbox"/>
30	Turbulence initial	-	low
31	Turbulence models	-	K-w SST
32	Temperature blade	K	273.150000
36	Inlet hub extension	mm	3.911004
37	Inlet shroud extension	mm	3.911004
38	Outlet hub extension	mm	3.911004
39	Outlet shroud extension	mm	3.911004
40	Working fluid	-	Ideal gas

Şekil 3.16 Fan 2D CFD akış yolu analiz parametreleri



Şekil 3.17 Fan rotoru 2D CFD akış kontrolü

Fanın 2D akış analizinden sonra 3D akış analizi AxStream yazılımın CFD modülü yapılarak tasarımın kontrolü yapılmıştır. CFD analizinde 1355775 adet mesh atılarak akış yolu oluşturulmuştur. 40000 iterasyon ile giriş kütle debisine ve güce göre iterasyon yapılmış olup yakınsaklık kriteri olarak 0.00001 belirlenmiştir. Girişte düşük türbülans verilerek $K\omega$ -SST türbülans modeli seçilerek CFD analizleri yapılmıştır. Fanın CFD analiz sonuçları raporu Şekil 3.18’de verilmiştir. CFD sonuçlarına göre 1.75 kg/s giriş kütle debine karşılık çıkış kütle debisi 1.744 olarak gerçekleşmiştir.

```

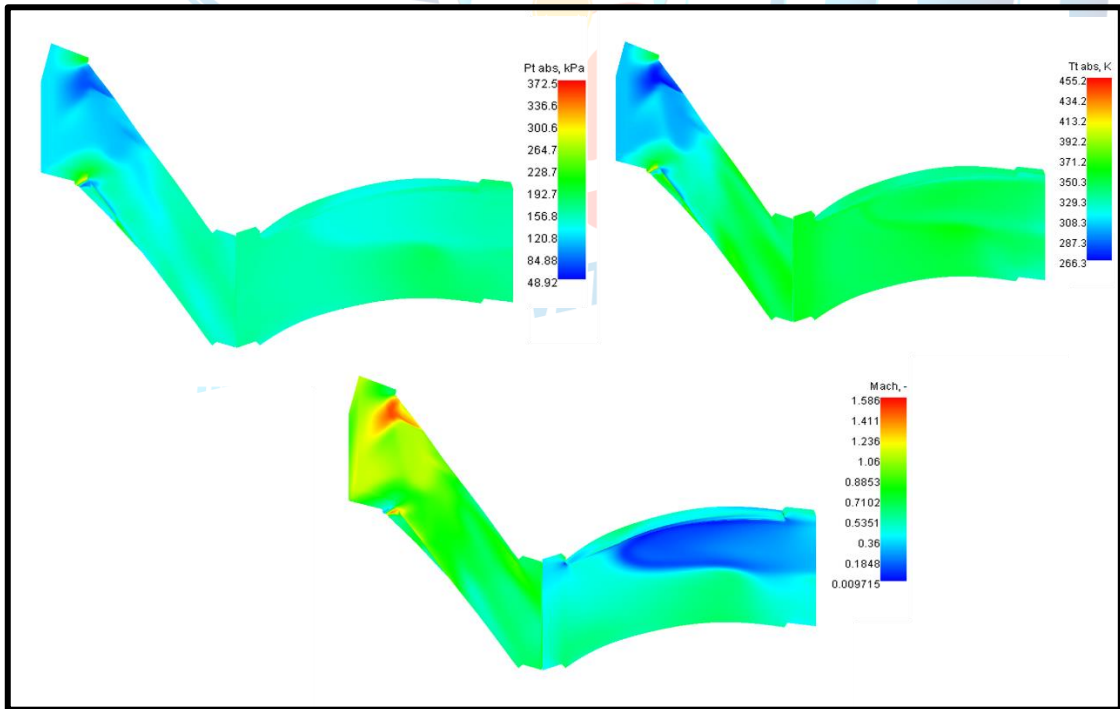
--- POTENTIAL FLOW ANALYSIS ---
-----
Time 132.29 sec
Number of Nodes 1351420
Number of Elements 1355775
Number of Degrees of Freedom 1351420
-----
REPORT
-----
Area inlet                1.0280e+004 mm2      Area outlet                6.9970e+003 mm2
Mass flow rate inlet      1.7500e+000 kg/s      Mass flow rate outlet     1.7440e+000 kg/s
Power                    -6.9380e+001 KW
Force rotor axial        -2.9020e+002 N
-----
KINEMATICS
-----
Velocity absolute inlet   1.4600e+002 m/s      Velocity absolute outlet   1.7690e+002 m/s
V abs axial inlet        1.4450e+002 m/s      V abs axial outlet         1.7320e+002 m/s
V abs radial inlet       -2.0790e+001 m/s     V abs radial outlet        -7.4220e+000 m/s
V abs circumferential inlet -2.7670e-017 m/s     V abs circumferential outlet 4.3380e+000 m/s
V abs meridional inlet   2.0790e+001 m/s     V abs meridional outlet    3.6230e+001 m/s
Flow angle to axial dir atan(Cu/Cz) -1.0970e-017 deg     Flow angle to axial dir atan(Cu/Cz) 1.4350e+000 deg
Flow angle to axial dir atan(Cr/Cz) -8.1850e+000 deg     Flow angle to axial dir atan(Cr/Cz) -2.4540e+000 deg
Velocity relative inlet   3.5520e+002 m/s      Velocity relative outlet   1.7690e+002 m/s
V rel circumferential inlet 3.2140e+002 m/s     V rel circumferential outlet 4.3380e+000 m/s
Mach number rel inlet    1.0360e+000          Mach number rel outlet     4.9120e-001
Flow angle to axial dir atan(Wu/Wz) 0.0000e+000 deg     Flow angle to axial dir atan(Wu/Wz) 0.0000e+000 deg
dK/dt abs frame inlet    2.172e-018          dK/dt abs frame outlet     6.840e-001
-----
THERMODYNAMICS
-----
Ideal Gas                R      2.8750e+002 J/(kg K)  cp      1.0060e+003 J/(kg K)  cv      7.1880e+002 J/(kg K)  cp/cv= 1.400e+000
Pressure static inlet    1.0898e+005 Pa      Pressure static outlet     1.4554e+005 Pa
Pressure total in abs frame inlet 1.2236e+005 Pa      Pressure total in abs frame outlet 1.7224e+005 Pa
Pressure total in abs frame ratio 1.4076e+000 -
Pressure total in rel frame inlet 2.1273e+005 Pa      Pressure total in rel frame outlet 1.7224e+005 Pa
Temperature static inlet 2.9169e+002 K      Temperature static outlet 3.2224e+002 K
Temperature total in abs frame inlet 3.0229e+002 K      Temperature tot in abs frame outlet 3.3779e+002 K
Temperature total in abs frame ratio 1.1175e+000 -
Temperature total in rel frame inlet 3.5437e+002 K      Temperature tot in rel frame outlet 3.3779e+002 K
Enthalpy static inlet   2.9326e+005 J/kg     Enthalpy static outlet    3.2446e+005 J/kg
Enthalpy total in abs frame inlet 3.0475e+005 J/kg     Enthalpy total in abs frame outlet 3.4042e+005 J/kg
Enthalpy total in rel frame inlet 3.5673e+005 J/kg     Enthalpy total in rel frame outlet 3.4042e+005 J/kg
Enthalpy total isentropic abs out 3.3564e+005 J/kg     Enthalpy static isentropic outlet 3.1987e+005 J/kg
Density inlet           1.2775e+000 kg/m3    Density outlet             1.5692e+000 kg/m3
Entropy inlet           4.8442e+001 J/(kg K)  Entropy outlet             6.3948e+001 J/(kg K)
Entropy outlet - Entropy inlet 1.5506e+001 J/(kg K)
Efficiency total to total 8.6594e-001 -
Efficiency total to static 7.6708e-001 -
-----

```

Şekil 3.18 Fanın CFD analiz sonuç raporu

Fanın güç isterini 69.38 kW olduğu, 290 N’luk bir eksenel yük uyguladığı, toplam verimin %86.5 olarak gerçekleştiği görülmektedir. Güç değerinin performans çevrimindeki 70.5 kW lık güç değerine çok yakın olduğu görülmektedir. Girişteki toplam mutlak basıncın 122.3 kPa çıkıştaki basıncın ise 172.24 kPa olduğu ve fan basınç oranının 1.41 olduğu tespit edilmiştir. Toplam basınçlarda fan girişinde 4, çıkışında ise 6 kPa’lık çevrim performans analizleri ile

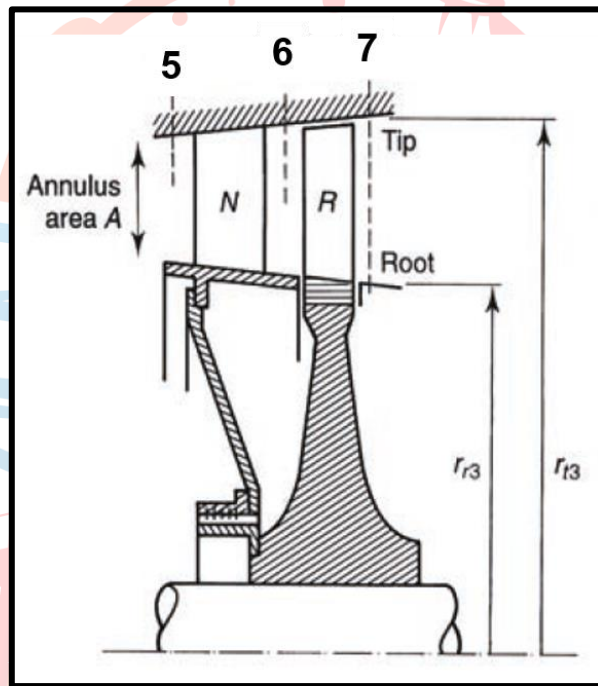
farkların olduğu görülmektedir. Giriş toplam sıcaklığın 302.39 K, çıkış sıcaklığının ise 337.79 K ile performans çevrim değerlerini sağladığı görülmüştür. Bağıl Mach sayısının girişte 1.036 çıkışta ise 0.49 olarak gerçekleştiği ve giriş Mach sayısının transonik bölgede kaldığı görülmektedir. Genel olarak CFD analizleri fan tasarımının ve 2D akış yolu optimizasyonunun performans çevrimi ile uyumlu olduğunu göstermiştir. CFD analizlerinden elde edilen 3D akış yolu toplam basınç, sıcaklık ve bağıl Mach sayıları Şekil 3.19’de gösterilmiştir. Akış yolları incelendiğinde Rotor kanat giriş uç kısmında (LE) toplam basıncın 48 kPa’a kadar, toplam sıcaklığın ise 266 K’e kadar düştüğü görülmektedir. Bu kısımda bağıl Mach sayısının 1.58 ile süpersonik bölgeye geçmesi nedeni ile akışın toplam basınç ve sıcaklığında bir düşüş olduğu görülmektedir. Stator kısmında ise akışın çok yavaşladığı bölgeler Mach sayısının düşüşünden anlaşılmaktadır. Bunun nedeni stator kanatlarının uzun ve fazla sayıda olmasının akış ile kanat arasındaki sürtünmeyi artırıp akışın yavaşlamasına sebep olmasıdır. Bu durumlar kanatların optimizasyonu ile detay tasarım raporunda düzeltilecek bir husus olarak not alınmıştır.



Şekil 3.19 Fanın CFD analizleri sonucunda 3D akış yolunda toplam basınç ve sıcaklık ile bağıl Mach sayılarının değişimi

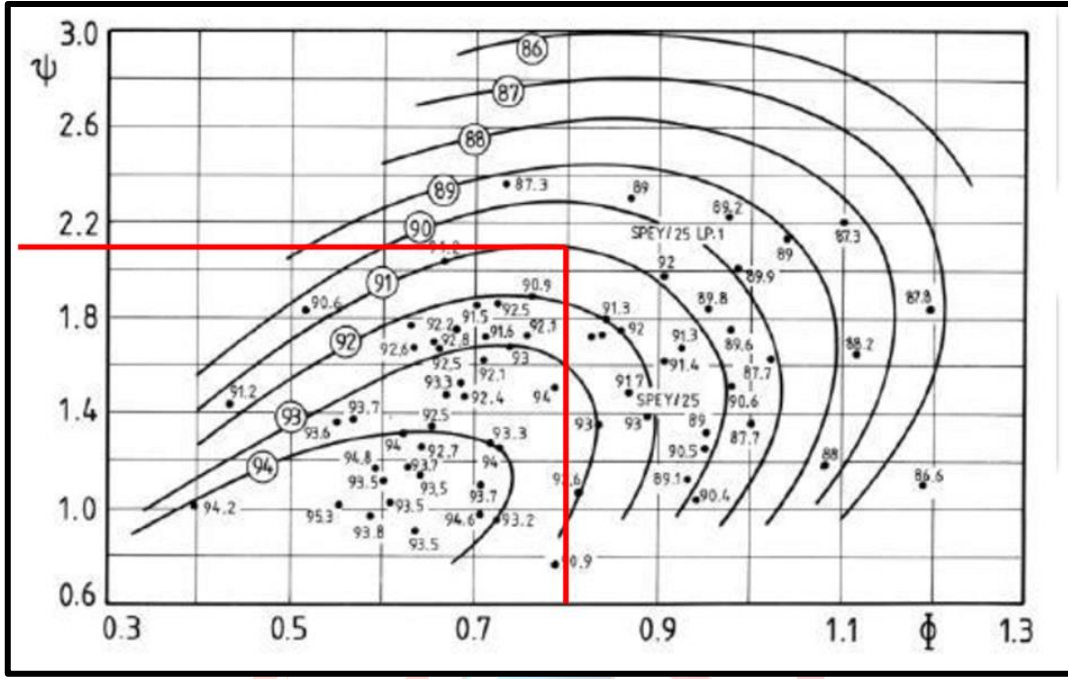
3.5.2 Alçak Basınç Türbini Mekanik Tasarımı ve Hesaplamaları

LPT'nin mekanik tasarımında akış yolları alanlarının ve türbin kanat yüksekliklerinin hesaplanması yapılmıştır. Hesaplamalar yapılırken hız üçgenleri ve α, β açılarının hesaplamaları yapılmıştır. Tasarımda fanı tahrik eden LPT'nin giriş kısmında akışı düzenlemek amacıyla stator kanatları kullanılmıştır. Bu kapsamda hesaplamalarda Şekil 3.20'de gösterilen indisleme ile numaralandırma yapılmış ve şekildeki notasyonlar geometri tanımlamaları için kullanılmıştır.



Şekil 3.20 LPT kademesi notasyonları ve kademe numaralandırılması [11]

Havacılıkta kullanılan gaz türbinlerinde akış katsayısı (flow coefficient) literatüre göre $0.5 \leq \phi \leq 1.5$ aralığında, iş katsayısı sayısı (work coefficient) ise $0.8 \leq \psi \leq 2.8$ aralığında alınmaktadır [14]. Hesaplamalarda akış katsayısı $\phi = 0.8$ olarak, iş katsayısı ($\psi = 2.1$ olarak Şekil 3.21'deki Smith diyagramından alınmıştır. Bu noktadan sonra türbin stator ve rotor kanatlarında hız üçgenlerinin oluşturulması ve α, β açıları hesaplanmıştır.



Şekil 3.21 Smith diyagramı [15]

Rotor kanatlarındaki çıkış , β_7 açısı denklem 96 ile hesaplanmaktadır. β_7 açısının hesabında swirl angle açısının türbin çıkışında 20° 'den fazla olması nozuldaki kayıpları arttıracığından türbin çıkışı için bu açı değerini 0 ile 10° olarak almak kayıpların makul derecelerde kalmasını sağlayacaktır [11].

$$\tan \alpha_7 = \tan \beta_7 - \frac{1}{\phi} \quad (96)$$

$$0 = \tan \beta_7 - \frac{1}{0.8}$$

Öncelikle $\alpha_7 = 0$ için $\tan \beta_7 = 1.25$, $\beta_7 = 51.34^\circ$ olarak hesaplanmıştır. Bu değer $\alpha_7 = 10^\circ$ için ise denklem 40 ile $\tan \alpha_7 = 0.1763$ olarak hesaplanmıştır. Buradan $\tan \beta_7 = 1.426$ olup $\beta_7 = 54.97^\circ$ bulunmuştur. Denklem 97 ile reaksiyon oranı (λ) her iki α_7 açısı için bulunmuştur. Swirl açılarının düşük kullanılması durumunda reaksiyon oranlarının 0.5 değerinden düşük olması gerekmektedir. Burada $\alpha_7 = 10^\circ$ için 0.56 reaksiyon oranı, $\alpha_7 = 0$ ise 0.47 reaksiyon oranı hesaplanmış olup, **0.47 reaksiyon oranının hız üçgenlerinde düşük kayıplar ile simetri vereceğinden 0.47** seçilerek hesaplamalara devam edilmiştir.

$$\tan \beta_7 = \frac{1}{2\phi} \left(\frac{1}{2} \psi + 2\Lambda \right) \quad (97)$$

$$\tan 53.52 = \frac{1}{2*0.8} \left(\frac{1}{2} * 2.1 + 2\Lambda \right) \quad \Lambda = 0.56$$

$$\tan 51.34 = \frac{1}{2*0.8} \left(\frac{1}{2} * 2.1 + 2\Lambda \right) \quad \Lambda = 0.47$$

LPT rotor kanatlarına giriş β_6 açısı denklem 98 ile hesaplanmıştır.

$$\tan \beta_6 = \frac{1}{2\phi} (\psi - 2\Lambda) \quad (98)$$

$$\tan \beta_6 = \frac{1}{2*0.8} (2.1 - 2 * 0.47) \quad \beta_6 = 35.94^\circ \text{ olarak hesaplanmıştır.}$$

Türbin rotorundaki α_6 açısı denklem 99 ile $\alpha_6 = 63.14^\circ$ olarak bulunmuştur.

$$\tan \beta_6 + \frac{1}{\phi} = \tan \alpha_6 \quad (99)$$

$$0.724 + \frac{1}{0.8} = \tan \alpha_6 \quad \alpha_6 = 63.14^\circ$$

Bu noktadan sonra LPT rotor girişindeki aksel hızın bulunması gerekmektedir. LPT girişindeki kütle debisi $\dot{m}_{LPT} = 0.69 \text{ kg/s}$ olarak bilindiğine göre ve fanın hubı türbinin tipine aradaki siğil mesafesi ve kleranslar için 8 mm bırakılıp, düşülerek eşitlenmiş olup denklem 100 ile hesaplanmıştır.

$$r_{t,LPT} = r_{h,f} - 4 \quad (100)$$

$$r_{t,LPT} = 70.5 - 4 \quad r_{t,LPT} = 66.5 \text{ mm}$$

Hub/tip oranı LPT için 0.6 olarak kabul edilmiştir. Buradan LPT nin hub yarıçapını denklem 101 ile hesaplamak mümkündür.

$$\frac{r_h}{r_t} = 0.6 \quad (101)$$

$$\frac{r_h}{0.0665} = 0.6 \quad r_h = 0.04 \text{ m} \quad r_h = 40 \text{ mm}$$

Buradan denklem 102 ile türbin uç hızı bulunmuştur.

$$U_{LPT,t} = 2 * \pi * N * r_{t,LPT} \quad (102)$$

$$U_{LPT,t} = 2 * \pi * 640.11 * 0.0665 \quad U_{LPT,t} = 267.46 \text{ m/s}$$

Türbin rotor girişindeki aksel hız Ca_6 ise denklem 103 ile akış katsayısından hesaplanmıştır.

$$\phi = \frac{Ca_6}{U_{LPT,t}} \quad (103)$$

$$0.8 = \frac{Ca_6}{267.46} \quad Ca_6 = 213.968 \text{ m/s}$$

$Ca_6 = Ca_7 = C_7 = 213.968$ olduğunu kabul ederek, rotor kanat girişindeki mutlak hız ise denklem 104 ile $C_6 = 473.58 \text{ m/s}$ olarak hesaplanmıştır.

$$C_6 = \frac{Ca_6}{\cos \alpha_6} \quad (104)$$

$$C_6 = \frac{213.968}{\cos 63.14} \quad C_6 = 473.58 \text{ m/s}$$

Rotor çıkışındaki bağıl hız ise denklem 105 ile hesaplanmıştır.

$$V_7 = \frac{Ca_7}{\cos \beta_7} \quad (105)$$

$$V_7 = \frac{213.968}{\cos 51.34} \quad V_7 = 342.514 \text{ m/s}$$

$$C_5 = \frac{Ca_7}{\cos \alpha_7} \quad (106)$$

$$C_5 = \frac{213.968}{\cos 0} \quad C_5 = C_7 = 213.968 \text{ m/s}$$

$$V_6 = \frac{Ca_6}{\cos \beta_6} \quad (107)$$

$$V_6 = \frac{213.968}{\cos 35.94} \quad V_6 = 264.28 \text{ m/s}$$

$$\tan \alpha_{6t} = \left(\frac{r_m}{r_t} \right) * \tan \alpha_{6m} \quad (108)$$

$$\tan 63.14 = \left(\frac{0.05325}{0.0665} \right) * \tan \alpha_{6m} \quad \alpha_{6m} = 67.93^\circ$$

$$\tan \alpha_{7t} = \left(\frac{r_m}{r_t} \right) * \tan \alpha_{7m} \quad (109)$$

$$\tan 0 = \left(\frac{0.0532}{0.0641}\right) * \tan \alpha_{7m} \quad \alpha_{7m} = 0^\circ$$

$$\tan \beta_{6m} = \left(\frac{r_m}{r_t}\right) * \tan \alpha_{6m} - \left(\frac{r_t}{r_m}\right) * \frac{U_m}{C_a} \quad (110)$$

$$\tan \beta_{6m} = \left(\frac{0.05325}{0.0665}\right) * \tan 67.93 - \left(\frac{0.0665}{0.05325}\right) * \frac{3979 * 0.05325}{213.96} \quad \beta_{6m} = 36.44^\circ$$

$$\tan \beta_{7m} = \left(\frac{r_m}{r_t}\right) * \tan \alpha_{7m} + \left(\frac{r_t}{r_m}\right) * \frac{U_m}{C_a} \quad (111)$$

$$\tan \beta_{7m} = \left(\frac{r_m}{r_t}\right) * \tan 0 + \left(\frac{0.0641}{0.0532}\right) * \frac{3979 * 0.0532}{213.96} \quad \beta_{7m} = 50^\circ$$

$$\tan \alpha_{6t} = \left(\frac{r_r}{r_t}\right) * \tan \alpha_{6r} \quad (112)$$

$$\tan 63.14 = \left(\frac{0.040}{0.0665}\right) * \tan \alpha_{6r} \quad \alpha_{6r} = 63.64^\circ$$

$$\tan \alpha_{7t} = \left(\frac{r_r}{r_t}\right) * \tan \alpha_{7r} \quad (113)$$

$$\tan 0 = \left(\frac{0.0423}{0.0641}\right) * \tan \alpha_{7r} \quad \alpha_{7r} = 0^\circ$$

$$\tan \beta_{6r} = \tan \alpha_{6r} - \frac{U_r}{C_a} \quad (114)$$

$$\tan \beta_{6r} = \tan 63.64 - \frac{3979 * 0.0423}{213.96} \quad \beta_{6r} = 51.87^\circ$$

$$\tan \beta_{7r} = \left(\frac{r_r}{r_t}\right) * \tan \alpha_{7r} + \left(\frac{r_t}{r_r}\right) * \frac{U_r}{C_a} \quad (115)$$

$$\tan \beta_{7r} = \left(\frac{r_r}{r_t}\right) * \tan 0 + \left(\frac{0.0665}{0.0423}\right) * \frac{3979 * 0.0423}{213.96} \quad \beta_{7r} = 51.04^\circ$$

$$V_{6m} = C_{a6} * \sec \beta_{6m} \quad (116)$$

$$V_{6m} = 213.96 * \sec 36.44 \quad V_{6m} = 172.13 \text{ m/s}$$

$$C_{6m} = C_{a6} * \sec \alpha_{6m} \quad (117)$$

$$C_{6m} = 213.96 * \sec 67.93$$

$$C_{6m} = 569.44 \text{ m/s}$$

$$V_{7m} = C_{a7} * \sec \beta_{7m}$$

$$(118)$$

$$V_{7m} = 213.96 * \sec 50$$

$$V_{7m} = 332.86 \text{ m/s}$$

$$V_{6r} = C_{a6} * \sec \beta_{6r}$$

$$(119)$$

$$V_{6r} = 213.96 * \sec 51.87$$

$$V_{6r} = 346.52 \text{ m/s}$$

$$C_{6r} = C_{a6} * \sec \alpha_{6r}$$

$$(120)$$

$$C_{6r} = 213.96 * \sec 63.64$$

$$C_{6r} = 481.88 \text{ m/s}$$

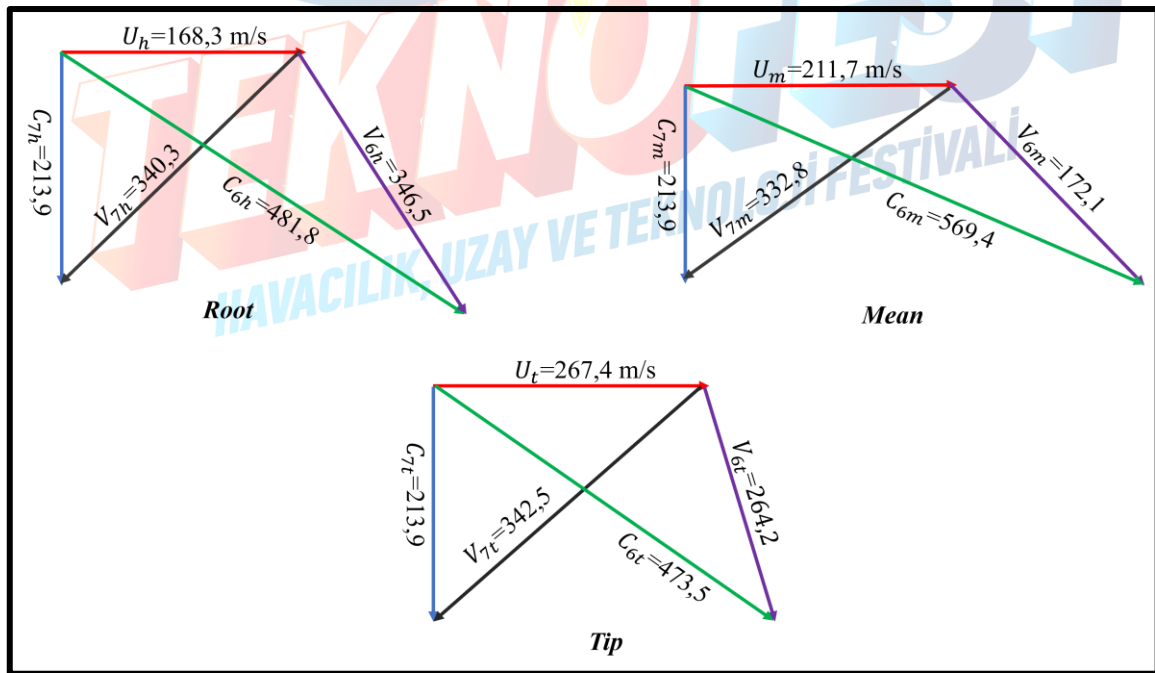
$$V_{7r} = C_{a7} * \sec \beta_{7r}$$

$$(121)$$

$$V_{7r} = 213.96 * \sec 51.04$$

$$V_{7r} = 340.3 \text{ m/s}$$

Elde edilen değerler ile rotordaki giriş ve çıkış hız üçgenleri Şekil 3.22'de gösterildiği üzere çizilmiştir.



Şekil 3.22 Rotor giriş ve çıkışındaki hız üçgenleri

Yukarıdaki hesaplamalar ile türbin rotorunun tip kısmına ait açılar ve hızlar hesaplanmıştır free vortex dizayndan kök ve orta kısım için açı ve hız değerleri aşağıda gösterildiği şekilde hesaplanmıştır.

Rotor girişindeki eşdeğer sıcaklık girişteki mutlak hız kullanılarak denklem 122 ile hesaplanmıştır.

$$T_{06} - T_6 = \frac{c_6^2}{2 * c_{pg}} \quad (122)$$

$$T_{06} - T_6 = \frac{473.58^2}{2 * 1.148 * 1000} \quad T_{06} - T_6 = 97.68 K$$

Rotor girişindeki statik sıcaklık değeri denklem 46'dan elde edilen değerden $T_6 = 947.32 K$ olarak hesaplanmıştır. Türbin rotor kanat girişindeki ideal sıcaklık düşümü denklem 123 ile bulunmuştur. Denklem 94'te stator kayıp katsayısını (loss coefficient, λ_N) 0.05 olarak alınmıştır.

$$T_6 - T'_6 = 0.05 * \frac{473.58^2}{2 * 1.148 * 1000} \quad T_6 - T'_6 = 4.88 K \quad (123)$$

Denklem 123 kullanılarak rotor girişindeki ideal sıcaklık $T'_6 = 942.436 K$ olarak hesaplanmıştır.

