

YORULMA MUKAVEMET FAKTÖRÜ (k_f) VE İZOTROPİK ISIL DEĞİŞİMLERİNE
BAĞLI TEK ROTOR TAHRİKLİ ÇOKLU VİDA BAĞLANTILI FLANŞLARIN ANSYS
WORKBENCH 13.0 İLE YORULMA ANALİZİ

Süleyman DEMİR

Yüksek Lisans Tezi

Makine Eğitimi Anabilim Dalı

Mart – 2012

YORULMA MUKAVEMET FAKTÖRÜ (k_f) VE İZOTROPİK ISIL DEĞİŞİMLERİNE
BAĞLI TEK ROTOR TAHRİKLİ ÇOKLU VİDA BAĞLANTILI FLANŞLARIN ANSYS
WORKBENCH 13.0 İLE YORULMA ANALİZİ

Süleyman DEMİR

Dumlupınar Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Öğretim ve Sınav Yönetmeliği Uyarınca

Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalında

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Olarak Hazırlanmıştır.

Danışman : Yrd.Doç.Dr.İdris KAYNAK

Mart - 2012

KABUL ve ONAY SAYFASI

Süleyman DEMİR'in YÜKSEK LİSANS/DOKTORA tezi olarak hazırladığı başlıklı bu çalışma, YORULMA MUKAVVEMET FAKTÖRÜ (k_f) VE İZOTROPİK ISIL DEĞİŞİMLERİNE BAĞLI TEK ROTOR TAHRİKLİ ÇOKLU VİDA BAĞLANTILI FLANŞLARIN ANSYS WORKBENCH 13.0 İLE YORULMA ANALİZİ jürimizce Dumlupınar Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Öğretim ve Sınav Yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

24/02/2012

Üye : Prof. Dr. Ramazan KÖSE

Üye : Yrd. Doç. Dr. İdris KAYNAK

Üye : Yrd. Doç. Dr. Kadir GÖNDOĞAN

Fen Bilimleri Enstitüsün Yönetim Kurulu'nun/...../..... gün ve sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Hasan GÖÇMEZ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

YORULMA MUKAVVEMET FAKTÖRÜ (k_f) VE İZOTROPİK ISIL DEĞİŞİMLERİNE BAĞLI TEK ROTOR TAHRİKLİ ÇOKLU VİDA BAĞLANTILI FLANŞLARIN ANSYS WORKBENCH 13.0 İLE YORULMA ANALİZİ

Süleyman DEMİR

Makine Eğitimi, Yüksek Lisans Tezi, 2012

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. İdris Kaynak

ÖZET

Kuvvet iletimi ve dayanım gerektiren makina elemanlarının geniş hacimli saplamalı bağlantılarında, sistemin dairesel hareketinde malzemelerin çalışma ömürleri için yorulma analizine başvurulmaktadır. Bu çalışmada, özellikle flanşlarda; silindirik gövdeli saplama ile birden fazla flanşın küresel bir gövdeye monte edilip tek noktadan küresel gövdenin tahrikinde flanşların yorulma ve optimizasyon analizi yapılmıştır.

Küresel model üzerinde bulunan flanşlara uygulanan kuvvet yükü ve moment değerleri; yorulma mukavemet faktörü (k_f) ve izotropik ısı değişimlerine bağlı olarak yorulma analizi sonuçlarında; seçilen flanş malzemesi minimum gerilme değerleri içinde kaldığı görülmüştür. Bunun yanında seçilen k_f ve ısı değişim aralıklarına bağlı olarak; sadece tahrik flanşında yorulma ortaya çıkmıştır. $K_f=1$ olduğunda yorulma güvenlik faktörü yaklaşık 2,5 olarak elde edilmiştir. Yorulma, çevrim sayısı ve malzemenin S-N eğrilerine bağlı olduğu için izotropik ısı değişimlerinin etkisi; statik analizde Von-Mises ve Tresca kriterin 'de minimum ve maksimum gerilme değerlerini doğru orantılı olarak değiştirdiği görülmüştür.

