

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**UÇAK MOTORU KOMPONENT TASARIMI VE OPTİMİZASYONU**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Yunus Emre BAYKAL**

**Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Uçak ve Uzay Mühendisliği Yüksek Lisans Programı**

**HAZİRAN 2018**



**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**UÇAK MOTORU KOMPONENT TASARIMI VE OPTİMİZASYONU**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Yunus Emre BAYKAL  
(511131143)**

**Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Uçak ve Uzay Mühendisliği Yüksek Lisans Programı**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Zahit MECİTOĞLU**

**HAZİRAN 2018**



İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 511131143 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Yunus Emre BAYKAL, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "UÇAK MOTORU KOMPONENT TASARIMI VE OPTİMİZASYONU" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

**Tez Danışmanı :**      **Prof. Dr. Zahit MECİTOĞLU**      .....

İstanbul Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri :**      **Prof. Dr Vedat Ziya Doğan**      .....

İstanbul Teknik Üniversitesi

**Dr. Özgür Demir**      .....

Yıldız Teknik Üniversitesi

**Teslim Tarihi**      :    **03 Mayıs 2018**  
**Savunma Tarihi**    :    **06 Haziran 2018**



*Sevgili Aileme,*





## ÖNSÖZ

İlk olarak yardımları, hoş sohbeti ve sabrı için Prof. Dr Zahit Mecitoğlu'na teşekkürlerimi iletmek istiyorum.

Bu yüksek lisans tezi, 2013 yılından itibaren üzerine yoğunlukla çalıştığım uçak motorları bilgi birikimimin bir parçasıdır. Hali hazırda milli projeler kapsamında Türkiye'de uçak motor tasarım faaliyetleri yürütülmektedir. Çalışmamın bu projelerde dönen parça tasarımı özelinde bir metodoloji olması istek ve gayemdir.

GE Aviation ve TEI ailesinde bulunan sevgili dostlarıma tez çalışmam boyunca bana destek oldukları için şükranlarımı sunuyorum.

Mayıs 2018

Y.Emre Baykal  
Uçak Mühendisi



## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER .....	ix
KISALTMALAR .....	xi
SEMBOLLER .....	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xix
SUMMARY .....	xxi
<b>1. GİRİŞ .....</b>	<b>1</b>
<b>2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI .....</b>	<b>7</b>
<b>3. DİSK DENKLEMLERİNİN ÇIKARTILMASI .....</b>	<b>11</b>
3.1 Disk İçin Denge Ve Uygunluk Denklemleri .....	11
3.2 Disk İnfilak Hızı Hesaplama Denklemi .....	20
<b>4. GİRDİLER VE SONLU ELEMANLAR PROGRAMI.....</b>	<b>23</b>
4.1 İlk Boyutlandırma Ve Sıcaklık Girdileri .....	23
4.2 Malzeme Verileri.....	25
4.3 Yükleme ve Sınır Koşulları .....	26
4.4 Sonlu Elemanlar Modeli ve Disk Modelleme .....	28
<b>5. SONLU ELEMANLAR ANALİZİ İLE AYRIKLAŞTIRMA METODU</b>	
<b>KARŞILAŞTIRMASI VE DİSK OPTİMİZASYONU .....</b>	<b>33</b>
5.1 Pal Yüklemez İlk Boyutlandırma Hesap Ve Analizleri.....	33
5.1.1 Ayırıklaştırma metodu yardımı ile el hesabı .....	33
5.1.2 İlk boyutlandırmanın sonlu elemanlar analizi.....	35
5.2 Pal Yüklmeli İlk Boyutlandırma Hesap Ve Analizleri.....	38
5.2.1 Ayırıklaştırma metodu yardımı ile el hesabı .....	38
5.2.2 İlk boyutlandırmanın sonlu elemanlar analizi.....	40
5.3 Pal Yüklmeli Disk Optimizasyonu .....	43
5.3.1 Ayırıklaştırma metodu ile disk optimizasyonu .....	43
5.3.2 Optimize geometrinin sonlu elemanlar analizi.....	45
5.3.3 Geometrik düzeltmelerin yansıtıldığı optimize diskin sonlu elemanlar analizi .....	47
<b>6. OPTİMUM TASARIM İÇİN DİSK İNFİLAK HIZININ HESAPLANMASI</b>	<b>51</b>
6.1 En Dış Çap Bölgesi Geçiş Yarıçapı İçin İnfilak Hız Tayini .....	51
6.2 En İç Çap Bölgesi İçin İnfilak Hız Tayini.....	52
<b>7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....</b>	<b>53</b>
<b>KAYNAKÇA .....</b>	<b>55</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>57</b>



## **KISALTMALAR**

<b>EASA</b>	: European Aviation Safety Agency
<b>FAA</b>	: Federal Aviation Administration
<b>FAR</b>	: Federal Aviation Regulations
<b>HCF</b>	: High Cycle Fatigue
<b>HPC</b>	: High Pressure Compressor
<b>LCF</b>	: Low Cycle Fatigue
<b>NASA</b>	: National Aeronautics and Space Administration
<b>RPM</b>	: Round per Minute
<b>UTS</b>	: Ultimate Tensile Strength
<b>YS</b>	: Yield Strength
<b>2D</b>	: 2 Dimensional
<b>3D</b>	: 3 Dimensional



## SEMBOLLER

$E$	: Elastisite modülü
$F$	: Teğetsel ve radyal gerilmeler farkı
$F_{iB}$	: B diski iç çap teğetsel ve radyal gerilmeler farkı
$F_{oA}$	: A diski dış çap teğetsel ve radyal gerilmeler farkı
$h$	: Disk kalınlığı
$h_A$	: A diskinin kalınlığı
$h_B$	: B diskinin kalınlığı
$m$	: Kütle
$m_k$	: Pal kütlesi
$N$	: Rotor dönme hızı
$N_i$	: İnfilak hızı
$r$	: yarı çap
$r_i$	: İç çap
$r_{iA}$	: A diskinin iç yarı çapı
$r_{iB}$	: B diskinin iç yarı çapı
$r_o$	: Dış çap
$r_{oA}$	: A diskinin dış yarı çapı
$S$	: Çentikli numunenin çekme dayanımının çentiksiz olana oranı
$T$	: Teğetsel ve radyal gerilmeler toplamı
$T_{iA}$	: A diski iç çap teğetsel ve radyal gerilmeler toplamı
$T_{oA}$	: A diski dış çap teğetsel ve radyal gerilme toplamı
$u$	: Radyal yöndeki deplasman
$\epsilon_r$	: Radyal yöndeki gerinim
$\epsilon_t$	: Teğetsel yöndeki gerinim
$\sigma_{.2\%}$	: % .2 akma dayanımı
$\sigma_{Tmax}$	: Maksimum teğetsel gerilme
$\sigma_{Tort}$	: Ortalama teğetsel gerilme
$\sigma_r$	: Radyal gerilme
$\sigma_{riA}$	: A diskinin iç yarı çapındaki radyal gerilme
$\sigma_{riB}$	: B diski iç çap teğetsel gerilme
$\sigma_{roA}$	: A diski dış çap teğetsel gerilme
$\sigma_t$	: Teğetsel gerilme
$\sigma_{tiA}$	: A diskinin iç yarı çapındaki teğetsel gerilme
$\sigma_{tiB}$	: B diski iç çap teğetsel gerilme
$\sigma_{toA}$	: A diski dış çap teğetsel gerilme
$\sigma_{uts}$	: Kopma dayanımı
$\alpha$	: Termal genişleme katsayısı
$\delta\sigma_r$	: A ve B diskleri arası geçiş yarı çapındaki radyal gerilme farkı
$\delta\sigma_t$	: A ve B diskleri arası geçiş yarı çapındaki teğetsel gerilme farkı
$\theta$	: Disk elemanı kesit açısı
$\rho$	: Yoğunluk

$\omega$  : Dönme hızı  
 $\vartheta$  : Poisson oranı



## ÇİZELGE LİSTESİ

### Sayfa

<b>Çizelge 4.1:</b> Fan çapının disk uzunluğuna oranlanması sonucu 10. Kademe disk için elde edilen ölçüler.....	<b>23</b>
<b>Çizelge 4.2:</b> Matweb akma dayanım verisi.....	<b>26</b>
<b>Çizelge 4.3:</b> NASA verilerinden iterasyon yardımıyla türetilen malzeme verileri. ..	<b>26</b>
<b>Çizelge 4.4:</b> MatWeb malzeme verileri. ....	<b>26</b>
<b>Çizelge 5.1:</b> İlk boyutlandırma ayırıklaştırma metodu için girdiler. ....	<b>33</b>
<b>Çizelge 5.2:</b> İlk boyutlandırma ayırıklaştırma metodu excel hesaplamaları. ....	<b>34</b>
<b>Çizelge 5.3:</b> Pal yüklemeleri ilk boyutlandırma excel hesaplamaları (1). ....	<b>38</b>
<b>Çizelge 5.4:</b> Pal yüklemeleri ilk boyutlandırma excel hesaplamaları (2). ....	<b>39</b>
<b>Çizelge 5.5:</b> Ayırıklaştırma metodu ile disk optimizasyonu.....	<b>43</b>
<b>Çizelge 6.1:</b> En dış çap bölgesi geçiş yarı çapı için infilak hız hesaplama girdileri ve hesaplanan infilak hızları.....	<b>52</b>
<b>Çizelge 6.2:</b> En iç çap bölgesi için infilak hız hesaplama girdileri ve hesaplanan infilak hızları.....	<b>52</b>



## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 1.1: Gaz türbini çalışma prensibi.....	1
Şekil 1.2 Brayton çevrimi.....	2
Şekil 1.3: CF6-80C2 motoru.....	3
Şekil 1.4: CFM56 fan diski.....	4
Şekil 1.5: Quantas A380 disk infilakı.....	4
Şekil 1.6: Optimize edilmiş disk.....	5
Şekil 3.1: Disk elemanı.....	12
Şekil 3.2: CF6-50 yüksek basınç türbini 1. kademe.....	15
Şekil 3.3: Örnek ayrıklaştırma.....	16
Şekil 3.4: Farklı kalınlıklardaki disklerin ara yüz etkileşimi.....	16
Şekil 4.1: CF6-50 motor kesiti ve fan giriş çapı.....	23
Şekil 4.2: İlk boyutlandırma ve sıcaklık girdileri.....	24
Şekil 4.3: NASA CF6 HPC kademeler en iç çap sıcaklığı.....	24
Şekil 4.4: NASA Ti 6AL 4V için oda sıcaklığında gerilme gerinim diagramı.....	25
Şekil 4.5: NASA CF6-50 görev profili.....	27
Şekil 4.6: NASA CF6-50 operasyon koşulları.....	27
Şekil 4.7: ANSYS SOLID272 eleman gösterimi.....	28
Şekil 4.8: SOLID272 elemanı için dönme eksen tanımları.....	29
Şekil 4.9: ANSYS MASS21 elemanı.....	29
Şekil 4.10: ANSYS çözüm ağı gösterimi.....	30
Şekil 4.11: ANSYS sınır şartları ve yüklemeleri.....	31
Şekil 4.12: Sıcaklık girdisinin modele yansıtılması.....	31
Şekil 5.1: Yarıçapa bağlı gerilme dağılımı.....	35
Şekil 5.2: Radyal gerilme (Pa).....	35
Şekil 5.3: Teğetsel gerilme (Pa).....	36
Şekil 5.4: En iç çap gerilme dağılımı.....	37
Şekil 5.5: En dış çap gerilme dağılımı.....	37
Şekil 5.6: Disk boyunca gerilme dağılımı.....	40
Şekil 5.7: Radyal gerilme (Pa).....	40
Şekil 5.8: Teğetsel gerilme (Pa).....	41
Şekil 5.9: Von Mises eşdeğer gerilme (Pa).....	41
Şekil 5.10: En iç çap gerilme dağılımı.....	42
Şekil 5.11: En dış çap gerilme dağılımı.....	42
Şekil 5.12: Disk boyunca gerilme dağılımı.....	45
Şekil 5.13: Radyal gerilme (Pa).....	45
Şekil 5.14: Teğetsel gerilme (Pa).....	46
Şekil 5.15: Von Mises eşdeğer gerilme (Pa).....	46
Şekil 5.16: En iç çap gerilme dağılımı.....	47
Şekil 5.17: En dış çap gerilme dağılımı.....	47
Şekil 5.18: Geometrik düzeltmeler.....	48
Şekil 5.19: Radyal gerilmeler (Pa).....	48

<b>Şekil 5.20:</b> Teğetsel gerilmeler (Pa). .....	<b>49</b>
<b>Şekil 5.21:</b> Von Mises eşdeğer gerilme (Pa).....	<b>49</b>
<b>Şekil 5.22:</b> En iç çap gerilme dağılımı.....	<b>50</b>
<b>Şekil 5.23:</b> En dış çap gerilme dağılımı.....	<b>50</b>
<b>Şekil 6.1:</b> En dış çap bölgesi geçiş yarı çapı teğetsel gerilme dağılımı. ....	<b>51</b>
<b>Şekil 6.2:</b> En iç çap bölgesi teğetsel gerilme dağılımı. ....	<b>52</b>

## UÇAK MOTORU KOMPONENT TASARIMI VE OPTİMİZASYONU

### ÖZET

Bu çalışmanın temel amacı uçak motorlarında dönen parçalar olarak nitelendirilen disklerin optimizasyonunun gerçekleştirilerek, infilak hızının hesaplanması ve bu anlamda bir metodolojinin ortaya konmasıdır.

Gerçek bir disk geometrisinde bulunan 3 boyutlu yapılar tasarıma dahil edilmemiştir. 3 boyutlu yapılar örnek olarak civata delikleri, kanadın diske bağlandığı boşluklu yapılar örnek gösterilebilir.

Bir disk tasarımı için LCF, HCF, çatlak mekaniği ve sürünme gibi konuların detaylarına bu çalışmada değinilmemiştir. Tasarım, ön boyutlandırma açısından yapı üzerinde görünen von Mises eşdeğer gerilme değerinin malzemenin akma dayanımı ile karşılaştırılması ve infilak hız tayini hesaplarını içermektedir.

Bu amaçla literatür taramasından elde edilen veriler ışığında ilk olarak analitik hesaplamalar gerçekleştirilmiş ve bu hesaplamalar Excel Solver aracı vasıtasıyla optimize edilmiştir. Analitik hesaplamalar süresince ayırıklaştırma metodu kullanılarak, gerçek bir disk geometrisine yakınsanmaya çalışılmıştır. Gerçek disk geometrisi sabit kalınlıkta farklı disklerden oluşacak şekilde parçalara bölünmüştür. Denge ve uygunluk denklemleri ve disk sınır şartları yardımıyla hesaplamalara gidilmiştir. Ayırıklaştırma metodu ile elde edilen geometrik veriler sonlu elemanlar analizi yardımıyla tekrar analiz edilerek analitik hesaplamalarla kıyaslamaya gidilmiştir. Sonuçlara göre analitik hesaplama yöntemi olan ayırıklaştırma metodu yaklaşık %10 farkla uygun sonuçlar vermiştir. Analitik ve sonlu elemanlar analizi yardımıyla disk üzerinde oluşan gerilme dağılımları incelenmiş ve disk tasarımı için dikkat edilmesi gereken kritik bölgeler belirlenmiştir. Bu duruma göre bu tez çalışmasında oluşturulan geometrinin gerilmeler açısından kritik olan bölgeleri en iç çap olan "bore" bölgesi ve en dış çap olan "rim" bölgesine geçiş yarı çapı olarak ifade edilebilir.

Disk optimizasyonunun yanı sıra havacılık otoriteleri tarafından ortaya konulan regülasyonlar sebebiyle disk infilak hızı hesaplanmıştır. Hesaplamalarda Hallinan denklemi olarak ifade edilen denklem kullanılmıştır. Disk infilak hız hesaplamalarında seçilen malzemenin elastik ve plastik davranışları incelenmiş ve buna bağlı olarak infilak hızının değişimi ortaya konmuştur. Malzemenin infilak hesaplamalarına yönelik elastik ve plastik davranışı S faktör olarak nitelendirilen bir katsayının değişimi vasıtasıyla elde edilmiştir. S faktörü deneysel bir veridir ve çentikli bir numunenin çekme testinden elde edilir. Yüksek plastik davranışı gösteren bir malzeme için S faktörü 1 iken elastik davranış gösteren bir malzeme için 0'dır. S faktörü 1, 0.5 ve 0 değerleri alınarak kritik olarak ön görülen bölgelerde infilak hızı hesaplanmıştır. Buna göre yüksek yüklemeler altında kesit alanı boyunca yük paylaşımı yapan durum için infilak hız değeri yük paylaşımı yapmadan kopmaya giden duruma göre daha yüksek çıkmıştır.



## **AIRCRAFT ENGINE COMPONENT DESIGN AND OPTIMIZATION**

### **SUMMARY**

The main objective of present thesis is to design and optimize rotating disk of aircraft engines and calculate its burst speed and establish a methodology for disk design.

In aviation industry, engine compressor disk are made of titanium or inconel alloys based on the metal temperatures of the part. Thus, for the front stages of compressor titanium alloys and for the aft stages of compressor inconel alloys are applicable due to material strength alteration with respect to temperature. In this study Ti 6AL 4V alloy have been chosen with respect to operating material temperatures of design with respect to benchmark engine. This thesis uses the CF6 engine as benchmark with respect to data shared by NASA articles. Initial disk geometry, operating temperatures and disk rotational speed are taken as reference from CF6 engine.

In the disk geometry, 3D features like bolt holes, slots and blade dovetails have been excluded since this design approach does not include this kind of features in initial design.

The disk design consists of a list of study like comparing the von Mises equivalent stress vs yielding of material, LCF and HCF analysis, creep analysis, fracture mechanics and modal analysis and burst speed calculations. However, it can be said that for an initial design comparing material yield strength vs engineering study results and checking burst speed is sufficient.

This study includes 3-step analysis for disk optimization. First step presents the initial chosen geometry and verification of analytical calculations and finite element analysis without blade loading condition (external loading) but only applying centrifugal forces due to rotation and temperatures and thermal expansion. In the second step, blade loading is included and verified by expected boundary condition on inner and outer diameter of the disk and comparing analytical and finite element method. The third step is the optimization of the disk geometry in terms of finding the minimum weight and reaching the maximum allowable von Mises stress, which is almost equal to yield of material in this study.

Discretization method have been applied on the structure by using analytic equations for the simulation of a real disk. By this way, disk behaviour can be simulated by smaller parts. Therefore, real disk geometry has been divided into 5 constant thickness disks and calculations have been conducted for each one with respect to equilibrium and compatibility equations, and boundary conditions. For the calculations without blade loading, boundary conditions for radial stresses are set to zero for the inner and outer diameter of actual disk since there is no element that will transmit the subject loading. For the calculations including the blade loadings the boundary condition for radial stress on the outer radius of disk is generated by blade loading and applied into disk discretization method.

Geometry obtained by using discretization method is analyzed by finite element method. Analysis have been conducted by using ANSYS program. 2D axisymmetric element SOLID272 has been used for disk modelling. This element has 3 degrees of freedom X, Y, and Z on translation direction with four nodes and sufficient for disk modelling. The blade is modelled by MASS21 element by assuming that blade is a point mass over outer radius of disk. MASS21 has 6 degrees of freedom on X, Y and Z axes on translation and rotation. Entire disk and blade was modelled as they will rotate about Y axis. Mass real constant set to infinitely small for MASS21 and the blade centrifugal load is applied on mass element as an external force. Temperature mapping was approximately uniform for each 5 parts as described in discretization method and temperatures are increasing approximately from inner radius to outer radius.

Finite element analysis results include axial stress component on especially inner radius of the disk where analytical calculation excludes. Axial stress component increases when there is discontinuity or sharp transition on the inner radius. The reason behind of that, it is expected to be non-uniform loading of inner radius due to centrifugal force. This condition imposes the inner radius to bend and therefore, axial stresses occur. However, 2D analytical formulations exclude the component in axial direction. 2D analytical calculations take account tangential stress which is in the hoop direction and radial stress in centrifugal force direction. Therefore, one reason of difference between stress results of finite element method and analytical calculations is the ratio of Poisson since it is expected from axial stresses to contribute stresses on hoop and radial direction.

Comparison results show that discretization is close to finite element method by %10. By using both approaches, stresses on the disks are shown and the critical locations where the designers should be careful, are determined. This study shows the first critical locations for the designed disk as inner diameter of disk which is named bore and the second one is the transition fillet radius to outer diameter which is named rim.

Burst phenomenon is the break of disk due to disk stresses reaching the ultimate tensile strength of material. This condition is called as uncontained event. Because when a rotating disk fails and breaks into small fragments, engine case structure cannot contain disk pieces. It is expected from an engine not to operate close to burst speed. However, there could be many reasons that burst phenomenon can be seen like failure of engine shaft or break of engine control system that will result in overpseed. Because of this reason, burst speed which is limited and controlled by the aviation authorities like FAA and EASA, is calculated in this study. Burst calculations have been conducted by using Hallinan equation.

Elastic and plastic behaviour of disk material have been considered during disk burst speed calculations. Elastic and plastic behaviour of the disk material have been accounted by S factor which is represented in Hallinan equation. The S factor is an empirical value which is usually generated by tensile test of a notched specimen. For highly plastic materials this factor is close to 1, and for highly elastic materials it is close to 0. The S factor represents the load sharing capability of the material during high loads. Hallinan equation consist of local maximum tangential stress and average tangential stress for a specific selected section. The relation of local and average stress is arranged by S factor in the equation.