Rotor kanat girişindeki statik basınç ise denklem 124 ile hesaplanmaktadır.

$$\frac{P_{05}}{P_6} = \left(\frac{T_{05}}{T'_6} \right)^{\gamma / \gamma - 1} \quad (124)$$

$$\frac{185.27}{P_6} = \left(\frac{1045}{942.436} \right)^4 \quad P_6 = 122.56 kPa$$

Rotor kanat girişindeki statik yoğunluk denklem 125 ile bulunmuştur.

$$\rho_6 = \frac{P_6}{R \cdot T_6} \quad (125)$$

$$\rho_6 = \frac{122.56}{0.287 \cdot 947.32} \quad \rho_6 = 0.4508 \text{ kg/m}^3$$

LPT rotor girişindeki akış alanı denklem 126 ile $A_6 = 0.00715 \text{ m}^2$ olarak hesaplanmıştır.

$$A_6 = \frac{\dot{m}_h}{\rho_6 \cdot C a_6} \quad (126)$$

$$A_6 = \frac{0.69}{0.4508 \cdot 213.968} \quad A_6 = 0.00715 \text{ m}^2$$

Stator girişindeki statik sıcaklık T_5 denklem 127 ile stator girişindeki statik yoğunluğu bulmak amacıyla hesaplanmıştır.

$$T_5 = T_{05} - \frac{C_5^2}{2 \cdot c_{pg}} \quad (127)$$

$$T_5 = 1045 - \frac{213.968^2}{2 \cdot 1.148 \cdot 1000} \quad T_5 = 1025.06 \text{ K}$$

Stator girişindeki statik basınç (P_5) denklem 128 ile hesaplanmıştır.

$$P_5 = P_{05} \cdot \left(\frac{T_5}{T_{05}} \right)^{\gamma/\gamma-1} \quad (128)$$

$$P_5 = 185.27 \cdot \left(\frac{1025.06}{1045} \right)^{1.333/1.333-1} \quad P_5 = 171.519 \text{ kPa}$$

Statik basınç ve sıcaklık bulunduğuna göre statik yoğunluk denklem 129 ile hesaplanabilmektedir.

$$\rho_5 = \frac{P_5}{R \cdot T_5} \quad (129)$$

$$\rho_5 = \frac{171.519}{0.287 \cdot 1025.06} \quad \rho_5 = 0.583 \text{ kg/m}^3$$

Stator girişindeki kütle debisi, yoğunluk ve mutlak hız bilindiğine göre stator girişindeki akış alanı (A_5) denklem 130 ile hesaplanmıştır.

$$A_5 = \frac{\dot{m}_h}{\rho_5 * C a_5} \quad (130)$$

$$A_5 = \frac{0.69}{0.583 * 213.968} \quad A_5 = 0.00553 \text{ m}^2$$

Son olarak rotor çıkış akış alanının hesaplamak için rotor çıkışındaki toplam sıcaklık değeri (T_{07})'yi statik sıcaklık ve basınç değerleri bulmak maksadıyla hesaplamak gerekmektedir.

$$T_{07} = T_{05} - \Delta T_{05} \quad (131)$$

$$T_{07} = 1045 - 90.47. \quad T_{07} = 954.53 \text{ K}$$

Rotor çıkışındaki statik sıcaklık (T_7) denklem 132 ile hesaplanmıştır.

$$T_7 = T_{07} - \frac{C_7^2}{2 * c_{pg}} \quad (132)$$

$$T_7 = 954.53 - \frac{213.968^2}{2 * 1.148 * 1000} \quad T_7 = 934.59 \text{ K}$$

Statik sıcaklığın bulunması ile statik basınç denklem 133 ile hesaplanabilmektedir. Bu hesaplama için öncelikle rotor çıkışındaki toplam basıncı bularak, buradan statik basıncı denklem 133 ile hesaplayalım.

$$P_{07} = \frac{P_{05}}{(T_{05}/T_{07})^{\gamma/\gamma-1}} \quad (133)$$

$$P_{07} = \frac{185.27}{(1045/954.53)^{1.333/1.333-1}} \quad P_{07} = 128.94 \text{ kPa}$$

Toplam rotor çıkış basıncının bulunmasından sonra rotor çıkışındaki statik basınç denklem 134 ile hesaplanmıştır.

$$P_7 = P_{07} * \left(\frac{T_7}{T_{07}}\right)^{\gamma/\gamma-1} \quad (134)$$

$$P_7 = 128.94 * \left(\frac{934.59}{954.53}\right)^{1.333/1.333-1} \quad P_7 = 118.5 \text{ kPa}$$

Böylece rotor çıkışındaki statik yoğunluk denklem 135 ile bulunmuştur.

$$\rho_7 = \frac{P_7}{R*T_7} \quad (135)$$

$$\rho_7 = \frac{118.5}{0.287*934.59} \quad \rho_7 = 0.4418 \text{ kg/m}^3$$

Rotor çıkışındaki akış alanı denklem 136 ile hesaplanmıştır.

$$A_7 = \frac{\dot{m}_h}{\rho_7 * Ca_7} \quad (136)$$

$$A_7 = \frac{0.69}{0.4418*213.968} \quad A_7 = 0.0073 \text{ m}^2$$

Akış alanları hesaplandıktan sonra alanlara göre rotor için ortalama akış alanı denklem 137 hesaplanmıştır.

$$A_m = \frac{A_7 + A_6}{2} \quad (137)$$

$$A_m = \frac{0.0073 + 0.00715}{2} \quad A_m = 0.007225 \text{ m}^2$$

Denklem 137 ile hesaplanan ortalama akış alanından ortalama yarıçap (r_m) aşağıda verilen denklem ile bulunmuştur.

$$r_m = r_h + r_t$$

$$r_m = (0.04 + 0.0665)/2 \quad r_m = 0.05325 \text{ m} \quad r_m \cong 53.25 \text{ mm}$$

Rotor girişindeki kanat yüksekliği aşağıdaki denklem ile hesaplanmıştır.

$$r_t - r_h = h_i$$

$$h_i = 0.0665 - 0.04 \quad h_i = 0.0265 \text{ m} \quad h_i = 26.5 \text{ mm}$$

LPT rotor çıkışındaki kanat yüksekliği (h) denklem 108 ile hesaplanmaktadır.

$$h = \frac{A_7}{(2*\pi*r_m)} \quad (138)$$

$$h_o = \frac{0.0073}{(2*\pi*0.05325)} \quad h_o = 0.02182 \quad h_o = 21.82 \text{ mm}$$

LPT rotor çıkışındaki tip ve hub yarıçapı aşağıdaki denklemlerden elde edilmiştir.

$$r_h = r_m - h/2 \quad (139)$$

$$r_h = 0.05325 - 0.02182/2 \quad r_h = 0.04234 \text{ m} \quad r_h = 42.34 \text{ mm}$$

$$r_t = r_m + h/2 \quad (140)$$

$$r_t = 0.05325 + 0.02182/2 \quad r_t = 0.06416 \text{ m} \quad r_t = 64.16 \text{ mm}$$

Rotor kanat genişliği ise ortalama kanat yüksekliğinin 1/3 kadar olarak hesaplanmaktadır.

$$h_m = \frac{(h_o+h_i)}{2} \quad (141)$$

$$h_m = \frac{(21.82+26.5)}{2} \quad h_m = 24.16 \text{ mm}$$

$$w_b = \frac{h_m}{3} \quad w_b \cong 8 \text{ mm} \quad (142)$$

Alanlara göre stator için ortalama akış alanı denklem 143 ile hesaplanmıştır.

$$A_m = \frac{A_5 + A_6}{2}$$

$$A_m = \frac{0.00553 + 0.00715}{2} \quad A_m = 0.00634 \text{ m}^2 \quad (143)$$

Denklem 113 ile hesaplanan ortalama akış alanından ortalama yarıçap denklem 144 ile bulunmuştur.

$$A_m = \pi * r_m^2$$

$$0.00634 = \pi * r_m^2 \quad r_{m2} = 0.0449 \text{ m} \quad r_{m2} = 44.9 \text{ mm} \quad (144)$$

Buradan stator çıkış kanat yüksekliği (h) aşağıdaki denklem ile hesaplanmaktadır.

$$h_o = \frac{A_6}{(2 * \pi * r_m)}$$

$$h_o = \frac{0.00715}{(2 * \pi * 0.0449)} \quad h_o = 0.02534 \text{ m} \quad h_o = 25.34 \text{ mm}$$

LPT stator çıkış tip ve hub yarıçap aşağıdaki denklemlerle elde edilmiştir.

$$r_h = r_{m2} - h/2 \quad (145)$$

$$r_h = 0.0449 - 0.02534/2 \quad r_h = 0.03223 \text{ m} \quad r_h = 32.23 \text{ mm}$$

$$r_t = r_{m2} + h/2 \quad (146)$$

$$r_t = 0.0449 + 0.02534/2 \quad r_t = 0.05757 \quad r_t = 57.57 \text{ mm}$$

LPT stator giriş tip ve hub yarıçap aşağıdaki denklemlerle elde edilmiştir.

$$h_i = \frac{A_5}{(2 * \pi * r_{m2})}$$

$$h_i = \frac{0.00553}{(2 * \pi * 0.0449)} \quad h_i = 0.0196 \text{ m} \quad h_i = 19.6 \text{ mm}$$

$$r_h = r_{m2} - h/2 \quad (147)$$

$$r_h = 0.0449 - 0.0196/2 \quad r_h = 0.0351 \text{ m} \quad r_h = \mathbf{35.1 \text{ mm}}$$

$$r_t = r_{m2} + h/2 \quad (148)$$

$$r_t = 0.0449 + 0.0196/2 \quad r_t = 0.0547 \text{ m} \quad r_t = \mathbf{54.7 \text{ mm}}$$

“s/c” oranlarını stator ve rotor için bulduktan sonra kanatçıkların en/boy oranının h/c belirlenmesi ve buna göre kanatçık sayılarının bulunması gerekmektedir. Bu oranın etkisi varsayıma açıktır ve direk olarak titreşimi ya da gerilmeyi etkiler. Çok küçük bir değer kayıpları arttıracaktır, fakat çok yüksek bir değer de titreşimi fazlasıyla arttıracaktır. Bu tasarımda h/c oranı, 3 olarak seçilmiştir [11]. Kademedeki stator ve rotor kanatçıklarının ortalama yüksekliği; Fana benzer şekilde LPT rotor kanat sayısı ise denklem 149 ile hesaplanmıştır. Burada aspect ratio (h/c=3) alınarak chord ortalama kanat yüksekliğinin denklem 150 ile hesaplanması mümkündür.

$$n = \frac{2*\pi*r_m}{s} \quad (149)$$

$$c = \frac{h_m}{3} \quad (150)$$

$$c = \frac{0.02416}{3} \quad c = \mathbf{0.00805 \text{ m}}$$

Kanat pitch değeri s/c oranını rotor kademesindeki β_6 ve β_7 açılarından Şekil 3.22'deki diyagramdan yaklaşık olarak 0.8 elde edilerek denklem 151 ile hesaplanmıştır.

$$s = s * c \quad (151)$$

$$s = 0.8 * 0.00805 \quad s = \mathbf{0.00644 \text{ m}}$$

Bulunan değerler denklem 149'da yerine yazılırsa LPT'de 24 adet rotor kanadının olacağı bulunur.

$$n_R = \frac{2 * \pi * 0.02416}{0.00644}$$

$$n_R = 23.57 \quad n_R \cong 24 \text{ adet}$$

Stator kanatları için $h_m = 0.02247 \text{ m}$ değeri Şekil 3.23'den elde edilmiştir. Rotor kanatlarına benzer şekilde $h/c=2$, ortalama yarıca ise $r_m = 0.04498 \text{ m}$ alınarak, 31 adet kanat bulunmuştur.

$$c = \frac{0.02247}{2}$$

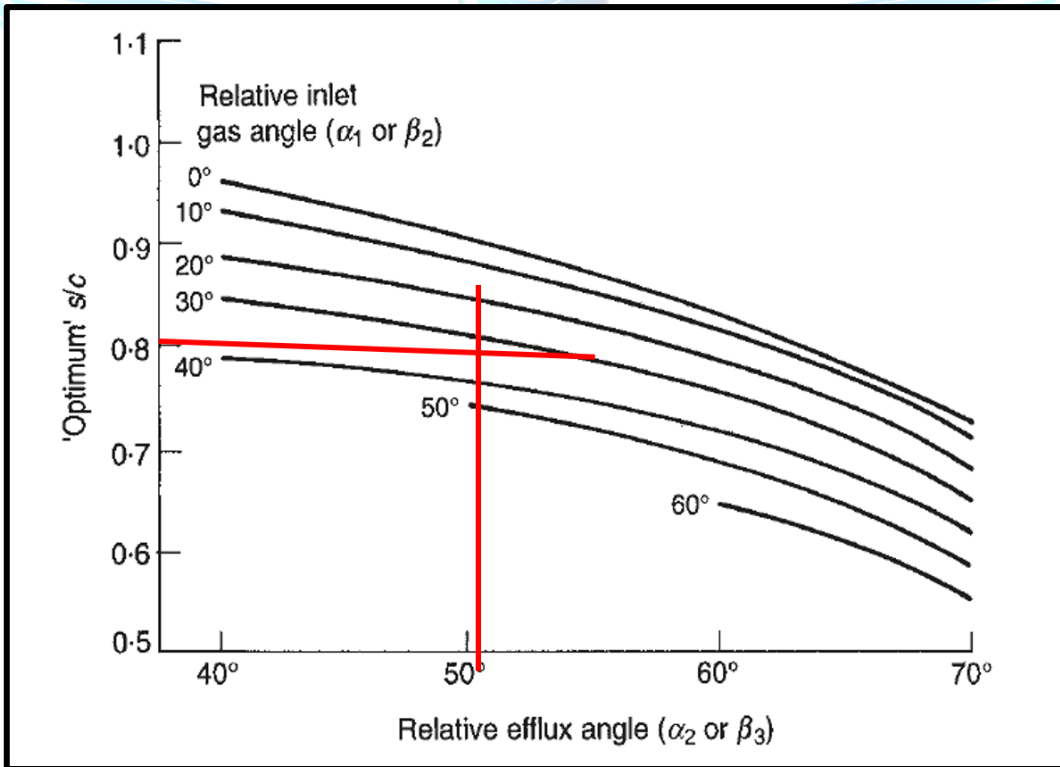
$$c = 0.0011235 \text{ m}$$

$$s = 0.8 * 0.00749$$

$$s = 0.008988 \text{ m}$$

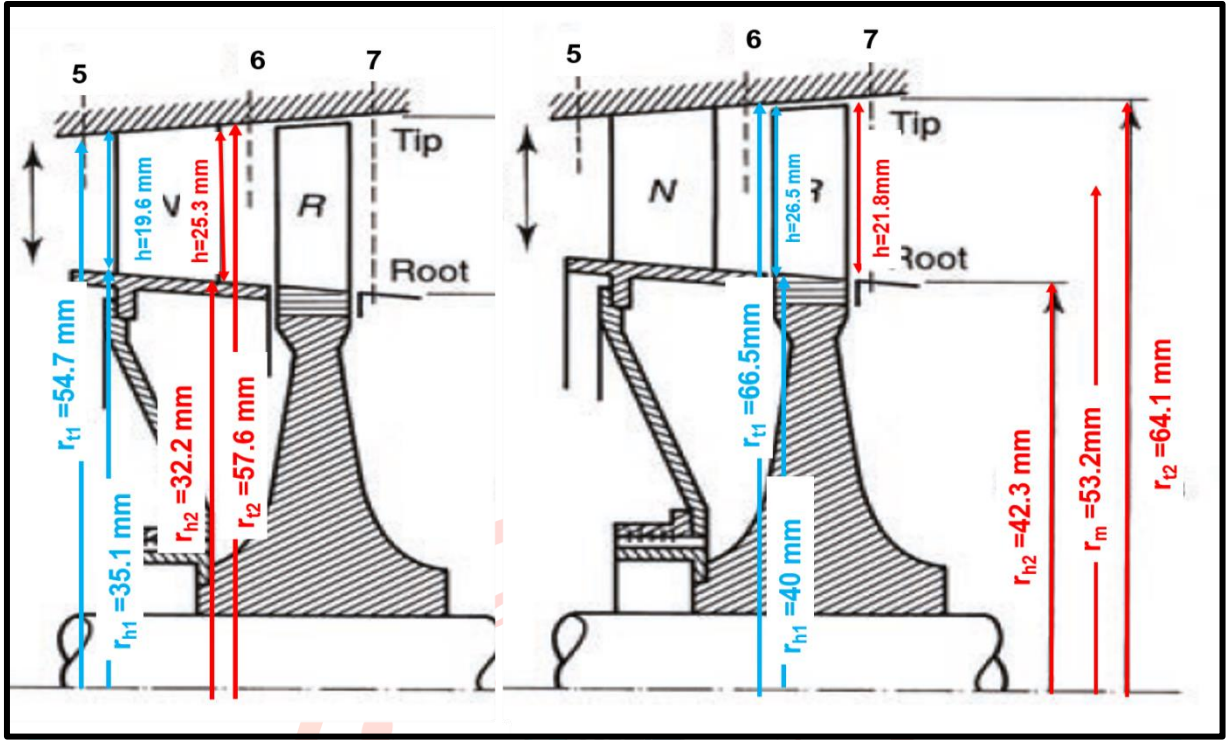
$$n_s = \frac{2 * \pi * 0.04498}{0.008988}$$

$$n_s = 31 \text{ adet}$$



Şekil 3.23 Optimum pitch/chord oranları diyagramı [11]

Türbin tasarımında elde edilen geometrik değerler Şekil 3.24'te gösterilmiştir.



Şekil 3.24 LPT için elde edilen mekanik tasarım değerleri

Son olarak LPT rotorunun giriş ve çıkışındaki Mach sayıları hesaplanarak, akışa göre süpersonik hızlara çıkılıp çıkılmadığı kontrol edilmiştir. Girişteki Mach sayısı denklem 152 ile

$$M_6 = \frac{C_6}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_6}} \quad (152)$$

$$M_6 = \frac{473.58}{\sqrt{1.333 \cdot 0.287 \cdot 947.32 \cdot 1000}} \quad M_6 = 0.78 \quad \text{olarak bulunmuştur.}$$

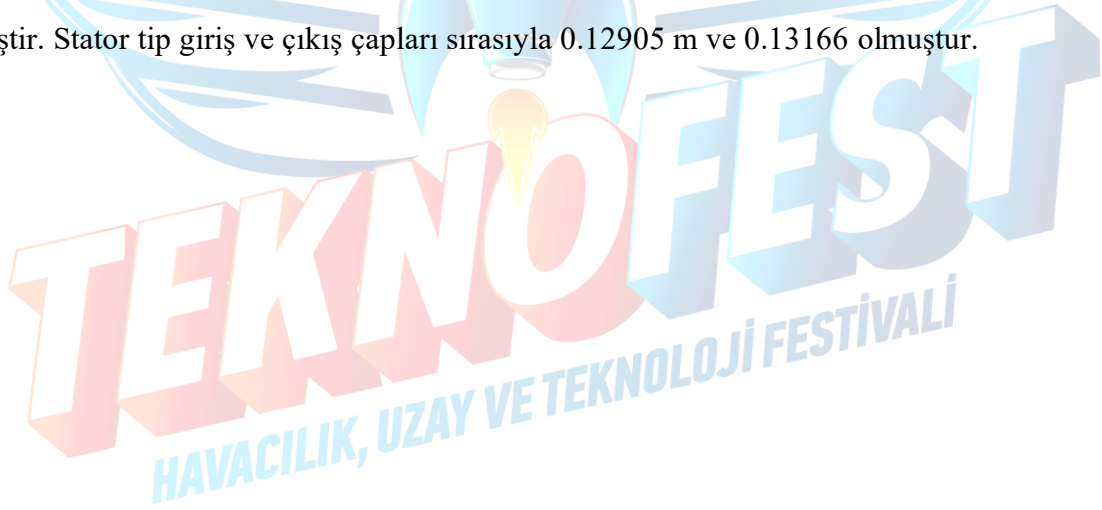
LPT rotor çıkışındaki Mach sayısı ise denklem 153 ile

$$M_7 = \frac{C_7}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_7}} \quad (153)$$

$$M_7 = \frac{213.968}{\sqrt{1.333 \cdot 0.287 \cdot 934.59 \cdot 1000}} \quad M_7 = 0.36 \quad \text{olarak bulunmuştur.}$$

Sonuç olarak hesaplanan Mach sayılarının 1'in altında olması nedeni ile akışın süpersonik seviyelere çıkmadığı görülmüştür.

El hesaplamaları ile yapılan LPT tasarımından sonra CFD analizi ile gerçekleştirilen kanat ve akış yolu optimizasyonundan sonra elde edilen 1D AxStream tasarım sonuçları Şekil 3.24'de gösterilmiştir. Dizayn başlangıcında 0.85 olan akış katsayısı 1.34'e yükselmiştir. İş katsayısı ise 2.39'dan 2.60' a yükselmiştir. Türbin genişleme oranı ise 1.48 ile 1.41 olarak çevrimde hesaplanan değere çok yakındır. Rotor ve stator giriş ve çıkışlarındaki akış alanı ile ilgili AxStream'den alınan geometrik sonuçlar Şekil 3.25'de gösterilmiştir. Buna göre rotor girişindeki alan 0.008163 m^2 , çıkışındaki alan ise 0.008723 m^2 olmuştur. Rotor girişindeki hub çapı 0.084521 m , çıkışında ise 0.082504 m olurken, giriş tip çapı 0.1324 m , çıkışında ise 0.13384 m olarak elde edilmiştir. Akış alanının genişliği girişte 0.0239 m , çıkışta ise 0.02566 m olarak elde edilmiştir. Rotorun aksenal genişliği 0.0162 m olarak elde edilirken rotor kanatçık sayısının 26 olduğu görülmüştür. Stator akış alanında ise giriş değeri 0.00710 m^2 , çıkış değeri ise 0.007962 m^2 olmuştur. Girişteki hub çapı 0.08711 m , çıkıştaki değeri 0.08484 m olarak elde edilmiştir. Stator tip giriş ve çıkış çapları sırasıyla 0.12905 m ve 0.13166 m olmuştur.



		Property	Unit	Value
1	Gin	mass flow rate at inlet	kg/s	0.690000
2	Gout	mass flow rate at outlet	kg/s	0.689997
3	N	power	kW	66.418246
4	eff_tt	hydraulic total-to-total efficiency	-	0.855238
5	eff_ts	hydraulic total-to-static efficiency	-	0.520892
6	effd_tt	diagram total-to-total efficiency	-	0.862479
7	effd_ts	diagram total-to-static efficiency	-	0.525302
8	uCO_	averaged isentropic velocity ratio	-	0.315247
9	psi_	averaged work coefficient	-	2.601378
10	phi_	averaged flow coefficient	-	1.345382
11	lt_in	total enthalpy at inlet	kJ/kg	1051.531250
12	Tt_in	total temperature at inlet	K	1045.000000
13	Pt_in	total pressure at inlet	kPa	195.759391
14	Tout	total temperature at outlet	K	948.529230
15	Pt_out	total pressure at outlet	kPa	131.716756
16	Pst_out	stat. pressure at outlet	kPa	99.657291
17	psr	total-static pressure ratio	-	1.964326
18	ptr	total-total pressure ratio	-	1.486215
19	H	isentropic heat drop total-to-static	kJ/kg	184.795842
20	Ht	isentropic heat drop total-to-total	kJ/kg	112.551950
21	Lu	specific work	kJ/kg	97.073713
22	mass	total blades mass	kg	0.199831
23	axl_a_GE	auxiliary losses (GE)	kJ/kg	0.000000
24	eel_a	exit energy loss	kW	47.659757
25	eel_r	exit energy loss ratio	-	0.717570
26	Nsp	Specific speed	-	0.869639

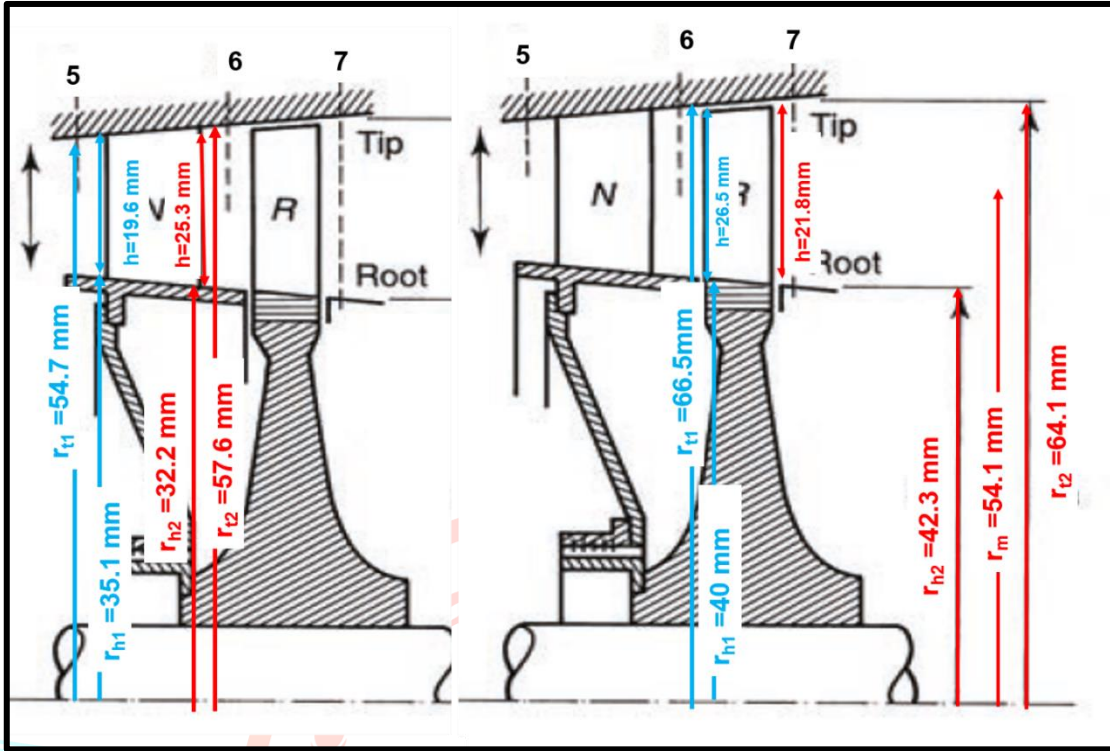
Şekil 3.25 Optimizasyon sonrası LPT değerleri

AxStream ile yapılan tasarım sonucunda elde edilen akış alanı geometrik değerleri özet olarak Şekil 3.26'da gösterilmiştir. El hesaplamaları ile elde edilen akış yolu ile AxStream yazılımından elde edilen akış yolu geometri değerlerinin çok benzer olduğu görülmüştür. Şekil 3.27 AxStream ile tasarımı yapılan LPT'nin hız üçgenlerini göstermektedir. Hız üçgenlerinde tip hızının rotor giriş ve çıkışında **263.48 ve 266.29 m/s olduğu** görülmekte olup bahse konu değer el hesaplarında elde edilen **267.46 m/s'lik** tip hızı ile örtüşmektedir. Şekil 3.29 tasarımı yapılan LPT'nin stator ve rotor kanatlarını göstermektedir. El hesaplamaları ile yapılan geometrik tasarımların AxStream ile elde edilen sonuçlara yakın olduğu görülmektedir.

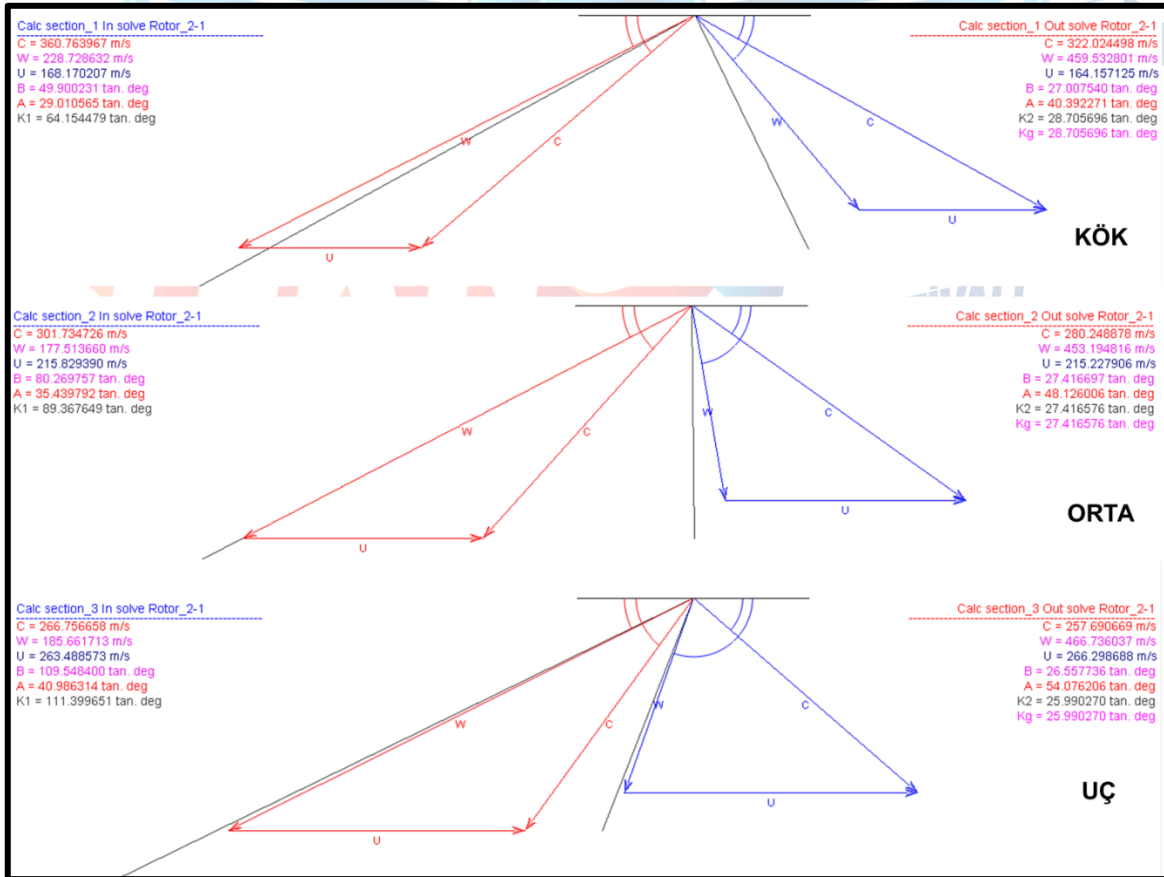
ROTOR STATOR

		Property	Unit	Value	Value
1	A1	inlet annulus area	m^2	0.008163	0.007120
2	lc1	channel inlet width	m	0.023953	0.020969
3	D1t	tip diameter at inlet	m	0.132428	0.129051
4	D1m	meanline diameter at inlet	m	0.108475	0.108082
5	D1h	hub diameter at inlet	m	0.084521	0.087112
6	A2	outlet annulus area	m^2	0.008723	0.007962
7	lc2	channel outlet width	m	0.025668	0.023413
8	D2t	tip diameter at outlet	m	0.133840	0.131667
9	D2m	meanline diameter at outlet	m	0.108172	0.108254
10	D2h	hub diameter at outlet	m	0.082504	0.084841
11	B	axial length	m	0.016279	0.013636
12	B1h	channel hub axial offset at inlet	m	0.000000	0.000000
13	B1t	channel tip axial offset at inlet	m	0.003421	0.000000
14	B2h	channel hub axial offset at outlet	m	0.016279	0.013636
15	B2t	channel tip axial offset at outlet	m	0.014400	0.014416
16	ax1h	hub axial position at inlet	m	0.015709	0.000000
17	ax1t	tip axial position at inlet	m	0.019130	0.000000
18	ax2h	hub axial position at outlet	m	0.031988	0.013636
19	ax2t	tip axial position at outlet	m	0.030109	0.014416
20	ang1h	hub inlet slope angle	deg	-3.544963	-4.761220
21	ang1t	shroud inlet slope angle	deg	3.680133	5.183579
22	ang2h	hub outlet slope angle	deg	-3.544963	-4.761220
23	ang2t	shroud outlet slope angle	deg	3.680133	5.183579
24	bUseMachi	use machine calc models settings	-	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
25	z	number of blades	-	26	25
26	shaftName	shaft custom name	-	Shaft_1	0.078005
27	rs	shaft rotational speed	rpm	38000.000000	6
28	dshr	rotor radial clearance mean diameter	m	0.139983	1.000000
29	vt	shroud thickness	m	0.002000	1
30	dr1	inlet bushing diameter	m	0.078005	Reactive nozz
31	dr2	outlet bushing diameter	m	0.078005	None
32	md	disk width distribution parameter	-	1.500000	31438.031913
33	b0	disk width at inner diameter	m	0.030204	0.010000
34	b1	disk width at outer diameter	m	0.000000	0.000076
35	zlw	number of lacing wires	-	0	<input type="checkbox"/>
36	btg	moisture separation groove	-	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
37	srg	surface roughness grade	-	6	<input type="checkbox"/>
38	pa	partial admission ratio	-	1.000000	0.000000
39	ps	steam shield ratio	-	0.000000	axial -> axial (
40	VI	moisture separator location	-	without	0.097248
41	sealType	seal type	-	Straight-Smoo	

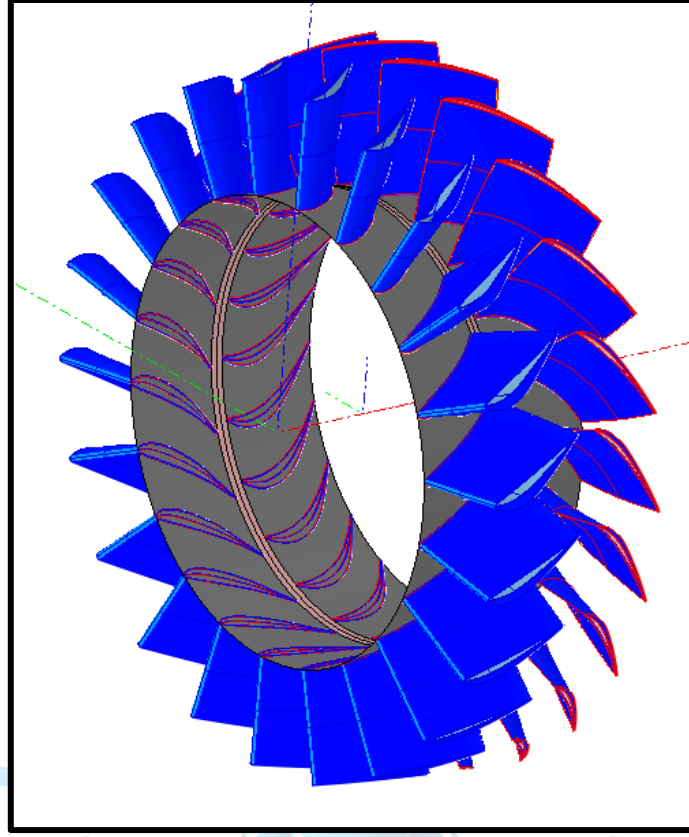
Şekil 3.26 Optimizasyon sonrası rotor ve stator geometrik değerleri



Şekil 3.27 AxStream tasarımından elde edilen LPT rotor geometrisi



Şekil 3.28 AxStream ile yapılan tasarımın hız üçgenleri



Şekil 3.29 Tasarımı yapılan LPT rotor ve stator kanatları

TEKNOFEST
HAVACILIK, UZAY VE TEKNOLOJİ FESTİVALİ

3.3.2 Alçak Basınç Türbini İki Boyutlu Akış Yolu Analizi

Performans çevrimi yapılan aft fan modülünün 1D ve 2D akış yolu analizleri performans çevriminden elde edilen sınır değerler AxStream yazılımına girilerek (Şekil 3.30) 1D akış yolu sonuçları türbin ve fan kısımları için elde edilmiştir. Yazılımda LPT'nin tasarımını yapabilmek için türbinin devir sayısını bulmak gerekmektedir. Fan kısmındaki hesaplamalardan fan için bulunan devir değerinin $N \cong 38000 \text{ rpm}$ LPT içinde geçerli olduğunu göz önüne alarak LPT devri olarak yazılıma 38000 rpm (Şekil 3.30) girilmiştir. AxStream yazılımında girilen sınır değerleri 5000 iterasyon için en yüksek isentropik verimi bulunan hub ve tip çapları ile kanat yükseklikleri geometri sınırlamalarımıza uyacak şekilde seçilmiştir.