Küresel modellenen flanşın, tahrik bölgesine olan uzaklığına bağlı olarak flanşların küresel birleşme yüzeylerine yakın bölgelerde yorulma tespit edilmiştir. Kuvvet ve moment yüklerinin kompleks olması ve sistemin ağırlığı bu çalışmada optimizasyonu kaçınılmaz kılmıştır. Ağırlık, et kalınlığı ve flanşların delik sayısı optimizasyonunda analiz sonuçlarında minimum ve maksimum gerilme değerlerinde yaklaşık %10 değişim gösteren sonucu elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Yorulma, Optimizasyon, Yorulma mukavemet faktörü, Flanşlar

**FATIGUE STRENGTH FACTOR (k_f) AND ISOTROPIC DUE TO THERMAL
VARIATIONS IN ITS DRIVEN SINGLE-ROTOR ASSOCIATED WITH MULTIPLE
STUD BOLT FLANGES FATIGUE ANALYSIS WITH ANSYS WORKBENCH 13.0**

Süleyman DEMİR

Mechanical Education, M.S.Thesis, 2012

Thesis Supervisor: Asist.Prof. İdris KAYNAK

ABSTRACT

Large volumes of machine elements that require the transmission of force and strength stud bolt connections, the circular motion of the system for the fatigue analysis of materials referenced in its working lifetime. In this study, especially flanges, cylindrical body with more than one stud mounted to the body flange is a global one-stop global body made of propulsion with the flanges of the fatigue analysis and optimization.

The force applied to the flanges on the global model, the load and torque values for fatigue strength factor (k_f) and isotropic thermal fatigue due to changes in the results of analysis of the selected flange material was seen to fall within the minimum stress values. In addition, depending on the selected ranges of (k_f) and heat exchange; only drive flange fatigue emerged. The value is taken as; $k_f = 1$, the fatigue safety factor was obtained as about 2.5. Fatigue, the number of cycles and the material is connected to the S-N curves for the isotropic thermal effect of the changes; Von-Mises and Tresca criterion for static analysis, the minimum and maximum stress values were changed in direct proportion.

Global model flanges, flanges depending on the distance to drive the global merger of fatigue have been identified in regions close to the surface. Force and torque loads and the complexity of this study, optimization of the weight of the system is inevitable. Weight, wall thickness and number of holes in the flanges optimization analysis results showing the minimum and maximum stress values change as a result of approximately 10% was obtained.

Keywords: Fatigue, Optimization, Fatigue strength factor, Flanges

TEŞEKKÜR

Bu çalışmada bana yardımcı olan danışman hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. İdris KAYNAK' a, desteğini hep yanımda hissettiğim aileme, ANSYS REALESE 13.0 sağlamama yardımcı olan ve dökümün yardımında bulunan Figes A.Ş çalışanlarına ve yapısal tasarım departmanında bulunan bütün arkadaşlarıma ayrıca emeği geçen herkese teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ (DEVAM)	x
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiii
1.GİRİŞ.....	1
2. YORULMA TANIMI.....	4
2.2. Aerodinamik Yüklerin Belirlenmesi.....	6
2.3. Aerodinamik Yüklerin Olasılık Değerleri (Stochastic).....	8
2.4. Gerilme Yoğunluğunun Etkileri	9
2.4.1.Yorulmadaki gerilme yoğunluğu	9
2.4.2 Yorulma mukavemet faktörü (k_f).....	9
2.4.3. Geometrik Gerilme Yoğunluğu Faktörü (k_t) ve Yorulma Mukavemet Faktörü (k_f).....	10
2.4.3.1. Çentik Duyarlılığı	10
3. YORULMA ANALİZİNİN TANIMI.....	11
3.1.Analiz Şeklinin Belirlenmesi	11
3.2 Yükleme Durumu Belirlenmesi	11
3.2.1 Sabit genlikte yükleme.....	11
3.2.2 Orantılı veya orantısız yükleme	12
3.3 Ortalama Gerilme Etkileri (Mean Stress Effects)	13
3.3.1 Ortalama gerilme eğrileri.....	15
3.4 Çok Eksenli Gerilme Düzeltme Faktörü.....	16
3.5 Yorulma	16
3.5.2 Yorulma mukavemet faktörü (Fatigue Strength Factor).....	18
3.5.3 Yük faktörü	19
3.5.4 Uzama Ömrü İnterpolasyonu.....	19