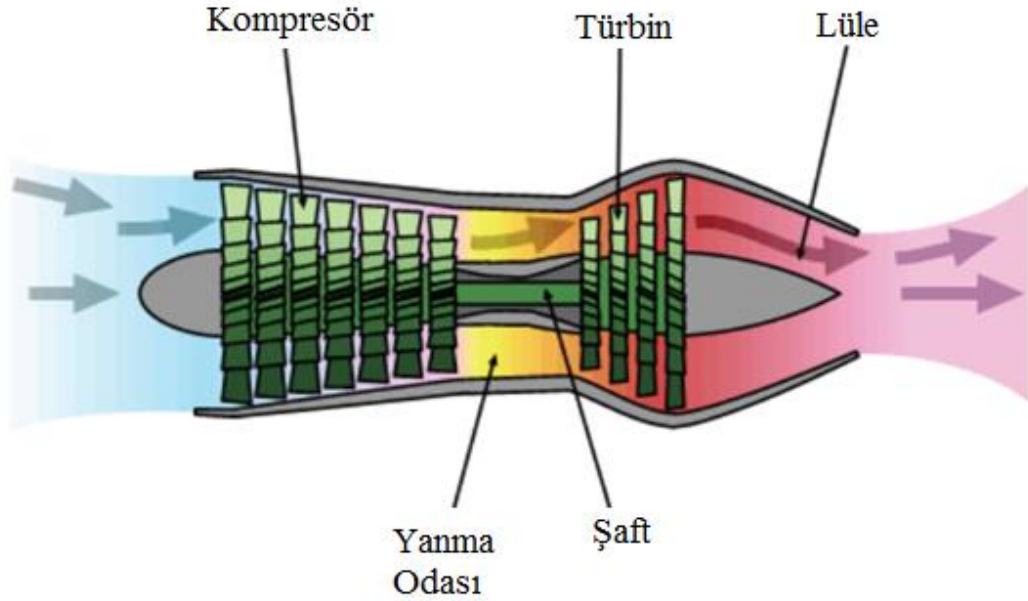
Burst speed is calculated for bore location and the transition fillet radius to rim locations since these two locations have the highest tangential stresses. In this study, the S factor is chosen as 1, 0.5, and 0 to investigate its impact on burst speed on the critical locations of the disk.

Results shows that for the case where the high loads shared by the cross section ( $S=1$ ) of the critical locations have higher burst speed than the case which there is no load sharing along the cross section ( $S=0$ ).



## 1. GİRİŞ

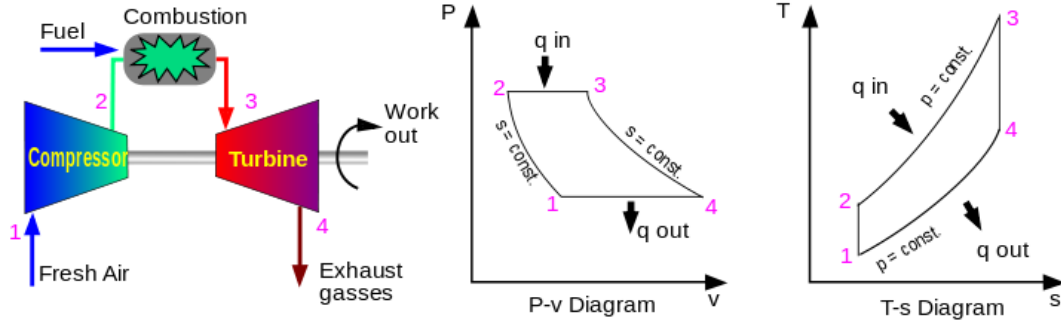
Gaz türbinleri ya da diğer adıyla turbo makineler şekil 1’de görüldüğü gibi kompresör, yanma odası, türbin ve lüle bölümlerinden oluşur (Hill ve Peterson, 1992). Bu teknoloji ilk defa Sir Frank Whittle tarafından 1921 yılında patent başvurusu almış fakat dönemin teknik yetersizlikleri gereği başarısız olmuş ve geniş çaplı bir kullanıma ulaşamamıştır (Golley, 1997). Gaz türbini teknolojisi ilk defa bir turbojet tasarımı ile Hans von Ohain tarafından 1937 yılında hayata geçirilmiş ve operasyonel olarak uçak üzerinde test edilmiştir (Url-3, 2018). Günümüzde de aynı teknoloji temel olarak aynı prensipte çalışmak üzere kullanılmaktadır.



**Şekil 1.1:** Gaz türbini çalışma prensibi.

Türbin teknolojisinin amacı olabildiğince maksimum enerjiyi akışkan üzerinden çekerek, kullanılabilir mekanik enerjiye dönüştürmektir (Htwe, 2014). Gaz türbini içerisine aldığı havayı kompresör modülünde sıkıştırarak yanma odasına iletirler, yanma sonucunda açığa çıkan yüksek enerji ile sıkışmış gazın entalpisi artırılır. Türbine boyunca yanmış gazlar genişletirilir ve hızları artırılır. Yüksek hıza ulaşan yanmış gazlar momentumları sayesinde türbin pallerine çarparak tork oluşturur ve bu

tork kompresör modülünü bir şaft vasıtasıyla çevirmek için kullanılır. Türbinden çıkan yanmış gazlar ise lüle boyunca daha da hızlandırılarak ihtiyaç duyulan itki kuvvetini yaratır. Bu çalışma prensibine Brayton çevrimi denilmektedir ve şekil 1.2’de gösterilmiştir (Çengel ve Boles, 2011).



**Şekil 1.2** Brayton çevrimi.

Amacı itki üretmekten daha çok enerji üretmek olan gaz türbinlerinde, ikincil bir şaft türbin ile bir alternatör arasında bağlantı sağlayarak, elektrik üretmek için ihtiyaç duyulan gücü şaftın torku ve dönme hızı ile alternatöre iletir. Bazı uygulamalarda ise, gaz türbinleri sadece kompresör işlevi görmektedir. Örneğin, petrol çıkartma platformlarında yerin altına su basmak için de kullanılmaktadırlar.

Günümüz havacılık sektöründe gaz türbini uygulamaları turbojet, turbofan, turboprop ve turboşaft adları altında görülmektedir. Bu sınıflandırma gaz türbinin kullanılacağı platform isterlerine göre gaz türbini üzerinde değişiklikler yapılmasından kaynaklanmaktadır. Ancak genel çalışma prensibi tüm uygulamalarda benzerdir.

Bu tez çalışmasında bir turbofan motoru örnek alınarak kompresör modülündeki bir disk tasarımı özelinde çalışmalar yapılmıştır. Örnek bir turbofan Şekil 1.3’de gösterilmiştir.



**Şekil 1.3:** CF6-80C2 motoru.

CF6 ailesi bünyesindeki CF6-50 motoru incelendiğinde, yüksek basınç kompresörünün kalkış anındaki hızının 10413 dev/dak seviyesinde olduğu görülmüştür (Barrack ve Domas, 1976). Bu durum gaz türbinlerinin içerisinde bulunan disklerin yüksek hızda dönebildiğinin göstergesidir. Şekil 1.4’de örnek bir disk gösterilmiştir. Böyle bir diskin sahip olduğu kinetik enerji seviyesi, sahip olduğu kütle ve hızla orantılı olarak artmaktadır. Bunun sonucunda, uçak emniyeti açısından disk tasarımı önem arz etmektedir. Emniyetli tasarım açısından kritik olarak adlandırılabilen bu parçaların, temel görevi üzerlerinde bulunan palleri taşımak, aerodinamik veya mekanik yük aktarımını sağlamaktır. Operasyon esnasında kırılmaları halinde ölümcül kazalara yol açabilir. Kırılma sonrasında parçalara ayrılan disk, uçak motor muhafazasını delmekle kalmayıp, takıldığı uçağa da ağır hasar vermektedir.



**Şekil 1.4:** CFM56 fan disk.

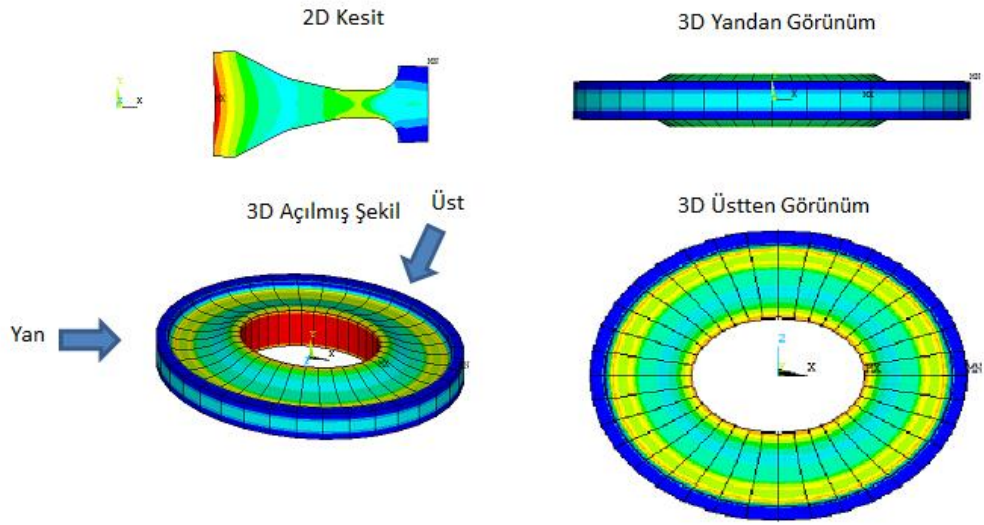
Federal Aviation Administration (FAA) kurumu meydana gelen tüm disk infilaklarının raporlarını tutmaktadır. Bunun en bilinen örneklerinden biri Quantas A380 olayıdır (Ur1-4). Şekil 1.5’de olay sonrasında motor gösterilmiştir.



**Şekil 1.5:** Quantas A380 disk infilakı.

Disk infilak durumu özelinde European Aviation Safety Agency (EASA) ve FAA sınırlamalar getirmiştir. Tasarım sertifikasyonunun gerçekleştirilebilmesi için sivil havacılık otoriteleri tarafından ortaya konulan sınırlamalar göz önüne alınarak tasarımın nihayete ulaşması gerekmektedir.

Bu tez çalışmasında, bir turbofan motoru örnek alınarak kompresör modülüne yönelik disk tasarımı gerçekleştirilmiştir. Diskin yüklemeler altında yapısal davranışı incelenmiş, el hesabı ve sonlu elemanlar analizi yardımı ile doğrulamalar yapılmış ve disk geometrisi optimize edilmiştir. Optimize edilen geometrinin sivil havacılık otoriteleri tarafından belirtilen infilak hız marjini hesaplanıp, süreç disk malzemesinin elastik ya da elasto-plastik davranışı incelenerek tekrar edilmiştir. Şekil 1.6'da tez çalışmasının son ürünü olan disk geometrisi verilmiştir.



Şekil 1.6: Optimize edilmiş disk.





## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Turbo makine disklerinin en önemli önceliği palleri tutmak ve akış içerisinde döndürmektir. İkincil seviyedeki önemi ise, kademeler arasındaki basınç farkını muhafaza edecek bariyer görevini üstlenmektir. Disk parçasının birincil önceliğinin hesaplanması için literatürde farklı yöntemler geliştirilmiştir. Bu yöntemlerden biri, iki boyutlu aksisimetrik disk için matematiksel modelleri oluşturarak ve gerekli sınır şartlarını vererek bu modeli çözdürmektir (Haslam, 2017). Bir diğer yöntem ise, sonlu elemanlar modeli oluşturarak disk üzerindeki gerilmeleri elde etmektir. Bu tez içerisinde teorik hesaplama, çıkartılan denklemler vasıtasıyla elde edilmiş ve doğrulama yöntemi olarak sonlu elemanlar yöntemi kullanılmıştır.

Disk boyutları, diskin bulunduğu modüle göre ve bulunduğu modülde kademesine göre değişkenlik göstermektedir (Davis ve Stearns, 1985). Örneğin, bir fan diski yüksek basınç kompresörünün ilk kademesininin yaklaşık 1.5 katı çapında olabilirken, aynı kompresörde kademeler arası disk çapları da yine 1.5 kat kadar değişebilmektedir. Boyut farklılıkları, motor tasarımının kullanım amacına bağlı olarak hacimsel ve kütleli kısıtlamalarından dolayı ve aerodinamik-termal gereksinimlerini karşılayabilmek amacıyla değişkenlik göstermektedir. NASA'nın CF6 motoru için yapmış olduğu çalışmalardan elde edilen veriler ışığında fan disk çapından fan disk çapından, kademeler arası disk boyutları tahmin edilmiştir. Bu çalışmada CF6 motorunun 10 numaralı kademesiyle benzer boyutlarda bir tasarım gerçekleştirilmesi hedeflenmiştir.

Disk üzerindeki sıcaklık dağılımları diskin bulunduğu modül ve kademeğe göre değişkenlik göstermektedir. CF6-50 motoru örnek alınacak olunursa, NASA makalelerinde disk sıcaklığı, 10 ile 14 numaralı yüksek basınç kompresöründe 300 °F (genelde iç çap) ile 800°F (genelde dış çap) derecelik bir alanı taramaktadır (Radomski ve Cline, 1981).

Turbo makine disk malzemeleri olarak günümüzde süper alaşımlar kullanılmaktadır. Alaşım seçim kriteri tasarımın çalışma sıcaklığına bağlı olarak malzeme dayanımını

ön plana çıkarmaktadır. Literatürde kompresör disk malzemesi olarak ön kademelerde ve soğuk bölgelerde çelik ve titanyum alaşımlar, arka kademeler yani sıcak bölgelerde inconel bazlı alaşımlar kullanılmaktadır (Chianese, 2011). Çalışma için Ti 6Al-4V alaşımı, boyutlandırma ve infilak hız tayini için seçilmiştir. NASA çeşitli testler yaparak Ti-6Al-4V için malzeme dayanım grafiği ve infilak hesaplamalarında kullanılacak deneysel verileri üretmiştir (Papirno ve Kyle, 1967).

NASA'nın çalışmalarında disk üzerine etki eden kuvvetlerin gösterimi mevcuttur (Armand, 1995). Temel bir disk geometrisinde; pal yüklemesi, termal yüklemeler ve disk merkezci kuvvetler etkilerini göstermektedir. Örnek bir çalışma olarak Ugural ve Fenster (2013) disk tasarımı ve infilak hızının tayin hesaplamalarında termal yüklemeler, pal yüklemeleri ve merkezci kuvvetler hesaplarına dahil etmiştir.

Disk infilak durumunu inceleyen araştırmalar, oda sıcaklığında disk parçalarının infilak dayanımının malzemenin çekme dayanımı arttıkça arttığını gözlemlemiştir (Holms ve Jerkins, 1948).

Shikida ve Kanayama (1980) tarafından yapılan çalışmada ise; çentikli ve çentiksiz diskler üzerinde oluşan plastik bölgeler için infilak hızının değişimi incelenmiştir. Çentiksiz disk iç yarı çapında oluşan plastik deformasyon, dairesel bir şekil almaktadır. Çentiksiz diskte yük iç çap bölgesine dağılmakta iken, çentikli diskte plastik deformasyonun çentik kökünde olduğu ve buradan diskin dışına doğru dağıldığı görülmüştür.

Chianese'in (2011) yaptığı çalışma, disk infilak tipleri açısından, diskin en iç çapından ya da en dış çapından infilaka başlayabildiğini göstermiştir. İnfilak açısından kritik olan bölgenin tespiti uygulanan kuvvet ve oluşturduğu çekme gerilmesinin değerine göre bulunmaktadır. Diğer bir deyişle, maksimum teğetsel çekme gerilmesinin bulunduğu bölge, infilak açısından kritik bölgedir ve infilaka sebep olacak çatlak ilerlemesi buradan başlayacak denebilir.

İnfilaka uğrayan disk yüksek miktarda enerji açığa çıkarmaktadır. Parçalanma sonrasında açığa çıkan bu enerji, uçak gövdesini parçalamaya yetecek güçtedir. Dhondt (1993), Bert ve Paul (1995), Dhondt ve Kohl (1999) tarafından yapılan çalışma sonuçları infilak sebebiyle parçalara ayrılan diskin parça büyüklüğü arttıkça aktarılan enerjinin de arttığı yönündedir. Parçaların kinetik enerjilerinin büyüklüğü sahip oldukları açıl hızla orantılı olarak artmaktadır. Yapılan çalışmalarda çeşitli

metotlar kullanılarak disk güvenliğini arttırmak amacıyla muhtemel çatlak bölgelerinde basma tabakası oluşturulmaya çalışılmıştır.

FAA FAR 33.27 ve EASA CS-E 840 regülasyonları, tasarım için maksimum çalışma hızının %20'sinden az olmayacak şekilde infilak hızını elde edecek bir tasarımın oluşturulmasını istemektedir. Sivil havacılık otoritelerinin beklentisi disk boyutlandırmasında hız verisinin %20 fazla olarak seçilmesinden ziyade, bu tezde hesaplandığı gibi tasarımın infilak hızının operasyonel maksimum hızından %20 fazla olmasını sağlamaktır (Barrack ve Domas, 1976). Günümüzde uçak motor tasarım şirketleri bu kritere uygun olarak motorlarını tasarlamaktadır.



### 3. DİSK DENKLEMLERİNİN ÇIKARTILMASI

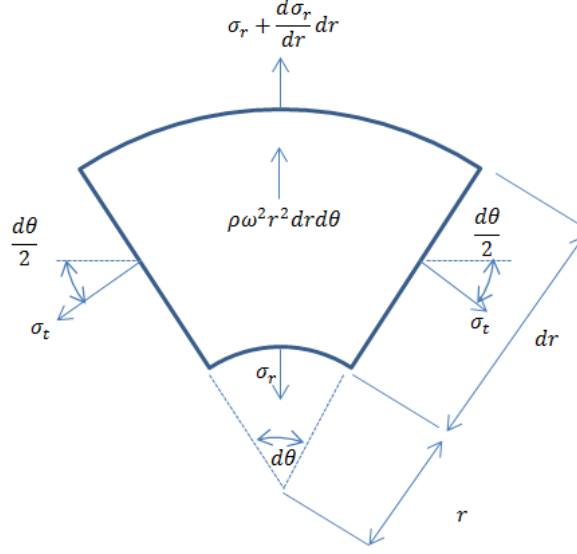
Dönen bir diskte gerilme oluşturan yüklemeler; kendi ataletinden kaynaklanan merkezci kuvvet, üzerinde bulunan pallerin ataletinden kaynaklanan merkezci kuvvet (disk üzerinde en dış çap bölgesine etki ettirilir), disk üzerindeki sıcaklık değişiminden kaynaklı ısı yükler, Turbo makinenin hızlanma ve yavaşlama ivmesinden kaynaklı tork yüklemesi (bu çalışmada ihmal edilmiştir), disk üzerindeki basınç farklılıklarından kaynaklı yüklemeler (bu çalışmada ihmal edilmiştir) olarak sıralandırılabilir. Bu bölümde disk üzerine etki eden yükleme ve sınır şartlarına bağlı denge ve uygunluk denklemleri çıkartılmış ve infilak hızı hesaplamalarında kullanılacak formüle yer verilmiştir.

#### 3.1 Disk İçin Denge Ve Uygunluk Denklemleri

Bu bölümdeki denklemlerin çıkartılmasında Cranfield Üniversitesi'nin "Mechanical Integrity of Gas Turbines" (Haslam, 2017) notlarından faydalanılmıştır .

Denge denklemlerini çıkarmak amacıyla, sabit kalınlıkta dairesel çok ince disk elemanı şekil 3.1'de gösterilmiştir. Bu eleman üzerinde açısal dönme hızı kaynaklı atalet yüklemesiyle disk üzerindeki teğetsel ve radyal gerilmeler gösterilmiş ve denge denklemi oluşturulmuştur.

Dönen bir cisimdeki merkezci kuvvet şekil 3.1'de gösterilen eleman üzerinde  $m r \omega^2 = \rho \omega^2 r^2 dr d\theta$  şeklinde ifade edilmiştir.



**Şekil 3.1:** Disk elemanı.

Burada  $\sigma_t$  teğetsel gerilme (dönme eksenine paralel, dönme yönündeki gerilme),  $\sigma_r$  radyal gerilme (merkezcil kuvvet ile aynı yönde olan gerilme),  $d\theta$  kesilen disk elemanının gördüğü açıyı göstermektedir.

$$\sigma_r r d\theta + \sigma_t dr d\theta - \left( \sigma_r + \frac{d\sigma_r}{dr} dr \right) (r + dr) d\theta - \rho \omega^2 r^2 dr d\theta = 0 \quad (3.1)$$

$$\sigma_t dr d\theta - \sigma_r dr d\theta - \frac{d\sigma_r}{dr} r dr d\theta - \frac{d\sigma_r}{dr} (dr)^2 d\theta - \rho \omega^2 r^2 dr d\theta = 0 \quad (3.2)$$

$$\sigma_t - \sigma_r - r \frac{d\sigma_r}{dr} - \rho \omega^2 r^2 = 0 \quad (3.3)$$

Denklem 3.3, teğetsel gerilme ve radyal gerilme olmak üzere iki bilinmeyen içermektedir ve bu sebepten ötürü çözüm için yeni bir denklem daha gerekmektedir.

İkinci denklem Hook kanunu kullanılarak diskin deformasyonu üzerinden çıkartılabilir.

$$E \varepsilon_t = \sigma_t - \nu \sigma_r \quad (3.4)$$

$$E \varepsilon_r = \sigma_r - \nu \sigma_t \quad (3.5)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1 - \nu^2} (\varepsilon_t + \nu \varepsilon_r) \quad (3.6)$$

$$\sigma_r = \frac{E}{1 - \nu^2} (\varepsilon_r + \nu \varepsilon_t) \quad (3.7)$$

Bu denklemde E ve  $\nu$  elastisite modülü ile Poisson oranını göstermekte iken  $\varepsilon_t$  ve  $\varepsilon_r$  teğetsel ve radyal gerinimleri göstermektedir.