Data	Unit	Min	Value	Max
Boundary conditions				
inlet total pressure	kPa	185.270000	0.000000	185.270000
inlet total temperature	K	1045.000000	273.150000	1045.000000
total pressure at outlet	kPa	128.660000	0.000000	128.660000
mass flow rate	kg/s	0.690000	0.000000	0.690000
inlet flow angle	tan. deg	90.000000	0.000000	90.000000
shaft rotational speed	rpm	38000.000000	0.000000	38000.000000
Parameters				
tip diameter	mm	120.000000	0.000000	120.000000
Rotor diameter ratio (D2/D1)	-	1.176000	0.000000	1.333000
1st stage blade height l1	mm	20.000000	0.000000	25.000000
hub reaction	-	0.300000	0.000000	0.800000
isentropic velocities ratio (u/Co)	-	0.100000	0.000000	1.000000
heat drop gradient (H_z/H_1)	-	1.000000	0.000000	1.000000
meridional velocities gradient (Cm_z/Cm_1)	-	0.900000	0.000000	1.100000
module admission ratio	-	1.000000	0.000000	1.000000
Constraints				
number of stages	-	1	0	1
Hub diameter limit	mm	1.000000	0.000000	10000.000000
Tip diameter limit	mm	1.000000	0.000000	10000.000000
module axial length limit	mm	0.000000	0.000000	1000000000000000.00
total blades mass	kg	0.000000	0.000000	1000000000000.0000

Şekil 3.30 AxStream yazılımına çevrimden elde edilen değerlerin girilmesi

Değerler girilirken türbin rotorunun tip/hub oranı 1.176 ile 1.333 aralığında itere ettirilmiştir. Kanat yüksekliği ise 20 ile 30 mm arasında olacak şekilde girilmiştir.

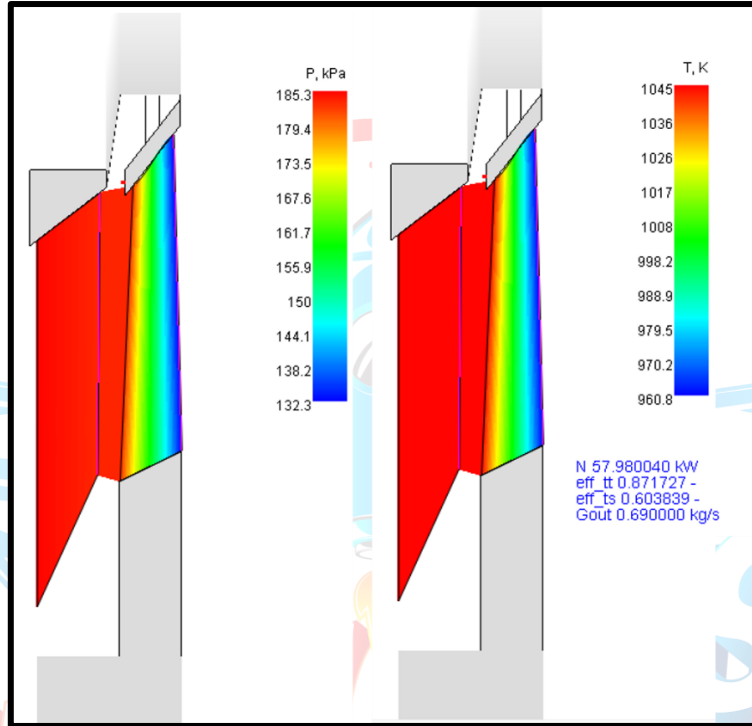
Şekil 3.31’de gösterilen geometri değerlerimize uygun (hedeflenen 120 mm tip çapını, 80 mm hub çapını aşmamak) % 88 isentropik verime sahip bir iterasyon sonucu seçilerek 2D akış yolu için dizayn noktası seçilmiştir. Seçilen dizayn noktası için akış katsayısı $\phi = 0.9$, iş katsayısının (work coefficient) $\psi = 2.53$ olduğu görülmektedir. Türbinin ürettiği gücü 71.3 kW olarak elde edilirken, denklem 16 ile türbinin ürettiği gücün 70.5 kW olduğu hesaplanmıştır. Gereken türbin gücü 2D akış yolunun optimizasyonu ile elde edilmiştir. Optimizasyon öncesi elde edilen akış yolu ve akış yolundaki basınç ile sıcaklık değerleri Şekil 3.31’de gösterilmiştir.

	Parameter	Unit	Best in space	Best in show	Applied solution	Picked solution
id	solution number	-	779	779	779	779
N	power	kW	62.113794	62.113794	62.113794	62.113794
eff_ts	hydraulic total-to-static efficiency	-	0.615267	0.615267	0.615267	0.615267
eff_tt	hydraulic total-to-total efficiency	-	0.865211	0.865211	0.865211	0.865211
effd_ts	diagram total-to-static efficiency	-	0.620996	0.620996	0.620996	0.620996
effd_tt	diagram total-to-total efficiency	-	0.873267	0.873267	0.873267	0.873267
eff_cool_ts	cooled turbine total-to-static efficiency	-	0.615267	0.615267	0.615267	0.615267
eff_cool_tt	cooled turbine total-to-total efficiency	-	0.865211	0.865211	0.865211	0.865211
eff_BSC	Internal efficiency by BSC formulation	-	0.770733	0.770733	0.770733	0.770733
Gin	mass flow rate at inlet	kg/s	0.690000	0.690000	0.690000	0.690000
uC0_	averaged isentropic velocity ratio	-	0.444539	0.444539	0.444539	0.444539
phi_	averaged flow coefficient	-	0.906628	0.906628	0.906628	0.906628
psi_	averaged work coefficient	-	2.530177	2.530177	2.530177	2.530177
maxStress	maximum blade stress	MPa	142.864234	142.864234	142.864234	142.864234
numStages	number of stages	-	1	1	1	1
minBlade	min blade height	mm	19.004616	19.004616	19.004616	19.004616
maxBlade	max blade height	mm	20.404467	20.404467	20.404467	20.404467
minRh	min reaction	-	0.501749	0.501749	0.501749	0.501749
maxRh	max reaction	-	0.501749	0.501749	0.501749	0.501749
maxU	max circumferential velocity	m/s	240.470712	240.470712	240.470712	240.470712
maxMach	max Mach number	-	0.804716	0.804716	0.804716	0.804716
axlen	axial length	mm	13.460235	13.460235	13.460235	13.460235
minDh	min hub diameter	mm	71.366473	71.366473	71.366473	71.366473
maxDh	max hub diameter	mm	100.454805	100.454805	100.454805	100.454805
minDt	min tip diameter	mm	120.000000	120.000000	120.000000	120.000000
maxDt	max tip diameter	mm	141.263738	141.263738	141.263738	141.263738
minLos	min velocity square coefficient	-	0.931519	0.931519	0.931519	0.931519
mass	total blades mass	kg	0.072937	0.072937	0.072937	0.072937

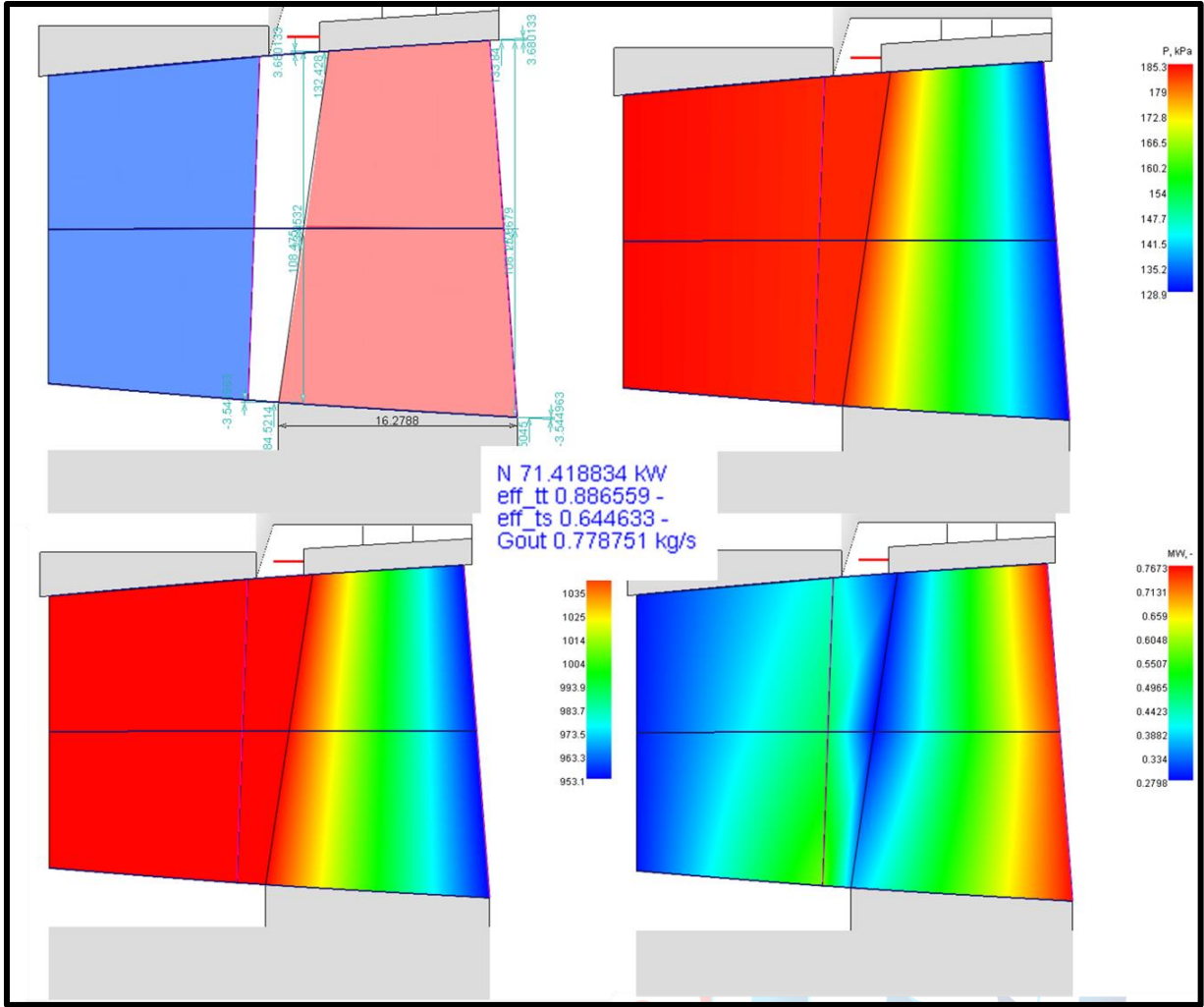
Şekil 3.31 Seçilen dizayn noktasının aerodinamik ve geometrik değerleri değerleri

LPT için 2D akış yolu analizinde yazılımda verilen $\dot{m}_c = 0.69 \text{ kg/s}$ kütle debisine karşılık çevrimde belirtilen LPT giriş basıncına 500 iterasyon ile itere ettirilerek gücün 67 kW ve verimin % 86 olması hedeflenmiştir. Akış yolunun optimizasyon önceki görünümü Şekil 3.32’de gösterilmiştir. Optimizasyon öncesi rotor ve stator kanat sayıları tasarımı yapılan LPT için sırasıyla 61 ve 52 olarak belirtilmiştir.

Akış yolunun 2D optimizasyonu yapıldıktan rotorun aksenal uzunluğu 9 mm'den 16.3 mm'ye çıkmış, rotor ve stator kanat sayısı ise sırasıyla 26 ve 25'ya düşmüştür. Şekil 3.33'te 2D akış yolunun optimizasyonu sonrasında elde edilen akış çizgileri (mor eğriler) ile mutlak toplam basınç, sıcaklık ve Mach sayısının değişimi gösterilmiştir. Akış yolu optimizasyonundan sonra LPT'nin toplam isentropik verimi % 88, türbin gücü ise 71.41 kW olarak elde edilmiştir.

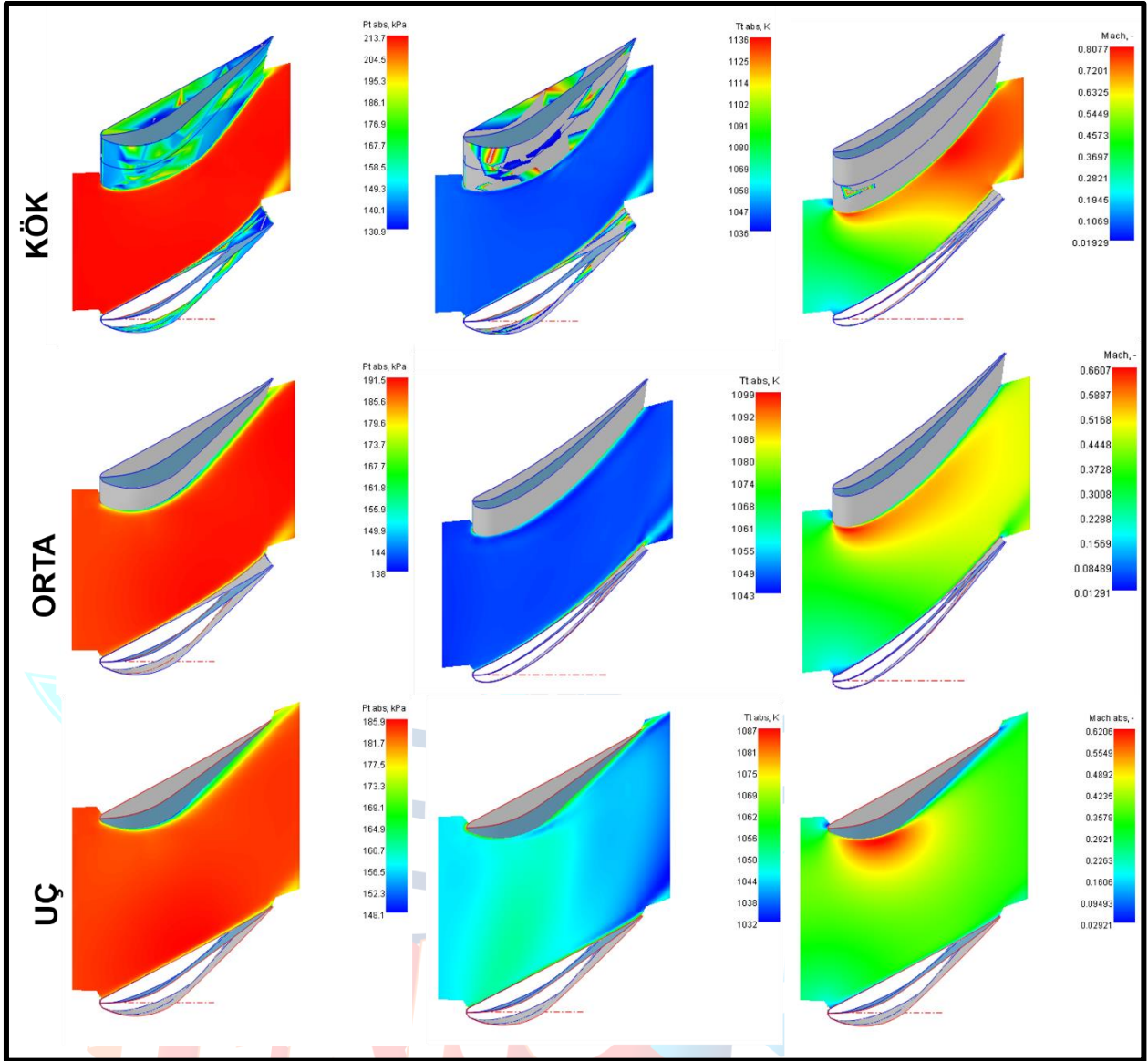


Şekil 3.32 Optimizasyon öncesi akış yolunun görünümü



Şekil 3.33 Optimizasyon sonrası akış yolunun görünümü

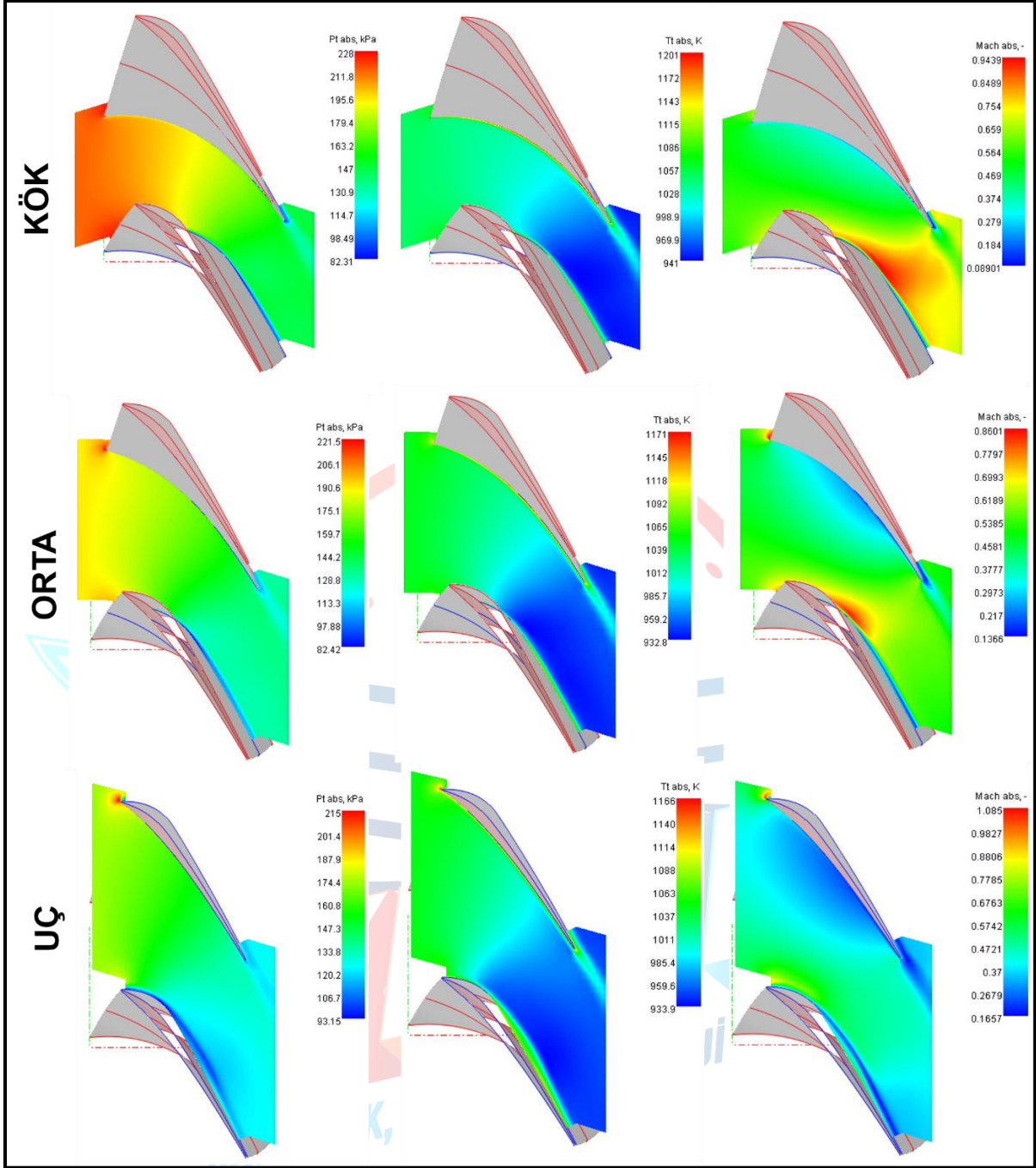
LPT'nin 2D akış yolunun optimizasyonu sonrası giriş çıkış sıcaklık ve basınç değerlerinin çevrimden elde edilen değerler ile uyumlu olduğu ve çıktıdaki bağıl Mach sayılarının en yüksek değer olarak 0.76 değerini gördüğü tespit edilmiş olup akışın süper sonik hızlara çıkmadığı görülmüştür. 2D akış analizi AxStream yazılımında 2D CFD analizi yapılarak kanatlardaki akış 3D CFD analizi öncesi kontrol edilmiştir. Şekil 3.34 stator kanatlarının 2D CFD analizi kanat kök, orta ve uç kısımlarında olmak üzere mutlak basınç, sıcaklık ve Mach sayıları kontrol edilmiştir.



Şekil 3.34 Stator kanatlarının 2D CFD akış analiz sonuçları

2D CFD analizleri girişte düşük türbülans, k- ω st türbülans modeli kullanılarak 5000 iterasyon kullanılarak yapılmıştır. Genel olarak 2D CFD akış analizinde stator kanatlarında herhangi bir boğulmanın olmadığı veya akışın super sonik hızlara çıkmadığı görülmektedir. Kanat kök kısımlarında ise giriş basıncının 213 kPa değerlerine kadar çıktığı görülmüştür. Kanat sırtlarında ise Mach sayılarının 0.80'e kadar çıktığı görülmektedir. Bu durum kanat formunda yapılacak optimizasyon ile düzeltilebilecektir. Şekil 3.35 ise rotor kanatlarındaki 2D akış analizini göstermektedir. Kanat giriş uç kısımlarında (leading edge) akışın hızlanması ile 1

Mach hızlara yaklaşılmış olup bu bölgelerde basıncın 220 kPa' kadar yükseldiği görülmektedir. Kanat optimizasyonu sonucunda 2D akışın 3D akış analizi AxStream yazılımında kontrol edilmiştir. Daha detaylı CFD analizleri Ansys CFX yazılımı ile detay tasarım raporu için yapılacaktır. CFD analizinde stator ve rotor kanatlarına ile akış yolunu oluşturmak maksadıyla 775 532 adet Mesh atılmıştır. Çevrimden alınan sınır değerleri yazılımın AxCFD modülüne girilerek 40000 iterasyon için giriş ve çıkış kütle debisinin 0.69 kg/s'ye değerinin yakınsaması baz alınmıştır. Yakınsama kriteri olarak 0.00001 alınmış olup başlangıçta düşük türbülans ve genel olarak k- ω SST türbülans modeli seçilerek analiz icra edilmiştir. Akış yolu duvarları hesaplamalarda adyabatik olarak kabul edilmiştir. Şekil 3.35 CFD tasarımı yapılan LPT'nin CFD sonuçlarını göstermektedir. CFD analiz sonuç raporu incelendiğinde giriş kütle debisinin 0.69 kg/s, çıkış kütle debisinin ise 0.688 kg/s olduğu ve analizde kütle debilerinin yakınsadığı giriş ve çıkış kütle debisi balansının sağlandığı görülmektedir. Analiz sonucunda LPT'den 65.5 kW güç elde edildiği görülmekte olup el ile yapılan 71 kW hesabına yakın bir değer elde edilmiştir. LPT için CFD sonucunda hesaplanan aksel kuvvet 198.8 N olarak gerçekleşmiştir. Toplam basınçlar incelendiğinde 185.01 kPa giriş basıncına karşılık, 130.96 kPa çıkış basıncı elde edildiği görülmekte olup söz konusu değerlerin el hesapları ile uyduğu görülmektedir. LPT'ye giriş toplam sıcaklığının 1046 K olup, çıkış sıcaklığı 950 K olarak gerçekleşmiştir. Bu değer el hesabı ile yapılan 949 K değerine çok yakın bir değer olarak elde edilmiştir.



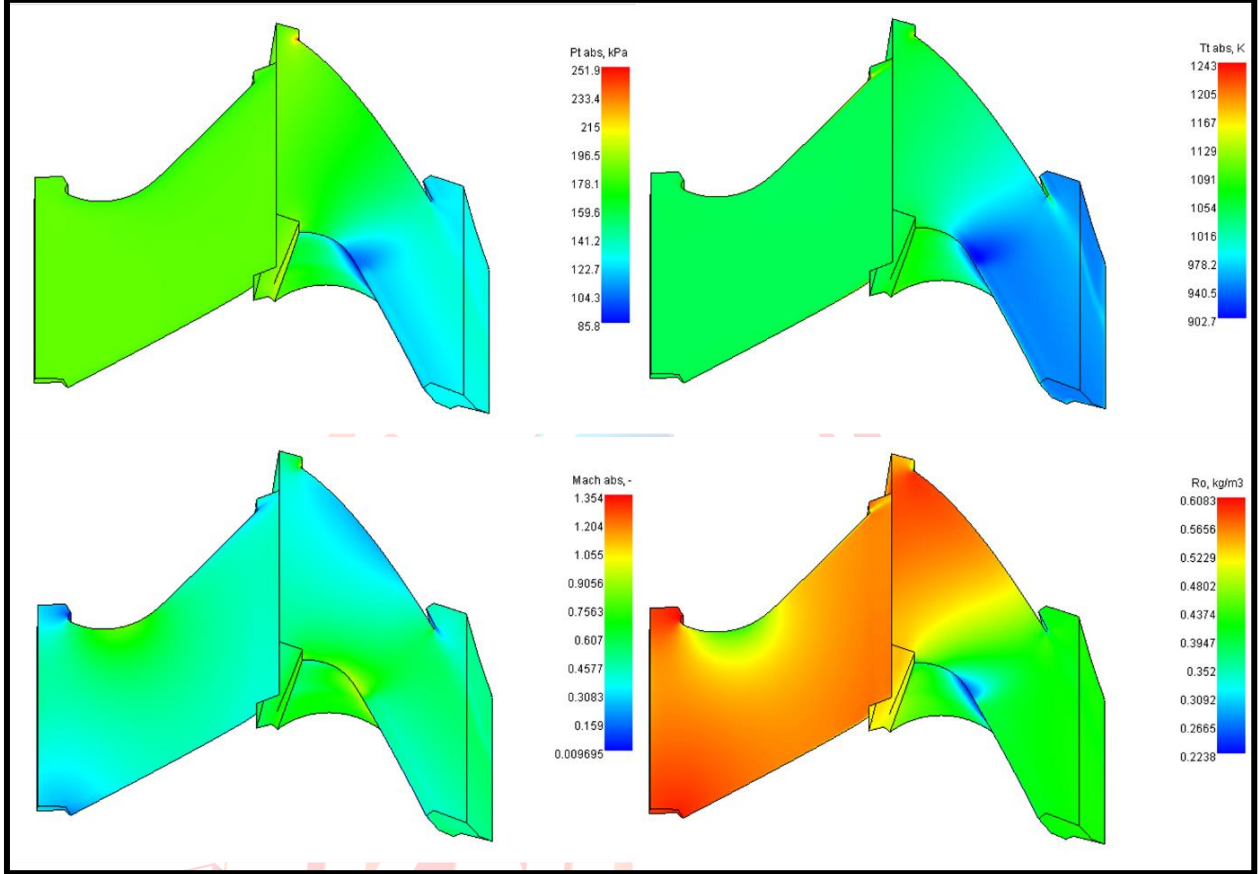
Şekil 3.35 Rotor kanatlarının 2D CFD akış analiz sonuçları

LPT'nin toplam veriminin % 96.3 olduğu görülmekte olup el hesaplarında yapılan %91 verim kabulünün üzerinde bir verim elde edilmiştir. Ayrıca giriş bağıl Mach sayısının 0.38, çıkış bağıl Mach sayısının ise 0.81 olması akışın süper sonik hızlara çıkmadığını göstermektedir.

REPORT							
Area inlet		4.9830e+003	mm2	Area outlet		6.9870e+003	mm2
Mass flow rate inlet		6.9000e-001	kg/s	Mass flow rate outlet		6.8820e-001	kg/s
Power		6.5500e+001	KW				
Force rotor axial		1.9880e+002	N				
KINEMATICS							
Velocity absolute inlet		2.4840e+002	m/s	Velocity absolute outlet		3.1050e+002	m/s
V abs axial inlet		2.4700e+002	m/s	V abs axial outlet		2.3350e+002	m/s
V abs radial inlet		2.7050e+001	m/s	V abs radial outlet		2.5820e+001	m/s
V abs circumferential inlet		1.7320e-017	m/s	V abs circumferential outlet		2.0150e+002	m/s
V abs meridional inlet		2.7050e+001	m/s	V abs meridional outlet		2.0470e+002	m/s
Flow angle to axial dir atan(Cu/Cz)		4.0180e-018	deg	Flow angle to axial dir atan(Cu/cz)		4.0790e+001	deg
Flow angle to axial dir atan(Cr/Cz)		6.2510e+000	deg	Flow angle to axial dir atan(Cr/cz)		6.3090e+000	deg
Velocity relative inlet		2.4840e+002	m/s	Velocity relative outlet		4.8960e+002	m/s
V rel circumferential inlet		1.7320e-017	m/s	V rel circumferential outlet		4.2910e+002	m/s
Mach number rel inlet		3.8860e-001	-	Mach number rel outlet		8.1210e-001	-
Flow angle to axial dir atan(wu/wz)		0.0000e+000	deg	Flow angle to axial dir atan(wu/wz)		0.0000e+000	deg
dk/dt abs frame inlet		-6.186e-019		dk/dt abs frame outlet		7.675e+000	
THERMODYNAMICS							
Ideal Gas	R	2.8750e+002	J/(kg K)	cp	1.0060e+003	J/(kg K)	cv
							7.1880e+002
							cp/cv= 1.400e+000
Pressure static inlet		1.6676e-001	MPa	Pressure static outlet		1.0938e-001	MPa
Pressure total in abs frame inlet		1.8501e-001	MPa	Pressure total in abs frame outlet		1.3096e-001	MPa
Pressure total in abs frame ratio		7.0784e-001	-				
Pressure total in rel frame inlet		1.8501e-001	MPa	Pressure total in rel frame outlet		1.6869e-001	MPa
Temperature static inlet		1.0153e+003	K	Temperature static outlet		9.0280e+002	K
Temperature total in abs frame inlet		1.0460e+003	K	Temperature tot in abs frame outlet		9.5072e+002	K
Temperature total in abs frame ratio		9.0892e-001	-				
Temperature total in rel frame inlet		1.0460e+003	K	Temperature tot in rel frame outlet		1.0219e+003	K
Enthalpy static inlet		1.0216e+006	J/kg	Enthalpy static outlet		9.0855e+005	J/kg
Enthalpy total in abs frame inlet		1.0530e+006	J/kg	Enthalpy total in abs frame outlet		9.5681e+005	J/kg
Enthalpy total in rel frame inlet		1.0530e+006	J/kg	Enthalpy total in rel frame outlet		1.0285e+006	J/kg
Enthalpy total isentropic abs out		9.5314e+005	J/kg	Enthalpy static isentropic outlet		9.0536e+005	J/kg
Density inlet		5.7011e-001	kg/m3	Density outlet		4.2086e-001	kg/m3
Entropy inlet		1.1775e+003	J/(kg K)	Entropy outlet		1.1823e+003	J/(kg K)
Entropy outlet - Entropy inlet		4.7902e+000	J/(kg K)				
Efficiency total to total		9.6330e-001	-	Efficiency total to static		6.5154e-001	-

Şekil 3.36 LPT CFD analiz sonuç raporu

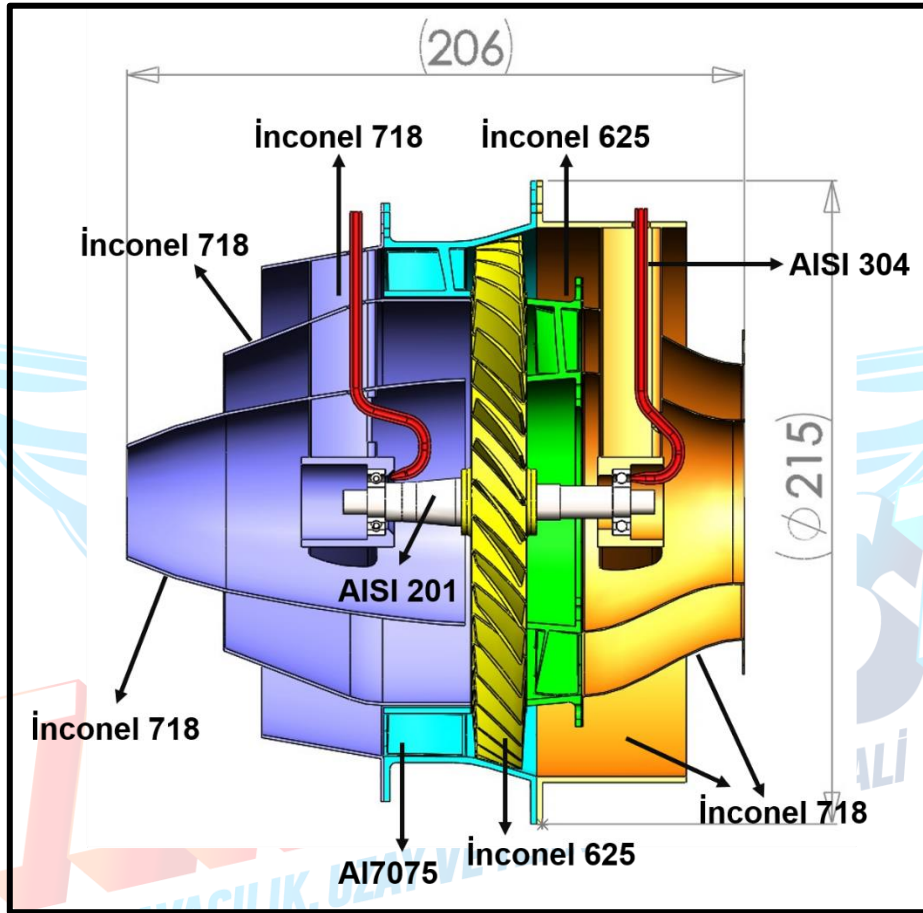
Şekil 3.37 CFD analizi ile elde edilen toplam basınç, sıcaklık ve yoğunluk ile Mach sayısı değişimlerini akışta 3D olarak göstermektedir.