İÇİNDEKİLER (DEVAM)

	<u>Sayfa</u>
3.6 Sonuçların Oluşturulması.....	20
3.6.1 Yorulma ömrü (Fatigue Life).....	20
3.6.2 Yorulma hasarı.....	21
3.6.3 Yorulma güvenlik faktörü (Fatigue Safety Factor).....	21
3.6.4 İki eksenli indikasyon (Biaxiality Indication).....	22
3.6.5 Yorulma hassasiyeti (Fatigue Sensitivity)	22
4. FLANŞLARIN YORULMA ANALİZİ	24
4.1. Flanşların Yorulma Analizinin Yapılması	24
4.2. Malzemenin Tanımı Ve Yapısal Özellikleri	29
4.3. Malzeme Özelliklerinin Analiz Hazırlıkları	30
4.4.1. Flanşların küresel modellenmesi ve ağırlığı	36
4.4.2. Küresel flanşların merkezkaç kuvveti.....	37
4.4.3. Düzlem dışı moment (m_x).....	37
4.4.4. Düzlem içi moment (M_y)	39
4.4.5. Burulma momenti (M_z).....	41
4.4.7. Düzlem içi kesme kuvveti (F_y).....	42
4.5. İstenenler:.....	43
4.6. Yapılan Analizin Sonuçları.....	46
5. KÜRESEL BAĞLANTILI MODEL FLANŞLARIN OPTİMİZASYONU.....	50
5.1. DesignXplorer.....	50
5.2 Design of Experiment (DOE) Metodu	52
5.3 Paremetre Oluşturulması.....	53
6. OPTİMİZASYON SONUÇLARI (Goal Driven Optimization)	56
6.1 Değerlendirme:	66
7. SONUÇLAR.....	67
KAYNAKLAR DİZİNİ	69

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. Montajdan önce düşük hızlı şaft (mil) ön rulmanı yataklaması	5
2.2. Şaft (Mil) eğilme momentleri, dönen eksen sistemi ve referans Mz doğrultusu	6
2.3. Rüzgar kesme kuvvetiyle oluşan şaftın eğilme momentinde sürekli değişim	7
2.4. Rüzgar turbulansında oluşan düzlem dışı yüklerin spektrumları	9
3.1. Sabit genlikli yükleme	12
3.2. Degisken genlikli yükleme	12
3.3. Orantılı veya orantısız yükleme	13
3.4. Soderberg diagramı ve formülü	14
3.5. Goodman diyagramı ve formülü	14
3.6. Gerber diyagramı ve formülü	15
3.7. Verilen yükleme durum için rainflow matrisi	17
3.8. Sonsuz ömür değeri $1e^6$ olduğu zaman hasar (damage) matris sonuçları	18
3.9. S-N eğrisinin oluşturulması.....	19
3.10. Yorulma ömrünün sonucu.....	20
3.11. Yorulma hasarının gösterilmesi	21
3.12. Yorulma güvenlik faktörü	22
3.13. İki eksenli indikasyonu	22
3.14. Yorulma hassasiyeti	23
4.1. Flanşın katı modeli.....	26
4.2. Tüm deliklere named selection atanması	27
4.3. Küresel bağlantılı flanşların üzerine uygulanan kuvvet ve momentler	28
4.4. Modele uygulanan kuvvet ve momentlerin çevrim grafiği	29
4.5. Küresel grafitli dökme demiri malzemen kullanılan özellikleri özellikleri.....	30
4.6. Küresel grafitli dökme demir malzemenin alternatif gerilme eğrisi	31
4.7. Küresel modelde flanşların meshing işlemi	31
4.8. Flanşların fixed contact	32
4.9. Koordinat sisteminin flanş üzerinde şekli	33
4.10. Kuvvet, Moment ve Ağırlık kuvvetleri.....	34
4.11. Analiz işleminin adımları	34