Disk deplasmanının dönme yönünde sabit fakat disk yarıçapı yönünde değişkendir (Dönen bir cisim kendi ataleti altında yüklemeye maruz bırakıldığında, disk üzerindeki bir nokta diskin radyal yönde deplasmana uğrar iken dönme yönündeki konumu sabittir.). Bu şartlar altında u, r yarıçaplı bir diskin, yarı çap yönündeki deplasmanı olursa, r+dr yarı çapındaki deplasman aşağıdaki gibi gösterilebilir.

$$u + \frac{du}{dr} dr \quad (3.8)$$

$$\varepsilon_r = \frac{du}{dr} \quad (3.9)$$

Dönme yönündeki gerinim ise o yarı çaptaki gerinime eşittir.

$$\varepsilon_t = \frac{u}{r} \quad (3.10)$$

Denklem 3.6 ve 3.7 bağıntısı denklem 3.8, 3.9 ve 3.10'a göre tekrar yazılırsa:

$$\sigma_r = \frac{E}{1 - \nu^2} \left( \frac{du}{dr} + \nu \frac{u}{r} \right) \quad (3.11)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1 - \nu^2} \left( \frac{u}{r} + \nu \frac{du}{dr} \right) \quad (3.12)$$

Teğetsel ve radyal gerilmeler için elde edilen bu ifadeler, iki bilinmeyenli diferansiyel denklem içerisine konulursa tek bilinmeyenli bir denklem elde edilir.

$$\frac{E}{1-\vartheta^2} \left( \frac{u}{r} + \vartheta \frac{du}{dr} \right) - \frac{E}{1-\vartheta^2} \left( \frac{u}{r} + \vartheta \frac{du}{dr} \right) - r \frac{E}{1-\vartheta^2} \left( \frac{d^2u}{dr^2} + \frac{v}{r} \frac{du}{dr} \right) - \rho\omega^2 r^2 = 0 \quad (3.13)$$

$$\frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} + \frac{1-v^2}{E} \rho\omega^2 r^2 = 0 \quad (3.14)$$

Bu diferansiyel denklem aşağıda verilen integral çarpanı vasıtasıyla çözülebilir.

$$u = -\frac{(1+v^2)\rho\omega^2 r^3}{8E} \quad (3.15)$$

Böylelikle genel çözüm aşağıdaki gibi elde edilir.

$$u = Ar + \frac{B}{r} - \frac{(1-v^2)\rho r^3 \omega^2}{8E} \quad (3.16)$$

Bulunan bu denklem radyal ve teğetsel gerilme denklemleri içerisine konulacak olunursa:

$$\sigma_r = \frac{E}{1-v^2} \left( A - \frac{B}{r^2} - 3 \frac{(1-v^2)\rho r^3 \omega^2}{8E} + \frac{v}{r} \left( Ar + \frac{B}{r} - \frac{(1-v^2)\rho r^3 \omega^2}{8E} \right) \right) \quad (3.17)$$

$$\sigma_r = \frac{E}{1-v^2} \left( A(1+v) - \frac{B}{r^2} (1-v) - \frac{(3+v)(1-v^2)\rho r^3 \omega^2}{8E} \right) \quad (3.18)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1-v^2} \left( A(1+v) + (1-v) \frac{B}{r^2} - \frac{(1+3v)(1-v^2)\rho r^3 \omega^2}{8E} \right) \quad (3.19)$$

Uçak motorlarında bulunan döner diskler orta kısmı boş silindir şeklindeki yapılardır. Bu sebepten ötürüdür ki elde edilen bu denklemler içi boş sabit kalınlıktaki bir disk için evirilecektir. A ve B integrasyon sabitleridir ve denklem 3.18 ve 3.19, içi boş sabit kalınlıktaki bir diskin iç çap ve dış çaptaki radyal gerilmelerin sıfır olduğu (sınır şartı) dikkate alınarak tekrar yazılabilir.

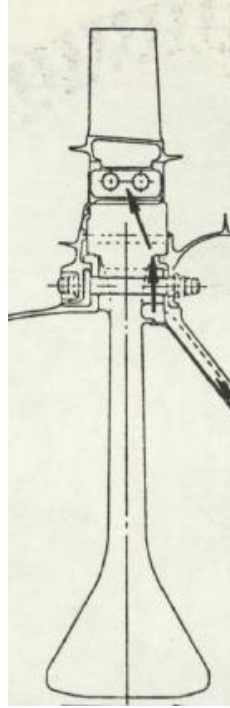


$$\sigma_r = \frac{E}{1-\nu^2} \rho \omega^2 \left( r_o^2 + r_i^2 - \frac{r_o^2 r_i^2}{r^2} - r^2 \right) \quad (3.20)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1-\nu^2} \rho \omega^2 \left( r_o^2 + r_i^2 - \frac{r_o^2 r_i^2}{r^2} - \frac{1+3\nu}{3+\nu} r^2 \right) \quad (3.21)$$

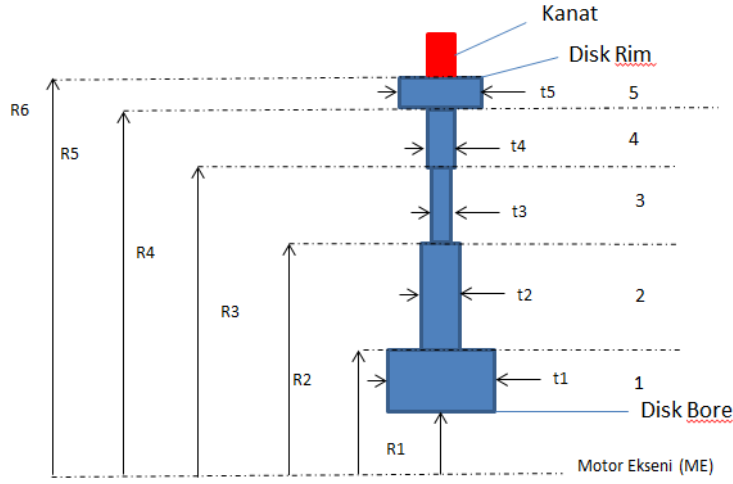
Bu denklemlerde gösterilen  $r_o$  ve  $r_i$  içi boş sabit kalınlıklı diskin iç ve dış çaplarıdır. Bu formüller kullanılarak içi boş sabit kalınlıklı bir diskin her hangi bir  $r$  yarı çapında radyal ve teğetsel gerilme değerleri bulunabilir.

Ancak, turbo makine diskleri sabit kalınlıklı olmaktan daha çok yarı çapa bağlı olarak değişken kalınlık göstermektedir. Bu duruma şekil 3.2'deki çizimi örnek gösterilebilir.



**Şekil 3.2:** CF6-50 yüksek basınç türbini 1. kademe.

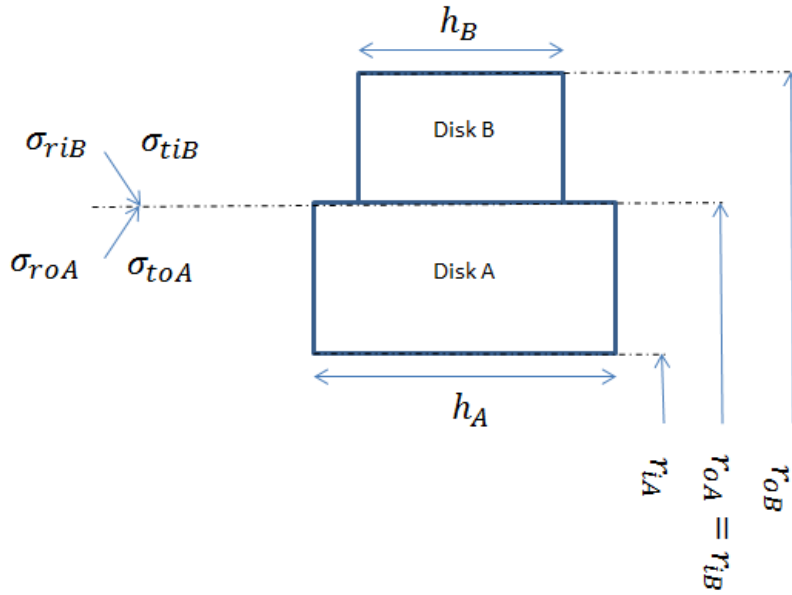
Ayrıklaştırma yöntemi kullanılarak, diskin farklı kalınlıklardaki bölgeleri birer içi boş sabit kalınlıklı disk olarak modellenilebilir ve bu yolla disk üzerindeki gerilmeler bulunabilir. Şekil 3.3'de örnek bir ayrıklaştırılmış disk modeli gösterilmiştir.



**Şekil 3.3:** Örnek ayrıklaştırma

Burada 1'den 5'e kadar numaralandırılmış içi boş R yarı çap ve t sabit kalınlıklı diskler gösterilmiştir.

Şekil 3.4'de ayrıklaştırılmış iki disk arasındaki ilişki gösterilmiştir.



**Şekil 3.4:** Farklı kalınlıklardaki disklerin ara yüz etkileşimi.

Burada A ve B iki ayrı disk parçasını göstermekteyken, i ve o sırasıyla iç ve dış yüzeyleri ifade etmektedir. Radyal ve teğetsel yönler r ve t ifadeleri ile gösterilebilir.

O halde iki diskin temas yüzeyleri arasındaki gerilme değişimi şu şekildedir:

$$\delta\sigma_r = \sigma_{riB} - \sigma_{roA} \quad (3.22)$$

$$\delta\sigma_t = \sigma_{tiB} - \sigma_{toA} \quad (3.23)$$

Ayrıklaştırma metodunu kullanabilmek için bu denklemler aşağıdaki gibi manipüle edilerek toplam (T) ve fark (F) ifadeleri yazılmıştır.

$$T = \sigma_t + \sigma_r \quad (3.24)$$

$$F = \sigma_t - \sigma_r \quad (3.25)$$

Bu ifadeler şekil 3.4'deki gösterime uyarlanacak olunursa:

$$T_{oA} = \sigma_{toA} + \sigma_{roA} \quad (3.26)$$

$$F_{iB} = \sigma_{tiB} - \sigma_{riB} \quad (3.27)$$

Şekil 3.4'de A ile gösterilen disk için gerilme formülleri toplam ve fark cinsinden tekrar yazılır.

$$\sigma_{toA} = \frac{T_{oA} + F_{oA}}{2} \quad (3.28)$$

$$\sigma_{roA} = \frac{T_{oA} - F_{oA}}{2} \quad (3.29)$$

$T_{oA}$  ve  $F_{oA}$  aşağıdaki denklemlerdeki şekliyle ifade edilerek, içi boş sabit kalınlıklı diskler için çıkartılan gerilme ifadeleri yerlerine konulur.

$$T_{oA} = T_{iA} - T_{iA} + T_{oA} \quad (3.30)$$

$$T_{oA} = T_{iA} - (\sigma_{tiA} + \sigma_{riA}) + (\sigma_{toA} + \sigma_{roA}) \quad (3.31)$$

$$\begin{aligned} T_{oA} = T_{iA} - \frac{E}{1-v^2} \left( 2(1+v)A - \frac{(1+v)(1-v^2)}{2E} \rho\omega^2 r_{iA}^2 \right) \\ + \frac{E}{1-v^2} \left( 2(1+v)A - \frac{(1+v)(1-v^2)}{2E} \rho\omega^2 r_{oA}^2 \right) \end{aligned} \quad (3.32)$$

$$T_{oA} = T_{iA} - \left( \frac{(1+v)}{2} \rho \omega^2 (r_{oA}^2 - r_{iA}^2) \right) \quad (3.33)$$

$$F_{oA} = F_{iA} - F_{iA} + F_{oA} \quad (3.34)$$

$$F_{oA} = F_{iA} - (\sigma_{tiA} + \sigma_{riA}) + (\sigma_{toA} + \sigma_{roA}) \quad (3.35)$$

$$F_{oA} = F_{iA} - \frac{E}{1-v^2} \left( -\frac{2(1-v)B}{r_{iA}^2} + \frac{(1-v)(1-v^2)}{4E} \rho \omega^2 r_{iA}^2 \right) + \frac{E}{1-v^2} \left( -\frac{2(1-v)B}{r_{oA}^2} + \frac{(1-v)(1-v^2)}{4E} \rho \omega^2 r_{oA}^2 \right) \quad (3.36)$$

$$F_{oA} = F_{iA} \left( \frac{r_{iA}}{r_{oA}} \right)^2 - \left( \frac{(1-v)}{4} \rho \omega^2 (r_{iA}^4/r_{oA}^2 - r_{oA}^2) \right) \quad (3.37)$$

Böylelikle en içteki diskin, teğetsel ve radyal gerilmelerinin toplam ve farkları bulunarak, kendisinden sonra gelen dıştaki disk için toplam ve fark gerilmeler bulunabilir ve toplam ve fark gerilmelerin teğetsel ve radyal gerilmeler ile arasındaki olan bağlantılardan, dışarıda bulunan disk üzerine etki eden gerilme değerleri çıkartılabilir.

Özetlemek gerekirse; dıştaki diskin iç çapındaki gerilme değerlerini bulabilmek için öncelikli olarak  $T_{oA}$  ve  $F_{oA}$  bulunur. Daha sonra bu değerler yardımı ile  $\sigma_{roA}$  ve  $\sigma_{toA}$  gerilme değerleri bulunur.  $\sigma_{roA}$  ve  $\sigma_{toA}$  gerilmeleri kullanılarak sırasıyla  $\delta\sigma_r$  ve  $\delta\sigma_t$  radyal ve teğetsel yönündeki gerilme değişimleriyle toplanır ve B ile ifade edilen üstteki diskin  $\sigma_{riB}$  ve  $\sigma_{tiB}$  radyal ve teğetsel gerilme değerleri bulunur. Ancak bu aşamaya geçmeden önce A ve B disklerinin ara yüzeylerindeki denge ve uygunluk denklemlerini yazmak gerekmektedir.

Denge denklemini A yüzeyinden B yüzeyine aktarılan kuvvetin aynı olması sebebiyle aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\sigma_{roA} h_A x 2\pi r_{oA} = \sigma_{riB} h_B x 2\pi r_{iB} \quad (3.38)$$

$$\delta\sigma_r = \sigma_{riB} - \sigma_{roA} = \sigma_{roA} \left( \frac{h_A}{h_B} - 1 \right) \quad (3.39)$$

Uygunluk denklemi, A ve B disklerinin ara yüzelerindeki gerinimlerin eşitliği üzerine kurulabilir. Buna ek olarak sıcaklık (T) değişiminden kaynaklı elastisite modülündeki (E ) değişim, termal genleşme katsayısı ( $\alpha$ ) kaynaklı termal gerilme ilişkileri uygunluk denkleminde eklenmelidir. Bu çalışmada E ve  $\alpha$  sıcaklığa bağlı değişimi ihmal edilmiştir. Ancak en genel matematiksel formül gösterilmek istenildiği için aşağıda sıcaklık değişiminden kaynaklı farklı indisler E ve  $\alpha$  için verilmiştir.

$$\varepsilon = \frac{1}{E}(\sigma_t - \nu\sigma_r) + \alpha T \quad (3.40)$$

A ve B diskleri ara yüzeyi için uygunluk denklemi aşağıdaki gibi yazılır:

$$\frac{1}{E_A}(\sigma_{toA} - \nu\sigma_{roA}) + \alpha_A T_A = \frac{1}{E_B}(\sigma_{tiB} - \nu\sigma_{riB}) + \alpha_B T_B \quad (3.41)$$

Aşağıdaki denklemler yardımı ile uygunluk denklemi tekrar yazılırsa:

$$\delta\sigma_r = \sigma_{riB} - \sigma_{roA} \quad (3.42)$$

$$\delta\sigma_t = \sigma_{tiB} - \sigma_{toA} \quad (3.43)$$

$$\frac{1}{E_A}(\sigma_{toA} - \nu\sigma_{roA}) + \alpha_A T_A = \frac{1}{E_B}((\sigma_{hoA} + \delta\sigma_t) - \nu(\sigma_{roA} + \delta\sigma_r)) + \alpha_B T_B \quad (3.44)$$

Uygunluk denklemi  $\delta\sigma_t$  için aşağıdaki biçime getirilebilir.

$$\delta\sigma_t = (\sigma_{toA} - \nu\sigma_{roA})\left(\frac{E_B}{E_A} - 1\right) + E_B(\alpha_A T_A - \alpha_B T_B) + \nu\delta\sigma_r \quad (3.45)$$

Radyal gerilme değerleri en iç çapta ve en dış çapta sınır koşullarına bağlı olarak değerlendirilmelidir. Bu durumda her hangi bir dış yükleme durumu söz konusu değilse, örneğin pal yüklemesi yoksa, en iç ve en dış çapta radyal gerilme değerleri sıfır olacaktır. Fakat pallerin merkezciil ivme sebebiyle oluşturdukları yükleri de diskler taşımaktadır ve bu durum radyal gerilme için en dış çapta sınır şartını değiştirir. Yeni durum için dış çaptaki sınır şartı, paldenan gelen yükleme vasıtasıyla

bulunur. En dış çap (“Rim” bölgesi) için gerilme pal kaynaklı merkezci kuvvetin, dış çaptaki yüzey alanına bölünmesiyle ifade edilir.

$$\sigma_{rim} = \frac{m_k \omega^2 r_{cg}}{2\pi r_o h} \quad (3.46)$$

Denklem 3.46’deki  $\sigma_{rim}$  en dış çap bölgesindeki radyal gerilmeyi,  $m_k$  toplam pal kütleini,  $r_{cg}$  pal ağırlık merkezini,  $r_o$  en dış çapı,  $h$  en dış çap bölgesinin kalınlığını ifade etmektedir.

Bölüm 3 içerisinde sunulan denklemler yardımıyla yapılacak el hesaplarını ve analiz sonuçlarını kıyaslamak için kullanılan yöntem von Mises eşdeğer gerilme değerlerinin malzemenin akma dayanımıyla karşılaştırılmasıyla gerçekleştirilecektir. Dominant radyal ve teğetsel gerilmelerin yanında kayma gerilmeleri ihmal edilecek düzeydedir ve eksenel kuvvet yaratacak her hangi bir etmen yoktur. Bu sebepten ötürü von Mises eşdeğer gerilme ifadesi denklem 3.47’de, iki eksenli denkleme indirgenmiştir. İki eksenli bu denklemde radyal ve teğetsel gerilmeler  $\sigma_1$  ve  $\sigma_2$  asal gerilmeleri ifade etmektedir (Budynas ve Nisbett, 2014).

$$\sigma_{\%0.2}^2 = \sigma_t^2 - \sigma_t \sigma_r - \sigma_r^2 \quad (3.47)$$

### 3.2 Disk İnfilak Hızı Hesaplama Denklemi

Ti 6AL-4V malzemesi yükleme paylaşımı yapan yani yükleme altında gerilmeler plastik bölgeye geçtiği taktirde gerilme konsantrasyonu oluşturmayan ve yüksek gerilmeyi bulunduğu kesit alanına dağıtan bir malzemedir. Bu sebeple malzemenin ideal plastik doğası gereği pekleşme kaynaklı bir gerilme artışın olmadığı varsayımı yapılırsa (disk hızı arttıkça teğetsel gerilmenin malzemenin akma dayanımını aşmadığı düşünülürse) yüksek teğetsel gerilmenin olduğu bölge hızla orantılı olacak şekilde bir plastik bölge oluşturur. Bu bölge sınır duruma ulaştığında, yüksek teğetsel gerilme bölgesi tamamen plastik olur ve bu noktadan sonra infilak gerçekleşir. Literatür çalışmaları maksimum gerilmenin akma dayanımına ulaştığı andaki gerilmedeki infilak hızı ile elasto-ideal plastik infilak hızının arasındaki marjini %12 olarak vermektedir (Haslam, 2017). Bu nedenle disk tasarımının sadece von Mises

eşdeğer gerilmesine göre kıyaslanarak gerçekleştirilmesi, havacılık sektöründeki nizamnamelerin gereksinimlerini sağlamayabilir.

Bu noktada infilak hızının tayini için Hallinan denklemi kullanılabilir (Barrack ve Domas, 1976).

$$N_i = 0.95N \left( S \left( \sqrt{\frac{\sigma_{uts}}{\sigma_{Tort}}} - \sqrt{\frac{\sigma_{uts}}{\sigma_{Tmax}}} \right) + \sqrt{\frac{\sigma_{uts}}{\sigma_{Tmax}}} \right) \quad (3.48)$$

Bu denklemde  $N_i$  disk infilak hızını,  $N$  operasyonel maksimum disk hızını,  $S$  deneysel sabiti (nominal malzeme dayanımının çentikli malzemenin dayanımına oranı),  $\sigma_{uts}$  oda sıcaklığındaki malzemenin nihayi dayanımını,  $\sigma_{Tort}$  seçilen bölgedeki ortalama teğetsel gerilmeyi,  $\sigma_{Tmax}$  seçilen bölgedeki maksimum teğetsel gerilme değerini göstermektedir.

Burada  $S$  faktörü malzemenin yük paylaşımına eğilimini, yani yüksek ölçekte kırılma öncesinde plastik davranışını göstermektedir. Literatür verileri dikkate alınarak,  $S$  faktörü Ti 6AL-4V malzeme için yaklaşık 1 mertebesindedir (Paparino ve Kyle, 1967).

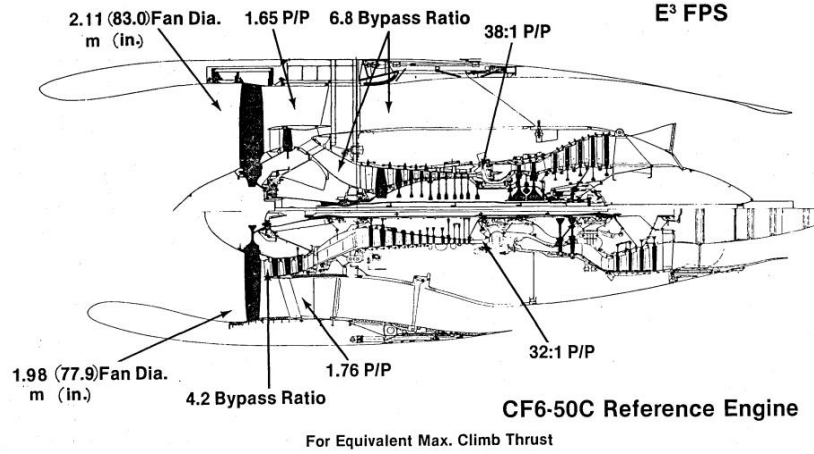




## 4. GİRDİLER VE SONLU ELEMANLAR PROGRAMI

### 4.1 İlk Boyutlandırma Ve Sıcaklık Girdileri

Şekil 4.2’de verilen geometri, CF6-50 motorunun yüksek basınç kompresörü 10. kademe diskinin yaklaşık ölçüleridir. Fan giriş çap değeri oranlanarak 10. kademe disk için bir ön boyutlandırma çıkarılmıştır. İlk boyutlandırmada faydalanılan geometri şekil 4.1’de gösterilmiştir. CF6-50 motorunun fan çapının disk uzunluğuna oranlanması sonucu elde edilen ölçüler Çizelge 4.1’de verilmiştir.