Şekil 3.37 CFD analizi ile elde edilen toplam basınç, sıcaklık ve yoğunluk ile Mach sayılarının akış ile değişimi

3.3 Malzeme Seçimi

Aft fan modülünün her bir elamanında üretim sırasında kullanılacak malzemeler Şekil 3.38’de gösterilmiştir. Buna göre nozullar ve arka mukavemet elemanı Inconel 718 nikel alaşımından, yağlama borusu korozyona karşı dirençli olması açısından AISI 304 çeliğinden imal edilecektir.

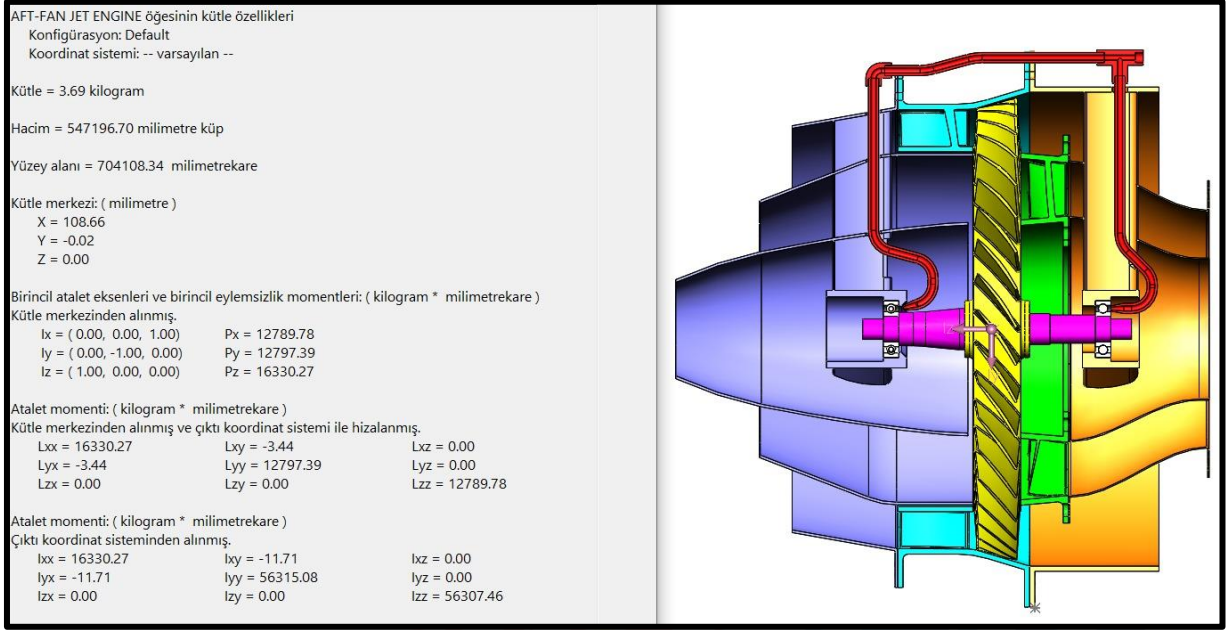


Şekil 3.38 Aft modülü için malzeme seçimi

Türbin disk, kanatları ile fan disk ve kanatları ile LPT girişindeki stator kanatları ve yapı elemanı Inconel 625 alaşımından imal edilmesi planlanmıştır. Aerodinamik geçiş elemanı ve üzerindeki dış muhafaza elemanı Inconel 718 alaşımından imal edilecektir. Fan rotor diskinin dış muhafazası hafif olması ve aşırı sıcaklığa maruz kalmaması nedeni ile Al7075 serisi

alüminyumdan imal edilmesi planlanmıştır. Modül içerisindeki şaftın AISI 204 çeliğinden imal edilmesinin mukavemet ve maliyet açısından uygun olacağı değerlendirilmiştir.

Tasarımı yapılan modülün ağırlık değeri seçilen imalat malzemelerine göre Solidworks yazılımından 3.68 kg olarak elde edilmiş olup 4 kg'yi geçmeme şartını sağladığı Şekil 3.39'dan görülmektedir.

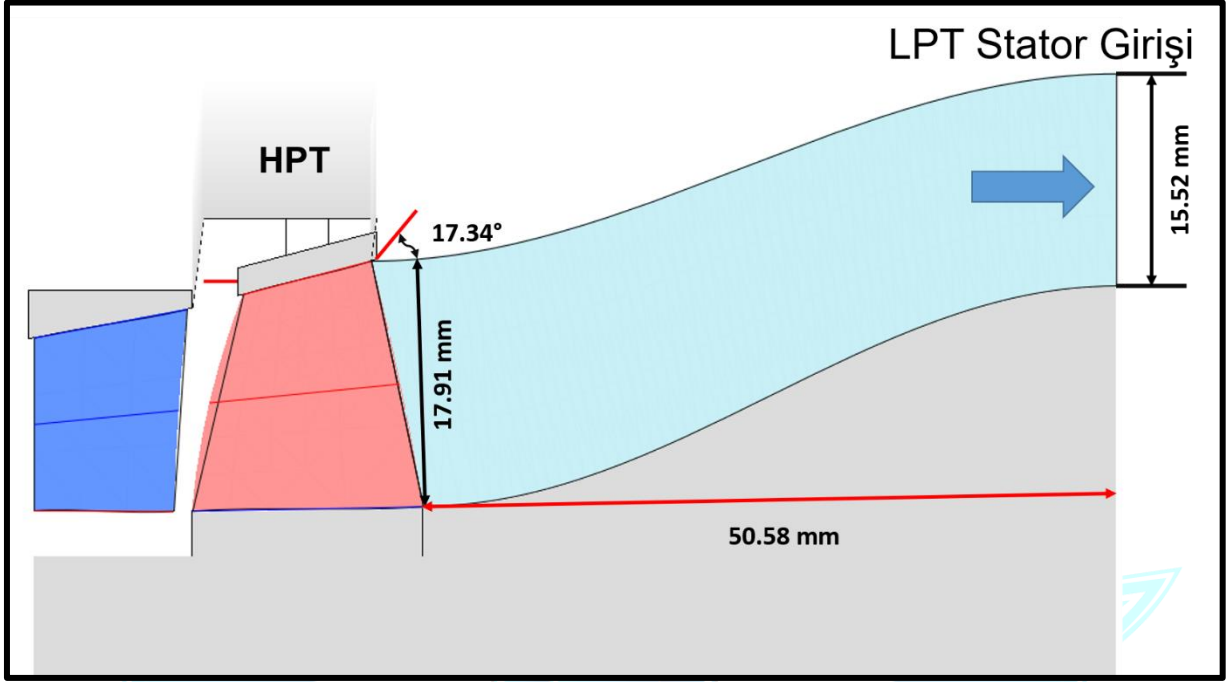


Şekil 3.39 Aft fan moülünün boyutları ve Solidworks yazılımından alınan ağırlık değeri

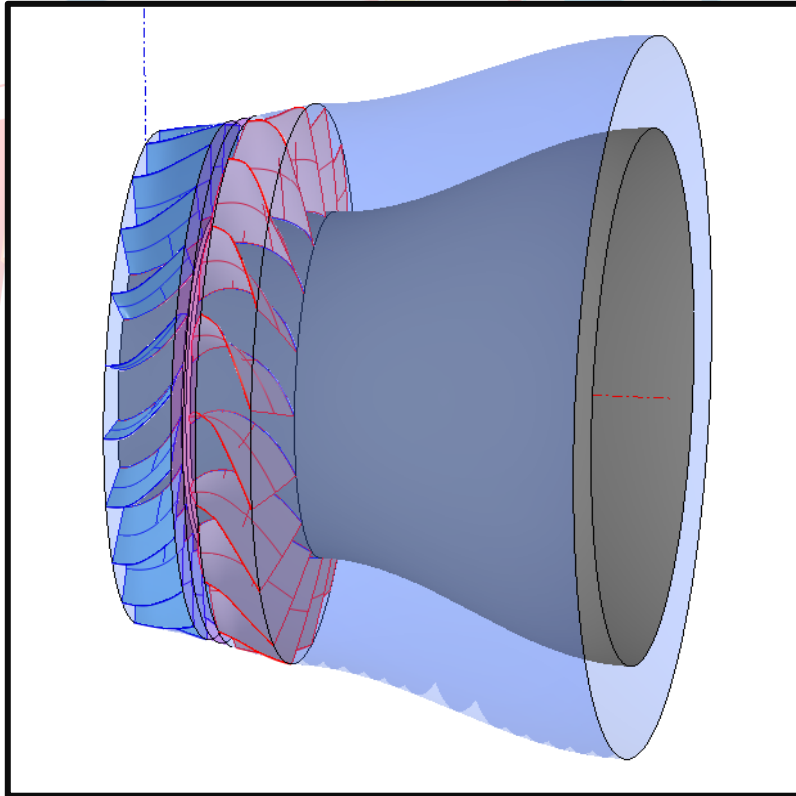
3.5.3 Aerodinamik Geçiş Parçasının Mekanik Tasarımı ve Hesaplamaları

HPT ile LPT arasındaki akışın geçişi için aerodinamik bir geçiş kanalının (duct) tasarlanması gerekmektedir. Aerodinamik parça için performans için AxStream yazılımında HPT türbini tasarlanmış ve akış yolu optimize edilmiştir. Optimize edilen akış yolunun çıkış kısmına LPT'nin elde edilen stator hub ve tip yarıçap değerleri giriş değerleri AxStream duct çıkış değerleri olarak girildiğinde Şekil 3.40'da gösterilen duct elde edilmiştir. Aerodinamik parçanın LPT girişindeki kanal yüksekliğinin 15.52 mm, HPT rotor çıkışındaki kanal yüksekliğinin ise 17.91 mm olduğu ve HPT çıkışında 17.34°'lik bir sehimin olduğu görülmektedir. Aerodinamik geçiş parçasının aksenal uzunluğunun ise 50.58 mm olduğu

görülmektedir. Şekil 3.41’de tasarımı yapılan aerodinamik parçanın 3D tasarım görünümü verilmiştir.



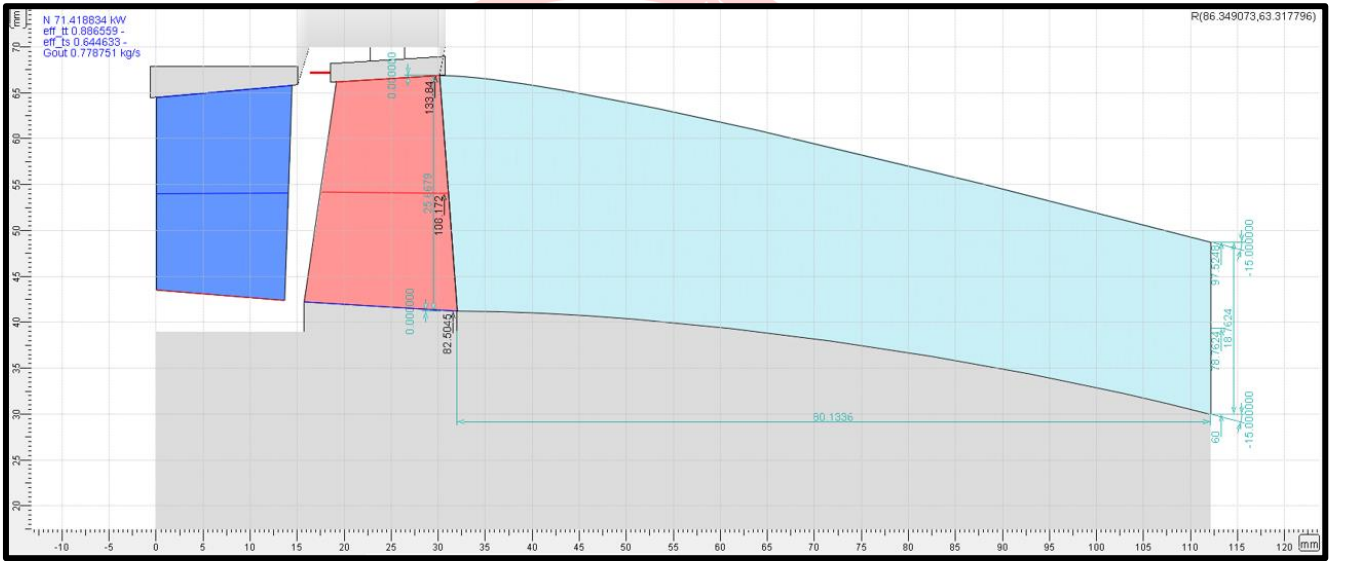
Şekil 3.40 Aerodinamik geçiş parçasının mekanik 2D tasarım görseli



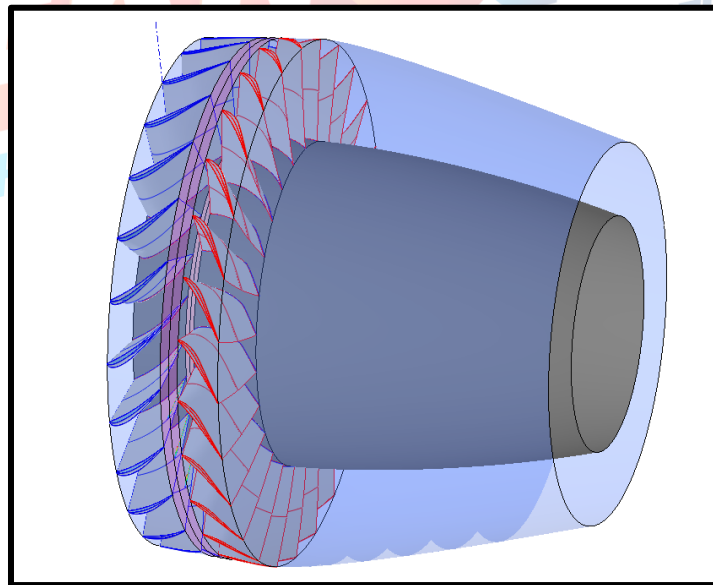
Şekil 3.41 Aerodinamik geçiş parçasının 3D görünümü

3.5.4 Sıcak Nozul Mekanik Tasarımı

Sıcak nozul mekanik tasarımı AxStream yazılımı ile yapılmıştır. Nozul çıkış alanı 0.00747 m^2 olarak performans çevriminde hesaplanmıştı. Nozul çıkış çapı alandan $D_{nozul} = 0.0975 \text{ m}$ olarak bulunmuştur. Nozulun aksenal uzunluğu 80 mm olarak alınarak Şekil 3.41’de görülen yakınsak nozul tasarımı yapılmıştır. Nozul çıkış ağız yüksekliğinin 18.76 mm olarak görülmektedir. Yakınsak nozullarda koniklik açısı 15° olarak alınması nedeniyle 15° koniklik açısı verilmiştir [19].



Şekil 3.42 Sıcak nozulun mekanik tasarımı

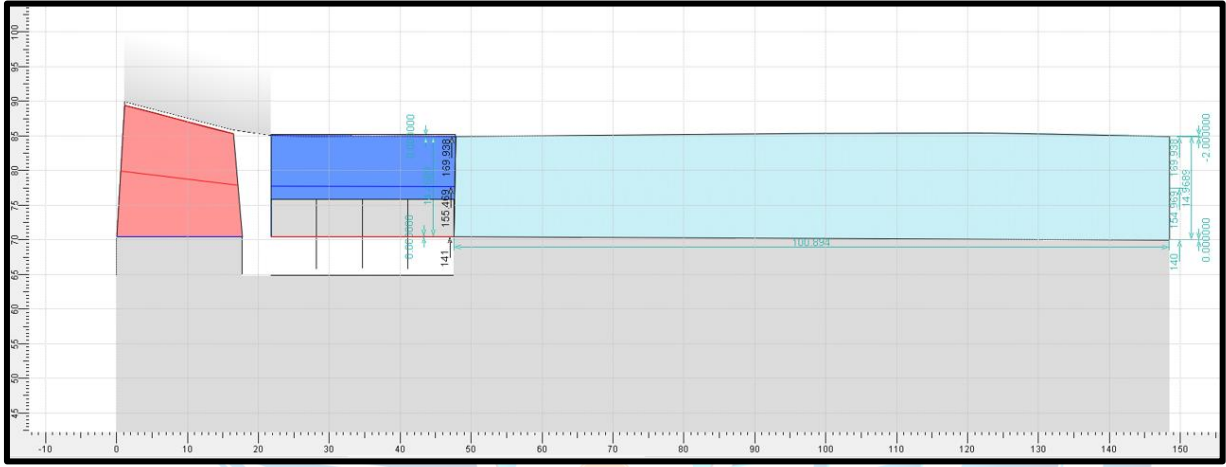


Şekil 3.43 Mekanik tasarımı yapılan nozulun 3D görüntüsü

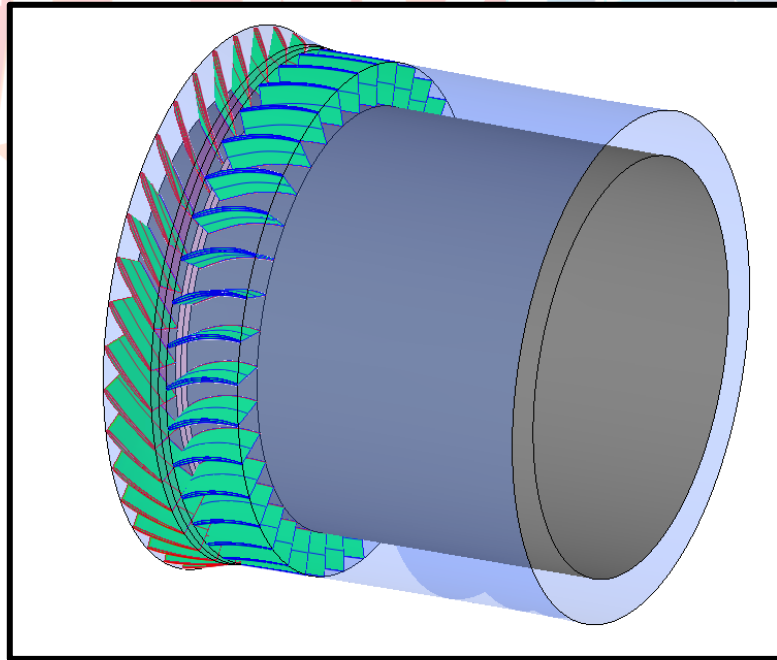
Şekil 3.43'te tasarımı yapılan nozul görülmektedir.

3.5.4 Soğuk Nozul Mekanik Tasarımı

Soğuk nozul mekanik tasarımında fan stator çıkış alanı ve soğuk nozul çıkış alanları bilindiğinden değerler AxStream'e girilerek soğuk nozul Şekil 3.44 ve 45'de görülen şekilde tasarlanmıştır. Nozul koniklik açısı sıcak nozula göre çizim sırasında ayarlanmıştır. Elde edilen geometri Solidworks yazılımına ihraç edilerek mekanik tasarım çizimi icra edilmiştir.



Şekil 3.44 Soğuk nozul mekanik tasarımı



Şekil 3.45 Soğuk nozul tasarımının 3D görüntüsü

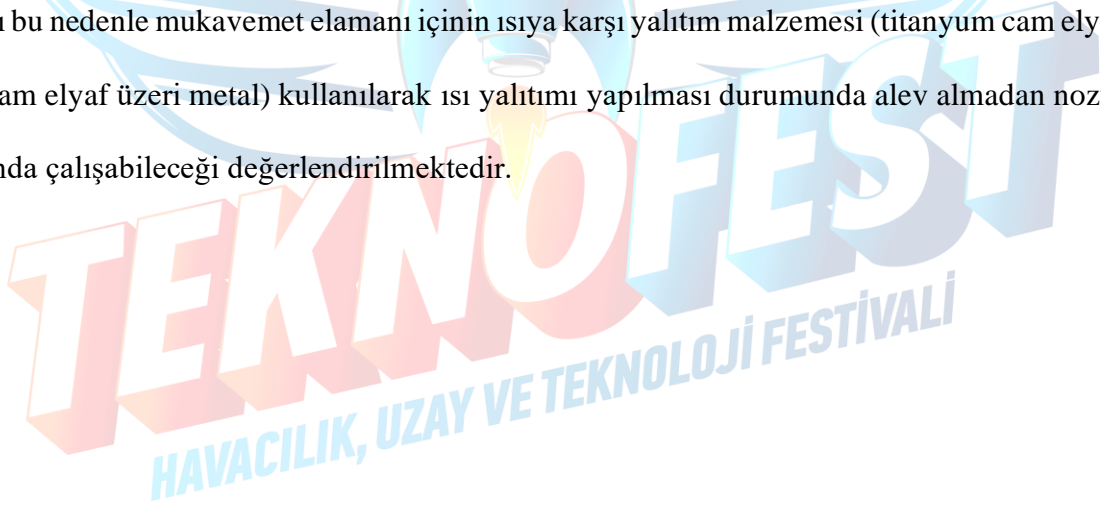
3.7 Yağlama Konseptinin Detayları

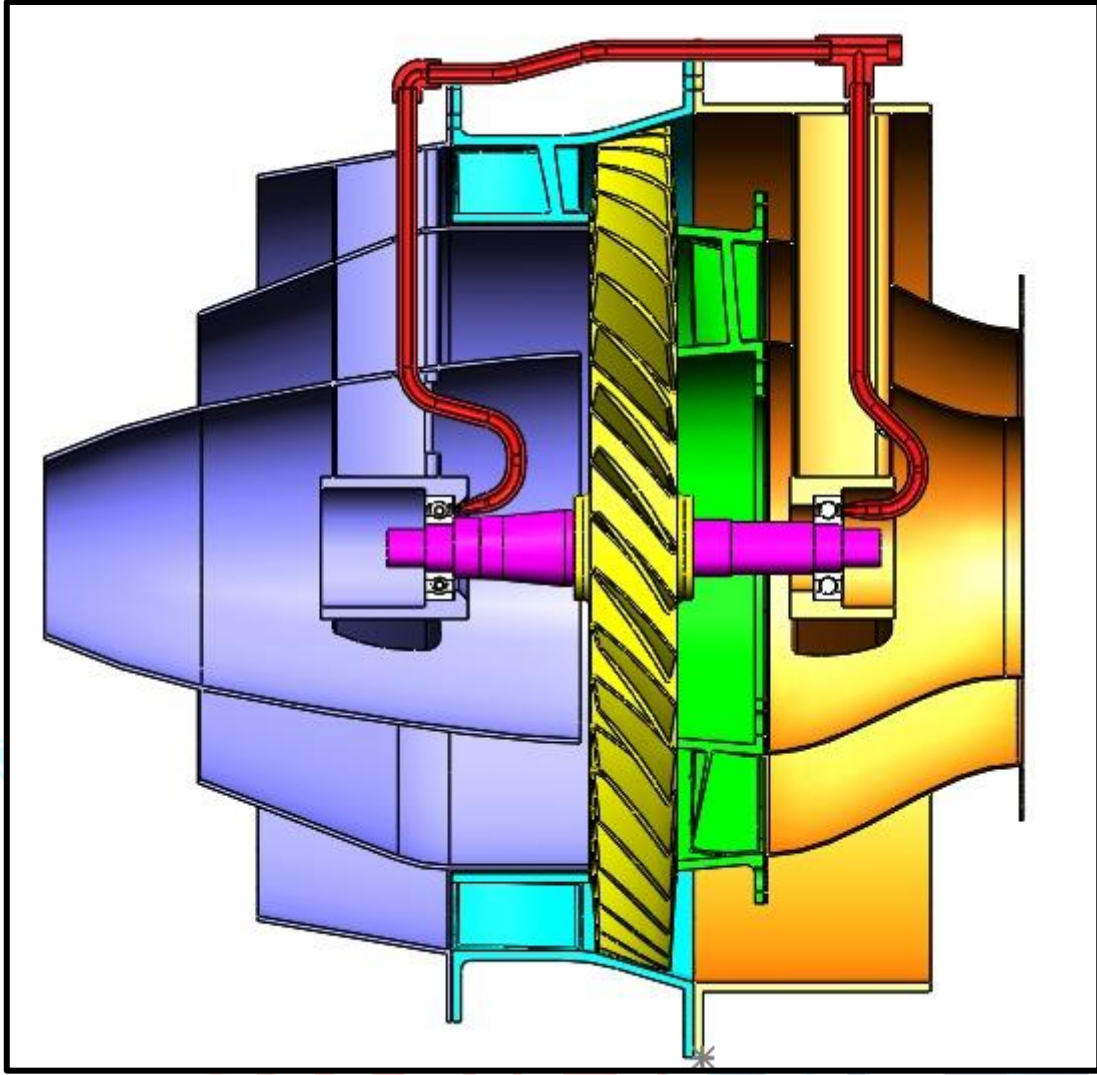
Bilyeli rulmanların yakıt ile yağlanması kararlaştırılmış olup yakıt borusu modül mukavemet elemanının içerisinden geçecek şekilde tasarlanmıştır (Şekil 3.46). Buradaki sorun mukavemet elamanı içerisinden geçecek yakıt borusunun bir kısmının sıcak nozul çıkış kısmında diğerinin ise LPT giriş kısmında kalmasından dolayı yakıtın buharlaşma sıcaklığına ulaşarak buharlaşmasıdır. Bu nedenle nozul toplam çıkışındaki statik sıcaklığın

$T_7 = 900.95 \text{ K}$ olduğu ve sıcak nozul çıkışındaki mutlak hızın $C_7 = 351 \frac{m}{s}$ olduğu dikkate alındığında nozul çıkışındaki toplam sıcaklık değeri 953 K civarında olacaktır.

$$T_{07} = T_7 + \frac{C_7^2}{2 \cdot c_p} \quad T_{07} = 900 + \frac{351^2}{2 \cdot 1.148 \cdot 1000} \quad T_{07} = 953.65 \text{ K}$$

Yakıt olarak kerosen ($C_{12}H_{24}$) kullanıldığı göz önüne alındığında kerosenin 311 K'de alev alacağı bu nedenle mukavemet elamanı içinin ısıya karşı yalıtım malzemesi (titanyum cam elyaf veya cam elyaf üzeri metal) kullanılarak ısı yalıtımı yapılması durumunda alev almadan nozul arkasında çalışabileceği değerlendirilmektedir.





Şekil 3.46 Aft fan modülü için yağlama yağı konsepti

Yağlama için gerekli yakıt kütle debisi Şekil 3.47’de gösterilen hacimsel debinin bulunarak JP8 yakıtının yoğunluk değeri ile çarpılması ile bulunmuştur. Bulunan oil volume değeri ile JP8’in yoğunluğu (ρ) çarpılmıştır. Yakıtın kütle debisi 0,003975 kg/s olarak bulunmuştur.

$$\dot{V} * \rho = \dot{m}$$

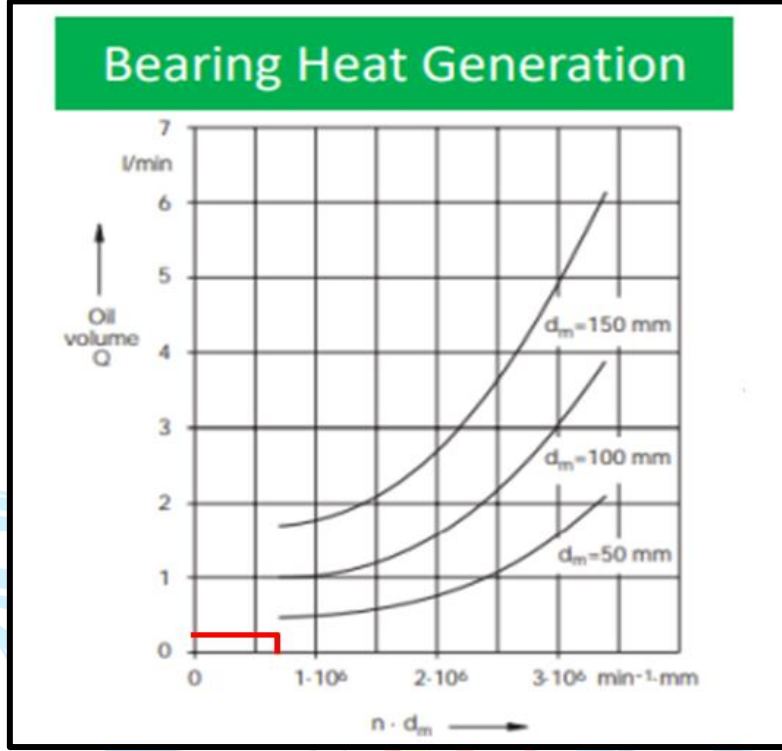
$$M = N * d_m$$

RPM cinsinden devir sayısı ile mm cinsinden pitch çapı çarpılarak moment değeri bulunmuştur. Bulunan değer bearing heat generation grafiğinde yağ hacimsel debisine denk gelen 0,3 değeri bulunmuştur.

$$M = 0,608 \times 10^6 \text{ rpm} \cdot \text{mm}$$

$$N = 38000 \text{ rpm}$$

$$d_m = \text{Seçilen rulmanın pitch çapı} = 16 \text{ mm}$$



Şekil 3.47 Yağ hacimsel debi hesaplama diyagramı [15]

TEKNOFEST
HAVACILIK, UZAY VE TEKNOLOJİ FESTİVALİ

3.8 Basit Rotor Dinamiği Hesaplamaları

Rotor dinamiği hesaplamalarında kritik hız formülü kullanılarak minimum mil çapı bulunmuştur. Türbin ve fanın kaynaklanan radyal kuvvetler hesaplanmıştır. Bulunan radyal yük kritik hız formülünde kullanılan mil sertliği formülünde kullanılarak minimum mil çapı değeri bulunmuştur.

3.8.1 Mil Çapı Bulma Hesaplamaları

Kritik hız değeri olarak çalışma rpm değerinin %15'i marjın oranı olarak kabul ederek 38000 rpm olan çalışma değerini 43700 rpm kritik hız olarak kabul edildi. Kritik hız denklem 154 ile 4576 rad/s'ye çevrilmiştir.

$$1 \text{ rpm} = \frac{2\pi}{60} \text{ rad/s} \quad (154)$$

Kritik hız formülü denklem 155'te verilmiştir. k mil sertliği, m kütle olup, kütle 1.23 kg olarak alınmıştır.

$$N_c = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (155)$$

Kritik hız formülünden k değeri 25127731,2 olarak bulunmuştur. Mil sertliği formülü denklem 156'da verilmiştir. E young modülü, l rulman arası uzaklık, I eylemsizlik momentidir. 201 tavlı paslanmaz çelik mil malzemesi olarak seçilmiştir.