ŞEKİLLER DİZİNİ (Devam)

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
4.12. Uygulanan kuvvetler	36
4.13. Standart Earth Gravity'nin gösterimi	36
4.14. Küresel flanşların merkezkaç kuvveti	37
4.15. Düzlem dışı moment şematik olarak sonucu.....	38
4.16. Düzlem dışı moment uygulanması.....	38
4.17. Düzlem içi moment şematik gösterimi.....	40
4.18. Düzlem içi moment uygulama yönü	40
4.19. Burulma momentinin uygulanması	41
4.20. Düzlem dışı kesme kuvveti	42
4.21. Düzlem içi kesme kuvvetinin uygulanması	43
4.22. Gerilmelerin oluşması için uygulanan kuvvet ve momentler.....	44
4.23. Yorulma analizi ayarlarının yapılması	45
4.24. Ana gerilme eğrisinin gösterimi.....	45
4.25. Parametre yönetimi değerlerinin gösterilmesi.....	46
4.26. Flansların eşdeğer gerilme sonucu	47
4.27. Flanşların yorulma emniyet faktörü sonucu.....	47
4.28. Flanşların hasar durumunun sonucu.....	48
4.29. Flanşların ömür sonucu	48
4.30. Flanşların maksimum kesme (Tresca kriteri) sonucu	49
5.1. Tasarı noktası ve eğrileri.....	51
5.2. Design Explorer'in giriş ve çıkış parametreleri	51
5.3. Design Xplorer uygulama akış diyagramı.....	53
5.4. Flanş kütesinin parametrik gösterimi	53
5.5. Maksimum gerilmenin parametrik gösterimi.....	54
5.6. Yorulma mukavemet faktörünün parametrik olarak gösterimi	54
5.7. Yorulma ömrünün parametrik gösterimi	55
5.8. Girilen parametre değerlerinin parametre yöneticisinde gösterimi	55
5.9. Parametre yöneticisinin flanşlar üzerinde gösterimi	56
6.1. Doe modelinin görüntülenmesi	56
6.2. Oluşturulan tasarım noktalarının gösterimi.....	57

SEKİLLER DİZİNİ (Devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
6.3. Oluşturulan dizayn noktalarının grafik şekilde gösterimi	58
6.4. Verilen değerlere göre parametrik yaklaşım grafiği	59
6.5. Flanşların Çap, Kütle ve Et Kalınlığı grafiği değerlerinin gösterimi	60
6.6. Optimizasyonda elde edilen tasarım değerleri şekildeki gibi alınmıştır.	61
6.7. Optimizasyon için uygun değer seçenekleri tercihi üç yıldızlı olarak verilmiştir.....	61
6.8. Normalize edilen değerlere göre üç değerın grafik gösterimi	62
6.9. Ağırlık optimizasyonunda et kalınlığı sonuçları.	62
6.10. Ağırlık optimizasyon değerlerinin tablo gösterimi	63
6.11. Maksimum ve minimum değerlerin zamana bağlı grafiği	63
6.12. Parametre değerlerinin oluşturulmasında elde edilen sonuçların gösterimi.....	64
6.13. Girdi ve çıktı parametrelerine göre tasarım grafiğinin oluşturulması	64
6.14. Şekil 6.13 in oluşturulması için ayar penceresinin gösterimi.....	65
6.15. Optimizasyon sonuçlarının elde edilmesi	65

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
4.1. 120 ⁰ bağlantılı flanşların teknik degerleri	25
4.2. Analiz adımlarının tabular şekilde gösterimi	35
7.1. Optimizasyon sonucunun gösterimi	68

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
P	Güç
ρ	Yoğunluk
c	Hız
η	Verim
D	Flanş Çapı
n	Flanş Devri
m_k	Flanş Kütlesi
d	Flanş Göbeği Çapı
ω	Açısal Hız
M_x	Düzlem Dışı Moment
M_y	Düzlem İçi Moment
M_z	Burulma Momenti
F_x	Düzlem Dışı Kesme Kuvveti
F_y	Düzlem İçi Kesme Kuvveti
N_r	Merkezkaç Kuvvet