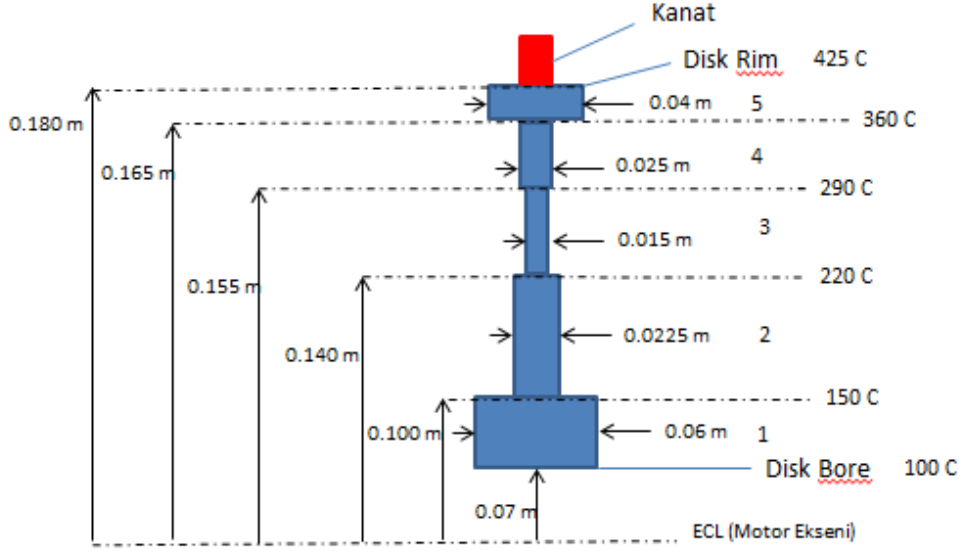


Şekil 4.1: CF6-50 motor kesiti ve fan giriş çapı.

Çizelge 4.1: Fan çapının disk uzunluğuna oranlanması sonucu 10. Kademe disk için elde edilen ölçüler.

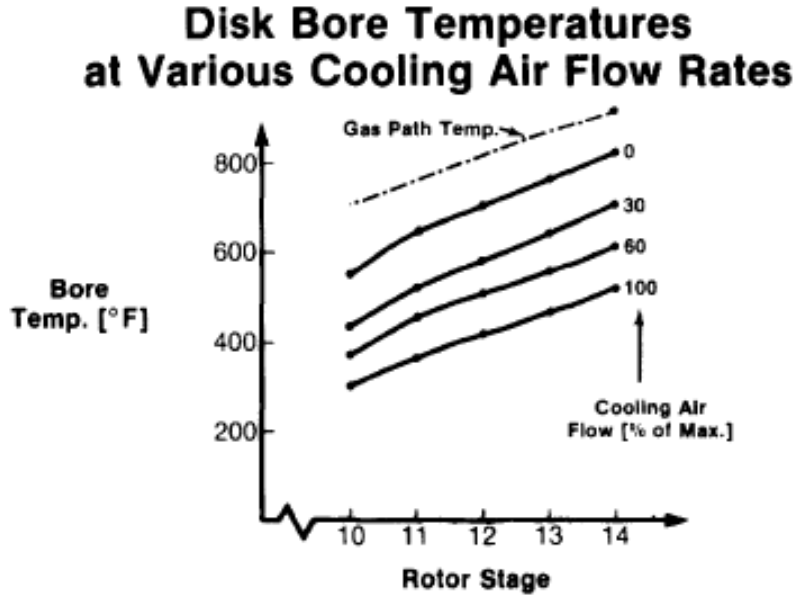
Bölge	Değer
“Rim” yarıçapı	0.175833 m
“Bore” yarıçapı	0.070333 m

“Bore” olarak ifade edilen bölge diskin en alt kısmı yani motor eksenine en yakın kısmı iken; “rim” olarak ifade edilen bölge, motor dönme ekseninden en uzak kısım yani palin bağlandığı yeri işaret etmektedir. Şekil 4.2’de ilk boyutlandırma, sıcaklık girdileri, “bore” ve “rim” bölgelerinin gösterimi yapılmıştır. Disk boyutlandırmasına ya da sonraki kısımlarda verilen hesaplama ve analizlere herhangi bir civata deliği ya da pal kökünü tutmaya yönelik bir geçme dahil edilmemiştir.



Şekil 4.2: İlk boyutlandırma ve sıcaklık girdileri.

Sıcaklık dağılımı “rim” bölgesinde 425 °C, en iç çap bölgesinde 100 °C olacak şekilde seçilmiştir. Seçim kriteri şekil 4.3’te verilen CF6 motorunun sıcaklık verilerine göre yapılmıştır. Ana hava akışının olduğu yüzey için 425 °C derecenin denk geldiği 800 °F seçilmiştir. “Bore” sıcaklığı ise uygulanan soğutma işlemine bağlı olarak değişmektedir. Hesaplara 100 °C olarak dahil edilmiştir.

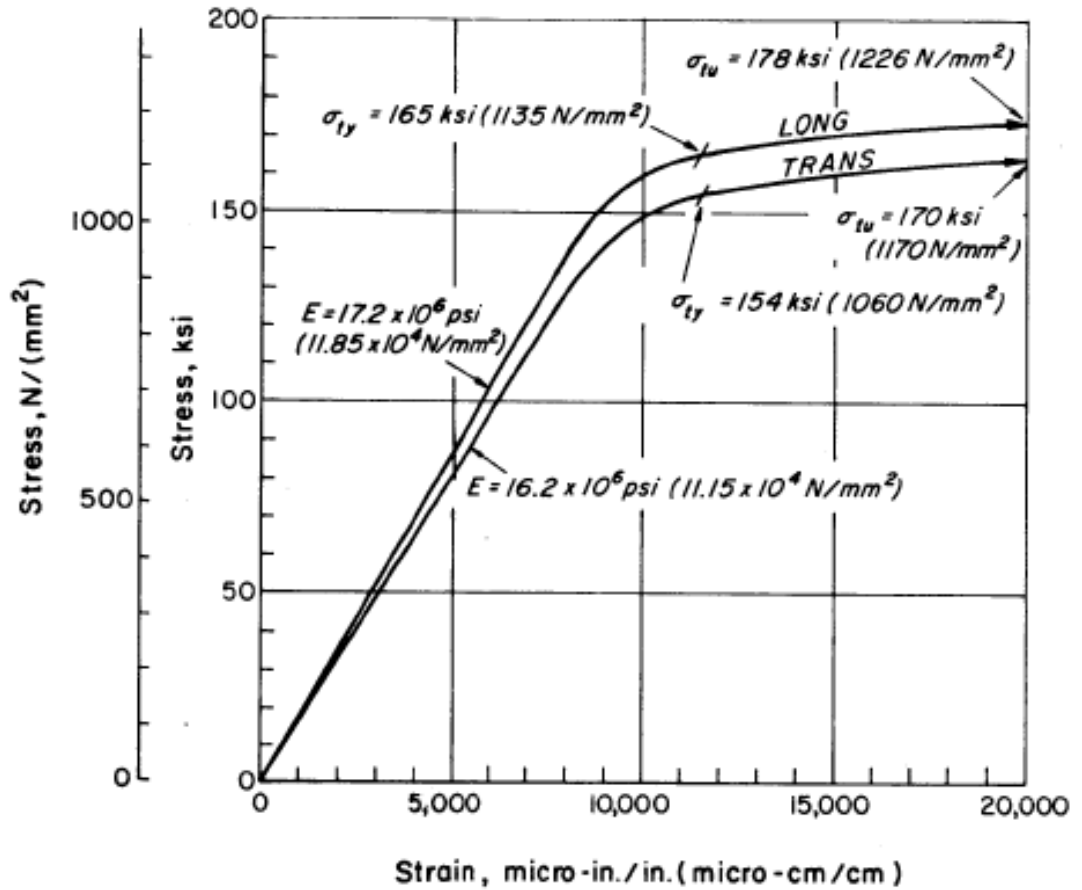


Şekil 4.3: NASA CF6 HPC kademeler en iç çap sıcaklığı.

Her hangi bir termal analiz datası mevcut olmadığı için sıcaklık dağılımı en dış çap bölgesinden en iç çap bölgesine doğru yaklaşık lineer düşüş gösterecek şekilde dağıtılmıştır.

#### 4.2 Malzeme Verileri

Malzeme girdileri olarak MatWeb verileri ve NASA'nın Ti 6AL-4V test verileri kullanılmıştır. Şekil 4.4'de NASA'nın Ti 6AL 4V için çıkarttığı malzeme verisi verilmiştir.



Şekil 4.4: NASA Ti 6AL 4V için oda sıcaklığında gerilme gerinim diagramı.

Matweb verileri kullanılarak, malzemenin akma ve kopma dayanımının sıcaklıkla ters lineer ilişkisi olduğu varsayımıyla, oda sıcaklığında ve 427°C'deki sıcaklık değerleri oranlanmış ve NASA verilerinin de oranla aynı artışı göstereceği varsayımıyla değerler türetilmiştir. Çizelge 4.2'de Matweb'in %2 akma gerilme

dayanım verisi gösterilmiştir. Çizelge 4.3’de varsayımlar sonucu NASA verileri itere edilerek türetilen malzeme verileri verilmiştir.

**Çizelge 4.2:** Matweb akma dayanım verisi.

Parametre	%.2 YS
25°C	128 ksi
427 °C	89.9 ksi

**Çizelge 4.3:** NASA verilerinden iterasyon yardımıyla türetilen malzeme verileri.

Değişkenler	Malzeme Akma Dayanımı (MPa)	Malzeme Kopma Dayanımı (MPa)	Elastisite Modülü (MPa)
Oda Sıcaklığı (25°C)	1138	1228	11858.98
427°C ya da 800°F	799	862	11858.98

Çizelge 4.4’te seçilen malzemenin yoğunluk, Poisson oranı ve termal genleşme katsayı verileri sunulmuştur.

**Çizelge 4.4:** MatWeb malzeme verileri.

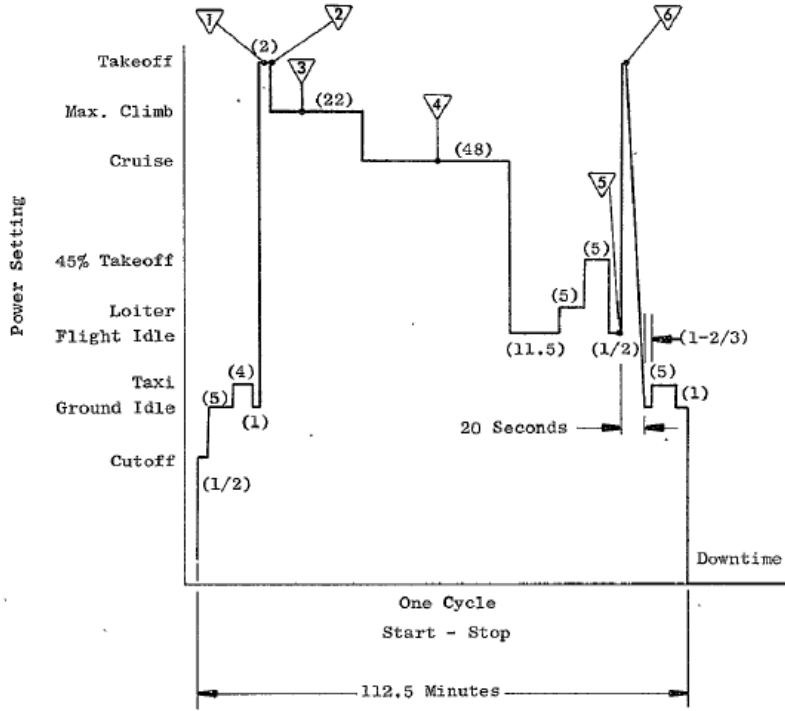
Fiziksel Özellik	Değeri
Yoğunluk (g/cc)	4.43
Poisson Oranı	0.342
Isıl Genleşme Katsayısı ( $\mu\text{m}/\text{m}\cdot\text{°C}$ )	8.6

Bu çalışmada sıcaklık etkisinden kaynaklı elastisite modülü, termal genleşme katsayısı ve yoğunluktaki değişimler ihmal edilmiştir. Metal sıcaklığı 100 °C ile 425 °C arasında değişmesine rağmen minimum akma gerilmesi olarak 425 °C’deki 799 MPA hesaplamalarda dikkate alınmıştır.

### 4.3 Yükleme ve Sınır Koşulları

Şekil 4.5 ve 4.6 incelendiğinde CF6-50 için verilen maksimum hız 10143 dev/dak’dır ve bu değer motorun kalkış esnasındaki rotor dönme hızıdır.

(Numbers in Parentheses Indicate Time in Minutes)



Şekil 4.5: NASA CF6-50 görev profili.

Flight Condition	Altitude, Meters (Feet)	Inlet Mach No., $M_0$	Inlet Air Temp., $T_0$ , °K (°F)	Compressor Discharge Temp., $T_3$ , °K (°F)	Turbine Inlet Temp., $T_4$ , °K (°F)	Engine Speed, $N_2$ (rpm)
Takeoff 1	15.2 (50)	0.273	289 (60)	826 (1026)	1516 (2268)	10,143
Takeoff 2	484.6 (1,590)	0.35	286 (55)	826 (1027)	1517 (2270)	10,146
Maximum Climb	4084.3 (13,400)	0.721	272 (30)	822 (1019)	1489 (2221)	10,061
Cruise	1066.8 (35,000)	0.85	220 (-64)	733 (860)	1362 (1991)	9,539
Flight Idle	0	0.377	289 (60)	533 (500)	858 (1084)	7,858
Thrust Reverse	0	0	289 (60)	777 (939)	1407 (2072)	9,753

Şekil 4.6: NASA CF6-50 operasyon koşulları.

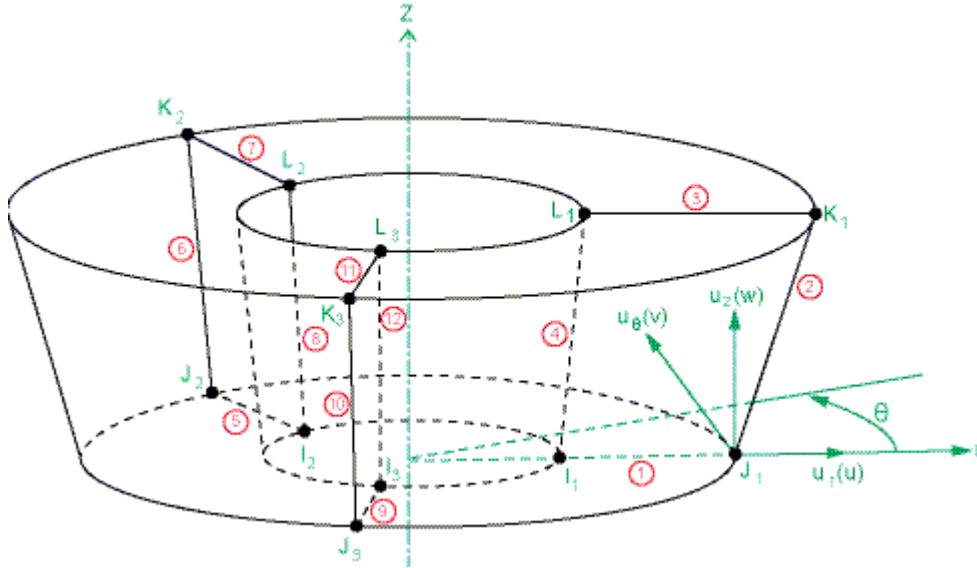
Dönen disk üzerinde bulunan paller, diski merkezci kuvvet etkisiyle dışa doğru çekmektedir. Bu çalışmada, bir tanesinin kütlesi 250 gr (CF6-50 için pal verisine rastlanmadığı için konservatif yaklaşım olarak seçilmiştir.) olan 160 adet pal motor eksen takımına göre 0.22 m yükseklikten (pal ağırlık merkezinin motor eksenine olan uzaklığı) çekme kuvveti uygulayacak şekilde hesaplamalara dahil edilmiştir.

Bölüm 3’de anlatıldığı gibi pal yüklemesinin olmadığı bir disk için en dış çap ve en iç çap bölgelerinde radyal gerilme sifıra eşit olur. Çünkü gerilmeyi radyal yönde aktaracak herhangi bir eleman mevcut değildir. Pal yüklemesinin olduğu durumda ise en dış çap bölgesindeki radyal gerilme değeri, palın uyguladığı merkezcil kuvvet yardımı ile bulunur ve sınır şartı olarak analitik hesaplamalara dahil edilir. Hesaplama yönteminden Bölüm 3.2’de bahsedilmiştir.

#### 4.4 Sonlu Elemanlar Modeli ve Disk Modelleme

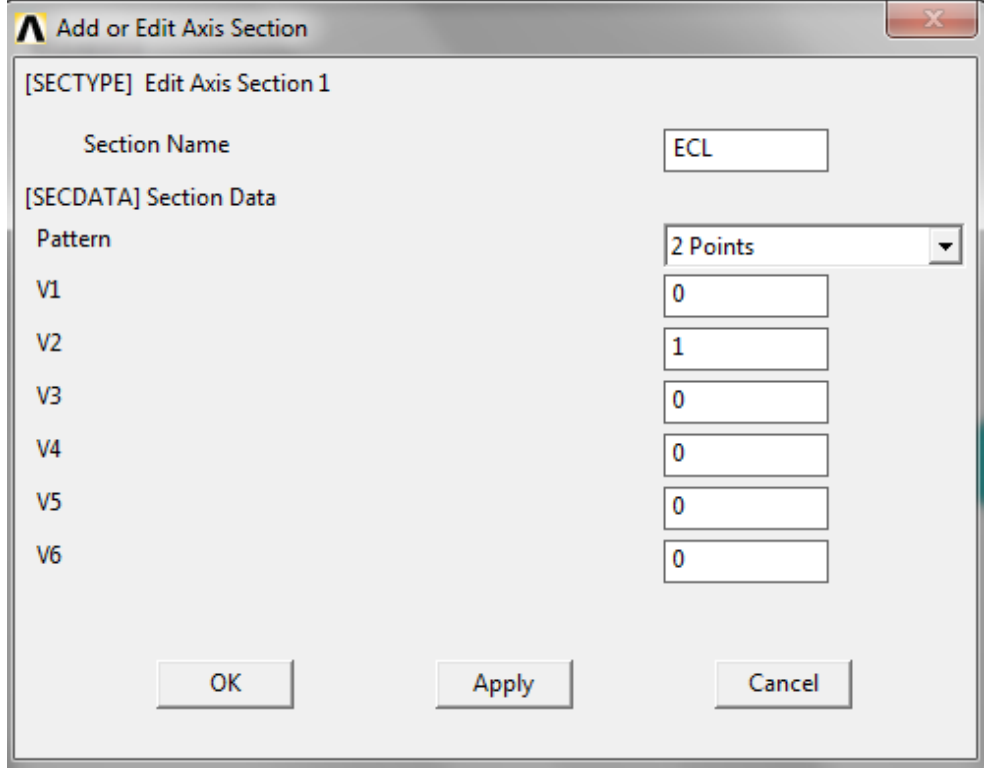
Sonlu elemanlar analizi için ANSYS 13.0 kullanılmıştır. Bu bölümde ANSYS’te gerçekleştirilen modelleme detaylarına yer verilmiştir. Çözüm ağı şekilleri optimize edilmiş geometri üzerinden gösterilmiştir.

Sonlu elemanlar modelinde iki farklı eleman tipi kullanılmıştır. Disk geometrisi motor dönme eksenine göre aksel simetrik bir yapıya sahiptir ve bu sebepten ötürü ilk eleman tipi olarak SOLID272 seçilmiştir. SOLID272 iki boyutlu aksisimetrik hesaplamalarda kullanılabilir. X, Y ve Z yönlerinde 3 serbestlik derecesine sahip, 4 düğüm noktası vardır. Eleman Şekil 4.7’de gösterilmiştir.



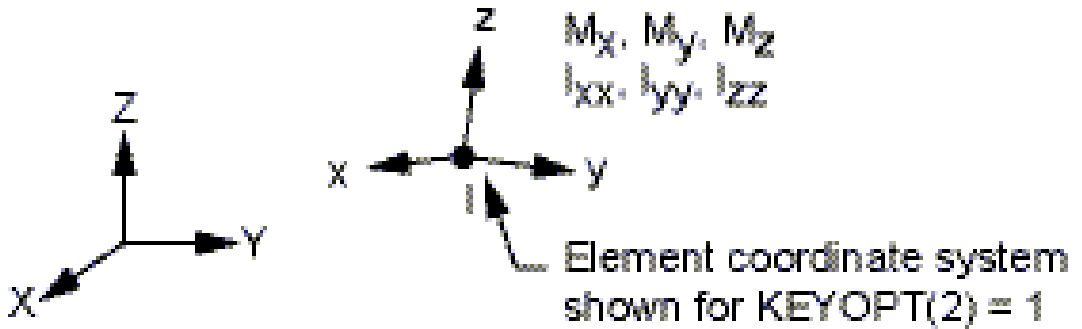
Şekil 4.7: ANSYS SOLID272 eleman gösterimi.

SOLID272 eleman kullanarak oluşturulan aksisimetrik modelleme için bir dönme ekseninin tanımlanması gerekmektedir. Y eksenini etrafında dönecek bir model için girdiler programa Şekil 4.8’deki gibi yansıtılmıştır.



**Şekil 4.8:** SOLID272 elemanı için dönme eksenini tanımlama.

Kullanılan diğer eleman tipi ise MASS21'dir. Bu eleman tipi pal yüklemesinin olduğu durumlarda, pal kaynaklı yüklemeyi disk üzerindeki düğüm noktalarına aktaran noktasal bir kütle görevini gören bir düğüm noktasıdır. MASS21 X, Y ve Z yönlerinde dönme ve öteleme olmak kaydıyla 6 serbestlik derecesine sahiptir. Şekil 4.9'da MASS21 elemanı gösterilmiştir.