Tablo 3.2 201 tavlı paslanmaz çelik mekanik özellikleri

MEKANİK ÖZELLİKLER (ODA SICAKLIĞI)	
Gerilme direnci (enine)	685 MPa
Gerilme direnci (boyuna)	696 MPa
Akma mukavemeti (enine)	292 MPa
Akma mukavemeti (boyuna)	301 MPa
Basmadaki akma dayanımı sınırı	365 MPa
Young modülü	207 GPa
Poisson oranı	0.27-0.30

$$k = \frac{48.E.I}{l^3} \quad (156)$$

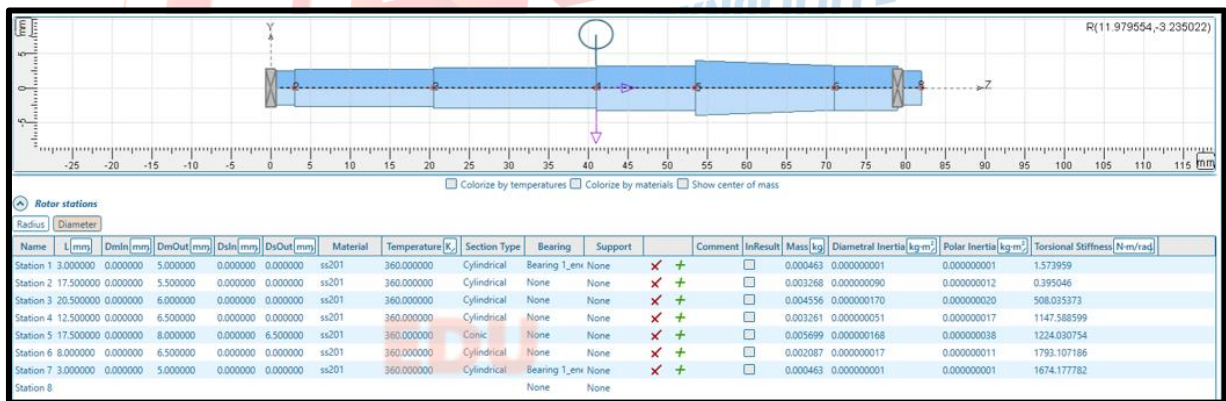
Mil sertliği formülünden gelen minimum mil çapı formülü denklem 157’de verilmiş olup denklemde d yarıçaptır.

$$d = \sqrt[4]{\frac{k.l^3.64}{48.E.\pi}} \quad (157)$$

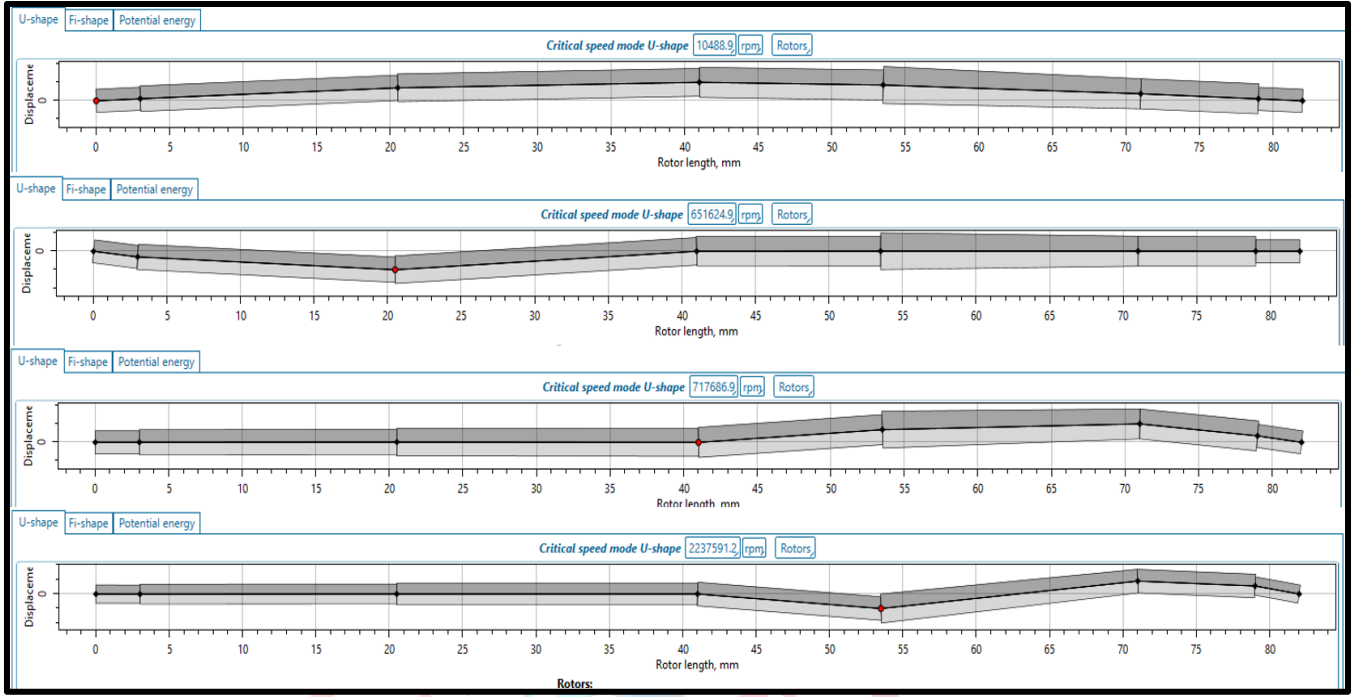
Minimum mil çapı 0,0129 m olarak bulunmuştur. l değeri 0.097 m verdiğimizde mil çapı 0.014 m olarak bulunmuştur. l değerini 0.082 m yaptığımızda hedeflenen 0.013 m değeri elde edilmiştir. Basit rotor dinamiği hesaplamalarından çalışma devir aralığımızda (0-38000 rpm) kritik devrin bulunmadığı görülmüş olup detay tasarım raporunda gelişmiş rotor dinamiği analizleri ile titreşim analizleri yapılacaktır.

3.8.2 Titreşim ve kritik devir analizleri

Basit rotor dinamiği hesaplamalarından sonra tasarımı yapılan aft fan modülünün kritik devir ve titreşim analizleri AxStream yazılımının rotor dinamiği modülü kullanılarak yapılmıştır (Şekil 3.48). Şekil 3.49’ da görüleceği üzere çalışma devir aralığımızda 10488.9 rpm de kritik devrimizin olduğu ve bu devirde rotor diskin olduğu kısımda 1 mm’lik dinamik sapma görülmüştür.

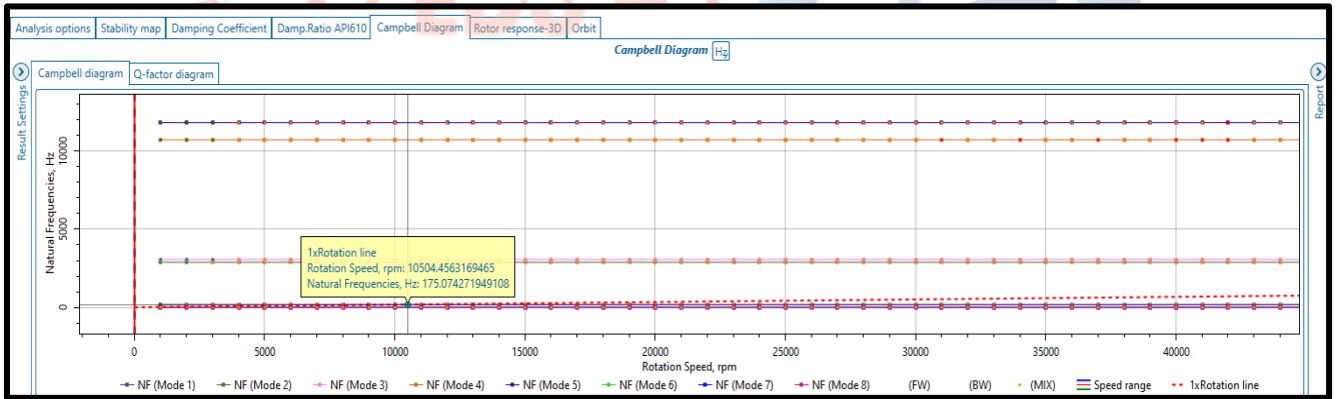


Şekil 3.48 AxStream rotor dinamiği modülündeki değerlerin girilmesi



Şekil 3.49 Kritik devirlere karşılık gelen rotordaki şekil değişimi

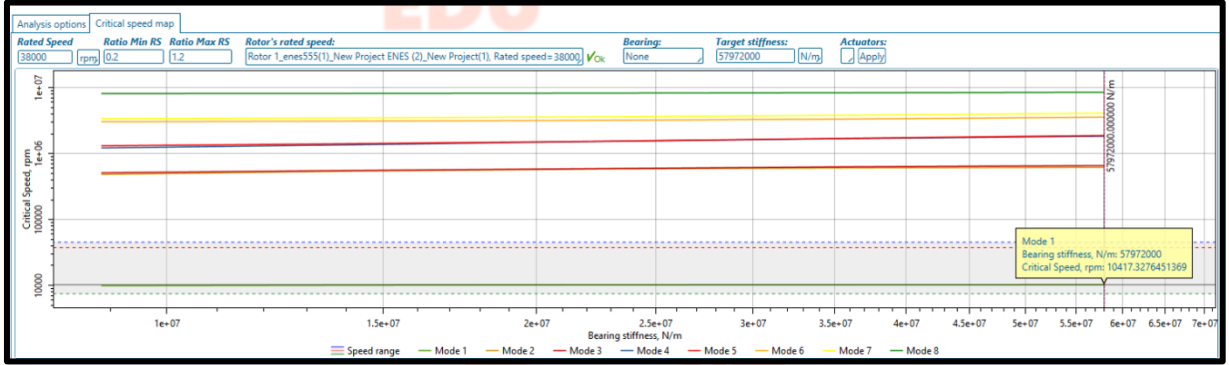
Rotor dinamiği modülünden elde edilen Campbell diyagramında kritik devir yeşil nokta ile sarı açıklama kutusundaki değerler ile gösterilmiştir (Şekil 3.50). Kritik devir olarak 10500 rpm buna karşılık gelen frekans ise 175 Hz olarak tespit edilmiştir.



Şekil 3.50 Campbell diyagramı titreşim analizi

Kritik devir haritamızda da çalışma devir aralığımızda yeşil eğri ile 10500 devirin olduğu görülmektedir (Şekil 3.51). Bahse konu node rotorda 1 mm'lik bir sehime neden olacağından

motora hasar verecek bir node olup detay tasarım raporunda shaft ve disk tasarımında yapılacak balans ayarlaması düzeltilecektir.



Şekil 3.51 Aft fan rotorunun kritik devir haritası

3.9 Rulman Seçimi ve Ömür Hesaplamaları

Modül için GRW 6900 marka bilyeli rulman (deep groove ball bearing) seçilmiş olup, seçilen rulmanın ömür hesabı denklem 158 ile hesaplanmaktadır. Bu denklemde C_r dinamik radyal yüklenme oranı olup seçilen rulman için bu değer 2,695 kN'dur (Şekil 3.52). “n” rulman iç çapının devir sayısı olup değeri 38000 rpm'dir. P_r dinamik eşdeğer radyal yükler olup denklem 159 ile hesaplanmaktadır.

$$L_h = \frac{10^6}{60.n} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^3 \quad (158)$$

$$P_r = x.F_{rT} + y.F_{axT} \quad (159)$$

F_{rT} ile F_{axT} kuvvetleri denklem 160 ile bulunmuştur.

$$F_{axT} = F_{axt} - F_{axf} \quad (160)$$

GRW- designation	Main dimensions in [mm] [inch]		Bearing with closure in [mm] [inch]					Chamfer in [mm] [inch]	Mounting dimensions acc. to DIN 5418 [mm] [inch]		Load ratings acc. to DIN ISO 10 [N]		Max. limiting speed P^0 [mm ⁻¹]	
	d	D	Width without closure	Width with closure	Width with extended inner ring with closure	Flange dimensions with closure			Shaft diameter	Housing diameter	C_r	C_0	without closure or with shield	with seal
Basic symbol			B	B ₂	B ₃	Flange diameter FD ₁	Flange width FB ₁	$r_{s,max}^{(1)}$	$d_{o,max}$	$D_{o,max}$				
6800/002	10.00 .3937	19.00 .7480	-	5.00 .1969	-	21.00 8.268	1.00 .0394	0.30 0.12	12.00 4.72	17.00 .669	1922	915	34000	-
6800/003	10.00 .3937	19.00 .7480	6.00 .2362	6.00 .2362	-	-	-	0.30 0.12	12.00 4.72	17.00 .669	1922	915	35000	-
6800/202	10.00 .3937	20.00 .7874	-	5.00 .1969	-	-	-	0.30 0.12	12.00 4.72	18.00 .709	1922	915	34000	-
6900	10.00 .3937	22.00 .8661	6.00 .2362	6.00 .2362	-	25.00 9.843	1.50 .0591	0.30 0.12	12.00 4.72	20.00 .787	2695	1273	41000	24000

Şekil 3.52 Seçilen rulmana ait karakteristikler

Türbinde oluşan aksel yükler türbin rotor giriş akış alanının toplam giriş basıncı ile çarpılmasından bulunmuştur. Denklemden akış alanımız denklem 96 ile $A_{in,T} = 0.00744 \text{ m}^2$ olarak bulunmuştur ve türbin girişindeki toplam basınç ise performans çevriminden $P_{in,T} = 185.027 \text{ kPa}$ olarak alınmıştır.

$$F_{axt} = 185.27 * 0.00744$$

$$F_{axt} = 1.378 \text{ kN}$$

Fanda oluşan aksel yük ise fan rotor çıkışındaki toplam basınç ile fan çıkışındaki akış alanının çarpımına eşittir. Burada fan rotor çıkışındaki alan $A_{out,f} = 0.00632 \text{ m}^2$ olarak denklem 54 ile hesaplanmıştır. Performans çevriminde fan rotor çıkışındaki toplam basınç $P_{out,f} = 178.06 \text{ kPa}$ olarak alınmıştır.

$$F_{axf} = 178.06 * 0.00632$$

$$F_{axf} = 1.125 \text{ kN}$$

Türbin ve fanda oluşan aksel yükler hesaplandıktan sonra türbin yatay ekseninde +x fan ise tam tersin yönünde -x yönünde kuvvet uygulayacağından bileşke aksel kuvvet aşağıdaki denklem ile hesaplanmıştır.

$$F_{axT} = 1.378 - 1.125$$

$$F_{axT} = 0.253 \text{ kN}$$

$$F_{axT} = 253 \text{ N}$$

X dinamik radyal, Y ise aksenal yükleme katsayıları olup Şekil 3.53’de gösterilen şekilden okunmaktadır. X=0,56 Y=1,71 olarak bulunmuştur. Radyal yük hesaplamaları fan ve türbin disk radyal yükünü ağırlıkları ile üretim kaynaklı hatalardan oluşabilecek dengesizlik kuvvetlerini oluşturmaktadır.

Fan ve türbini etkileyen ağırlıktan kaynaklı radyal yük $F_{rwT} = 1.2 * 9.81 = 11.77$ N olarak bulunmuştur. Kütle fan ve türbin diski ağırlığı modülün Solidworks çiziminden Inconel 625 malzemesinden imal edildiği kabul edilerek 1.2 kg olarak bulunmuştur.

Fan ve türbini etkileyen dengesizlikten kaynaklı radyal yük denklem 161 ile 0,139 kN olarak hesaplanmıştır. R komponent yarıçapı , ω ise rad/s cinsinden disk hızıdır. Balanssızlık tespiti için $m=0.0001$ kg , $R=0.0881$ m , $w=3979.3$ rad/s olarak alınmıştır

$$F_{dengesizlik} = m * \omega^2 * R \quad (161)$$

$$F_{dengesizlik} = 0.0001 * 3979.3^2 * 0.0881 \quad F_{dengesizlik} = 139.5 \text{ N}$$

Ağırlıktan kaynaklı ve dengesizlikten kaynaklı radyal yükler toplamı $F_{rT} = 0.151$ kN olarak hesaplanmıştır.

Bulunan değerler denklem 159’da yerine yazılacak olursa,

$$P_r = 0.56 * 0.151 + 1.71 * 0.253 \quad P_r = 0.517 \text{ kN}$$

$P_r=0.517$ kN değeri denklem 158’de yazılırsa,

$L_h=62.12$ saat olarak bulunur.

$$L_h = \frac{10^6}{60.n} \left(\frac{2.695}{0.517} \right)^3 \quad L_h = 62.12 \text{ saat}$$

Calculation factors for single row deep groove ball bearings									
$f_0 F_a/C_0$	Normal clearance			C3 clearance			C4 clearance		
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,30	0,29	0,46	1,88	0,38	0,44	1,47
0,345	0,22	0,56	1,99	0,32	0,46	1,71	0,40	0,44	1,40
0,689	0,26	0,56	1,71	0,36	0,46	1,52	0,43	0,44	1,30
1,03	0,28	0,56	1,55	0,38	0,46	1,41	0,46	0,44	1,23
1,38	0,30	0,56	1,45	0,40	0,46	1,34	0,47	0,44	1,19
2,07	0,34	0,56	1,31	0,44	0,46	1,23	0,50	0,44	1,12
3,45	0,38	0,56	1,15	0,49	0,46	1,10	0,55	0,44	1,02
5,17	0,42	0,56	1,04	0,54	0,46	1,01	0,56	0,44	1,00
6,89	0,44	0,56	1,00	0,54	0,46	1,00	0,56	0,44	1,00

Intermediate values are obtained by linear interpolation

Şekil 3.53 Bilyeli rulmanlar için eşdeğer yük hesaplama faktörleri

Sonuç olarak rulman ömür hesaplamalarında seçilen rulman ömürlerinin **62.12 saat** olması şartnamede belirtilen 25 saatlik motor çalışma ömrünü sağlamaktadır. Bu durumda tasarlanan aft fan modülü seçilen rulmanlar ile sorunsuzca çalışacaktır.

3.9 Termal hesaplamalar

Termal hesaplamalar TEI'nin "Thermal Systems Design Technical Guideline" kitabından yola çıkılarak hesaplanmıştır. Isı transferinde 162, 163 ve 164 numaralı denklemler kullanılacaktır.

$$R_t = \frac{1}{h_1 2\pi r L} \quad (162)$$

$$R_i = \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi k L} \quad (163)$$

$$\dot{\theta} = \frac{\Delta T}{R_{\text{toplam}}} \quad (164)$$

Isı transfer katsayısı, denklem 167 olan Nusselt sayısından bulunacaktır. Akan havanın yoğunluğu $\rho = 0,589 \text{ kg/m}^3$, türbin girişindeki bağıl hız $V = 185 \text{ m}^2/\text{s}$, dinamik viskozite Tablo 3.3'den $\mu = 4,3 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$. İki kanat arası mesafe $p = 0,01 \text{ m}$, akış alanı $A =$

0,0087 m²'dir. Denklem 165 ile D=3,4892 m hesaplanmıştır. Reynolds sayısı denklem 166 ile $Re = 88.41 \times 10^5$ hesaplanmıştır. Prandtl sayısı denklem 167 ile $Pr = 2,25$ hesaplanmıştır. Reynolds ve prandtl hesaplamalarına göre türbülanslı akış olduğu bulunmuştur. Numsselt sayısının türbülanslı denklemi denklem 168 ile Isı transfer katsayısı $h_1 = 18,62 W/m^2 K$ hesaplanmıştır.

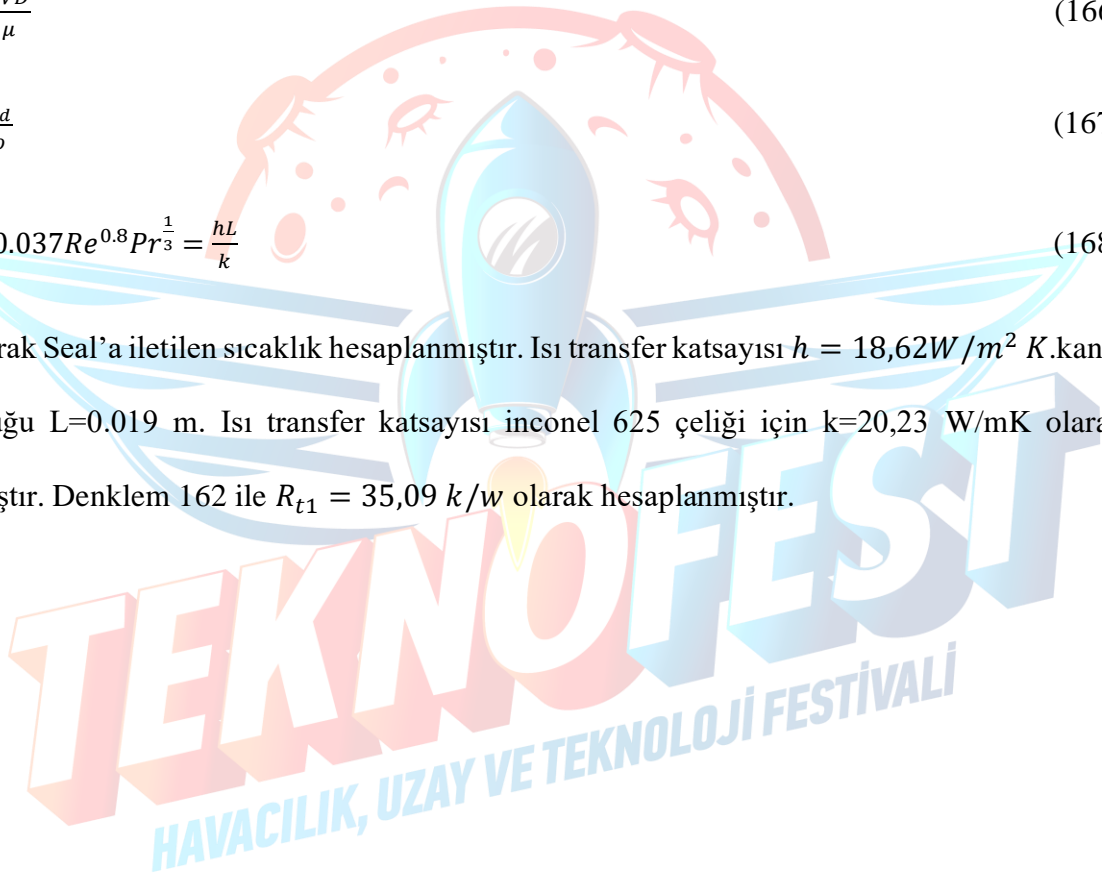
$$D = \frac{4A}{p} \quad (165)$$

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu} \quad (166)$$

$$Pr = \frac{V_d}{\rho} \quad (167)$$

$$Nu = 0.037 Re^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} = \frac{hL}{k} \quad (168)$$

İlk olarak Seal'a iletilen sıcaklık hesaplanmıştır. Isı transfer katsayısı $h = 18,62 W/m^2 K$. kanat uzunluğu $L=0.019$ m. Isı transfer katsayısı inconel 625 çeliği için $k=20,23$ W/mK olarak alınmıştır. Denklem 162 ile $R_{t1} = 35,09$ k/w olarak hesaplanmıştır.



Tablo 3.3 Havanın sıcaklık ile kinematik ve dinamik viskozitesinin değişimi [17]

Temp T, °C	Density Air ρ , kg/m ³	Specific Heat of Air c_p , J/kg-K	Thermal Conductivity Air k, W/m-K	Thermal Diffusivity Air α , m ² /s	Dynamic Viscosity Air μ , kg/m-s	Kinematic Viscosity Air ν , m ² /s	Prandtl Number Air Pr
400	0.5243	1069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1000	0.2772	1184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1500	0.1990	1234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2000	0.1553	1264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Denklemlerde kullanılacak r_1, r_2, r_3, r_4 ve r_5 değerleri Şekil 3.54 de gösterildiği gibidir. Türbinin mean yarı çapı r_1 , tarbin tip yarı çapı r_2 , fanın hub yarı çapı r_3 , türbinin hub yarı çapı r_4 , Şaftın yarı çapı r_5 , fan mein yarı çapı r_6 ’dır.

R_i denklem 145 ile hesaplanmıştır. Isı transfer katsayısı inconel 625 çeliği için $k=20,23$ W/mK olarak alınmıştır. Kanat boyu $L= 0,019$ m’dir. Denklem 145 ile $R_i=0,024k/w$ olarak hesaplanmıştır.

R_{t2} denklem 181 ile hesaplanmıştır. Isı transfer katsayısı $h_2 = 73.17W/m^2 K$. kanat uzunluğu $L=0.019$ m. Isı transfer katsayısı inconel 625 çeliği için $k=20,23$ W/mK olarak alınmıştır. $R_{t2} = 0,27k/w$ olarak hesaplanmıştır.

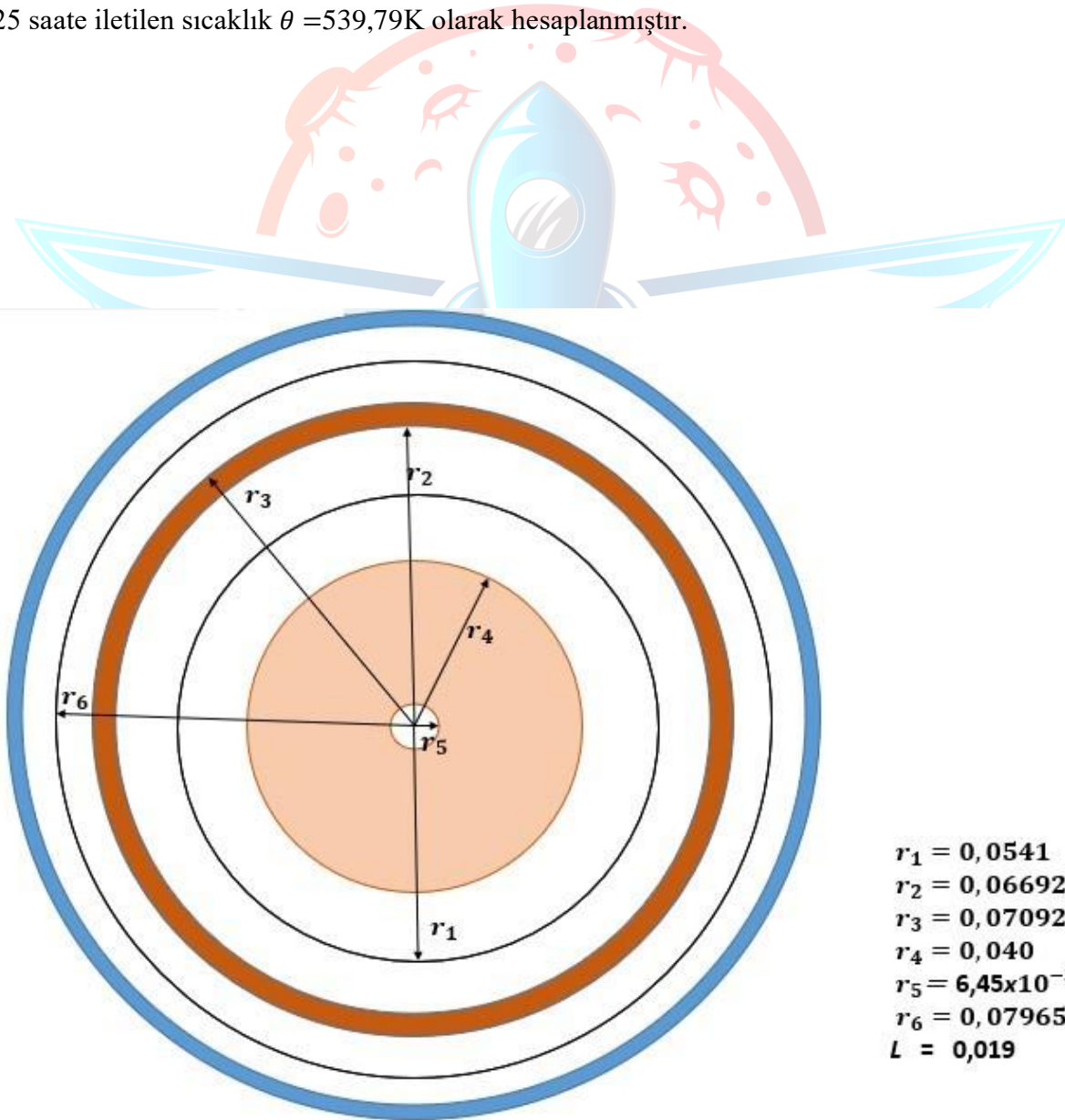
Türbin giriş sıcaklığı $T_1 = 1066$ K, $T_2 = 302$. $R_{t1} = 35,09$ k/w , $R_i = 0,024$ k/w , $R_{t2} = 0,27$ k/w .Isı transfer hızı denklem 182 ile $\dot{\theta} = 21,59$ K/s olarak hesaplanmıştır. En az 25 saat çalışması istenen modülün zaman hesabını 25 saate göre denklem 183 ile hesaplanmıştır.

$$R_{t2} = \frac{1}{h_2 2\pi r L} \quad (169)$$

$$\dot{\theta} = \frac{\Delta T}{R_{toplam}} \quad (170)$$

$$\theta = \dot{\theta} \Delta T \quad (171)$$

25 saate iletilen sıcaklık $\theta = 539,79$ K olarak hesaplanmıştır.



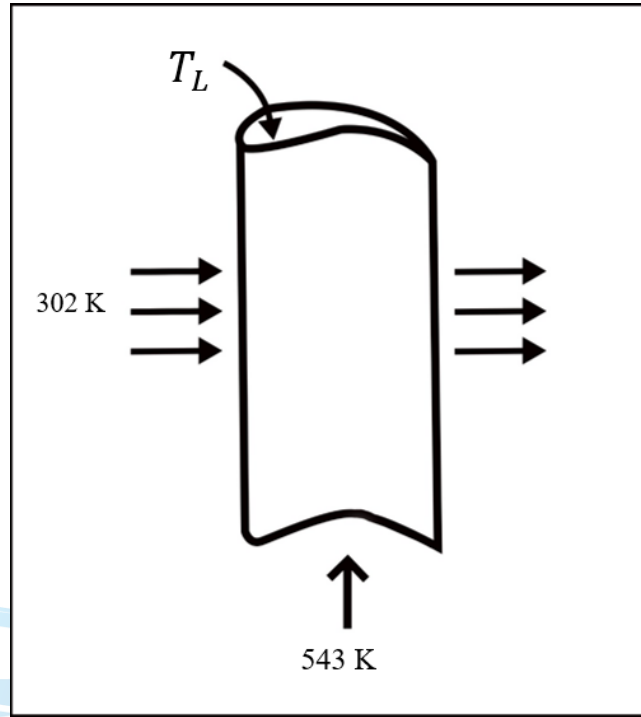
Şekil 3.54 Isıl dirençler için yarıçaplar

Tablo 3.4 Havanın sıcaklık ile dinamik ve kinematik viskozite değişimi [17]

Temp T, °C	Density Air ρ , kg/m ³	Specific Heat of Air c_p , J/kg-K	Thermal Conductivity Air k, W/m-K	Thermal Diffusivity Air α , m ² /s	Dynamic Viscosity Air μ , kg/m-s	Kinematic Viscosity Air ν , m ² /s	Prandtl Number Air Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255

Fan kanadında tekrardan ısı transfer katsayısı hesabı için reynold sayısı denklem 166 ile hesaplanmıştır. Akan havanın yoğunluğu $\rho=1.172 \text{ kg/m}^2$, türbin girişindeki bağlı hız $V = 392.91 \text{ m}^2/\text{s}$, dinamik viskoziti Tablo 3.4'den $\mu = 1.608 \times 10^5 \text{ kg/ms}$. İki kanat arası mesafe $p = 0,012 \text{ m}$, akış alanı $A = 0,008769 \text{ m}^2$ 'dir. Denklem 165 ile $D=2,92 \text{ m}$ hesaplanmıştır. $Re = 71 \times 10^6$ hesaplanmıştır. Prandtl sayısı denklem 167 ile $Pr = 0,92$ hesaplanmıştır. Reynolds ve prandtl hesaplamalarına göre türbülanslı akış olduğu bulunmuştur. Numsselt

sayısının türbülanslı denklemi denklem 168 ile Isı transfer katsayısı $h_2 = 73,17W/m^2 K$ hesaplanmıştır.