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (Devam)

<u>Kısaltmalar</u>	<u>Açıklama</u>
LCF	Low Cycle Fatigue
S-N	Stress Cycle Curves
HCF	High Cycle Fatigue
k_f	Miscellaneous-Effects Factor
MSVC	Mean Stress Value Curves (Ortalama Gerilme Değeri eğrileri)
WB	ANSYS Workbench
DXE	Design Xplorer Environment
DOE	Design Of Experiments (Deney Tasarımı)
GDO	Goal Driven Optimization (Amaçlı Optimizasyon)
CAD	Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)

1.GİRİŞ

Makina elemanları; çalışma koşullarında değişken yüklerin ve gerilmelerin etkisi altında malzeme özelliklerine bağlı olarak ömürlerini tamamlarlar. Makina elemanına etki eden yükler statik olsa dahi eleman kesitinde oluşan gerilmeler değişken olabilmektedir. Örneğin dönen bir milin statik yükler altında oluşturduğu gerilmeler tam değişkendir [21].

Bir bağlantı elemanı olan flanş; boruların, valflerin, pompaların ve diğer bağlantı şekillerine yardımcı olan elemandır. Flanşlar aynı zamanda modifikasyon veya muayene etme kolaylığı sağlar. Flanşlar genellikle kaynaklı birleştirmelerde veya cıvatalı bağlantılarda kullanılırlar. Bu bağlantılarda kullanılmak üzere seçilecek flanşlar, üzerlerinde oluşacak yükleri taşıyacak malzemelerden seçilmelidirler [10]. Buna bağlı olarak bazı flanş malzemeleri için döküm ve sünek malzemeler tercih edilirler. Ancak bu alanda, en çok kullanılan malzeme; yüksek mekanik dayanımlı yüzeylere sahip olan karbon çeliği kullanılmaktadır. Yüzeylerinin tamamı metal bağlantılı olan flanşlar yüksek basınç ve kuvvet gerektiren durumlarda kullanılır [9]. Aynı zamanda bu flanşlar; flanş ve boru bağlantılarının kurulmasında yardımcı olurlar. Flanş bağlantılarında kullanılan cıvata-somun bağlantısı mutlaka yapısal tasarımının sonunda analiz işlemine gidilmelidir. Yüksek basınç ve kuvvet gerektiren koşullarda kullanılan flanşlarda uygun şekillerde yüzey bağlantılarının uygunluğu kontrol edilmelidir [7].

Değişken gerilmelerin etkisi olan statik ve dinamik yükler altında çalışan flanşların maksimum değerleri değil, bu değişken gerilmelerin flanşlar üzerindeki tekrar sayıları önemlidir. Çevrimsel olarak flanşlar üzerinde değişen bu gerilmeler malzemelerin iç yapıların 'da zamanla yıpranmalarına neden olur. Böylece flanş' da kopma statik yükler altında ve statik sınırların çok altında meydana gelebilir. Burada değişken gerilmelerin etkisi altında malzemenin içyapısındaki değişikliklere yorulma ve malzeme kopuncaya kadar dayandığı süreye de ömür denir. Makina elemanları içerisinde kullanılan parçaların ya da elemanların ömrü genellikle çevrim sayısına bağlı olarak belirlenir. Değişken gerilmelere maruz kalan eleman; değişken zorlamalar ile karşılaşacak olup, kopma başlangıcı iç yapıdaki veya dış yüzeydeki bir süreksizlik noktasından başlar. Bu süreksizlik noktasının çevresinde malzeme yorulur ve çatlak oluşur. Zamanla bu çatlak malzemede derinleşir, sonunda çatlak dışındaki bölgelerde gerilme mukavemet sınırını aşarak yorulan elemanın birden bire kırılmasına ya da kopmasına neden olur [21]. Birçok makina elemanı başlangıçta çok iyi çalışabilir, ancak çalışma koşulları içerisinde yaşanan farklı yüklemelerden sonra yüklemenin çevrim sayısına bağlı olarak yorulma hasarına uğrayıp makina elemanı işlevselliğini yitirebilir. Makina elemanlarında, yorulma analizinin

kullanılmasının temel nedeni malzeme ömrünün ne kadarlık bir çevrime dayanabileceğini karakterize etmektir.