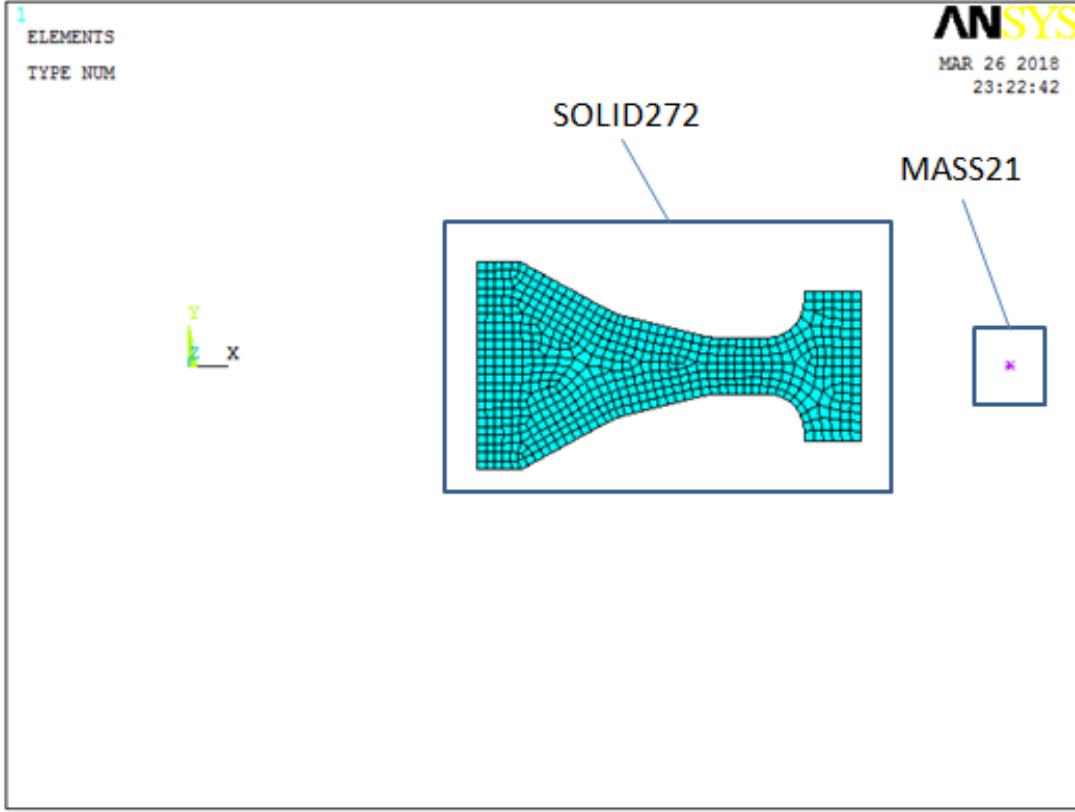


**Şekil 4.9:** ANSYS MASS21 elemanı.

MASS21 elemanı analiz için kütle girdisi istemektedir. Bu çalışmada pal yüklemesi doğrudan MASS21 elemanı üzerinden taşınacağı için kütle girdisi 1E-11 olarak ANSYS'e tanıtılmıştır. Bu yolla noktasal kütlelerin merkezci kuvvet etkisiyle

oluşturacağı kuvvet ihmal edilebilir seviyeye indirgenmiştir. Bunun sebebi kuvvet girdisi olarak pal yüklemesinin noktasal kütleyle dışardan uygulanacak olmasıdır.

Optimize edilmiş geometri üzerinden çözüm ağı oluşturulduğunda, SOLID272 ve MASS21 elemanları Şekil 4.10'deki gibi gözükmektedir.

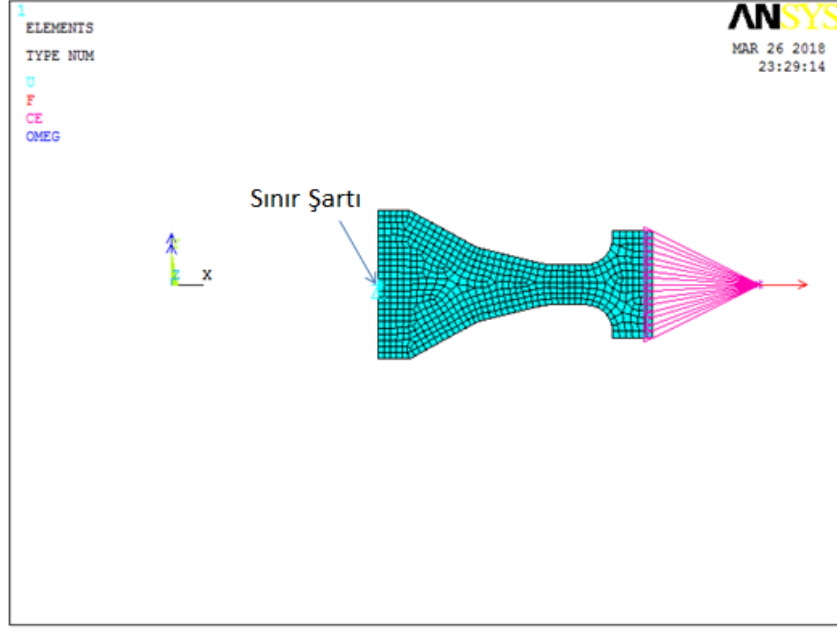


**Şekil 4.10:** ANSYS çözüm ağı gösterimi.

Şekil 4.11'de görüldüğü üzere MASS21 elemanına X yönünde pal merkezciil kuvvetinden kaynaklanan 9928251 N'luk bir kuvvet etki ettirilmiş, ve MASS21 elemanları en dış çap bölgesinde SOLID272 elemanlarının en dıştaki düğümlerine tutturulmuştur. Pal yüklemesi olmayan ilk boyut hesaplamalarında sonlu elemanlar analizinde kuvvet değeri girilmemiştir.

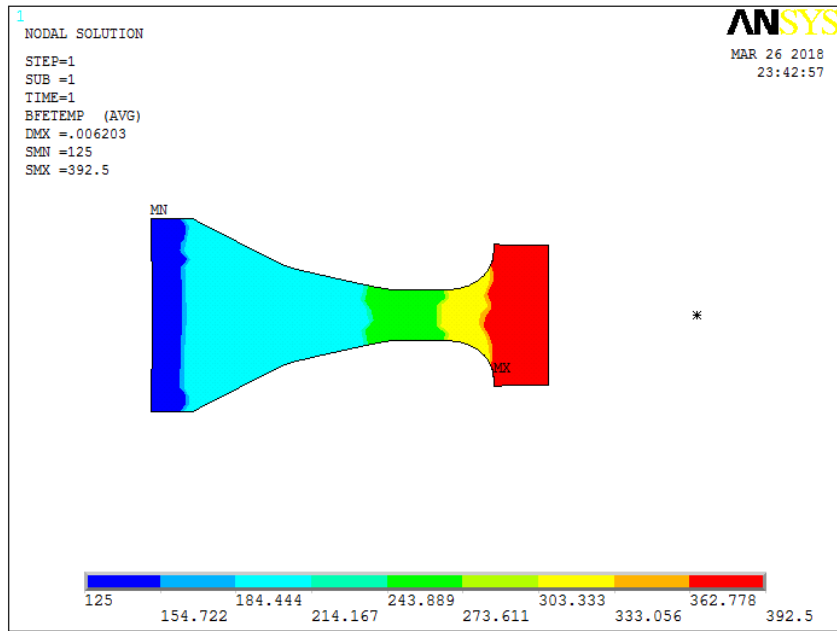
Sınır şartı olarak model Z ve Y yönünde sabitlenmiş ve dönme açısı olarak Y eksenini etrafında 1062 rad/s (10143 RPM) etki ettirilmiştir.





**Şekil 4.11:** ANSYS sınır şartları ve yüklemeleri.

Yapı üzerindeki sıcaklık dağılımı Şekil 4.12'deki gibi ön görülmüştür. Sıcaklık yaklaşık olarak ayrıklaştırılmış disk şekli üzerinde gösterildiği gibi dağıtılmıştır.



**Şekil 4.12:** Sıcaklık girdisinin modele yansıtılması.



## 5. SONLU ELEMANLAR ANALİZİ İLE AYRIKLAŞTIRMA METODU KARŞILAŞTIRMASI VE DİSK OPTİMİZASYONU

### 5.1 Pal Yükleme Sız İlk Boyutlandırma Hesap Ve Analizleri

#### 5.1.1 Ayrılaştırma metodu yardımı ile el hesabı

Bölüm 3’de disk modeli ayrılaştırma metodu yardımı ile matematiksel olarak modellenmiş ve denklemler türetilmişti. Bu matematiksel modele sağdik kalarak, Excel programı yardımıyla, nihayi disk 5 ayrı sabit kalınlıklı disk olacak şekilde modellenmiştir. Ayrılaştırma metodu, en içteki diskten başlayacak şekilde, en dıştaki diske doğru hesaplamaları gerçekleştirmektedir. Bunu yaparken diskler arasındaki sınır şartlarını göz önünde bulundurmaktadır. En içteki diskin iç çapın ve en dıştaki diskin dış çapındaki sınır şartları radyal gerilme 0 olacak şekilde seçilmiştir.

Bu bölümün amacı ilk boyutlandırması verilen disk geometrisinin üzerindeki gerilme dağılımını ve analitik hesapların sonlu elemanlar modeli ile uyumunu incelemektir. Bu çalışmada sadece termal ve diskin dönme ataletinden kaynaklı yüklemeler dikkate alınmıştır. Verilen sınır şartları da bu yüklemeler ile uyumludur.

Çizelge 5.1’de hesaplama için kullanılan girdiler ve çizelge 5.2’de oluşturulan excel dosyasının bir kısmı gösterilmiştir.

**Çizelge 5.1:** İlk boyutlandırma ayrılaştırma metodu için girdiler.

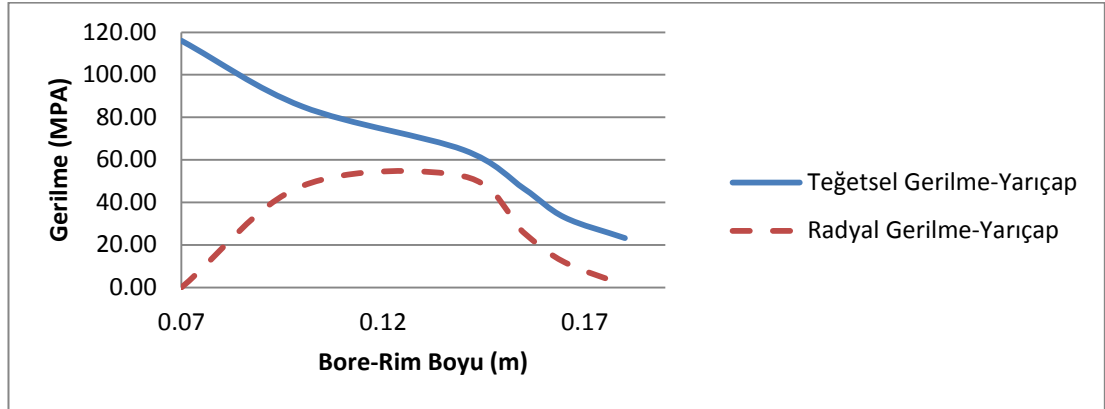
Parametreler	Veriler
Yoğunluk ( $\text{kg/m}^3$ )	4430.000
Rotor Hızı (dev/dak)	10143.000
Rotor Hızı (rad/s)	1062.172
poisson oranı	0.342
E (MPa)	11858.983
Isıl Genleşme Katsayısı. ( $\mu\text{m/m}^\circ\text{C}$ )	8.6
Referans Sıcaklık (C)	25.000

**Çizelge 5.2:** İlk boyutlandırma ayrıklaştırma metodu excel hesaplamaları.

Parça Sınırları	Disk En iç sınır	1	2	3	4	Dış Sınır (Rim)
İç yarıçap ri (m)	0.07	0.10	0.14	0.16	0.17	0.18
Kalınlık (m)	0.06	0.02	0.02	0.03	0.04	0.04
Sıcaklık (C )	100.00	150.00	220.00	290.00	360.00	425.00
Ortalama Sıcaklık (C )	125.00	185.00	255.00	325.00	392.50	425.00
Delta T=Tort-Tbore (C )	25.00	85.00	155.00	225.00	292.50	325.00
Elastisite Modülü (MPA)	11858.98	11858.98	11858.98	11858.98	11858.98	11858.98
Thermal Genleşme (alfa)	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Ebx(alfa_a*Ta-alfa_b*Tb) (MPA)	-6.12	-7.14	-7.14	-6.88	-3.31	-
ri <sup>2</sup> /r0 <sup>2</sup>	0.49	0.51	0.82	0.88	0.84	-
(h_a/h_b-1)	1.67	0.50	-0.40	-0.38	0.00	-
(E_b/E_a-1)	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	
r0 <sup>2</sup> -ri <sup>2</sup> (m <sup>2</sup> )	0.01	0.01	0.00	0.00	0.01	
ri <sup>4</sup> /r0 <sup>2</sup> -r0 <sup>2</sup> (m <sup>2</sup> )	-0.01	-0.01	-0.01	-0.01	-0.01	
Sigma_Ti (MPA)	116.00	85.08	64.61	46.38	32.95	23.19
sigma_Ri (MPA)	0.00	47.75	52.25	25.60	11.86	0.95
Toplam_i=Sigma_Ti+Sigma_Ri (MPA)	116.00	132.82	116.86	71.98	44.81	
Toplam_o=Toplam_i-(1+v)/2*ro*omega <sup>2</sup> *(r0 <sup>2</sup> -ri <sup>2</sup> ) (MPA)	98.90	100.63	102.02	61.25	27.46	
Fark_i=Sigma_Ti-Sigma_Ri (MPA)	116.00	37.33	12.37	20.79	21.09	
Fark_o=Fark_ix(ri <sup>2</sup> /r0 <sup>2</sup> )-(1-v)ro*omega <sup>2</sup> /4*(ri <sup>4</sup> /ro <sup>2</sup> -r0 <sup>2</sup> )	63.09	30.97	16.70	23.30	25.55	
Sigma_To=(Toplam_o+Fark_o)/2	80.99	65.80	59.36	42.27	26.51	
sigma_R0=(Toplam_o-Fark_o)/2	17.90	34.83	42.66	18.98	0.95	
v*sigma_R0 (MPA)	6.12	11.91	14.59	6.49	0.33	
delta sigma_R (MPA)=sigma_R0*(h_a/h_b-1)	29.84	17.42	-17.06	-7.12	0.00	
v*delta sigma_R (MPA)	10.21	5.96	-5.84	-2.43	0.00	
(Sigma_T0-v*sigma_R0)	74.87	53.89	44.77	35.78	26.18	
(Sigma_T0-v*sigma_R0)*(E_b/E_a-1)	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	
Delta sigma_T (MPA)=(sigma_T0-v*sigma_R0)*(E_b/E_a-1)+E_b*(alfa*T_a-alfa*T_b)+v*delta sigma_R	4.09	-1.18	-12.98	-9.32	-3.31	
Von Mises=SigmaT <sup>2</sup> -sigmaR*SigmaT-SigmaR <sup>2</sup>	116.00	73.86	59.40	40.24	28.91	22.73

Şekil 5.1’de verilen grafik en iç çaptaki ve en dış çaptaki sınır şartlarını doğrular niteliktedir. Radyal gerilmeler disk orta bölümüne doğru yöneldikçe atış göstermektedir. Bunun sebebi bu bölgede disk kalınlığının incilmesi olarak yorumlanabilir. Teğetsel yönündeki gerilmeler ise diskin en iç çapında maksimum seviyeye ulaşırken en dış çapında ise düşüş göstermektedir. Bu durumun nedeni disk

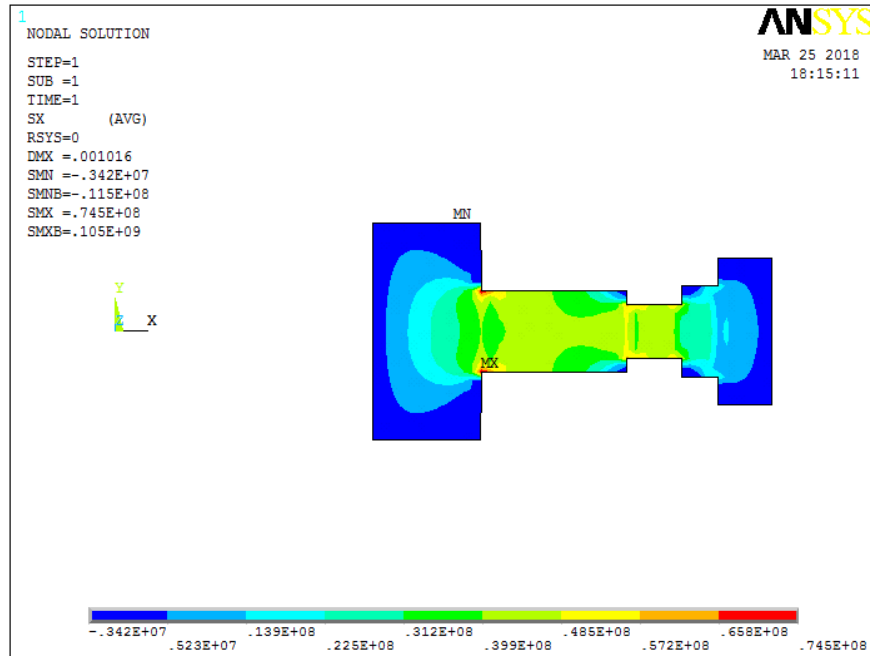
atalet yükünün en fazla iç çap en az dış çap tarafından taşınmasıdır. Şekil 5.1’de mavi çizgi teğetsel gerilmeyi, kırmızı çizgi ise radyal gerilmeyi göstermektedir.



Şekil 5.1: Yarıçapa bağlı gerilme dağılımı.

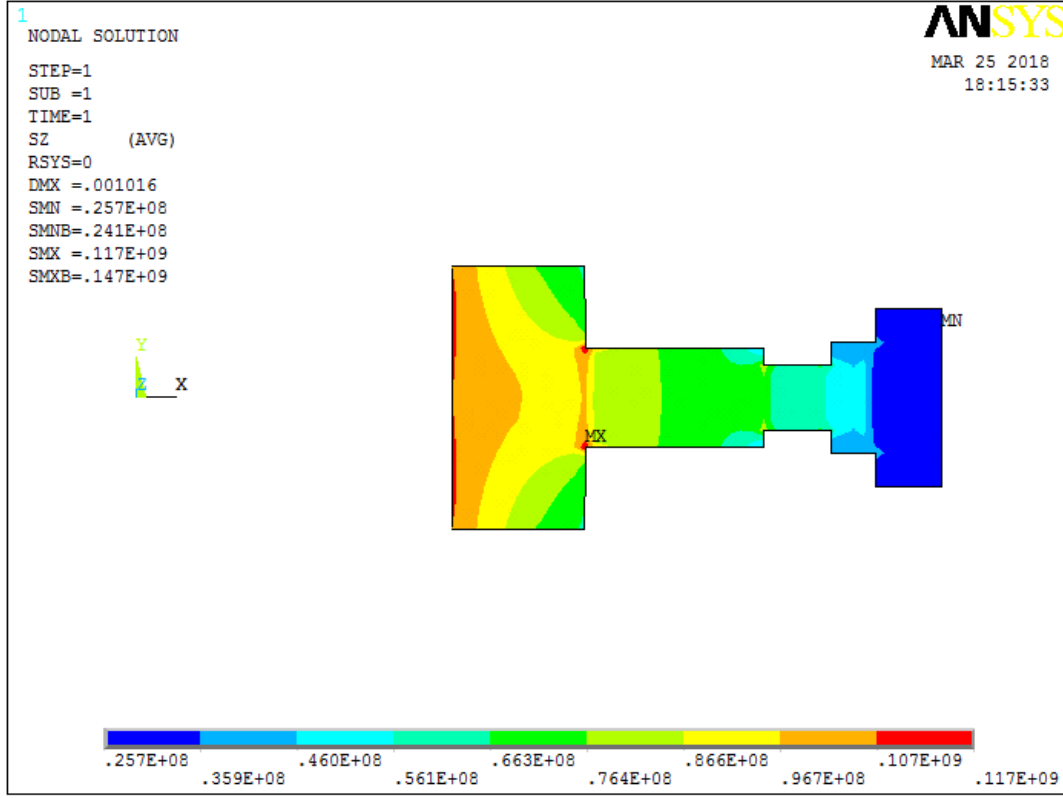
### 5.1.2 İlk boyutlandırmanın sonlu elemanlar analizi

Şekil 5.2’de görüldüğü üzere ilk boyutlandırma için yapılan analiz sonucunda radyal gerilme değerleri en iç çapta ve dış çapta yaklaşık 3.4 MPA’dır. Bu değerlerin merteye olarak düşük olması analitik çözümün sonlu elemanlar çözümüne yakınsadığını göstermektedir.



Şekil 5.2: Radyal gerilme (Pa).

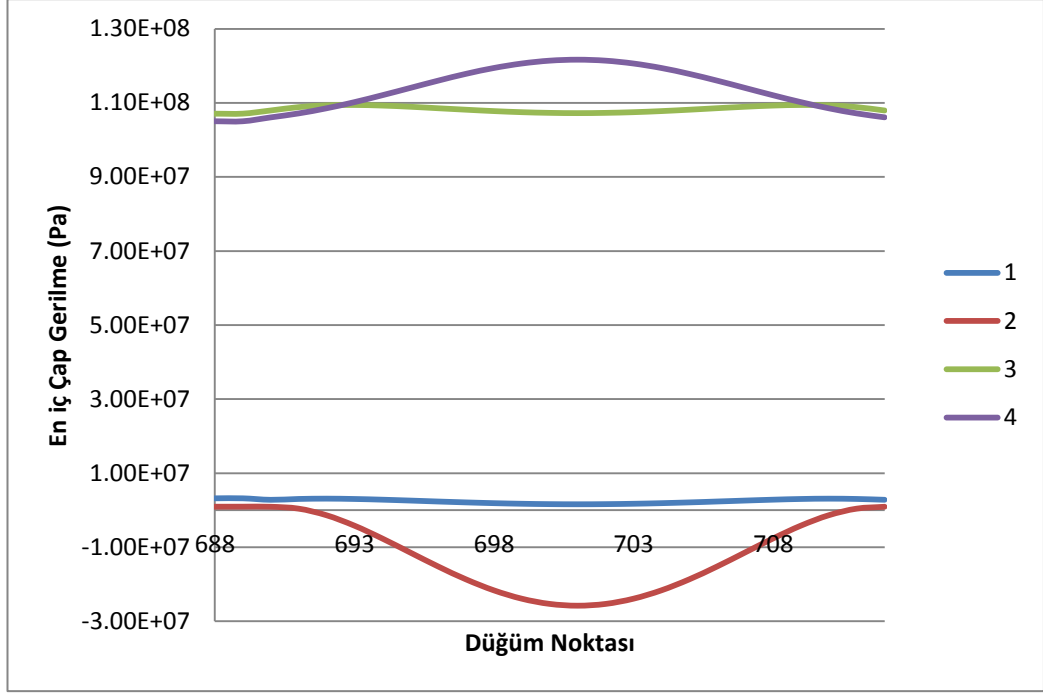
Şekil 5.3’de teğetsel gerilme değerlerinin en iç çapta 117 MPA ve en dış çapta 25.7 MPA olduğu gözlemlenmiştir. Analitik çözüm iç çapta 116 MPA ve dış çapta 23 MPA değerlerini vermektedir. Sonlu elemanlar sonuçları ile analitik çözümün yakın çıktığı görülmektedir.