Şekil 3.55 Kanat Profilini Etkiyen Sıcaklık Profili

Fan kanadına türbinden gelen ısının iletimi denklem 172 ile hesaplanmıştır. Kanat genişliği $C=0,088m$. Denklem 172’de bulunan m değeri denklem 173 ile $m=0,88$ olarak hesaplanmıştır. Şekil 3.55’e göre fan girişindeki havanın sıcaklığı $T_1 = 302 K$, türbinden gelen ısı $T_2 = 543 K$ dir. Kanat genişliği $L=0,019m$ olarak bulunmuştur. Kanattaki iletilen sıcaklık denklem 153 ile $T_L = 350.95K$ olarak hesaplanmıştır.

$$T_L = \frac{T_1 - T_2}{\cos(h)mL} + T_2 \quad (172)$$

$$m = \sqrt{\frac{hL}{kC}} \quad (173)$$

Diske iletilen sıcaklık Denklem 174 ile R_t hesaplanmıştır. Isı transfer katsayısı inconel 625 çeliği için $k=20,23 W/mK$ olarak alınmıştır. $L= 0,019 m$ ’dir. $h_1 = 18,62 W/m^2 K$ ’dir.

Denklem 174 ile $R_t=31,9\text{k/w}$ olarak hesaplanmıştır. Denklem 175 ile R_i hesaplanmıştır. $r_4 = 0,04 \text{ m}$. $r_5 = 6,45 \times 10^{-3}$ dir. Denklem 175 ile $R_i=0,75\text{k/w}$ olarak hesaplanmıştır. $T_1=1066\text{K}$, şafttan gelen ısı değeri $T_3=150\text{K}$, $R_t = 31,9\text{k/w}$, $R_i = 0,75\text{k/w}$. Isı transfer hızı denklem 170 ile $\dot{\theta} = 19,69 \text{ K/s}$ olarak hesaplanmıştır. En az 25 saat çalışması istenen modülün zaman hesabını 25 saate göre denklem 171 ile hesaplanmıştır. $\theta = 574 \text{ K}$ Olarak hesaplanmıştır.

$$R_t = \frac{1}{h2\pi rL} \quad (174)$$

$$R_i = \frac{\ln\left(\frac{r_4}{r_5}\right)}{2\pi kL} \quad (175)$$

Disk için yapılan hesaplama detay tasarım raporunda tekrardan TEI'nin 'Thermal Systems Design Technical Guideline' kitabında anlatıldığı gibi Thomas algoritmasına göre çözümlenecektir.

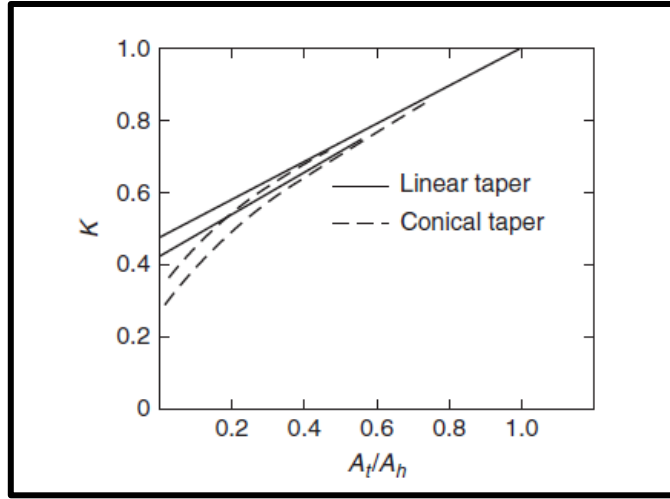
3.10 İki Boyutlu Yapısal Analizler

Türbinin rotor kanatları ile diskteki gerilme değerleri aşağıdaki denklemler ile hesaplanmıştır. Türbin kanat malzemesi ve diski için Inconel 625 alaşımı seçilmiştir. Alaşımın hesaplamalarda kullanılan yoğunluğu $\rho = 8400 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ olarak alınmıştır. Rotor kanadında en yüksek radyal gerilmeler kanat köklerinde meydana gelmektedir bu gerilmeler denklem 176 ile hesaplanmaktadır.

$$\sigma_c = \rho_m * \frac{K * U_t^2}{2} * \left[1 - \left(\frac{r_h}{r_t} \right)^2 \right] \quad (176)$$

$$\sigma_c = 8200 * \frac{0.7 * 243.76^2}{2} * \left[1 - \left(\frac{0.03688}{0.06245} \right)^2 \right] \quad \sigma_c = 111.41 \text{ MPa}$$

Burada türbin tip hızı $U_t = 243.76 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ olarak, K değeri incelleme veya sivrilik katsayısı (tapered factor) $\frac{A_t}{A_h} = 0.6$ kabul edilerek Şekil 3.56'ten $K=0.7$ olarak bulunmuştur.



Şekil 3.56 K faktörü diyagramı [14]

LPT rotoru için bulunan $r_t = 0.06692 \text{ m}$ ve $r_h = 0.04125 \text{ m}$ değerleri denklem 'de yerine yazılırsa $\sigma_c = 117,92 \text{ MPa}$ olarak bulunur. Kanatlarda meydana gelen maksimum gerilme değeri denklem 177 ile $\sigma_{c,max} = 185,5 \text{ MPa}$ olarak hesaplanmıştır. Burada $N = 633,3 \frac{dev}{s}$, A türbin çıkış akış alanıdır.

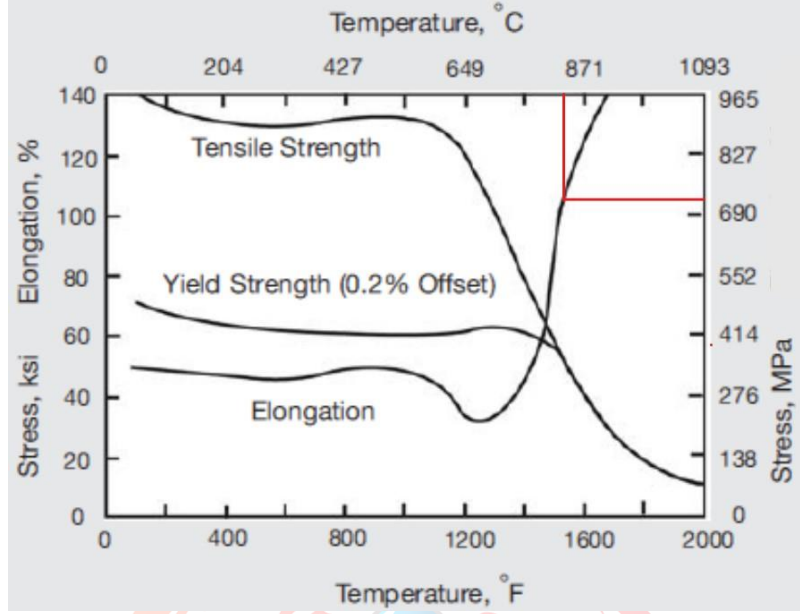
$$\sigma_{c,max} = 2 * \pi * N^2 * \rho * A \quad (177)$$

$$A = \pi * (r_t^2 - r_h^2) \quad (178)$$

$$A = \pi * (0.06692^2 - 0.04125^2) \quad A = 0.0087233 \text{ m}^2$$

$$\sigma_{c,max} = 2 * \pi * 612.9^2 * 8200 * 0.00778 \quad \sigma_{c,max} = 185,5 \text{ MPa}$$

Türbin kanatlarındaki emniyet katsayısı (E.K.) denklem 160 ile Inconel 625 alaşımının akma gerilmesinin Şekil 3.57'dan 1045 K için 700 MPa olarak bulunan akma gerilme değerine oranı ile olarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.57 Inconel 625'in sıcaklıklara bağlı olarak değişen mukavemet değerleri [18]

$$E. K. = \frac{\sigma_{akma}}{\sigma_{c,max}} \quad (179)$$

$$E. K. = \frac{700}{185,5} \quad E. K. = 3,7$$

Hesaplanan emniyet katsayısının emniyet sınırları içerisinde olduğu görülmektedir.

Türbin diskindeki burulma gerilmeleri denklem 180 ile hesaplanmıştır. Burada P türbin şaft gücü 71,6 kW, $W_d = 0.01704 m$ türbin disk genişliği, $r = 0.04125 m$ disk yarıçapı, açısal hızımız 3979.35 rad/s olarak alındığında, disk üzerindeki burulma gerilmesi **66,8 MPa** olarak bulunmuştur. Disk üzerindeki burulma gerilmesinin toplam gerilmeye katkısının çok az olduğu görülmektedir.

$$\tau_d = \frac{P (kW)}{2 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot W_d \cdot \omega} \quad (180)$$

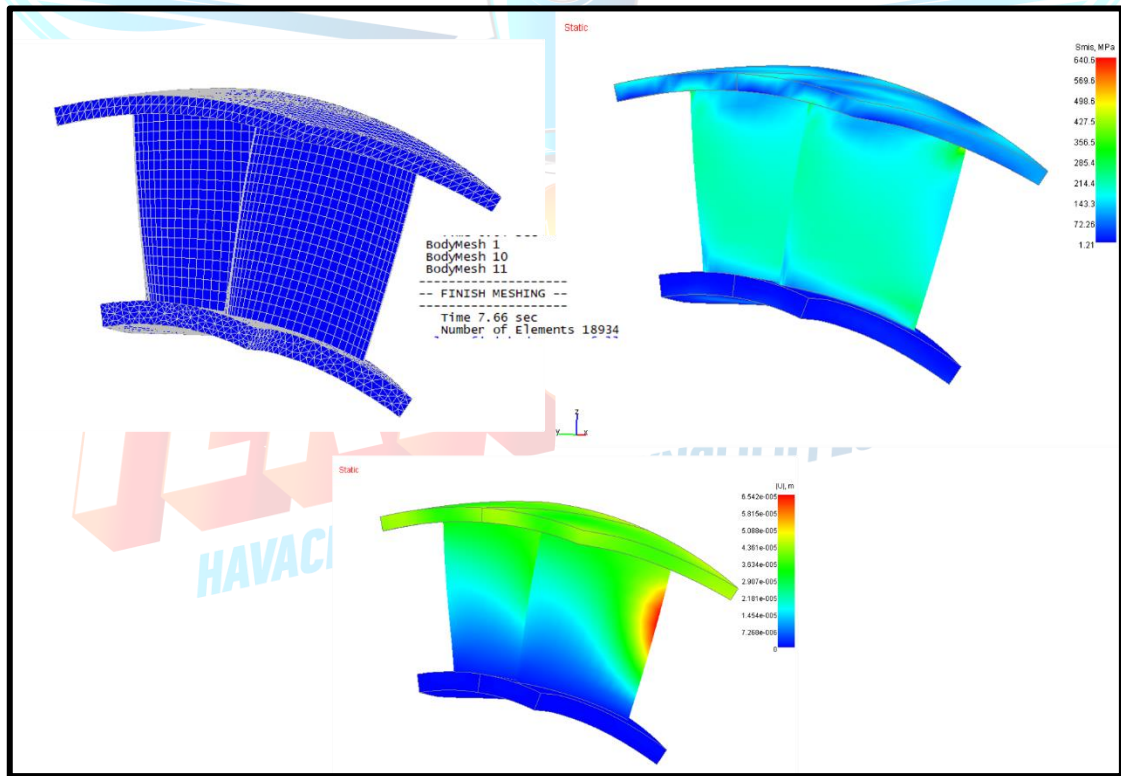
$$\tau_d = \frac{67.54}{2 \cdot \pi \cdot 0.0361^2 \cdot 0.0162 \cdot 3979.35} \quad \tau_d = 98,76 MPa$$

Türbin diski üzerindeki uniform gerilmeler denklem 181 ile hesaplanmıştır. Denklemden $r_h = 0.03688 m$ olarak alınmıştır. Yapılan hesaplama sonucunda türbin diski üzerindeki **uniform gerilme değerinin 45,44 MPa** olduğu tespit edilmiş olup hesaplanan değer Inconel 625 çeliğinin emniyetli sınırları içerisinde yer almaktadır.

$$\sigma_d = \frac{\omega^2 * r_d^2 * \rho}{4} \quad (181)$$

$$\sigma_d = \frac{3979,35^2 * 0.04125^2 * 8200}{4} \quad \sigma_d = 56,85 \text{ MPa}$$

AxStream de yapılan 2D stress analizinde ise kanatlardaki von-Mises gerilme değerinin 140 MPa ile 350 MPa arasında değiştiği maksimum gerilmenin ise 640 MPa ile kanat ile shroud arasındaki bağlantıda gerçekleştiği bunun nedeninin yetersiz mesh kalitesi olabileceği (18934 adet mesh atılmıştır) değerlendirilmektedir (Şekil 3.58). Kanatlardaki uzama miktarının oldukça düşük olduğu görülmektedir. AxStream’de elde edilen 2D gerilme analizinde ise ortalama 350 MPa gerilme değeri kabul edilmiş olup buradaki E.K.=2.31 olarak bulunmuş olup emniyet katsayısının 2’ nin üzerinde olduğu görülmektedir.



Şekil 3.58 AxStream de yapılan 2D yapısal analiz

Fan kanatlarının maksimum ve oluşan ortalama gerilme değerleri LPT’ye benzer şekilde denklem 176 ve 177 ile hesaplanmıştır. Fan kanatları için malzeme olarak LPT ile aynı

malzeme olan Inconel 625 seçildiğinden yoğunluk değeri 8400 kg/m^3 olarak alınmıştır. $r_f = 0.0881 \text{ m}$, $r_h = 0.0705 \text{ m}$ olarak fan kısmında bulunduğundan değerler yerine yazılırsa fan kanatlarındaki gerilme,

$$\sigma_c = 8400 * \frac{0.6 * 354.33^2}{2} * \left[1 - \left(\frac{0.0705}{0.0881} \right)^2 \right] \quad (182)$$

$\sigma_c = 113.78 \text{ MPa}$ olarak bulunur.

Fan kanatlarındaki maksimum gerilme ise,

$$\sigma_{c,max} = 2 * \pi * N^2 * \rho * A \quad (183)$$

$$A = \pi * (r_t^2 - r_h^2) \quad A = \pi * (0.0881^2 - 0.0705^2) \quad A = 0.08769 \text{ m}^2$$

$$\sigma_{c,max} = 2 * \pi * 633.3^2 * 8400 * 0.08769 \quad (184)$$

$\sigma_{c,max} = 185,64 \text{ MPa}$ olarak hesaplanmıştır.

Fan kanatlarındaki emniyet katsayısı ise denklem 166 ile $E.K. = 3,77$ olarak hesaplanmıştır.

$$E.K. = \frac{700}{185,64} \quad (185)$$

Fan diskinde oluşan burulma gerilmeleri ise türbindeki benzer yöntem ile hesaplanmıştır.

Burada fan diski $w_{d,f} = 0.01769 \text{ m}$, $r_{d,f} = 0.07050 \text{ m}$ olarak Şekil 3.16'dan bulunmuştur.

Burada siğil için fan girişinde 8 mm, çıkışında 10 mm pay bırakılarak ortalama disk yarıçapı

hub yarıçaplarından hesaplanmıştır. Elde edilen değerler aşağıdaki denklemde yerine yazılırsa

fan diskindeki burulma gerilmesi,

$$\tau_d = \frac{71,6}{2 * \pi * 0.0705^2 * 0.01769 * 3979.35} \quad (186)$$

$\tau_d = 32,29 \text{ MPa}$ olarak bulunur.

Fan diski üzerindeki uniform gerilmeler denklem 187 ile $\sigma_d = 165.28 \text{ MPa}$ olarak hesaplanmıştır.

$$\sigma_d = \frac{3979,63^2 * 0.0705^2 * 8400}{4} \quad \sigma_d = 165,28 \text{ MPa} \quad (187)$$

3.9.1 Termal Gerilme Hesaplamaları

Termal hesaplamalar kapsamında LPT rotor kanatlarındaki ortalama sıcaklık ve termal gerilmeler hesaplanmıştır. Daha sonra Larsson-Miller eğrisinden türbin ömür hesabı yapılarak türbinin ömrü bulunmuştur. Kanat ortalama sıcaklığının %85'i rotor girişindeki bağıl kinetik enerjiden kaynaklanmaktadır. Rotor kanatlarındaki ortalama sıcaklık denklem 188 ile hesaplanmıştır. Denklemde $V_6 = 276,46 \frac{m}{s}$ olarak hız üçgenlerinde gösterilmiştir. LPT kanadındaki toplam sıcaklık $T_{06} = 1066 \text{ K}$ olarak alındığında,

$$T_k = T_{06} + 0.85 * \frac{V_6^2}{2 * c_p} \quad (188)$$

$T_k = 1066 + 0.85 * \frac{276,46^2}{2 * 1.148 * 1000} \quad T_k = 1094.29 \text{ K}$ olarak bulunmuştur. Inconel 625 çeliğinin erime sıcaklığı 1350 K olduğundan erime sıcaklığına % 19'luk bir emniyet marjı kalmıştır ve bu marj türbinin çalışması için yeterlidir.

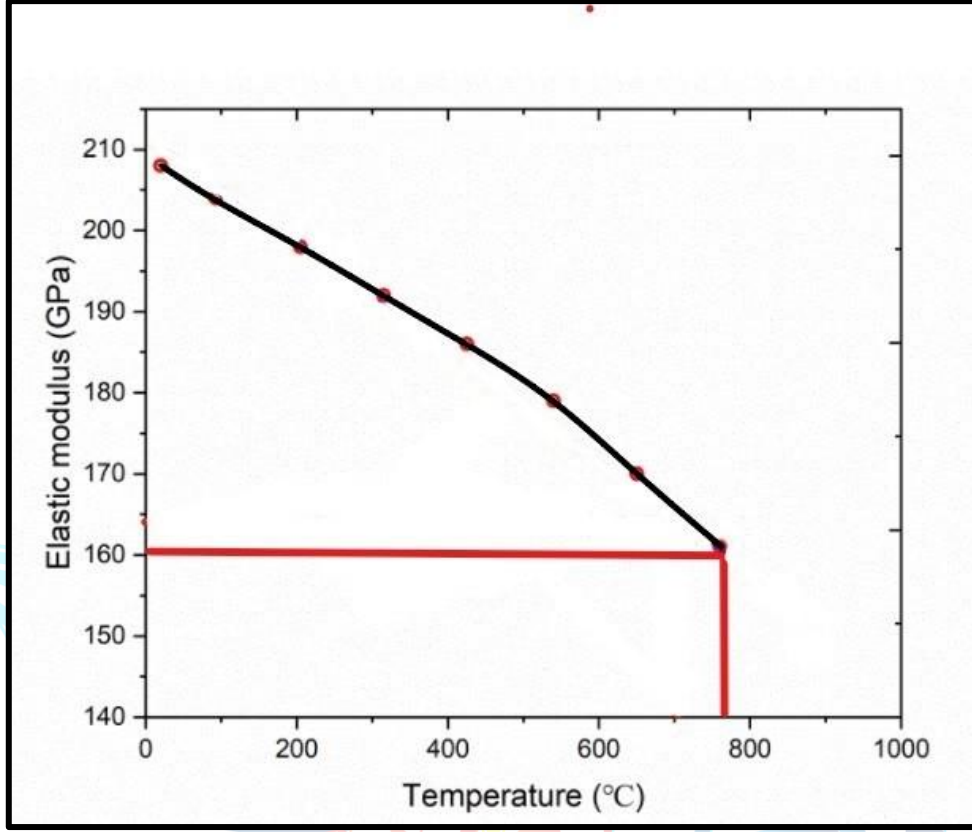
Termal gerilmeler ise teğetsel ve radyal olarak denklem 189 ve 190 ile hesaplanmıştır. Denklemlerdeki α termal genişleme katsayısı olup bu değer Inconel 625 çeliği için 1.57×10^{-6} (1/K) dir. Tasarlanan türbinde rim olmadığı için $r = 0$ alınmıştır. $r_h = 0.0363 \text{ m}$ olarak denklemlerde yerine yazılırsa gerilmeler,

$$\sigma_{tr} = \frac{\alpha E \Delta T}{3} \left(1 - \frac{r}{r_h}\right) \quad (189)$$

$$\sigma_{tr} = \frac{1.40 * 10^{-5} * 148 * 10^6 * (1066 - 959.68)}{3} * \left(1 - \frac{0}{0.0363}\right) \quad \sigma_{tr} = 95,67 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{tt} = \frac{\alpha E \Delta T}{3} \left(1 - 2 \frac{r}{r_h}\right) \quad (190)$$

$$\sigma_{tt} = \frac{1.40 \cdot 10^{-5} \cdot 148 \cdot 10^6 \cdot (1066 - 959.68)}{3} \cdot \left(1 - 2 \frac{0}{0.0363}\right) \quad \sigma_{tt} = 95,67 \text{ MPa} \text{ olarak bulunur.}$$



Şekil 3.59 Inconel 625 çeliğinin sıcaklık ile elastisite modülünün değişimi grafiği [20]

Türbin ömrü Inconel 625 çeliğinin Larson-Miller eğrisinden (Şekil 3.60) hesaplanan gerilme değerine karşılık bulunan parametre değeri ile denklem 191 ile hesaplanmıştır. LMP Şekil 3.58'ten 23.4 olarak bulunmuştur. Diyagramda gerilme değeri denklem 192 ile radyal ve teğetsel termal gerilmelerin bileşkesi alınarak bulunmuştur. Ortalama kanat sıcaklığı ise $T_k = 1094,29 \text{ K}$ olarak denklem 188 ile hesaplanmıştır. Denklem 192'te yerlerine yazılırsa, $t = 172,6$ saat olarak hesaplanır.

$$\sigma_t = \sqrt{\sigma_{tr}^2 + \sigma_{tt}^2} \quad (191)$$

$$\sigma_t = \sqrt{95,67^2 + 95,67^2}$$

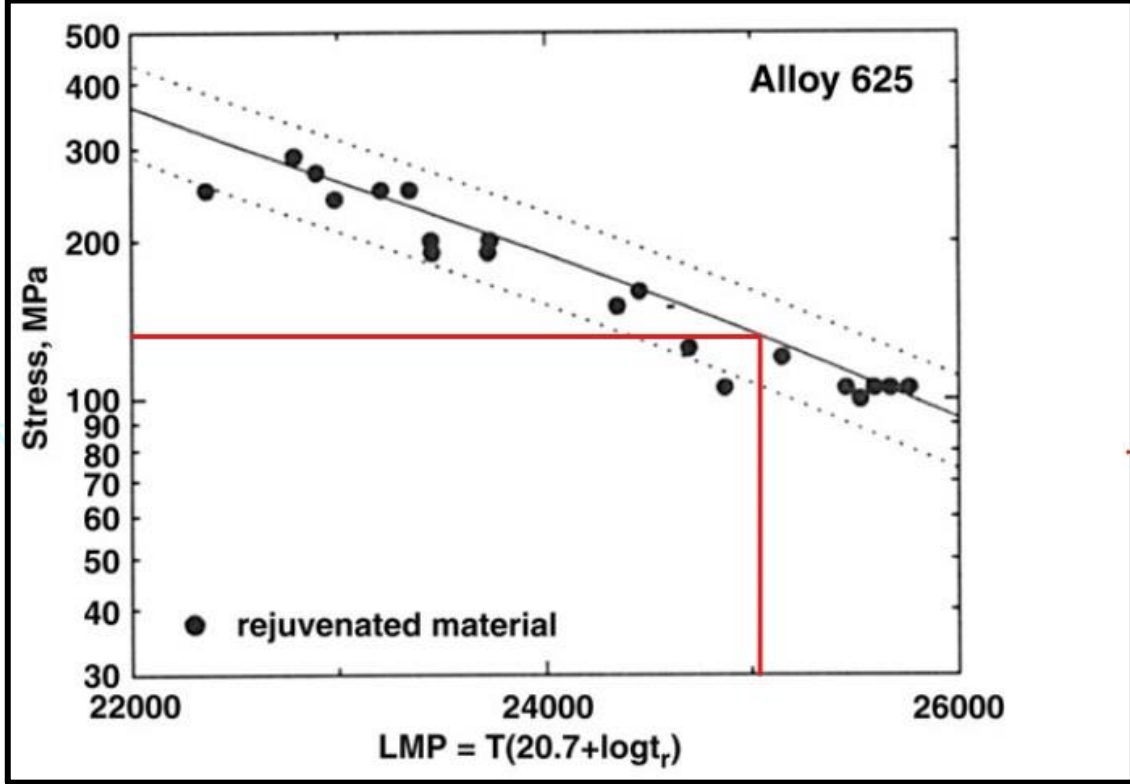
$$\sigma_t = 135 \text{ MPa}$$

$$LMP = T * (\log t + 20,7) \times 10^{-3}$$

(192)

$$25.1 = 1094.29 * (\log t + 20,7) \times 10^{-3}$$

$$t = 172,6 \text{ saat}$$



Şekil 3.60 Inconel 625 çeliği için Larson-Miller diyagramı

LPT türbininin **ömürünün 172,6 saat olarak** çıkması ile modül için istenen **en az 25 saat** çalışma ömrü sağlanmıştır.

Termal hesaplamalar kapsamında fan kanatlarındaki ortalama sıcaklık ve termal gerilmeler hesaplanmıştır. Daha sonra Larsson-Miller eğrisinden türbin ömür hesabı yapılarak türbinin ömrü bulunmuştur. Kanat ortalama sıcaklığının %85'i rotor girişindeki bağıl kinetik enerjiden kaynaklanmaktadır. Fan kanatlarındaki ortalama sıcaklık denklem 193 ile hesaplanmıştır. Denklemde $V_{10} = 354,33 \frac{m}{s}$ olarak hız üçgenlerinde gösterilmiştir. Fan girişinde toplam sıcaklık $T_{09} = 302,39 \text{ K}$ olarak alındığında,

$$T_{kf} = T_{09} + 0.85 * \frac{V_{10}^2}{2 * c_p} \quad (193)$$

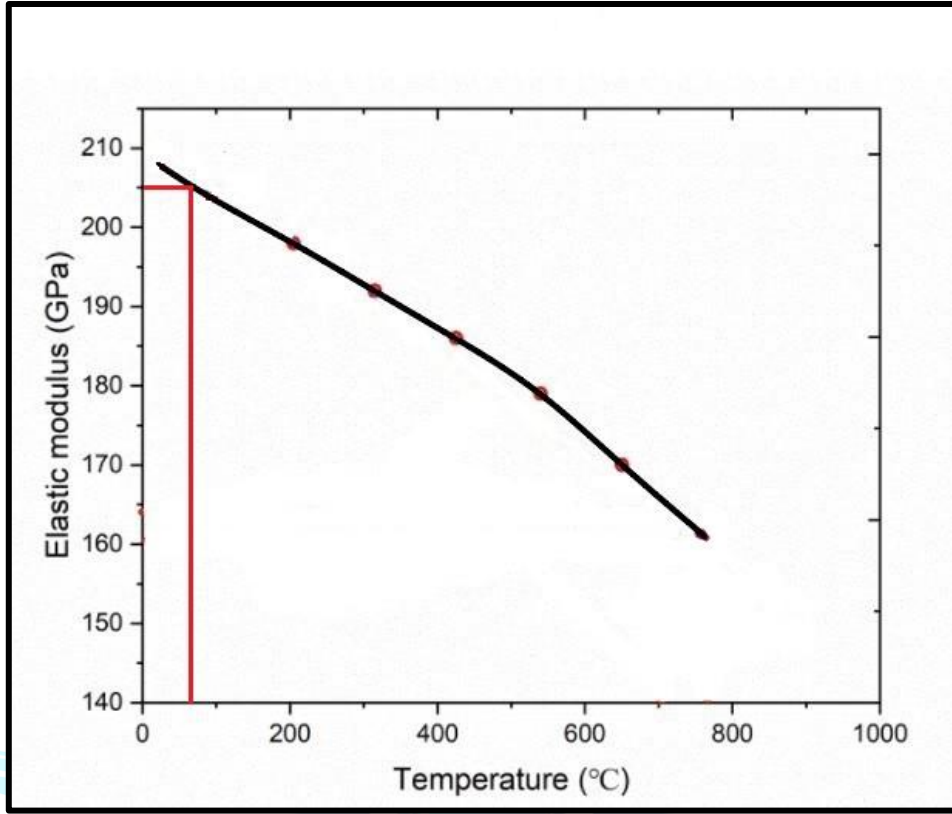
$T_k = 409,08 K$ olarak bulunmuştur. Inconel 625 çeliğinin erime sıcaklığı **1350 K** olduğundan erime sıcaklığına % 70'lik bir emniyet marjı kalmıştır ve bu marj fanın çalışması için yeterlidir.

Termal gerilmeler ise teğetsel ve radyal olarak denklem 194 ve 195 ile hesaplanmıştır. Denklemlerdeki α termal genişleme katsayısı olup bu değer Inconel 625 çeliği için 1.57×10^{-6} (1/K) dir. Tasarlanan fanda rim olmadığı için $r = 0$ alınmıştır. Fanın hub yarıçapı $r_h = 0.0705 m$ olarak denklemlerde yerine yazılırsa gerilmeler,

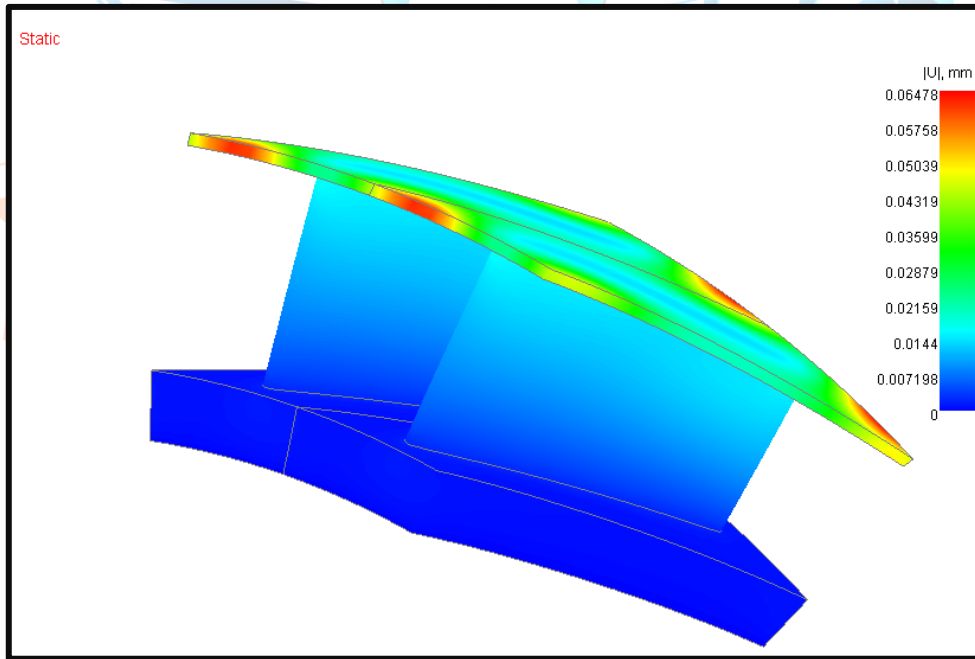
$$\sigma_{tr} = \frac{\alpha E \Delta T}{3} \left(1 - \frac{r}{r_h}\right) \quad \sigma_{tr} = 32,76 MPa \quad (194)$$

$$\sigma_{tt} = \frac{\alpha E \Delta T}{3} \left(1 - 2 \frac{r}{r_h}\right) \quad \sigma_{tt} = 32,76 MPa \quad (195)$$





Şekil 3.61 Inconel 625 çeliğinin sıcaklık ile elastisite modülünün değişimi grafiği [21]



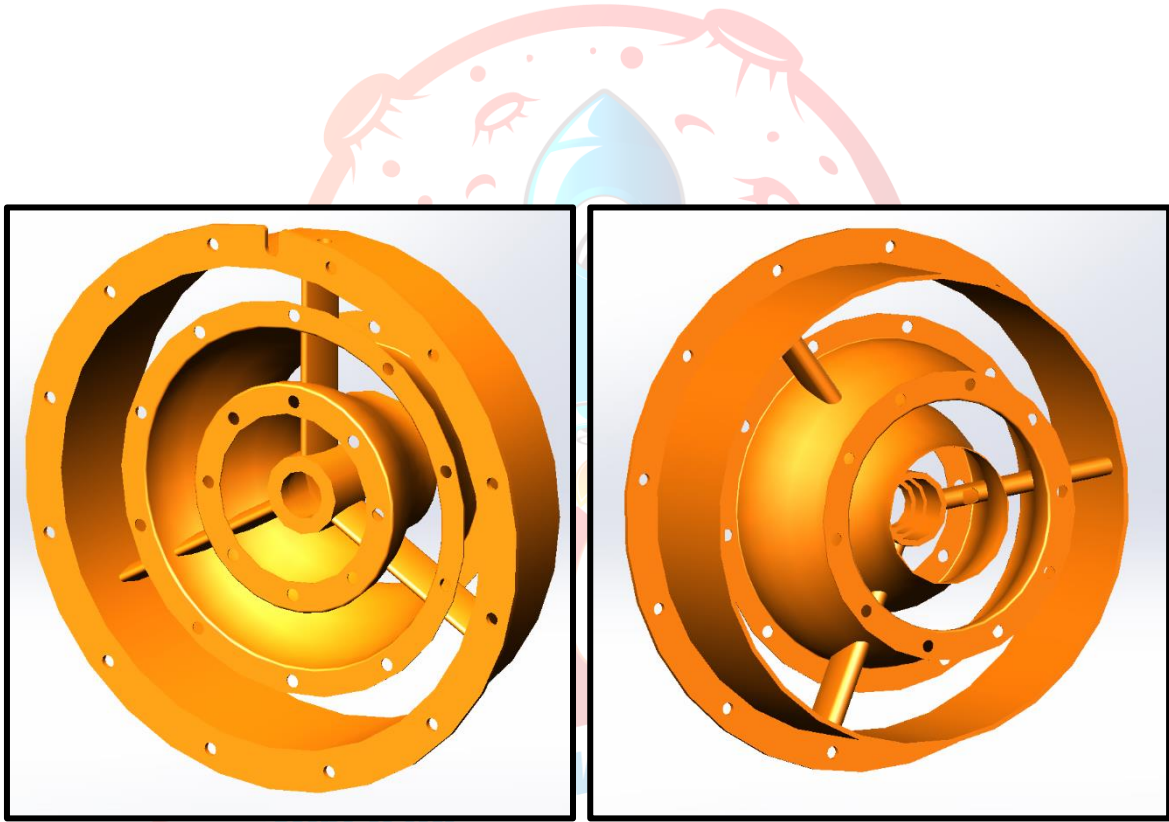
Şekil 3.62 Fan kanatlarındaki mutlak uzama değerleri

3.11 Maliyet ve Üretilirlik Analizi

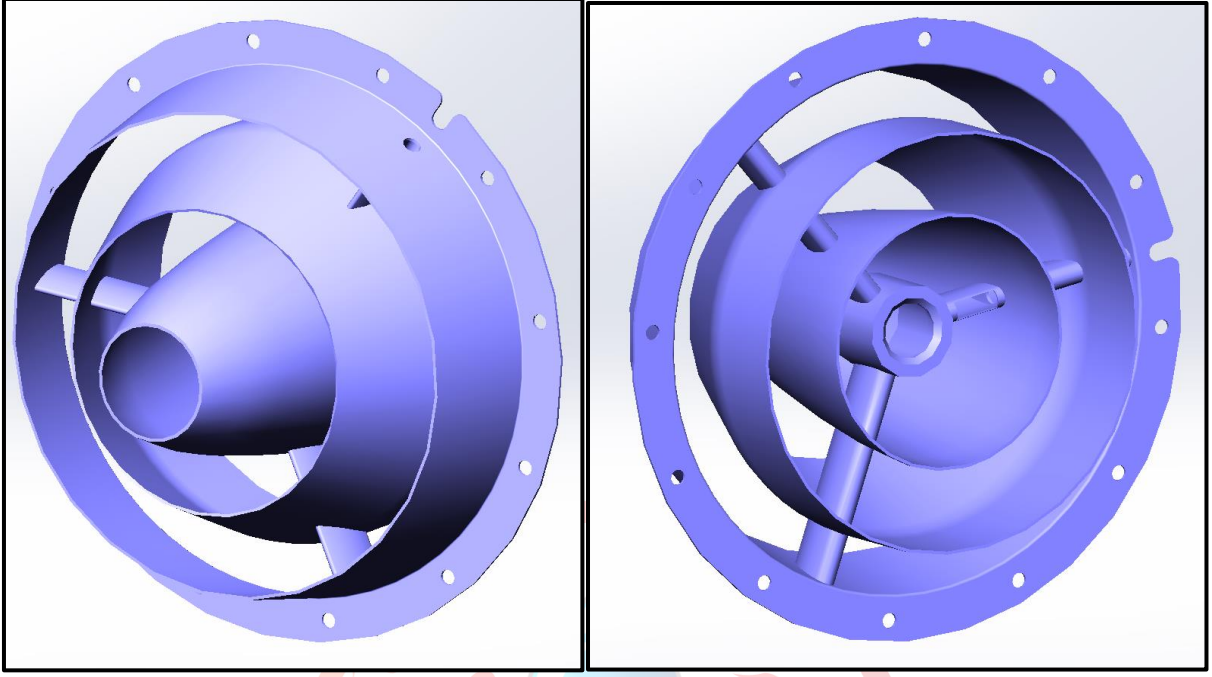
Fan modülü imalatı için farklı malzeme türlerine göre farklı üretim yöntemleri seçilmiştir.