Yorulma analizinde genel olarak 3 ana metot bulunmaktadır. Bunlar; Strain-Life, Stress-Life ve Fracture Mechanics' dir. Burada; strain-life yaklaşımı yorulmanın çevrim sayılarını karakterize etmekte olup, 10^5 çevrim ve bundan küçük çevrimleri kapsar. Strian-Life ise literatür' de ve analiz programlarında Low Cycle Fatigue (LCF) olarak bilinir ve tipik olarak çatlak başlangıcını kapsayan bir metodudur. Stress-Life, ise parçanın toplam ömrü ile ilgilenir ve çatlak başlangıcı ya da çatlak ilerleyişini kapsamaz. Stress-Life, S-N (Stress Cycle Curves) grafiklerine dayanır. Literatür' de, High Cycle Fatigue (HCF) olarak bilinir, 10^5 çevrim ve üzeri çevrimleri kapsar. Fractur Mechanics (Kırılma Mekaniği) ise, varsayılan bir kusur veya boyutu bilinen bir hasar ile başlar ve çatlağın ilerlemesini inceler ve bu yüzden bazen "Crack Life" (Çatlak Ömrü) olarak da bilinir [13].

Yorulma, malzemelerin dinamik yükleme altında veya mekanik özelliklerindeki azalma olarak da adlandırılabilir. Malzeme üzerinde oluşan değişken gerilmelerin maksimum ve/veya minimum değerleri malzemenin mukavemet sınırlarını zorlamaktadır; bununla birlikte yorulma mukavemetine etkileyen faktörler ön plana çıkmaktadır. Bu faktörler; yüzey, boyut, yük, sıcaklık, güvenilirlik ve diğer faktörler olarak sıralanmaktadır.

Bu noktada; diğer faktörler olarak adlandırılan (k_f) ya da (Miscellaneous-Effects Factor) yorulmada uygulamaya ait özel etkileri kapsar ve yorulma mukavemetine etkisi olduğu bilinen bütün etkileri bir grup olarak toplar. Ayrıca, çentik etkisi 'de bu grup içinde ele alınır. Yukarıda ifade edildiği gibi sıcaklık da yorulmada dikkat edilmesi gereken faktörlerden biridir. Sıcaklık değişimleri bugüne kadar yapılan çalışmalarda ve analizlerde de ortaya konulmuştur ki malzemede gerilme değerlerini artırdığı ve mukavemet sınırlarını zorladığı görülmüştür [22].

Küresel yapıdaki modelde flanşlar' a etkileyen kuvvetlerin dinamik yüklemeler olmaları nedeniyle metal yorulması ortaya çıkma ihtimalinden dolayı yorulmaya göre Stress-Life analizi yapılması gerekmektedir. Ayrıca yüksek hızlarda oluşabilecek küresel model' de kütlenin tüm sistemi olumsuz etkilememesi için emniyet katsayısı analiz sonucunda yüksek çıkmalıdır. Bu nedenle yapılan çalışmada dayanım ve kütleye göre optimum tasarım bulunmalıdır. Bunun için optimizasyon çalışması yapılmalıdır.

Optimizasyon, verilen sınırlamalar içinde en iyi sonucun elde edilmesidir. Mühendisler pek çok kez birden fazla faktöre göre tasarım yapmak zorunda kalırlar. Yapılan çalışmada küresel model üzerine monte edilen flanşlar için tek noktadan tahrikli dinamik yükler altında

tasarım yapılmıştır. ANSYS Workbench-13.0 analiz programı kullanarak sonlu elemanlar yöntemi ile yorulma analizi yapılmış ve bu analiz değerlerine bağlı alınarak; flanş delik sayısı, kütle ve küresel model sistemin optimizasyonu yapılmıştır. Böylece küresel model’ de flanşlar’ ın yorulma dayanımı ile kütlesi arasında optimum bir noktaya ulaşp en yüksek emniyet katsayısına sahip çevrim sayısı bulunmaya çalışılmıştır.