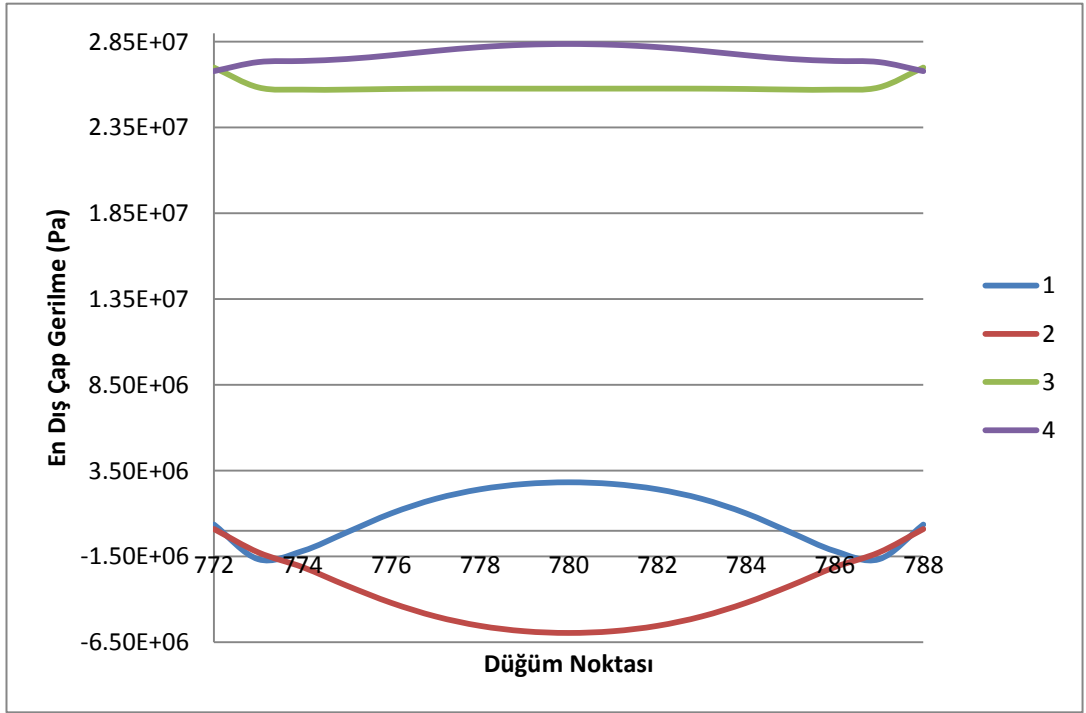
Şekil 5.3: Teğetsel gerilme (Pa).

Analitik hesap ve sonlu elemanlar analiz sonuçlarının farklılaşmasının sebeplerinden birinin aksenal yöndeki gerilmeler olduğu düşünülmektedir. Aksenal yöndeki gerilmeler şekil 5.4 ve 5.5’de 2 numaralı çizgi ile gösterilmiştir. Aksenal gerilmenin poisson oranı kadar radyal ve teğetsel yönündeki gerilme değişimine katkı sağlayacağı ön görülmektedir. Ancak analitik hesap iki boyutta sadece radyal ve teğetsel yönündeki gerilmeleri hesaba kattığı için bu durum analitik hesaplamalarda gözükmemektedir. Disk optimizasyon çalışması bölüm 5.3.3’de geometrik düzensizlikler olabildiğince azaltılmaya çalışılmıştır. Bunun sonucu olarak aksenal yönde basma ya da çekme gerilmelerinin mertebesi düşürülmüştür.

Şekil 5.4 ve 5.5’de en iç çap ve en dış çap bölgelerindeki gerilme değişimi; 1 radyal gerilme dağılımını, 2 aksenal gerilme dağılımını, 3 teğetsel gerilme dağılımı ve 4 von Mises eşdeğer gerilme dağılımı göstermektedir.



Şekil 5.4: En iç çap gerilme dağılımı.



Şekil 5.5: En dış çap gerilme dağılımı.

## 5.2 Pal Yükleme İlk Boyutlandırma Hesap Ve Analizleri

### 5.2.1 Ayırıklaştırma metodu yardımı ile el hesabı

Bu bölümde termal yükler ve diskin atalet yüklerinin yanı sıra pal yüklemesi hesaba dahil edilmiştir. Ön görülen pal boyutlandırması gereği diskin en dış çapında radyal yönde gerilme beklentisi yaklaşık 219.5 MPA'dır. Bu durum analitik çözüm için en dış çapta bir sınır koşulu doğurmaktadır. Analitik hesaplamalar için oluşturulan excel modeli çizelge 5.3 ve çizelge 5.4'de gösterilmiştir.

**Çizelge 5.3:** Pal yüklemeleri ilk boyutlandırma excel hesaplamaları (1).

Parçalar	1	2	3	4	5	Dış Sınır (Rim)
İç yarıçap $r_i$ (m)	0.07	0.10	0.14	0.16	0.17	0.18
Kalınlık (m)	0.06	0.02	0.02	0.03	0.04	0.04
Sıcaklık (C )	100.00	150.00	220.00	290.00	360.00	425.00
Ortalama Sıcaklık (C )	125.00	185.00	255.00	325.00	392.50	425.00
Delta T= $T_{ort}-T_{bore}$ (C )	25.00	85.00	155.00	225.00	292.50	325.00
Elastisite Modülü (MPA)	11858.98	11858.98	11858.98	11858.98	11858.98	11858.98
Thermal Genleşme (alfa)	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
$E_b x(\alpha_a r_a - \alpha_b r_b)$ (MPA)	-6.12	-7.14	-7.14	-6.88	-3.31	-
$r_i^2/r_0^2$	0.49	0.51	0.82	0.88	0.84	-
$(h_a/h_b - 1)$	1.67	0.50	-0.40	-0.38	0.00	-
$(E_b/E_a - 1)$	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	-
$r_0^2 - r_i^2$ (m <sup>2</sup> )	0.01	0.01	0.00	0.00	0.01	-
$r_i^4/r_0^4 - r_0^4$ (m <sup>2</sup> )	-0.01	-0.01	-0.01	-0.01	-0.01	-
Rim Dış Çapı (m)	-	-	-	-	0.18	-
Pal Sayısı	-	-	-	-	160.00	-
Pal Kütlesi (kg)	-	-	-	-	0.25	-
Pal Ağırlık Merkezi (m)	-	-	-	-	0.22	-
Açısal Hız (rad/s)	-	-	-	-	1062.17	-
Toplam Dış Kuvvet (N)= $m \cdot \omega^2 \cdot r_{cg}$	-	-	-	-	9928251.25	-
Rim Alanı (m <sup>2</sup> )	-	-	-	-	0.05	-

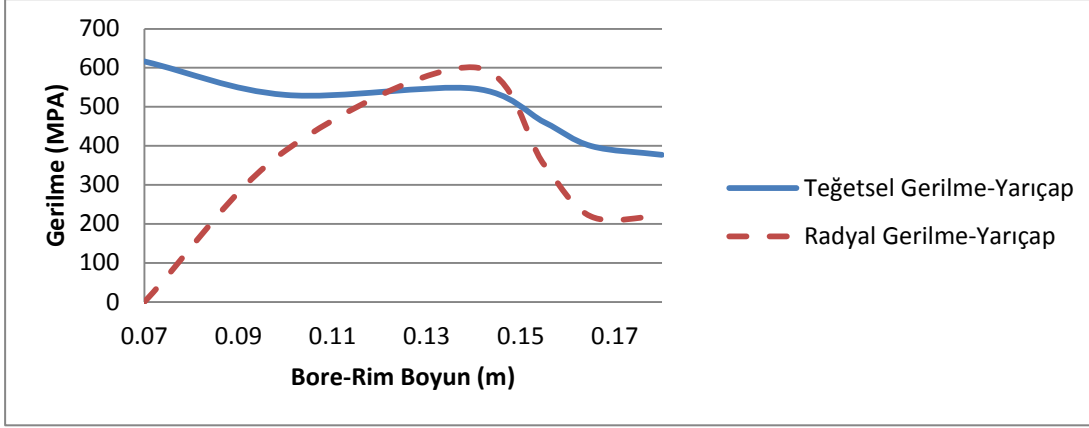


**Çizelge 5.4:** Pal yüklemeleri ilk boyutlandırma excel hesaplamaları (2).

Parçalar	1	2	3	4	5	Dış Sınır (Rim)
Sigma_R (Rim Bölgesi için) (MPa)	-	-	-	-	219.46	-
Sigma_Ti (MPa)	616.36	530.57	546.92	460.57	399.50	376.98
sigma_Ri (MPa)	0.00	387.99	601.28	351.33	218.69	220.54
Toplam_i=Sigma_Ti+Sigma_Ri (MPa)	616.36	918.56	1148.20	811.90	618.19	-
Toplam_o=Toplam_i-(1+v)/2*ro*omega^2*(r0^2-ri^2) (MPa)	599.26	886.37	1133.36	801.17	600.84	-
Fark_i=Sigma_Ti-Sigma_Ri (MPa)	616.36	142.58	-54.35	109.24	180.81	-
Fark_o=Fark_ix(ri^2/r0^2)-(1-v)ro*omega^2/4*(ri^4/ro^2-ro^2)	308.26	84.67	-37.74	101.35	159.76	-
Sigma_To=(Toplam_o+Fark_o)/2	453.76	485.52	547.81	451.26	380.30	-
sigma_R0=(Toplam_o-Fark_o)/2	145.50	400.85	585.55	349.91	220.54	-
v*sigma_R0 (MPa)	49.76	137.09	200.26	119.67	75.42	-
delta sigma_R (MPa)=sigma_R0*(h_a/h_b-1)	242.49	200.43	-234.22	-131.22	0.00	-
v*delta sigma_R (MPa)	82.93	68.55	-80.10	-44.88	0.00	-
(Sigma_T0-v*sigma_R0)	404.00	348.43	347.56	331.59	304.87	-
(Sigma_T0-v*sigma_R0)*(E_b/E_a-1)	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	-
Delta sigma_T (MPa)=(sigma_T0-v*sigma_R0)*(E_b/E_a-1)+E_b*(alfa*T_a-alfa*T_b)+v*delta sigma_R	76.81	61.41	-87.24	-51.76	-3.31	-
Von Mises=SigmaT^2-sigmaR*SigmaT-SigmaR^2	616.36	475.59	576.03	416.83	346.50	328.05
Hacim (m^3)=pi*(r0^2-ri^2)*kalınlık	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	-
Kütle (kg)=yoğunluk*hacim	4.26	3.01	0.92	1.11	2.88	-
Toplam Ağırlık (kg)	12.18					-

Diskin iç çapında sırasıyla 616.4 teğetsel gerilme ve 0 MPA radyal gerilme gözlemlenirken dış çapında yaklaşık 377 MPA teğetsel gerilme ve 220.5 MPA radyal gerilme görülmüştür.

Hesaplamalar radyal gerilmelerin diskin dar kalınlıklı bölgelerinde teğetsel gerilmelerin üzerine çıktığını gösterilmiştir. Bunun sebebi pal yüklemesinin radyal gerilmeler üzerindeki etkisidir. Hem iç çapta hem de dış çaptaki teğetsel gerilme değerleri pal yüklemesiz hesaplamadaki gerilme değerlerinin çok üstüne çıkmıştır. Şekil 5.6'da disk boyunca gerilme dağılımı grafiğe dökülmüştür. Kırmızı çizgi radyal gerilmeleri, mavi çizgi teğetsel gerilmeleri göstermektedir.

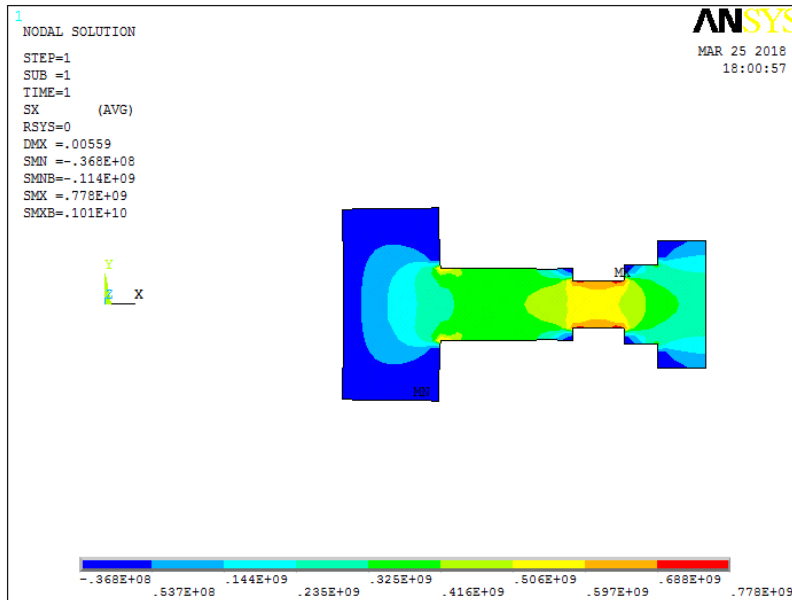


Şekil 5.6: Disk boyunca gerilme dağılımı.

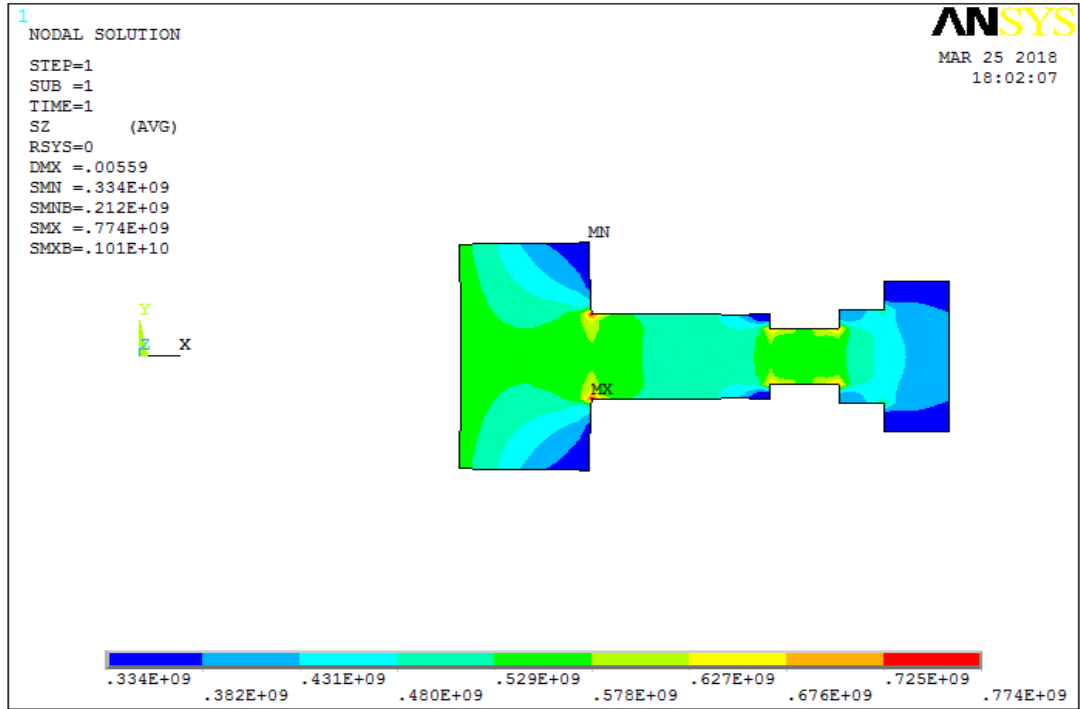
Henüz optimizasyonu yapılmamış bu geometri için kütle değeri yaklaşık 12.2 kg'dır. Von Mises eşdeğer gerilme değeri akma dayanımı 799 MPA'nın altında bulunmaktadır.

### 5.2.2 İlk boyutlandırmanın sonlu elemanlar analizi

Aynı geometri sonlu elemanlar analizi yardımı incelendiğinde, Şekil 5.7 ve 5.8'de radyal gerilmeler iç çapta yaklaşık 10 MPA ve dış çapta yaklaşık 180 MPA görülmekte iken, teğetsel gerilmeler iç çapta yaklaşık 580 MPA ve dış çapta yaklaşık 380 MPA görülmektedir.

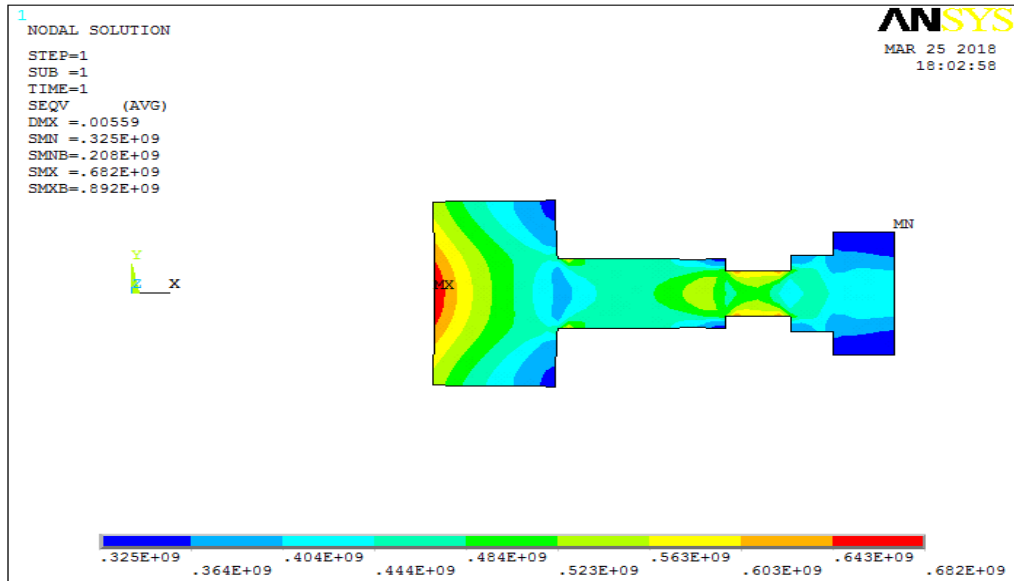


Şekil 5.7: Radyal gerilme (Pa).



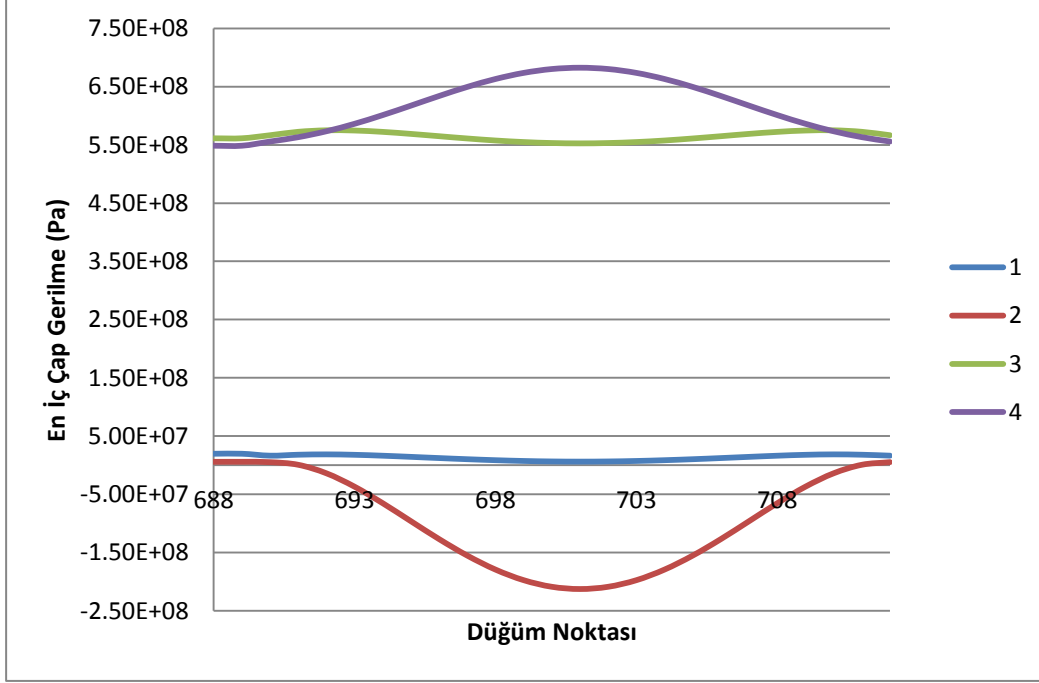
Şekil 5.8: Teğetsel gerilme (Pa).

Şekil 5.9’da görüldüğü üzere aksel gerilmelerin yardımıyla, maksimum von Mises eşdeğer gerilmesi en iç çap bölgesinde gözükmemektedir. 682 MPA olan von Mises eşdeğer gerilme değeri hala malzemenin akma dayanımı olan 799 MPA ‘nın altında bulunmaktadır.