3.11.1 Aerodinamik Geçiş Parçası ve Nozul

Şekil 3.63’da gösterilen çekirdek motor ile fan rotoru arasında bulunan aerodinamik geçiş parçası ve şekil 3.64’de gösterilen fan modülünün egzoz çıkışındaki sıcak ve soğuk nozul parçaları yüksek sıcaklığa dayanıklı inconel 718 alaşımından imal edileceğinden sac levha şeklindeki ham malzeme ile imalatı yapılacaktır.

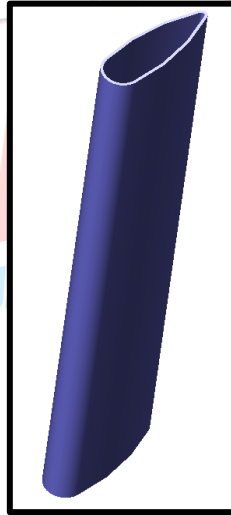


Şekil 3.63: Çekirdek motor ile fan rotoru arasında bulunan aerodinamik geçiş parçası



Şekil 3.64: Fan modülünün egzoz çıkışındaki sıcak ve soğuk nozul parçası

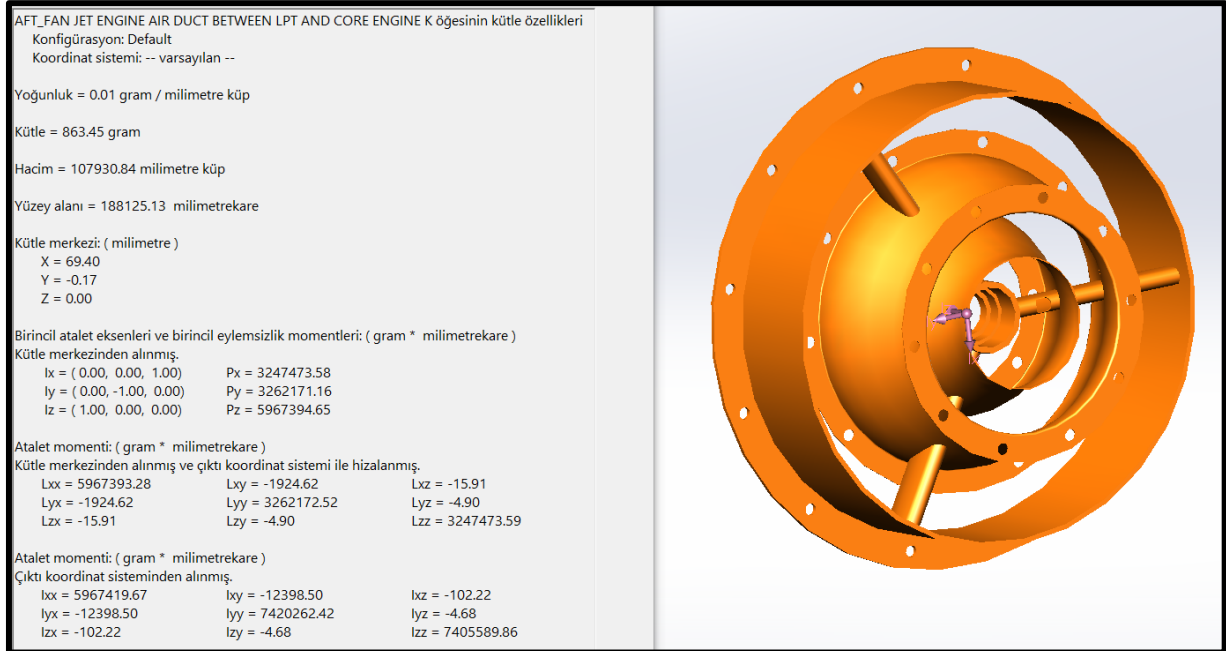
Üretim aşamasında sac levha şeklindeki inconel 718 malzeme 2 boyutlu imalat resimlerine göre lazer kesim ile kesilecek ve ardından ortaya çıkan parçalar rulo bükme makinesiyle halka haline getirilecektir. Halka halindeki parçalar içinden yağlama hattının da geçtiği şekil 3.65 de gösterilen 3 adet parça ile hizalanarak kaynak ile birleştirilecektir.



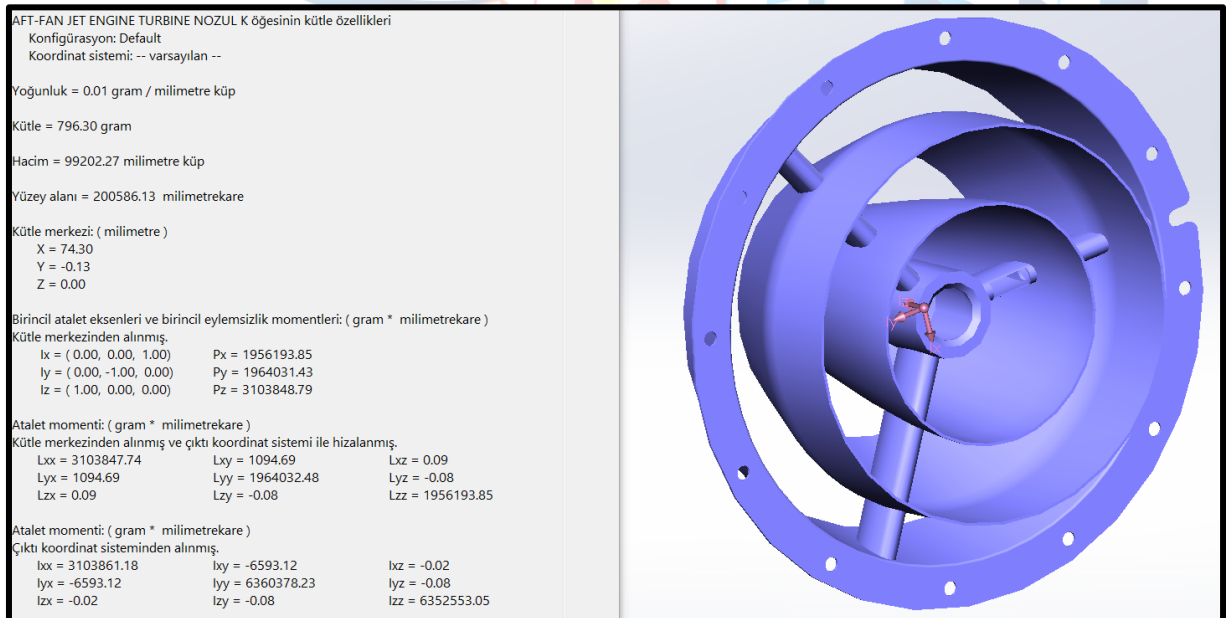
Şekil 3.65: Bağlantı parçası

Inconel 718 malzemenin, parçaların merkezindeki rulmanların yerleştirileceği kademeli olarak tornada işlenmiş boru parçası da kaynak ile diğer parçalara birleştirilerek parçalar tamamlanmış olacaktır.

Yapılan piyasa araştırmasıyla Inconel 718 sac levha ve boru malzemelerin ortalama birim(kg) fiyatları 30 dolar olarak tespit edilmiştir. Solidworks yazılımından parçaların kütleleri tespit edilerek şekil 3.66 ve şekil 3.67’te gösterildiği gibi 863.45 ve 796.3 gram olmak üzere toplam 1.659,75 gram olarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.66: Çekirdek motor ile fan roturu arasında bulunan aerodinamik geçiş parçasının kütlesi

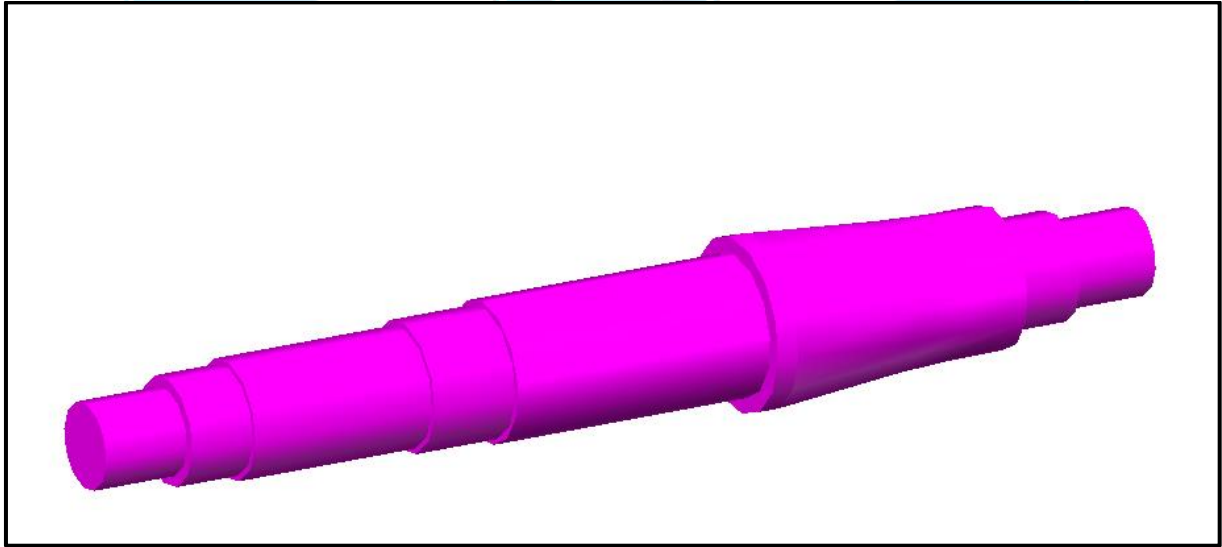


Şekil 3.67: Fan modülünün egzoz çıkışındaki sıcak ve soğuk nozul parçasının kütlesi

Malzemelerin birim fiyatlarına bağı maliyet (1,65975 kg x 30 dolar) yaklaşık olarak 50 dolar olarak hesaplanmıştır. Yüksek tolerans hassasiyeti ile üretimin torna, rulo büküm, lazer kesim ve kaynak ile birleştirme maliyetleri adam saat üzerinden 20 dolar olarak piyasa araştırması ile tespit edilmiştir. Bu iki parçanın imalat süresi 8 saat olarak hesaplanmıştır. Bu durumda (8x20) yaklaşık 160 dolar üretim maliyeti olduğu görülmüştür. Malzeme maliyeti ile birlikte (160+50) toplam 210 dolarlık maliyet hesaplanmıştır.

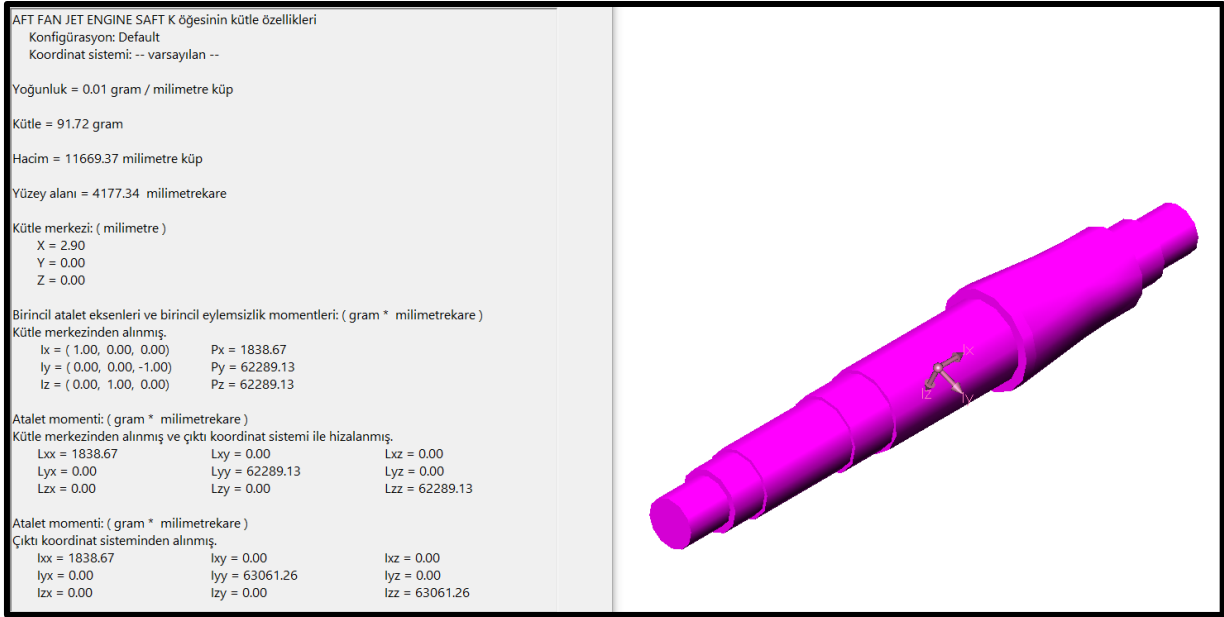
3.11.2 Şaft

Şekil 3.68'te gösterilen şaft AISI 201 paslanmaz çelik malzemeden üretilecektir. Üretimi için dolu mil malzeme CNC torna ile yüksek tolerans hassasiyeti ile işlenerek imal edilecektir.



Şekil 3.68: Şaft parçası

Yapılan piyasa araştırmasıyla AISI 201 mil malzemelerin ortalama birim(kg) fiyatı 5 dolar olarak tespit edilmiştir. Şaft parçasının kütlesi Solidworks programından tespit edilerek şekil 3.69'de gösterildiği gibi 91,72 gram olarak hesaplanmıştır.

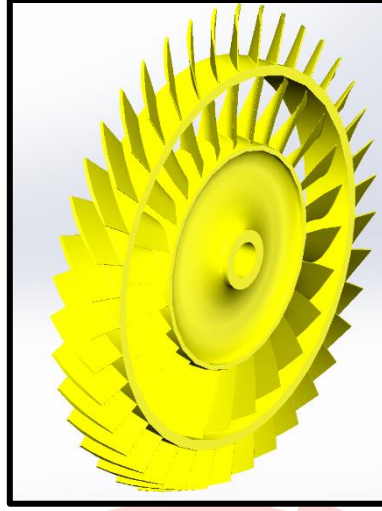


Şekil 3.69: Şaft kütlesi

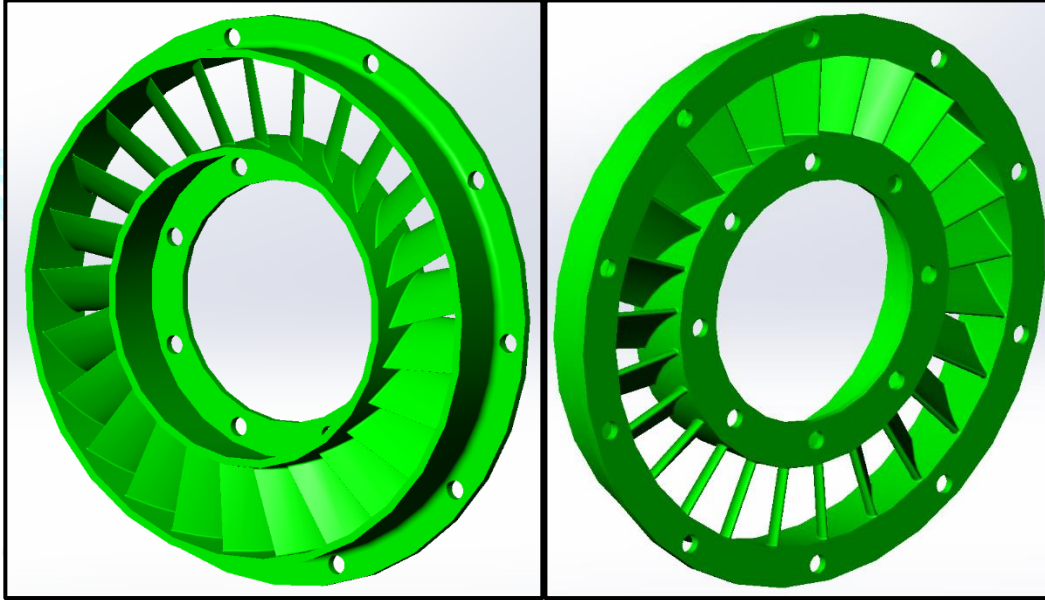
Malzemenin birim fiyatlarına bağlı maliyet (0,09172 kg x 5 dolar) yaklaşık olarak 0,5 dolar olarak hesaplanmıştır. Yüksek tolerans hassasiyeti ile üretimin CNC torna maliyetleri adam saat üzerinden 20 dolar olarak piyasa araştırması ile tespit edilmiştir. Bu parçanın imalat süresi 1 saat olarak hesaplanmıştır. Bu durumda (1x20) yaklaşık 20 dolar üretim maliyeti olduğu görülmüştür. Malzeme maliyeti ile birlikte (20+0,5) toplam 20,5 dolarlık maliyet hesaplanmıştır.

3.11.3 Fan ve Türbin Blisk Rotor ve NGV

Şekil 3.70'de gösterilen Fan ve Türbin Blisk Rotor ve şekil 3.71'da gösterilen NGV parçaları yüksek sıcaklığa dayanıklı inconel 625 alaşımından imal edileceğinden hassas döküm ve talaş kaldırma ile yüzey hazırlamama şeklinde imalatı yapılacaktır.



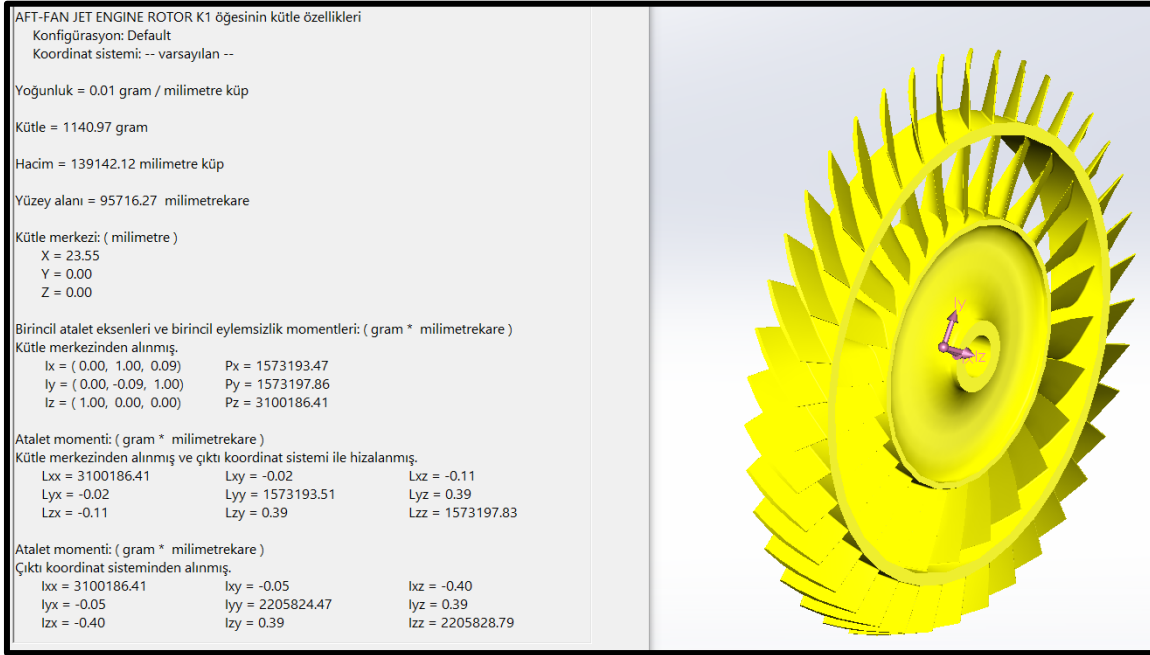
Şekil 3.70 Fan ve Türbin Blisk Rotor parçası



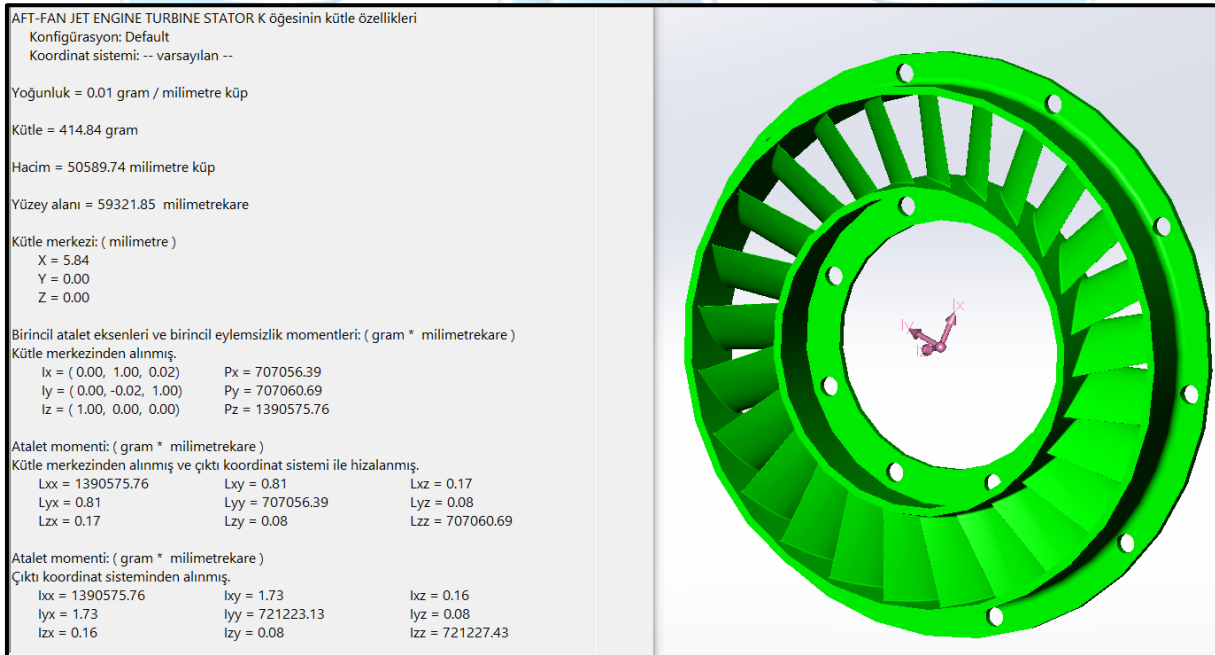
Şekil 3.71 NGV parçası

Üretim aşamasında toz malzeme şeklindeki inconel 625 malzeme eritilerek önceden hazırlanan hassas döküm kalıplarına dökülecektir. Kalıptan çıkan yarı mamül yüzey düzleştirme ve balans alma işlemleri için talaşlı imalata gönderilecektir.

Yapılan piyasa araştırmasıyla Inconel 625 toz malzemenin ortalama birim(kg) fiyatları 50 dolar olarak tespit edilmiştir. Solidworks yazılımından parçaların kütleleri tespit edilerek şekil 3.72 ve şekil 3.73'te gösterildiği gibi 1140,97 ve 414,84 gram olmak üzere toplam 1.555,81 gram olarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.72: Fan ve Türbin Blisk Rotor kütlesi



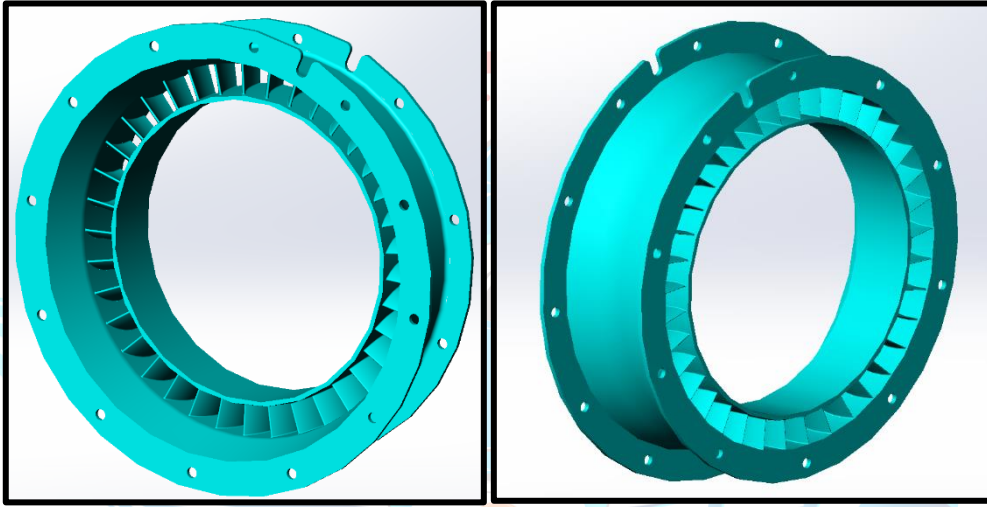
Şekil 3.73: NGV kütlesi

Malzemenin birim fiyatlarına bağlı maliyet (1,55581 kg x 50 dolar) yaklaşık olarak 80 dolar olarak hesaplanmıştır. Yüksek tolerans hassasiyeti ile hazırlanan döküm kalıplarının imalatı, döküm işlemi ve taşı imalatın adam saat üzerinden ortalama 100 dolar olduğu piyasa araştırması ile tespit edilmiştir. Bu parçanın imalat süresi 10 saat olarak hesaplanmıştır. Bu

durumda (10x100) yaklaşık 1000 dolar üretim maliyeti olduğu görülmüştür. Malzeme maliyeti ile birlikte (1000+80) toplam 1080 dolarlık maliyet hesaplanmıştır.

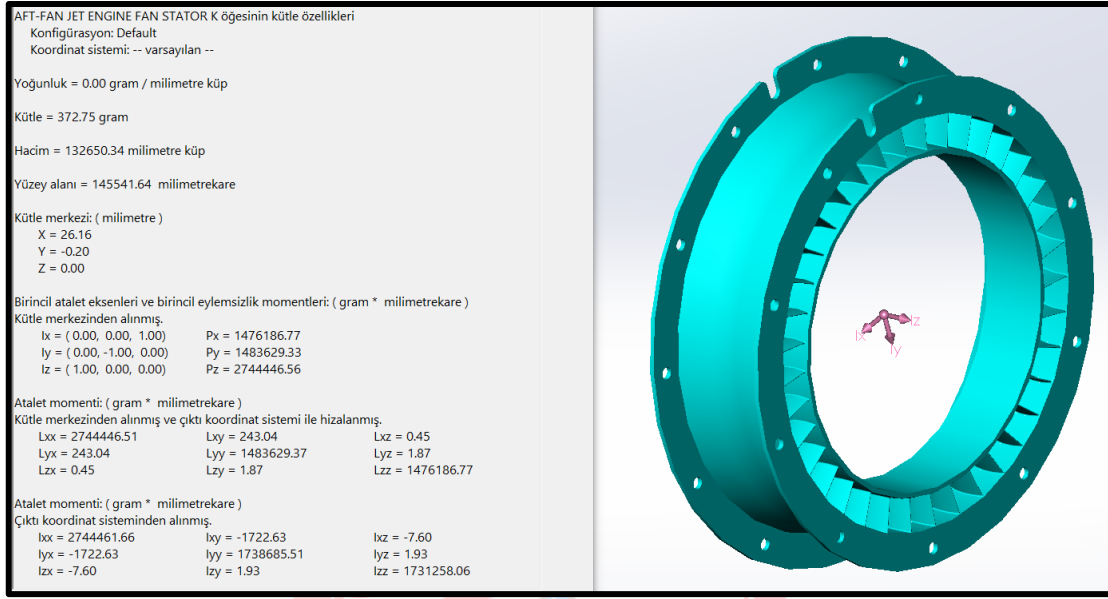
3.11.4 Fan Statoru

Şekil 3.74’da gösterilen Fan Stator parçası Al7075 alaşımından imal edileceğinden kütük metal malzemenin çok eksenli CNC talaş kaldırma makinesi ile işlenmesi şeklinde imalatı yapılacaktır. Dış halka ayrı olarak işlenecek iç kısımda kalan kanatçıklar ise bir halka üzerinde kalacak şekilde işlenerek dış halkaya civata ile montajlanacaktır.