2. YORULMA TANIMI

Yorulma çevrim hesabında, rüzgâr yüklerinin veya oluşan gerilmelerin rüzgar akışı alanındaki zamana bağlı değişen sinyal sürecinin bir simülasyonunundu rüzgar türbini davranışının dinamik analizi yapılmalıdır daha sonra ise yorulma çevrimlerinin detaylı tanımları ile sonuçlandırılmalıdır [4].

Yorulma çevrim hesabının iki çözüm metodu vardır: rezervuar metodu ve akış debisi metodu, bunların her ikisi de genellikle aynı sonucu verirler.

Rezervuar (toplama, hazne) metodunda, yüklerin yada gerilmelerin geçmişi (yatay zaman ekseniiyle), ardışık olacak şekilde en düşük değeri her bir nokta alınarak, bu değeri ile rezervuarın dik bir kesiti olarak tasarlanır ve bu işleme en düşük değeri den başlanır bununla birlikte çalışmaya devam edilir. Her rüzgar türbini döngüsünden sonra hem bir yük ve hem de gerilme değeri elde edilir [4].

Akış debisi metodu ise, ilk defa Matsuishi ve Endo tarafından 1968 de önerildi, ve onun öneri başlığı suyun aşağı akış kavramında “rooves” adından türetildi ve zaman eksenii dik olsun diye zaman geçmişi döndürüldü. Ancak, tanımlamanın devamında akış debisi benzetimi olmaz ise belki daha kolay anlaşılır. Çünkü titreşim (salınım süresince) sonucu elde edilen sinyallerin oluşturduğu grafikteki sinyal akışı analizidir [1].

İlk adım, ani düşüş ve tepe noktalarından oluşan zamana bağlı değişen sinyal değişimini azaltmak için ki bu daha sonra uç değeri olarak adlandırılacaktır ve daha sonra dört ardışık uç değeri her bir grubu için, son en üst değeri ve başlangıç değeri arasında kalan iki ortalama üst değeri olup olmadığı sıralanıp tanımlanmalıdır. Eğer öyleyse, iki ortalama tepe noktası bir gerilme çevrimi tanımlaması olarak kabul edilir, ki bu durum daha sonra çevrim hesabına dahil edilir ve bu iki tepe noktası toplam çevrim sayısından çıkarılır. Bu yöntem ile, tepe noktaları ile oluşan zamana bağlı değişen sinyal süreci tamamlanıncaya kadar çalışma bu şekilde sürdürülür. Daha sonra oluşan dizin, basitçe bir yakınsama ve ıraksamadan meydana gelecektir ki bunlar gerilme aralıklarının son gruplanmasıyla meydana gelir ve sonra yapılan çıkarma ile işlem sonlanır [1].

Temelde, farz edelim ki yorulma çevrimleri, 600sn lik bir çevrim zamanı için tek bir listede oluşsun ve normal olarak elde edilen bu listenin zaman çevriminin dizin hacmini azaltmak için, eşit yük ve eşit gerilmelerin oluşturduğu dizin aralıklarının hacmi “bins” olarak bilinir, buna örnek; 0-2, 2-4, 4-6N/mm². Yorulma genliği daha sonra her bir “bin” içine düşen çevrimlerin sayısı bakımından değerlendirilip sunulur [1].

2.1. Rotor Tahriki ve Düşük Hızda Şaft Yükleme

Rotor göbeği (Flanşı) üzerine tahrik ile flanş' a gelen yükler, yerçekimi, aerodinamik ve flanşlara bağlanan kanatların atalet yükleri ve eşlenik yükler ile bunların zıt yükleri (flanşların bağlandığı rotor göbeğinin kendi ağırlığı ihmal ediliyor) shafttan gelen tahrik yüklerini içermektedir [1].