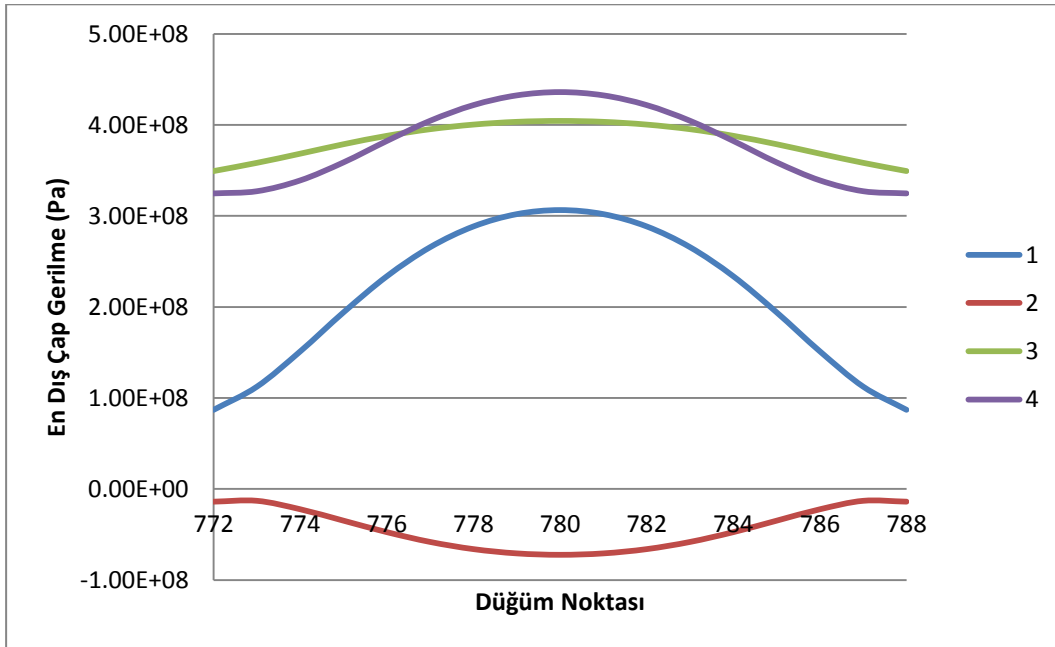


Şekil 5.9: Von Mises eşdeğer gerilme (Pa).

Şekil 5.10 ve 5.11’de, en iç çap ve en dış çap bölgelerindeki gerilme değişimi 1 radyal gerilme dağılımını, 2 aksel gerilme dağılımını, 3 teğetsel gerilme dağılımını ve 4 von Mises eşdeğer gerilme dağılımını göstermektedir.



Şekil 5.10: En iç çap gerilme dağılımı.



Şekil 5.11: En dış çap gerilme dağılımı.

### 5.3 Pal Yüklemeli Disk Optimizasyonu

#### 5.3.1 Ayırıklaştırma metodu ile disk optimizasyonu

Aynı yükleme ve sınır şartlarını içerecek şekilde, Excel programının çözücüsü kullanılarak optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Programa optimizasyona yönelik ağırlık değeri 12 kg'dan az olacak, dış çap radyal gerilme değeri 219.4 MPA olacak, disk üzerindeki von Mises Eşdeğer gerilme değeri 799 MPA geçmeyecek şekilde geometrik parametreleri değiştirme emri verilmiştir. Optimizasyon sonucu çizelge 5.5 ve 5.6'da gösterilmiştir.

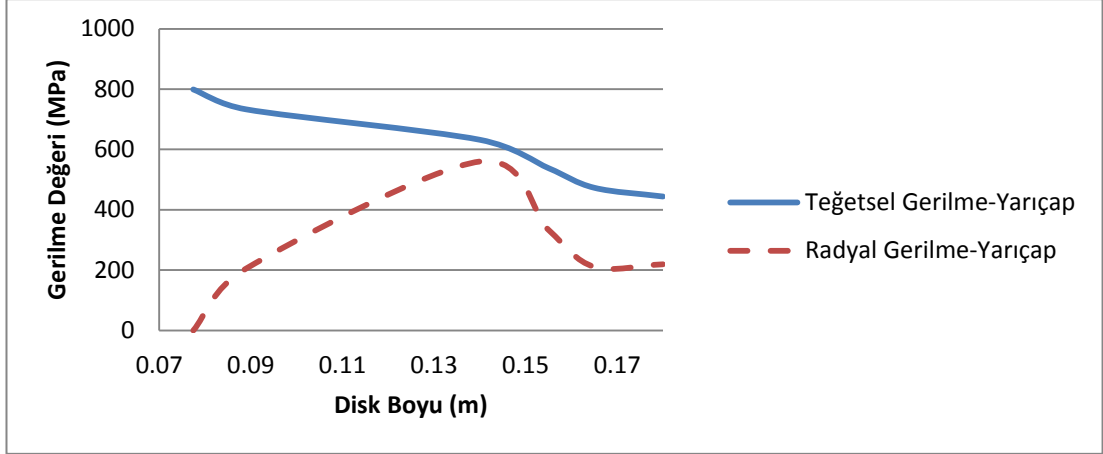
**Çizelge 5.5:** Ayırıklaştırma metodu ile disk optimizasyonu.

Parçalar	1	2	3	4	5	Dış Sınır (Rim)
İç yarıçap ri (m)	0.08	0.09	0.14	0.16	0.17	0.18
Kalınlık (m)	0.06	0.03	0.02	0.03	0.04	0.04
Sıcaklık (C )	100.00	150.00	220.00	290.00	360.00	425.00
Ortalama Sıcaklık (C )	125.00	185.00	255.00	325.00	392.50	425.00
Delta T=Tort-Tbore (C )	25.00	85.00	155.00	225.00	292.50	325.00
Elastisite Modülü (MPA)	11858.98	11858.98	11858.98	11858.98	11858.98	11858.98
Thermal Genleşme (alfa)	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Ebx(alfa_a*Ta-alfa_b*Tb) (MPA)	-6.12	-7.14	-7.14	-6.88	-3.31	-
ri <sup>2</sup> /r0 <sup>2</sup>	0.76	0.40	0.82	0.88	0.84	-
(h_a/h_b-1)	1.23	0.67	-0.40	-0.38	0.00	-
(E_b/E_a-1)	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	-
r0 <sup>2</sup> -ri <sup>2</sup> (m <sup>2</sup> )	0.00	0.01	0.00	0.00	0.01	-
ri <sup>4</sup> /r0 <sup>2</sup> -r0 <sup>2</sup> (m <sup>2</sup> )	0.00	-0.02	-0.01	-0.01	-0.01	-
Rim Dış Çapı (m)	-	-	-	-	-	0.18
Pal Sayısı	-	-	-	-	-	160.00
Pal Kütlesi (kg)	-	-	-	-	-	0.25
Pal Ağırlık Merkezi (m)	-	-	-	-	-	0.22
Açısal Hız (rad/s)	-	-	-	-	-	1062.17
Toplam Dış Kuvvet (N)=m*omega <sup>2</sup> *rcg	-	-	-	-	-	9928251.25
Rim Alanı (m <sup>2</sup> )	-	-	-	-	-	0.05
Sigma_R (Rim Bölgesi için) (MPA)	-	-	-	-	-	219.46

**Çizelge 5.6:** Ayrıklaştırma metodu ile disk optimizasyonu.

Parçalar	1	2	3	4	5	Dış Sınır (Rim)
Sigma_Ti (MPa)	799.00	733.15	632.18	538.22	473.10	444.10
sigma_Ri (MPa)	0.00	204.81	560.09	333.60	211.12	219.45
Toplam_i=Sigma_Ti+Sigma_Ri (MPa)	799.00	937.96	1192.27	871.82	684.22	-
Toplam_o=Toplam_i-(1+v)/2*ro*omega^2*(r0^2-ri^2) (MPa)	792.59	898.75	1177.43	861.09	666.86	-
Fark_i=Sigma_Ti-Sigma_Ri (MPa)	799.00	528.34	72.08	204.62	261.98	-
Fark_o=Fark_ix(ri^2/r0^2)-(1-v)ro*omega^2/4*(ri^4/ro^2-ro^2)	608.74	226.64	65.41	185.52	227.97	-
Sigma_To=(Toplam_o+Fark_o)/2	700.67	562.69	621.42	523.31	447.41	-
sigma_R0=(Toplam_o-Fark_o)/2	91.93	336.05	556.01	337.79	219.45	-
v*sigma_R0 (MPa)	31.44	114.93	190.15	115.52	75.05	-
delta sigma_R (MPa)=sigma_R0*(h_a/h_b-1)	112.88	224.04	-222.40	-	0.00	-
v*delta sigma_R (MPa)	38.61	76.62	-76.06	-43.32	0.00	-
(Sigma_T0-v*sigma_R0)	669.23	447.76	431.27	407.78	372.36	-
(Sigma_T0-v*sigma_R0)*(E_b/E_a-1)	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	-
Delta sigma_T (MPa)=(sigma_T0-v*sigma_R0)*(E_b/E_a-1)+E_b*(alfa*T_a-alfa*T_b)+v*delta sigma_R	32.49	69.48	-83.20	-50.21	-3.31	-
Von Mises=SigmaT^2-sigmaR*SigmaT-SigmaR^2	799.00	655.21	599.39	470.55	410.51	384.61
Disk Ağırlık Hesabı	1.00	2.00	3.00	4.00	5.00	-
Hacim (m^3)=pi*(r0^2-ri^2)*kalınlık	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	-
Kütle (kg)=yoğunluk*hacim	1.48	4.07	0.92	1.11	2.88	-
Toplam Ağırlık (kg)	10.47					-

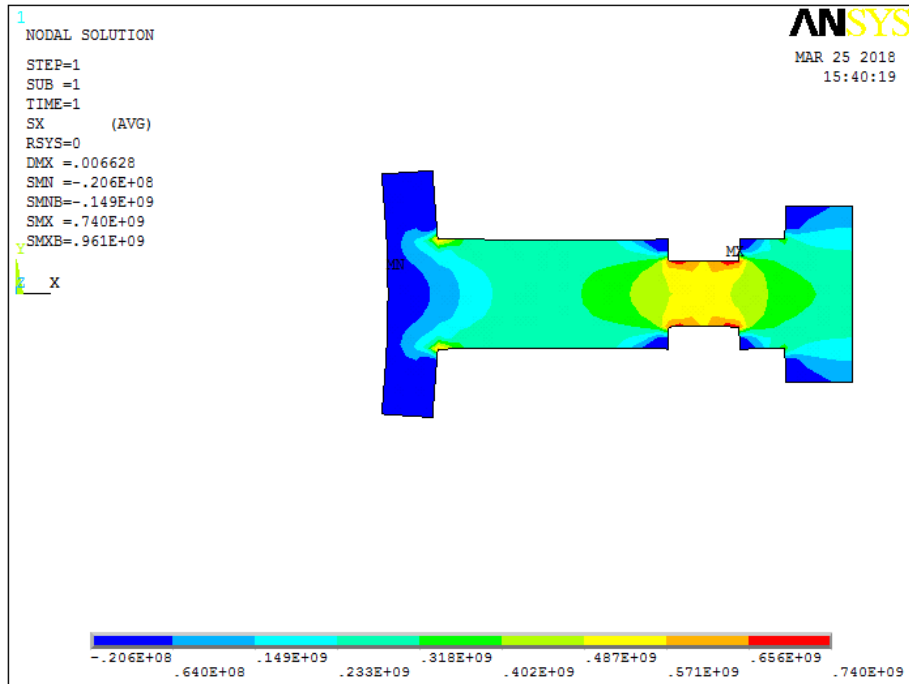
Analitik hesaplama sonuçlarını şekil 5.2 yardımıyla yorumlamak gerekirse en yüksek gerilme değeri en iç çap bölgesinde teğetsel gerilmedir ve mertebesi 799 MPA'dır. Teğetsel gerilme değeri en dış çap bölgesinde 444.1 MPA'dır. Radyal gerilme değerleri iç çapta sıfır ve dış çapta beklenildiği gibi 219.4 MPA görülmektedir. Optimize edilmiş diskin kütlesi son durumda 10.47 kg'dır. Şekil 5.2'de gösterilen kırmızı çizgi radyal gerilmeleri, mavi çizgi teğetsel gerilmeleri göstermektedir.



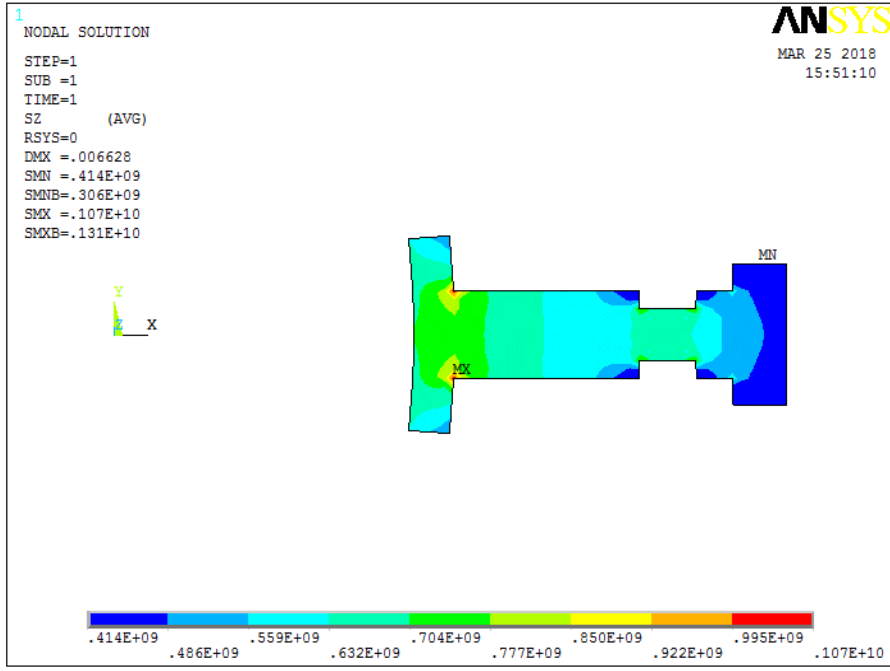
Şekil 5.12: Disk boyunca gerilme dağılımı.

### 5.3.2 Optimize geometrinin sonlu elemanlar analizi

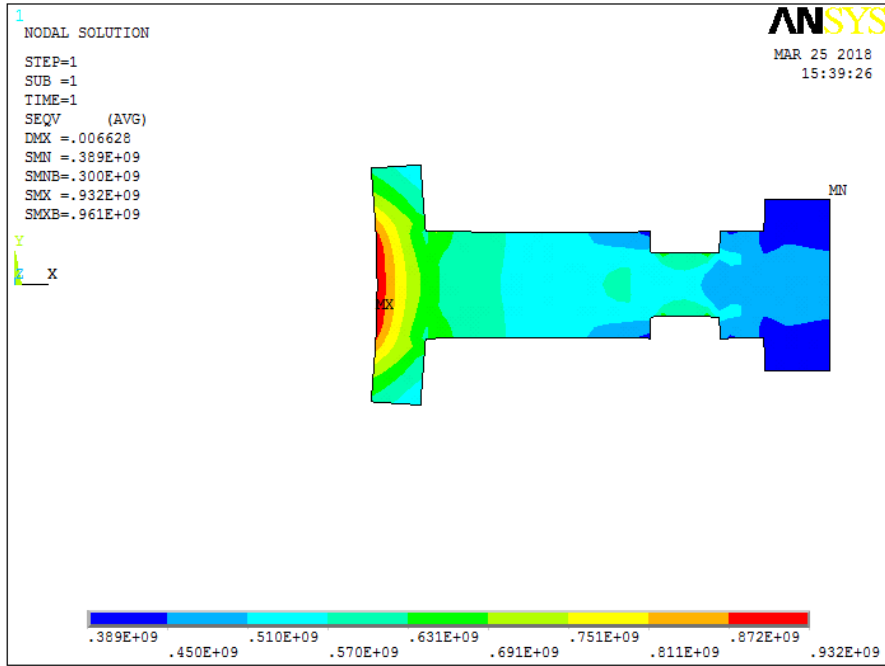
Analitik hesaplamalar yöntemiyle optimize edilen geometrinin sonlu elemanlar çözüm sonuçları Şekil 5.13, 5.14 ve 5.15’de verilmiştir. Bu verileri ışığında radyal gerilmeler iç çapta 14 MPA ve dış çapta yaklaşık 200 MPA civarındadır. Teğetsel gerilme değerleri ise iç çapta 700 MPA ve dış çapta 450 MPA civarındadır.



Şekil 5.13: Radyal gerilme (Pa).



Şekil 5.14: Teğetsel gerilme (Pa).

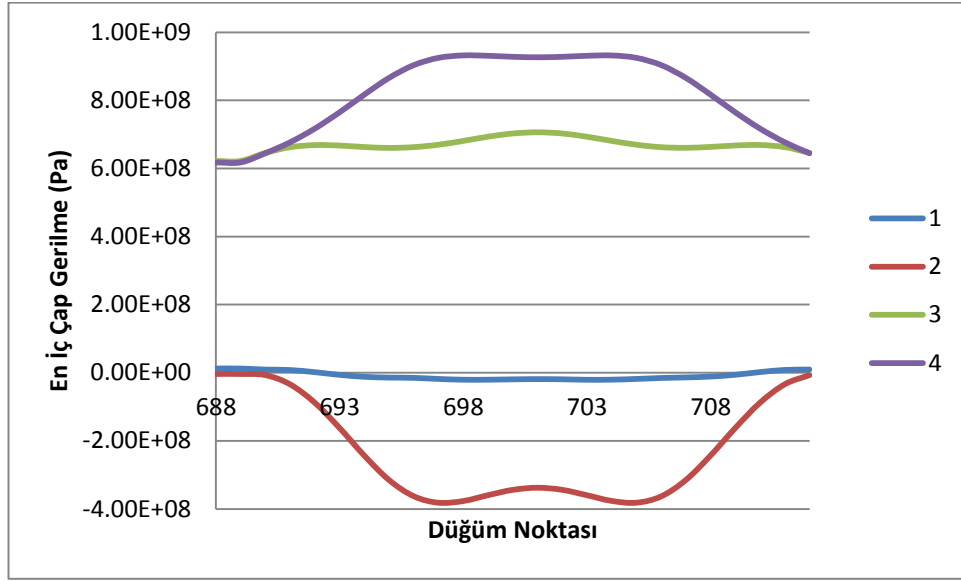


Şekil 5.15: Von Mises eşdeğer gerilme (Pa).

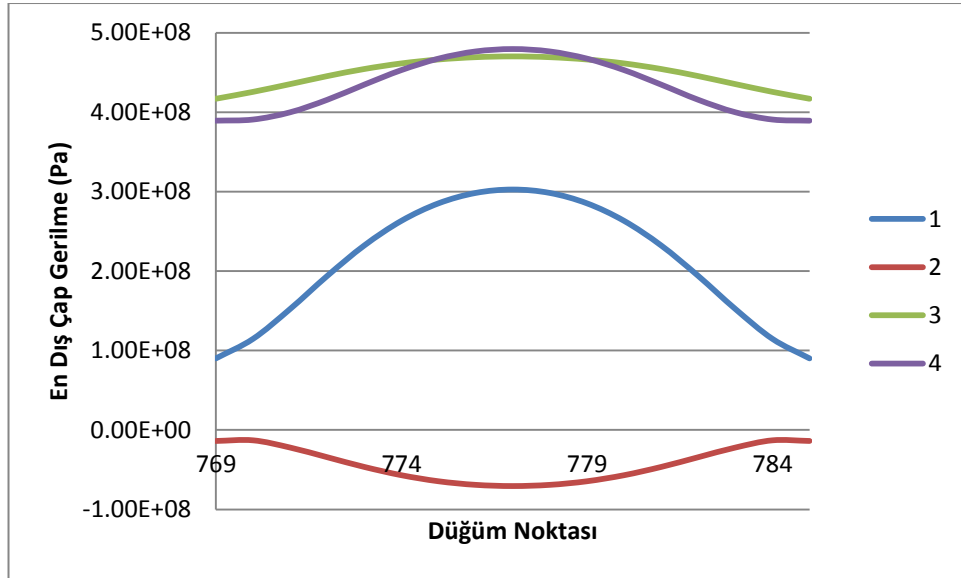
Şekil 5.16 ve 5.17’de en iç çap ve en dış çap bölgelerindeki gerilme değişimi 1 radyal gerilme dağılımını, 2 aksel gerilme dağılımını, 3 teğetsel gerilme dağılımı ve 4 von Mises eşdeğer gerilme dağılımını olacak şekilde gösterilmiştir. Geometrik düzensizlikler, özellikle pal yüklemesinin kuvvet aktarımı sırasında en iç ve en dışta bulunan disk parçalarının orta bölgesinden etki etmesine sebep olmakta ve bu durum



eksenel yönde gerilmeler oluşturmaktadır. Sonuçların analitik çözümlerle farklılaşmasının sebeplerinden birisinin bu olduğu görülmektedir.



Şekil 5.16: En iç çap gerilme dağılımı.

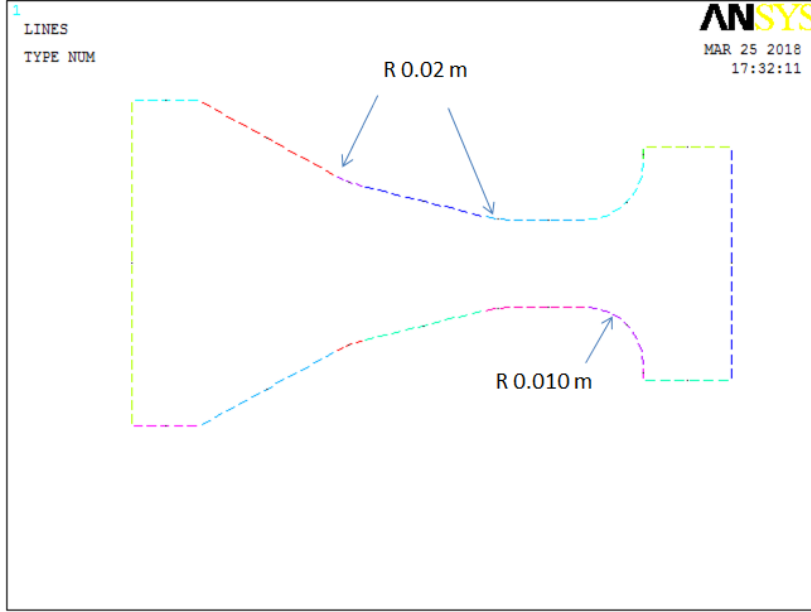


Şekil 5.17: En dış çap gerilme dağılımı.