Şekil 3.74: Fan Statoru

Yapılan piyasa araştırmasıyla AL7075 kütük malzemenin ortalama birim(kg) fiyatı 5 dolar olarak tespit edilmiştir. Solidworks yazılımından parçaların kütleleri tespit edilerek şekil 3.75’de gösterildiği gibi 372,75 gram olarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.75: Fan Statoru kütlesi

Malzemenin birim fiyatlarına bağlı maliyet (372,75 kg x 5 dolar) yaklaşık olarak 2 dolar olarak hesaplanmıştır. Hassas taşlı imalatın adam saat üzerinden ortalama 20 dolar olduğu piyasa araştırması ile tespit edilmiştir. Bu parçanın imalat süresi 10 saat olarak hesaplanmıştır. Bu durumda (10x20) yaklaşık 200 dolar üretim maliyeti olduğu görülmüştür. Malzeme maliyeti ile birlikte (200+2) toplam 202 dolarlık maliyet hesaplanmıştır.

Yapılan tüm hesaplamalarla toplam üretim maliyeti 1512,5 dolar olarak bulunmuştur. İmalat esnasında malzemeden çıkan fireler ve hata ihtimaline karşın ek olarak %10-15 ekleme yapılarak yaklaşık 1700 dolar maliyet hesaplanmıştır.

4. Kavramsal Tasarımın Değerlendirilmesi

Proje kapsamında bir turbojet motoru için aft fan modülü tasarımı yapılmıştır. Tasarım belirli bir metodoloji ile icra edilmiştir. Öncelikle dizayn iş akış diyagramı oluşturulmuş sonrasında ise performans çevrimi yapılarak çevrimin her noktası için termodinamik değerler bulunmuştur. Bulunan değerler sonrası 2D akış yolu AxStream yazılımı ile dizayn edilerek bu noktadan sonra kanat tasarımına geçilmiştir. Kanatların optimizasyonu sonrasında 2D akış yolu tekrar kontrol edilerek gerekli güç değerlerinin fan için % 80, türbinde ise % 85 değerinin üzerinde kalması hedeflenmiştir. Sonrasın 2D akış yolu AxStream'de CFD analizi ile

gerçeklenerek 2D akıştan 3D akışa geçiş yapılmıştır. Tasarımda türbinde 2D akış yolu analizinde elde edilen toplam verimin %86 olurken 3D CFD analizinde ise bu verimin % 96 olarak gerçekleştiği görülmüştür. Ayrıca türbinin ürettiği güç 2D akış analizinde 71 kW, 3D CFD analizinde ise 65.5 kW olarak bulunması ve değerlerin performans çevriminde bulunan değere yakın olması türbinin kavramsal tasarımının doğruluğunu göstermektedir. Gerek el hesaplamaları ve gerekse AxStream'den alınan mekanik tasarım sonuçlarının birbirine yakın sonuçlar vermesi türbin akış alanları ve hub ile tip yarıçapları tasarımının gerçekleştirildiğini göstermektedir. Kavramsal tasarımda fan için kompresör önündeki durgunluk Mach sayısını fanda da benzer kabul edilerek (0.5 Mach) tasarıma başlanmış ve tasarımda bağlı Mach sayısı kontrol edilerek yapılan optimizasyon ile transonik bölgede çalışan fan tasarımı yapılmıştır.

Türbin ve fan disk ve kanatlarının aynı malzeme olarak Inconel 625'den imal edilmesine karar verilmesi ile yapısal analizler yapılmıştır. Yapısal analiz sonuçları LPT ve fanın 25 saatlik çalışma ömrünün çok üzerinde çalışabileceğini ve her iki komponent için emniyet katsayısının 2 'nin üzerinde kaldığını göstermektedir. Fan kanatlarında uç hızının türbine göre yüksek olması nedeni fan kanatlarındaki maksimum gerilmenin 304 MPa çıktığı görülmektedir. Disk burulma momentleri incelendiğinde türbin kısmında fana göre 3 kat fazla burulma momentlerinin oluştuğu görülmüştür. Rotor dinamiği analizlerinde ise 10.500 rpm'de 1 adet node'un olduğu tespit edilmiş olup detay tasarım raporunda bahse konu node un kaldırılması için shaft ve disk tasarımında değişiklikler yapılacaktır.

5. Sonraki Çalışmalar ve İş Planı Önerisi

Sonraki çalışmalar kapsamında öncelikle detay tasarım çalışmalarına başlamadan önce tasarım iş akış diyagramı oluşturulacaktır sonraki aşamada performans çevrimi ile mekanik tasarım hesaplamaları kontrol edilecek düzeltmeler yapılacaktır. Kontrol ve düzeltmelerden sonra Gasturb14 programı ile performans çevrimi yapılarak el hesaplamaları ile performans çevrimi karşılaştırılması yapılacaktır. Gasturb14 yazılımından elde edilen çevrim değerleri ile

LPT ve fanın performans haritaları Gasturb ve AxStream yazılımlarından çıkarılarak aft fan modülü için dizayn noktası belirlenecektir. Fan ve LPT arasındaki sızdırmazlık için siğil tasarımı yapılacaktır. Tasarımı yapılan siğil ile elde edilen geometrinin öncelikle komple CFD analizleri Ansys yazılımı ile yapılarak aerodinamik akış kontrol edilecektir. Akış ile çevrimde hesaplanan 71 kW güç değeri %90 ve üzeri verim değeri yakalandıktan sonra yapısal analizler CFD analizlerinden elde edilen aerodinamik ver termodinamik değerlerin uygulanması ile birlikte yapılacaktır. Yapısal analizlerin Inconel 625 çeliğine uygun emniyet katsayısı (2 ve üzeri) elde edildikten sonra termal analizler ile birlikte hareketli ve sabit parçaların ömür analizleri Ansys yazılımında yapılacaktır. Rotor dinamiği analizleri AxStream yazılımında yapılarak kritik devirler belirlenerek titreşim analizi yapılacak, çalışma devir aralığında nodelerin olması durumunda türbin ve fan diski ile şaftta tasarım düzeltmelerine gidilecektir. Fan ve türbinin aksel ve radyal yük hesaplamaları yapılarak yüklere uygun rulman seçimi yapılarak, rulman ömür analizleri yapılacaktır. Aerodinamik geçiş parçasının tasarımında CFD analizlerine göre değişimin gerekmesi durumunda HPT'nin detaylı tasarımı yapılacaktır. Malzeme seçimi ve imal edilebilirlik kontrol edilerek tasarım son olarak gözden geçirilip sonuçlandırılacaktır. Bu kapsam yukarıda bahsedilen konular için yapılan detaylı iş planı aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 5.1 Sonraki çalışmalar için iş planı tablosu

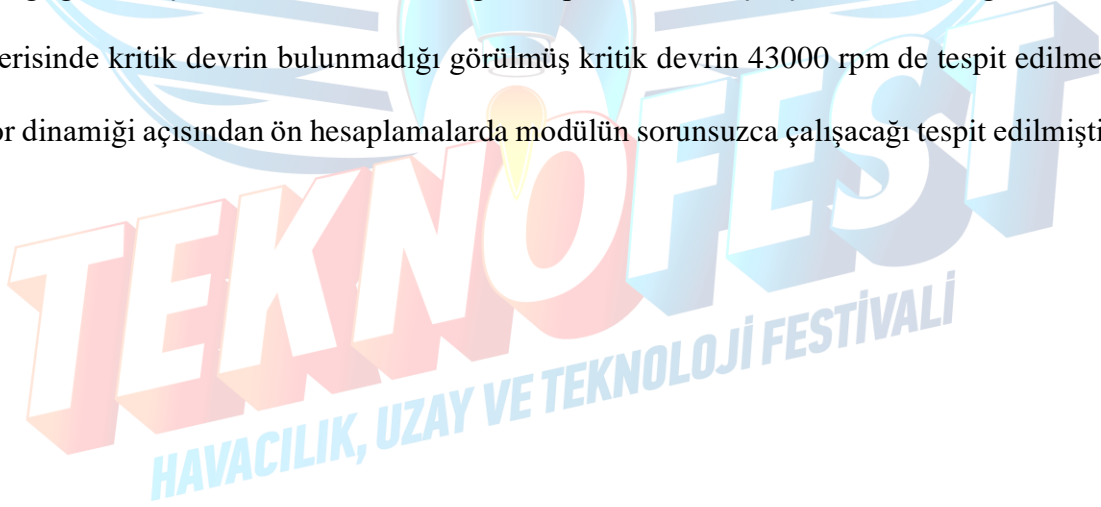
İP No	İP Adı/Tanımı	Kim(ler) Tarafından Yapılacağı	HAFTALAR													
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		
1	Kavramsal raporun gözden geçirilmesi	Tüm takım üyeleri	■													
2	Performans çevriminin yapılması (GasTurb14)		■	■												
3	Fanın ve LPT'nin tasarım gözden geçirilmesi ve optimizasyonu			■	■											
4	Tüm aft fan modülü için CFD analizleri ve yapısal analizler				■	■										
5	Tüm aft fan modülü için termal analizler ve ömür hesaplamaları					■	■									
6	İkincil akış ve yağlama konsepti						■	■								
7	Mekanik tasarımın kontrolü ve optimizasyonu							■	■							
8	Detaylı rotor dinamiği analizleri ve titreşim analizleri								■	■						
9	Eksenel yük hesaplamaları ve rulman seçimi ile ömür hesaplamaları									■	■					
10	İmalat yöntemi seçimi, üretilebilirlik analizi											■	■			
11	Tasarımın gözden geçirilmesi ve sonuçların değerlendirilmesi													■	■	

6. Risk Analizi

Risk analizi kapsamında görülen en önemli hususun fana ve türbin kanatları arasındaki sızdırmazlığın iyi sağlanamaması durumunda, uygun sigil tasarımı yapılamaması durumunda sızıntıların türbinde basınç kayıplarına ve beraberinde güç kayıplarına neden olarak itkinin düşmesine neden olabileceği değerlendirilmiştir. İkinci risk türbindeki yüksek sıcaklıktan dolayı döküm olarak imal edilmesi planlandığından malzeme iç yapısından dolayı kanat sürünme dayanımının düşürerek türbin ömrünü düşürmesi olarak görülmüştür. Diğer önemli bir risk ise rotor dinamiğinde çalışma devir aralığında nod kalması durumunda doğal frekans çakışması ile modülünün titreşimden dolayı sıçrama hareketine istinaden kanatların dış muhafazaya temas ederek modülün hasar görmesidir. Öngörülen diğer bir risk ise uygun rulman seçiminin yapılamaması durumunda rulmanların aksel yükleri karşılamayıp dağılmasıdır. Başka bir risk olarak ise kanatların kavisli yapısından dolayı imal edilmesinde yaşanan güçlüklerdir. Ayrıca yüksek sıcaklıkta çalışan türbin kanatları ile daha düşük sıcaklıkta çalışan fan kanatlarının termal şoklar ile yorulmaya maruz kalarak 25 saat motor çalışma ömrünün altında kalabileceği değerlendirilmiştir. Öngörülen diğer bir risk ise rulman yağlamasının mukavemet elemanları içerisinde bir boru vasıtasıyla yakıt ile yapılması ve sıcak kısımlardan olacak ısı transferi ile yakıtın yanması ve rulmanların yağlanamaması durumunda hasar görek motor ömrünün 25 saatin altına düşmesidir. Bunu önlemek amacıyla yakıt borularının içerisinde geçtiği mukavemet elemanlarının iç yüzeylerinin ısı yalıtım malzemeleri kaplanması ile bu riskin ortadan kaldırılabileceği değerlendirilmektedir.

7. Sonuç

Proje çalışmasında şartname isterlerine göre aft fan modülünün tasarımı yapılmıştır. Tasarlanan modül için performans çevriminden 732 N itki kuvvetinin ve 75.6 gr/kNh özgül yakıt tüketimi değerleri elde edilmiştir. TJ90 motoru esas alındığında 400 N olan turbojet motorun itkisi 732 N'a çıkarılmış, 150 gr/kg'hük özgül yakıt tüketimi 75.6 gr/kNh'e düşürülmüştür. Böylece aft fan kullanım amacı itki artışı ve özgül yakıt tüketiminin düşürülmesi ile performans çevrimi ile gerçekleştirilmiştir. Türbin ve fan mekanik tasarımında toplam çap 176.2 mm çap ile 230 mm'lik kısıtlamanın altında kalınarak şartname isteri sağlanmıştır. Toplam 3.6 kg'lık modül ağırlığı ile 4 kg'lık maksimum ağırlık isteri modülün düşük çaplarda tasarlanması ile sağlanmıştır. Rulman olarak bilyeli rulmanlar seçilmiş ve seçilen rulmanların 62 saatlik ömre sahip olacağı ve 25 saat motor çalışma ömür isterini karşıladığı görülmüştür. Basit rotor dinamiği hesaplamalarında çalışma devir aralığı 0-38000 rpm içerisinde kritik devrin bulunmadığı görülmüş kritik devrin 43000 rpm de tespit edilmesi ile rotor dinamiği açısından ön hesaplamalarda modülün sorunsuzca çalışacağı tespit edilmiştir.



8. Kaynakça

- [1] B. E. Sells ,W. R. Dodge, A Transport Aft-Turbofan Paper for the 1959 Annual Gas Turbine Power Division Conference , March 8-11, 1959,]
- [2] G. Geoffrey Smith, Gas Turbines and Jet Propulsion (London: Iliffe & Sons Ltd., 1955), p. 66.
- [3] W. Hesse and N. Mumford, Jet Propulsion for Aerospace Applications (New York: Pitman Publishing, 1964), p. 261 .]
- [4] Rowe, B., The Design and Development of the CJ610 Turbojet and the CF700 Turbofan Engines for Use in Business Jet Aircraft, SAE Technical Paper 650381, 1965.
- [5] Elodie Roux. Turbofan and Turbojet Engines Database Handbook (Blagnac – France: lulu.com, 2007), pp. 144-145.
- [6] Wimer, R. & Hall, A., “Computer Modeling to Solve Problems with the T-38 Propulsion Modernization Program”, Paper/Presentation Presented on October 25, 2007 at the NDIA 10th Annual System Engineering.
- [7] Richard J. Weber and David G. Evans , Variable Geometry Aft-Fan for Takeoff Quieting or Thrust Augmentation of A Turbojet Engine Nasa Technical Paper , Cleveland, Ohio Lewis Research Center December, 1971.
- [8] <https://wikidocumentaries-demo.wmflabs.org/Q5531866> , 24.03.2022.
- [9] 2022 Teknofest Jet Motor Tasarım Yarışması Şartnamesi.
- [10] Ahmed F. El-Sayed, (2018). Aircraft Propulsion and Gas Turbine Engines.
- [11] Cohen, H., Rogers, G. F. C., & Saravanamuttoo, H. I. H. (1972). Gas turbine theory. London: Longman.
- [12] Gürhan KUZGUN, Ahmet TOPAL, (2015), Tj90 Motorunun Sistem İsterleri Validasyonu, TMMOB Makina Mühendisleri Odası, VIII. Ulusal Uçak, Havacılık ve Uzay Mühendisliği Kurultayı.
- [13] V. Dakshina Murty, (2018). Turbomachinery Concepts, Applications, and Design. CRC Press Publishing.
- [14] S.L. DIXON and C.A. HALL ,Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery (Sixth Edition), ELSEVIER.
- [15] <https://doi.org/10.2514/1.B37736> , 24.03.2022.
- [16] TEI Havacılık Motorları Okulu, Aerodynamics Technical Guideline
- [17] [*engineersedge*. (2022, 03 20). *engineersedge*:
https://www.engineersedge.com/physics/viscosity_of_air_dynamic_and_kinematic_14483.htm adresinden alındı]
- [18] (2013, August 13). *specialmetals*: <https://www.specialmetals.com/documents/technical-bulletins/inconel/inconel-alloy-625.pdf> adresinden alındı

- [19] [Mechanical Engineering KOÇ Universty. (2019). *Thrust Equation , Nozzles and Definitions*. Arif KARABEYOĞLU.]
- [20] [Qiang Wang, N. Z. (2020, 02 20). ResearchGate. REsaerchGate.com:
https://www.researchgate.net/figure/The-relation-between-elastic-modulus-and-temperature-of-Inconel-625_fig2_339420048 adresinden alındı]
- [21] [M.D. Mathew, P. Parameswaran, K. Bhanu Sankara Rao, Microstructural changes in alloy 625 during high temperature creep, *Materials Characterization*, Volume 59, Issue 5, 2008,Pages 508-513,]



9. Ekler

EK-1 Rulman Yağlama Debi Hesabı

Rulmanlarda yuvarlanma (M_{rr}) ve kaymadan (M_{sl}) kaynaklı sürtünmelerin ürettiği sürtünme momenti denklem 1 ve 2'den toplam moment denklem 3 ile $M_T = 2,9796 N.mm$ olarak hesaplanmıştır.

$$M_{rr} = \phi_{ish} * \phi_{rs} * G_{rr} * (v.n)^{0,6} \quad (1)$$

$$M_{rr} = 0,8876 * 0,9508 * 0,0017 * (4,7704 * 38000)^{0,6}$$

$$M_{rr, deep grove ball bearing} = 2,1606 N.mm$$

$$M_{sl} = G_{sl} * \mu_{ls} \quad (2)$$

$$M_{sl} = 16,3772 * 0,05$$

$$M_{sl, deep grove ball bearing} = 0,8189 N.mm$$

$$M_T = M_{rr, deep grove ball bearing} + M_{sl, deep grove ball bearing} \quad (3)$$

$$M_T = 2,1606 + 0,8189$$

$$M_T = 2,9796 N.mm$$

Sürtünme kaynaklı momentin ürettiği enerji denklem 4 ile $P_{kayıp} = 11,888 W$ olarak hesaplanmıştır.

$$P_{kayıp} = 1,05 * 10^{-4} * M_T * n \quad (4)$$

$$P_{kayıp} = 1,05 * 10^{-4} * 2,9796 * 38000$$

$$P_{kayıp} = 11,888 W$$

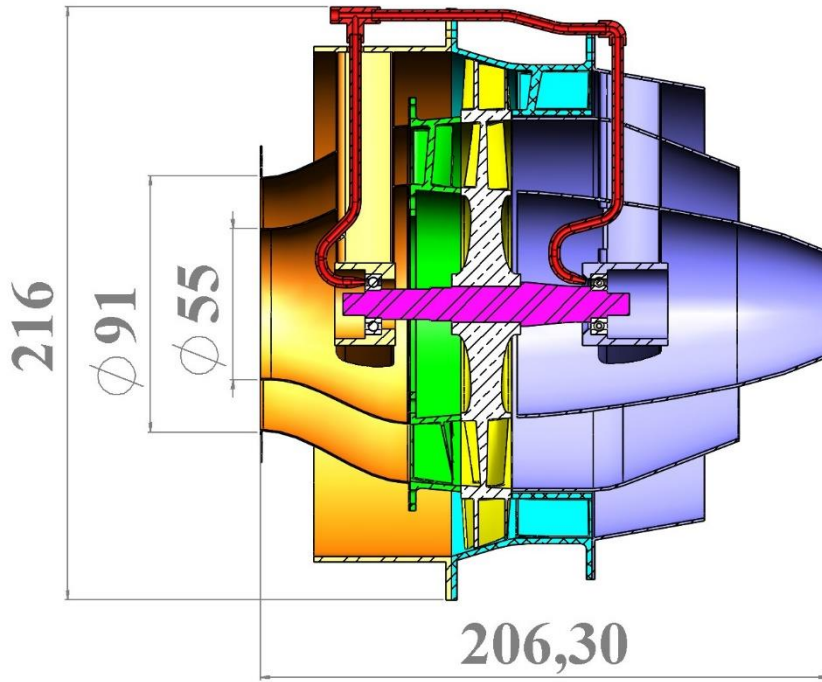
Yağlama konsepti açık yağlama sistemi olarak seçildiğinden JP-8 jet yakıtı yağlayıcı olarak seçilmiştir. Sürtünme kaynaklı üretilen ısı enerjisinin rulmanların optimum çalışma sıcaklığına düşürülebilmesi için gerekli yağlayıcı debisi denklem 5 ile $m_{YS} = 2,935 * 10^{-4} kg/s$ olarak hesaplanmıştır.

$$P_{kayıp,T} = Q_T = m_{YS} * \dot{C}_p * \Delta T \quad (5)$$

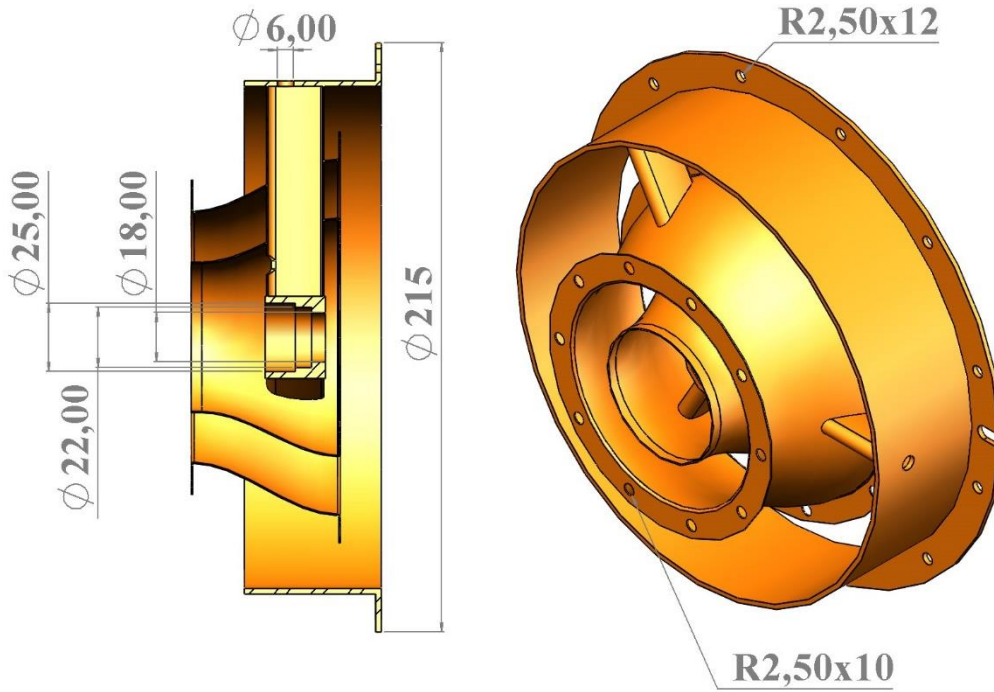
$$m_{YS} = \frac{0,0118}{2,01 * 10}$$

$$m_{YS} = 2,935 * 10^{-4} kg/s$$

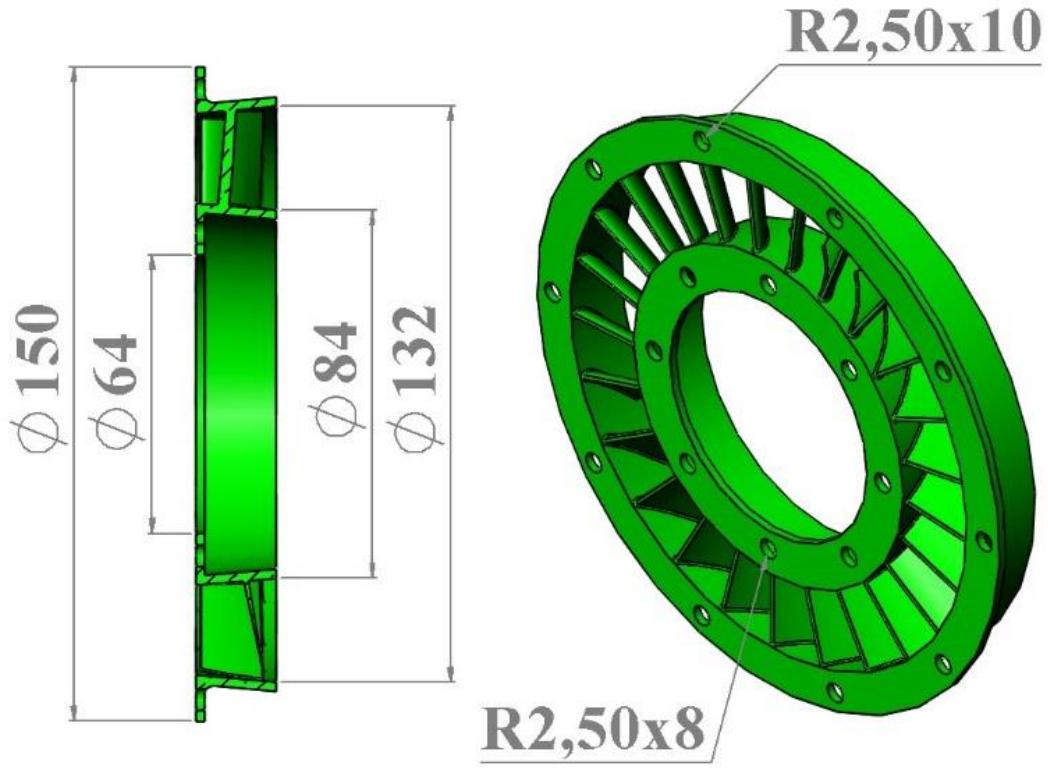
EK-2 AFT-FAN Modülü Parçaları Teknik Resim Detayları



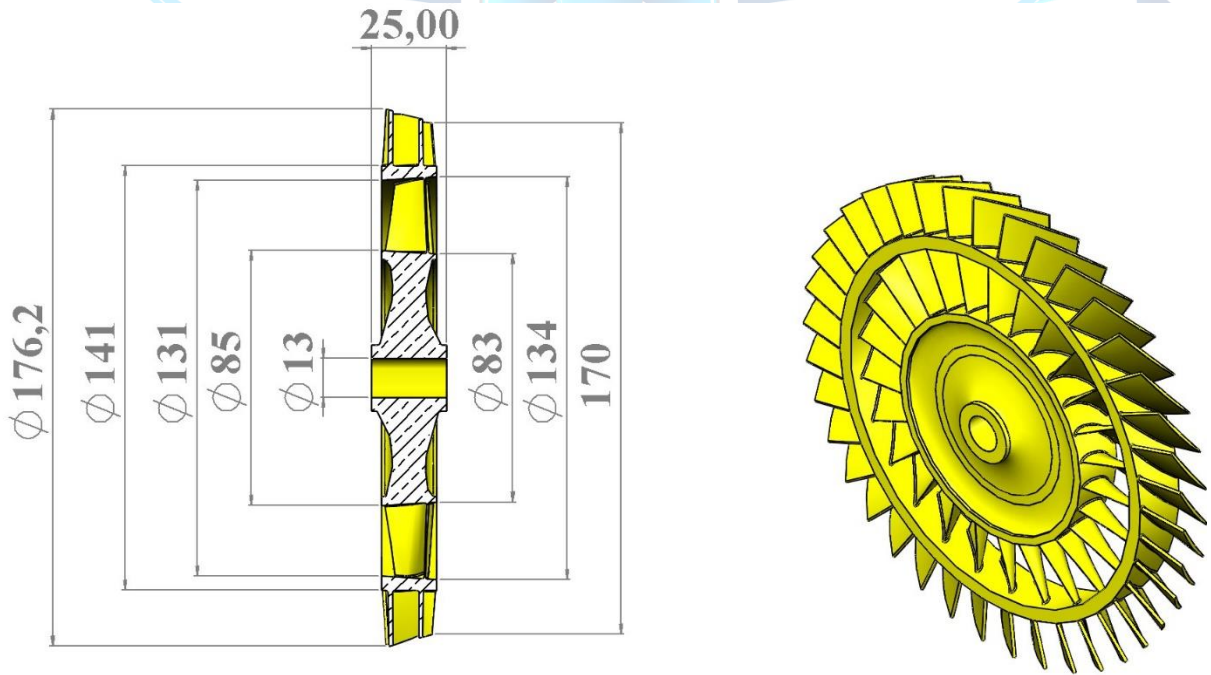
Şekil 1: AFT-FAN Modül Kompleksi



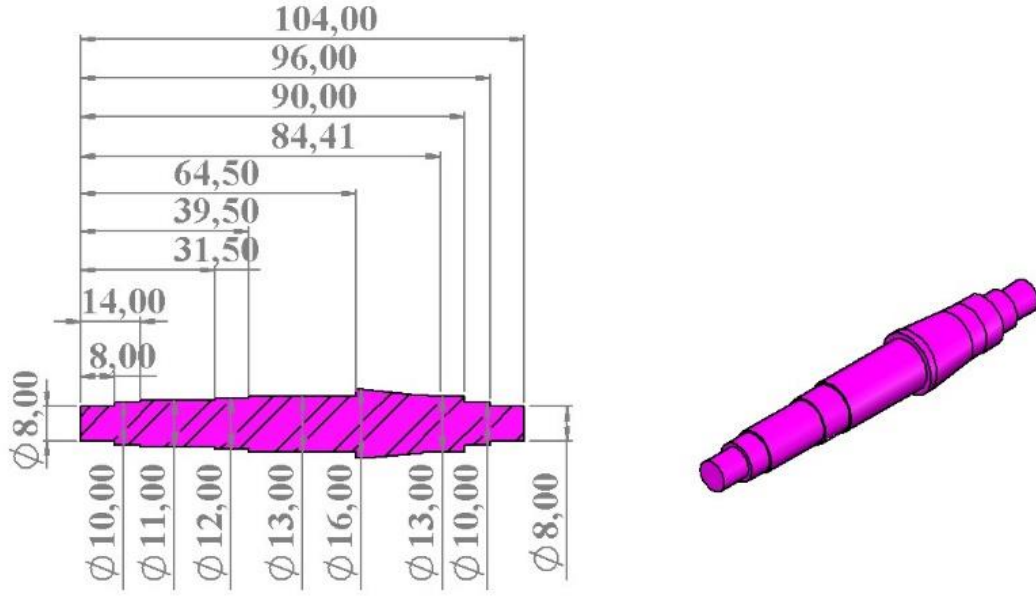
Şekil 2: Aerodinamik geçiş parçası



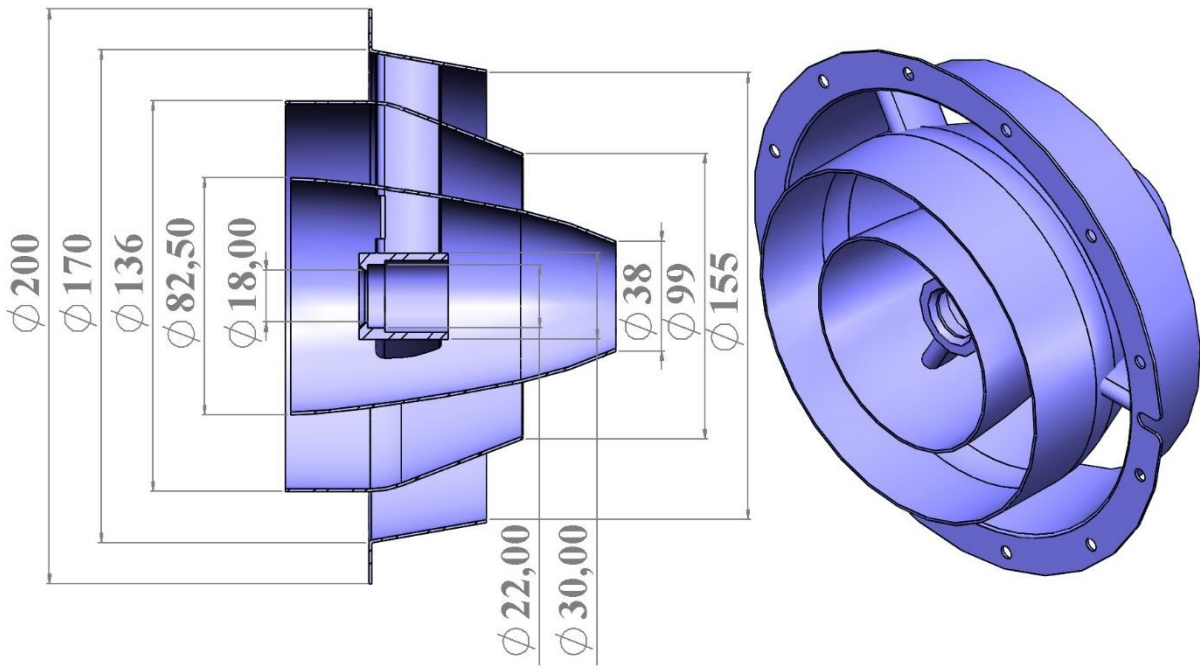
Şekil 3: NGV



Şekil 4: Fan-Türbin Rotoru



Şekil 4: Şaft Mili



Şekil 5: Sıcak ve Soğuk Nozul Kompleksi