### 5.3.3 Geometrik düzeltmelerin yansıtıldığı optimize diskin sonlu elemanlar analizi

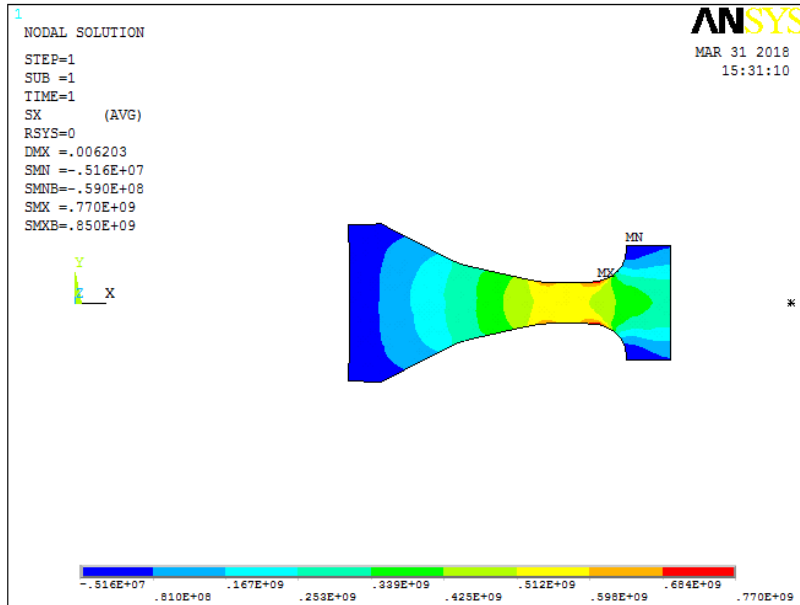
Bu bölümde optimize edilmiş geometrinin üzerinde değişiklikler yapılarak, geometrik düzensizlikler giderilmeye çalışılmıştır. Bu yolla gerçek bir disk geometrisine yakınsamak ve yük dağılımını daha düzgün elde ederek önceki sonlu

elemanlar analizinde ortaya çıkan aksenal gerilme değerini düşürmek amaçlanmıştır. Şekil 5.18’de yapılan geometrik düzenlemeler gösterilmiştir.



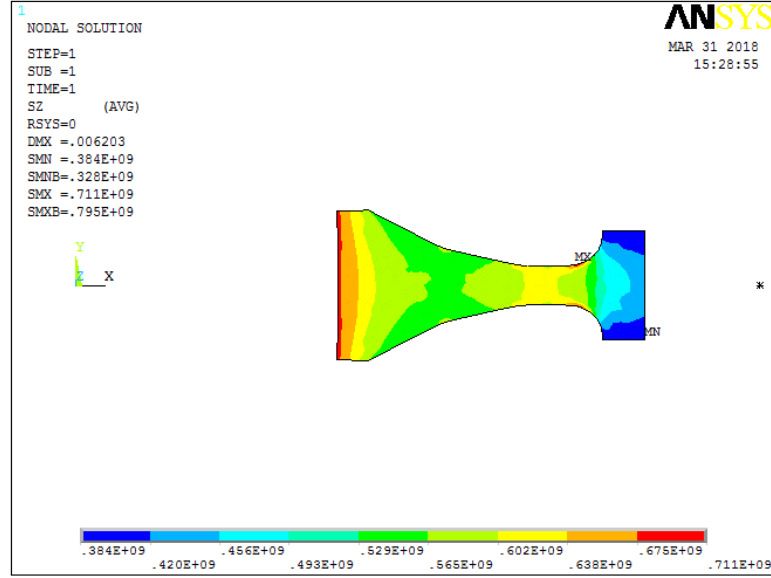
Şekil 5.18: Geometrik düzeltmeler.

Gerekli değişiklikler yapıldıktan sonra, sonlu elemanlar analiz sonucu radyal gerilmeleri en yüksek en dış çap geçiş yarıçapında 770 MPA olarak göstermektedir. Şekil 5.19’da radyal gerilme dağılımı gösterilmiştir.



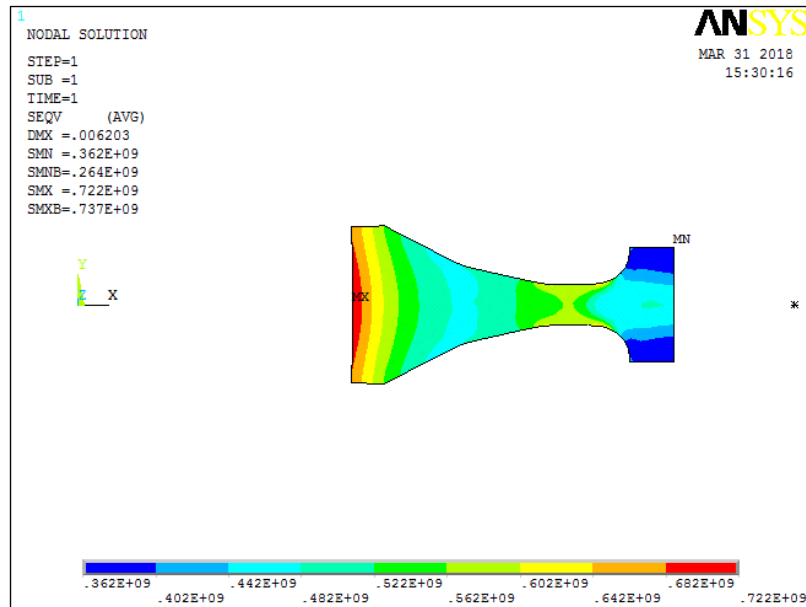
Şekil 5.19: Radyal gerilmeler (Pa).

Şekil 5.20’de görüldüğü gibi teğetsel gerilmeler iç çap ve en dış çap geçiş yarıçapı bölgesinde yoğunlaşmıştır.



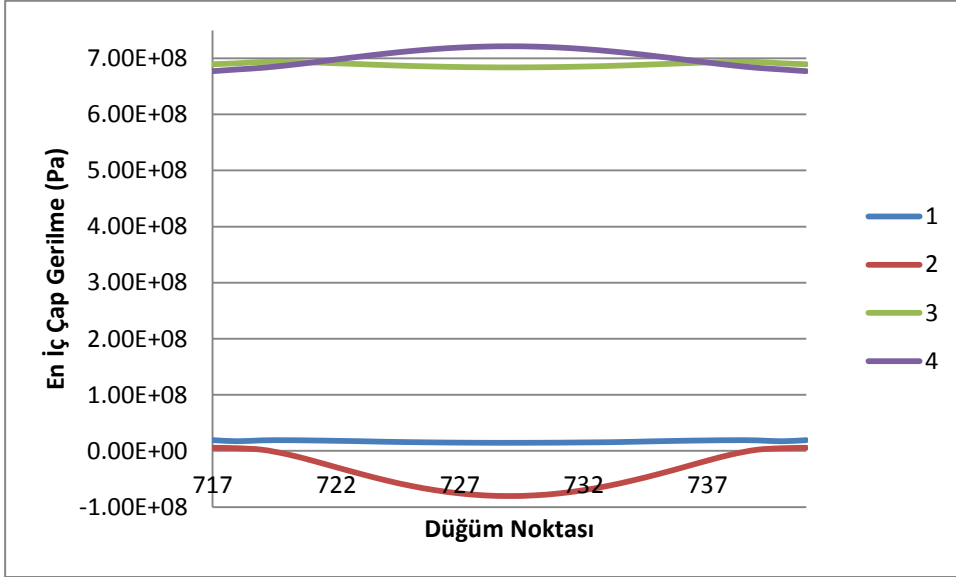
Şekil 5.20: Teğetsel gerilmeler (Pa).

Şekil 5.21’de belirtildiği gibi maksimum von Mises eşdeğer gerilme değeri 722 MPA ile en iç çap bölgesinde görülmektedir. Bu veriler ışığında yapılan analitik çözümün konservatif bir biçimde yaklaşık %10 hata payı ile son geometriye yaklaştırdığı görülmüştür.

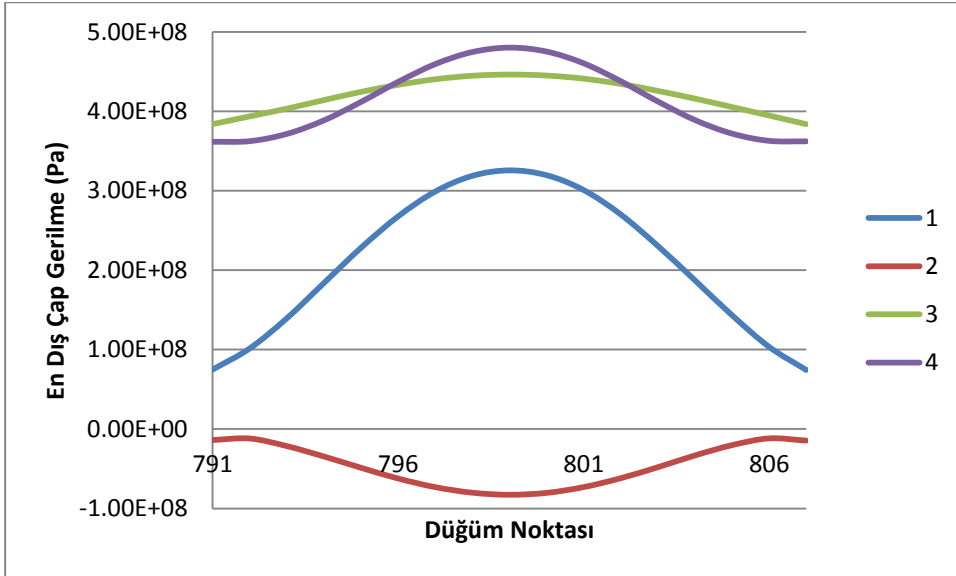


Şekil 5.21: Von Mises eşdeğer gerilme (Pa).

Şekil 5.22 ve 5.23’de en iç çap ve en dış çap bölgelerinde gerilme değişimi; 1 radyal gerilme dağılımını, 2 aksel gerilme dağılımını, 3 teğetsel gerilme dağılımı ve 4 von Mises eşdeğer gerilme dağılımı gösterecek şekilde verilmiştir.



Şekil 5.22: En iç çap gerilme dağılımı.



Şekil 5.23: En dış çap gerilme dağılımı.

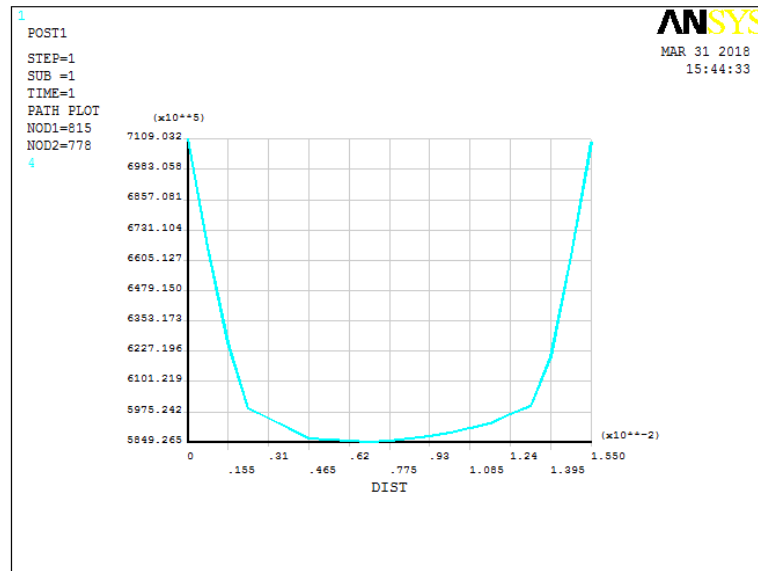
## 6. OPTİMUM TASARIM İÇİN DİSK İNFİLAK HIZININ HESAPLANMASI

İnfilak hız tespiti açısından malzemenin en kritik bölgesinin seçimi gerekmektedir. Hallinan denklemi tasarımın en yüksek teğetsel gerilme ve ortalama teğetsel gerilme değerinin olduğu yerleri ön plana çıkarmaktadır.

Yüksek teğetsel gerilme değerleri sebebinden ötürü en dış çap bölgesindeki geçiş yarıçapı ve en iç çap bölgesi ayrı ayrı incelenmiştir. Gerçekte infilak hız hesaplamalarında kullanılan S faktörü 0.85-1.0 bandındadır. Teorik olarak S faktörünün etkisini incelemek adına hesaplamalar sırasıyla S=1, 0.5 ve 0 değerleri için tekrar edilmiştir. İnfilak hız marjini, infilak hızının maksimum operasyonel dönüş hızına (10143 dev/dak) bölünmesiyle elde edilmiştir.

### 6.1 En Dış Çap Bölgesi Geçiş Yarıçapı İçin İnfilak Hız Tayini

Şekil 6.1'e göre maksimum teğetsel gerilme değeri 711 MPA ve ortalama teğetsel gerilme değeri yaklaşık 625 MPA olarak seçilmiştir.



Şekil 6.1: En dış çap bölgesi geçiş yarı çapı teğetsel gerilme dağılımı.

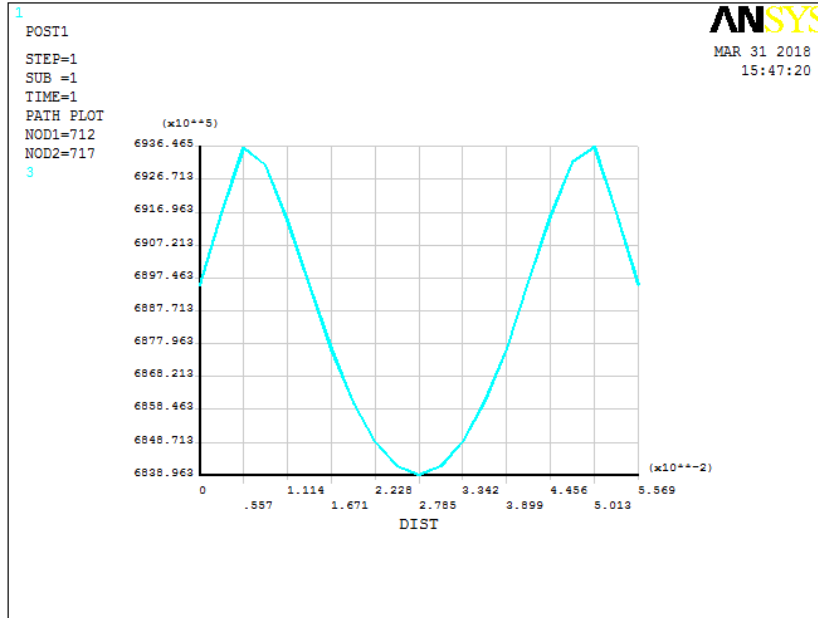
Çizelge 6.1'de infilak hız tayini için seçilen girdiler ve hesaplama sonucu elde edilen infilak hız değerleri temin edilmiştir.

**Çizelge 6.1:** En dış çap bölgesi geçiş yarı çapı için infilak hız hesaplama girdileri ve hesaplanan infilak hızları.

S Faktörü	Sigma UTS (oda sıcaklığında) (MPa)	Sigma Teğetsel Ortalama (MPa)	Sigma Teğetsel Maksimum (MPa)	İnflak Hızı (dev/dak)	İnflak Marjini (%)
1	1228	625	711	13507	133
0.5	1228	625	711	13085	129
0	1228	625	711	12664	124

## 6.2 En İç Çap Bölgesi İçin İnflak Hız Tayini

Şekil 5.23'de gösterilen grafiğe göre maksimum teğetsel gerilme değeri 693.6 MPA ve ortalama teğetsel gerilme değeri yaklaşık 688 MPA olarak seçilmiştir.



**Şekil 6.2:** En iç çap bölgesi teğetsel gerilme dağılımı.

Çizelge 6.2'de infilak hız tayini için seçilen girdiler ve hesaplama sonucu elde edilen infilak hız değerleri elde edilmiştir.

**Çizelge 6.2:** En iç çap bölgesi için infilak hız hesaplama girdileri ve hesaplanan infilak hızları.

S Faktörü	Sigma UTS (oda sıcaklığında) (MPa)	Sigma Teğetsel Ortalama (MPa)	Sigma Teğetsel Maksimum (MPa)	İnflak Hızı (dev/dak)	İnflak Marjini (%)
1	1228	688	693.6	12873	126.92
0.5	1228	688	693.6	12847	126.66
0	1228	688	693.6	12821	126.41

## 7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Disk tasarımı açısından bu çalışmada akma dayanımına göre boyutlandırma ve infilak hız hesaplamaları yapılmıştır. Disk tasarımı açısından çatlak başlama ve ilerleme, sürünme gibi konulara değinilmemiştir.

Turbo makinelerde disk tasarımı disk geometrisinin karmaşıklığından dolayı el hesapları kullanılarak, disk geometrisi basite indirgenebilir. Bu çalışmada sonlu elemanlar kullanılarak yapılan analiz sonucu ile el hesabı sonucu arasında %10 fark bulunmaktadır. Bu durum analitik çözümün ilk boyutlandırmada kullanılabileceği anlamına gelmektedir.

Yapılan çalışmalarda disk en iç çap bölgesinde geçiş bölgelerinden kaynaklı geometrik düzensizlikler sebebiyle, ilk çalışmalarda aksel (eğilme gerilmesi şeklinde) yönde gerilme görülmektedir. Diskin en dar kesitinden, en iç çap bölgesine geçiş aşamasında uygun yarı çap seçildiğinde radyal gerilmelerin dağılımı daha homojenleşmiş ve aksel yöndeki gerilmeler minimize edilmiştir.

Her hangi bir dış yüklemeye maruz kalmayan disk geometrileri teorik olarak en iç çapta ("Bore" bölgesinde) ve en dış çapta ("Rim" bölgesinde) radyal gerilmeye sahip değildir. Pal yüklemesi durumu söz konusu olduğunda ise iç çapta radyal gerilme görülmezken, en dış çapta pal yüklemesi sebebiyle radyal gerilmeler ortaya çıkmaktadır.

Teğetsel gerilmeler açısından bir disk en kritik bölgeleri en iç çap bölgesi ve en dış çapa geçiş yarı çapı olarak değerlendirilebilir.

Disk infilak hız değerlendirmesi malzemenin yüksek elastik ( $S=0$ ) veya yüksek plastik ( $S=0$ ) karakteristiğine göre değişmektedir. S faktörü 1'den 0'a indikçe infilak hızında azalma gözlemlenmektedir. Bunun sebebi S faktörü 1 için malzemenin üzerine uygulanan kuvvetler altında gerilme paylaşımı yapıyor olması ve üzerindeki plastik deformasyonu bulunduğu bölgeye yayıyor olması iken S faktörü 0 için gerilme paylaşımı yapmayıp bu bölgeden kırılma göstermesidir.

Uçak motor tasarım teknolojisi son yıllarda katmanlı imalata yönelmiştir. Bu üretim yöntemi ile elde edilen disk gibi dönen parçalarda, tasarım olgunlaştırma çalışmaları ve infilak hızının değişimi, dövme gibi geleneksel üretim yöntemleri ile karşılaştırılabilir.



## KAYNAKÇA

- Armand, S.** (1995). *Structural Optimization Methodology for Rotating Disks of Aircraft Engines*. Cleveland: NASA.
- Barrack, W. ve Domas, P. A.** (1976). *An Improved Turbine Disk Design to Increase Reliability of Aircraft Jet Engines*. Cleveland: NASA.
- Bert, C. W. ve Paul, T. K.** (1995). *Failure analysis of rotating disks*. International Journal of Solids and Structures.
- Budynas, R. G. ve Nisbett, J. K.** (2014). *Shigley's Mechanical Design*. McGraw-Hill Higher Education.
- Çengel, Y. ve Boles, M.** (2011). *Thermodynamics: An Engineering Approach. 7th ed.* New York: McGraw-Hill.
- Chianese, S.** (2011). *Safety Factor Against Burst Speed Of Turbomachinery*. Turin: Politecnico di Torino.
- Davis, D. ve Stearns, E. M.** (1985). *Energy Efficient Engine*. Cleveland: NASA.
- Golley, J.** (1997). *Genesis of the Jet: Frank Whittle and the Invention of the Jet Engines*. Crowood Press.
- Haslam, A.** (2017). *Mechanical Integrity of Gas Turbines*. Bedford: Cranfield University.
- Hill, P. ve Peterson, C.** (1992). *Mechanics and Thermodynamics of Propulsion*. Addison-Wesley.
- Holms, A. G. ve Jerkins, J. E.** (1948). *Effect of strength and ductility on burst characteristics of rotating disks*. Cleveland: NASA.
- Htwe, M.** (2014). *Design and Stress Distribution of First Stage Gas Turbine Rotor Blade*. International Journal of Scientific Engineering and Technology Reaserch.
- Papirno, R. ve Kyle, P.** (1967). *Structural Measures of Ductility for Titanium Alloy Ti-6Al-4V*. Washington: NASA.

- Radomski, M. ve Cline, L. D.** (1981). *CF6 High Pressure Compressor Turbine Clearance Evaluations*. Cleveland: NASA.
- Shikida, M., ve Kanamaya, Y. ve Ohnami, M.** (1980). *A study on high-speed disk bursting strength*. JSME.
- Ugural, A. ve Fenster, S.** (2013). *Advanced Strength and Applied Elasticity*. Pearson Education.
- Url-1** *ANSYS Tutorial*. 8 20, 2017 tarihinde Sharcnet: <<https://www.sharcnet.ca>> adresinden alındı.
- Url-2** *Certification Specifications CS-E 840*. 02 08, 2018 tarihinde EASA: <<https://www.easa.europa.eu>> adresinden alındı.
- Url-3** *Hans Joachim Pabst von Ohain*. 03 20, 2018 tarihinde Britannica: <<http://www.britannica.com>> adresinden alındı.
- Url-4** *Qantas Flight 32, Airbus A380-842, VH-OQA*. 01 01, 2018 tarihinde FAA: <<http://lessonslearned.faa.gov>> adresinden alındı.
- Url-5** *Titanium Ti-6Al-4V (Grade 5), Annealed Bar*. 08 10, 2017 tarihinde Material Property Data: <<http://www.matweb.com>> adresinden alındı.
- Url-6** *33.27-1A - Engine and Turbosupercharger Rotor Overspeed Requirements of 14 CFR 33.27*. 02 08, 2018 tarihinde FAA: <<https://www.faa.gov>> adresinden alındı.



## ÖZGEÇMİŞ

**Ad-Soyad** : Yunus Emre Baykal  
**Doğum Tarihi ve Yeri** : 15.02.1990, Ankara  
**E-posta** : ynsmrbykl@gmail.com

### ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans:** 2013, İstanbul Teknik Üniversitesi, Uçak ve Uzay Bilimleri Fakültesi, Uçak Mühendisliği Bölümü

### MESLEKİ DENEYİM:

- 2013-2017 yılları arasında GE Aviation firmasında uçak motorları üzerine tasarım mühendisi olarak çalıştı.
- 2018 itibariyle TEI bünyesinde genel maksatlı helikopter projesine yönelik geliştirilen turboşaft motor projesinde kıdemli tasarım mühendisi olarak devam etmektedir.