Transmisyon sistem mili şafta bağlandığında, şafta yapılan yükleme; flanşlara bağlanan kanatçıkların aerodinamik yüklerinden oluşan önemli bir moment yüklemesi içerir ancak bu durum flanşlara bağlanan kanat sayısı ikiye indirilirse sendelemek ya da titreşim (teetering) momenti aslında ihmal edilebilir. Fakat, her iki durumda da, ankastre şaft düşük hızda, rotorun büyük ağırlığı yüzünden, dönerken büyük dalgalanma momentlerini karşılamak zorunda kalacaktır. Şekil 2.1' de düşük hızlı bir şaft ve montaj öncesi bir fabrikada ön yatak lamanın yapımı görülmektedir.

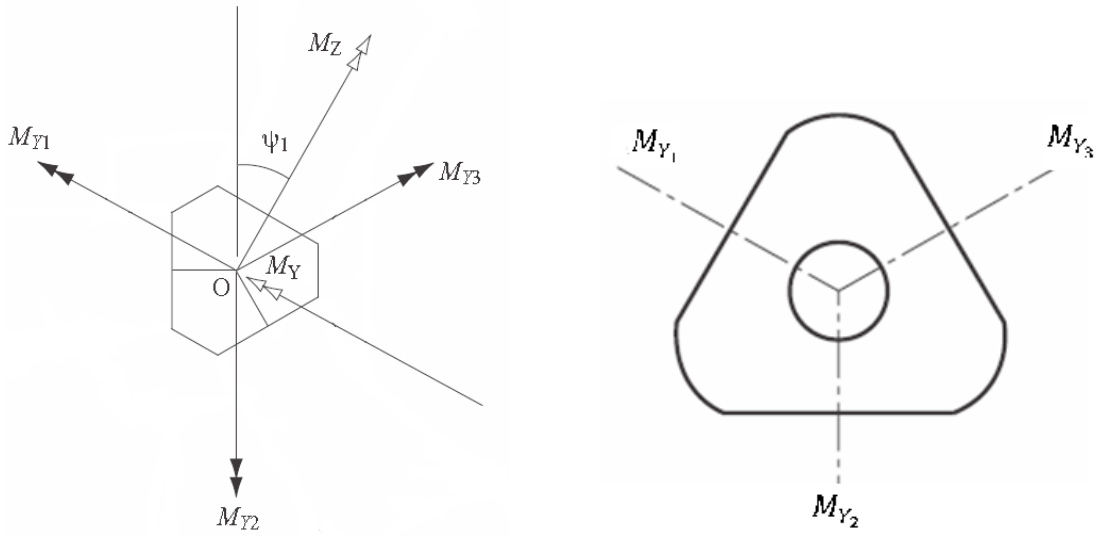


Şekil 2.1. Montajdan önce düşük hızlı şaft (mil) ön rulmanı yataklanması [1].

Flanşların üzerine gelen düzlem dışı yükler yüzünden şaft momentleri, dönen eksen takım çiftinin yaklaşık momentleri olarak tanımlanabilir, seçilen 1 nolu flanşa biri dik ve diğeri paralel olarak tanımlanabilir. Çalışmada seçilen üç flanş küresel bağlantılı rotorun durumunda olup bu momentler sırasıyla aşağıdaki gibidir;

$$M_Y = \Delta M_{Y_1} - \frac{1}{2}(\Delta M_{Y_2} + \Delta M_{Y_3}) \quad M_Z = \frac{\sqrt{3}}{2}(\Delta M_{Y_3} - \Delta M_{Y_2}) \quad (2.1)$$

M_Y ve M_Z momentleri (M_Y - düzlem dışı moment, M_Z - Burulma momenti) olarak tanımlanmıştır. Burada ΔM_{Y_1} , ΔM_{Y_2} , ΔM_{Y_3} , seçilen üçlü flanş küresel bağlantısının; düzlem dışı yaklaşık moment dalgalanmaları ve seçilen flanş merkezi ise (M_{Y_1} , M_{Y_2} , M_{Y_3}) yaklaşık ortalama değerleri Şekil:2.2’de gösterilmektedir [1].



Şekil 2.2. Şaft (mil) eğilme momentleri, dönen eksen sistemi ve referans M_z doğrultu yönü [1].

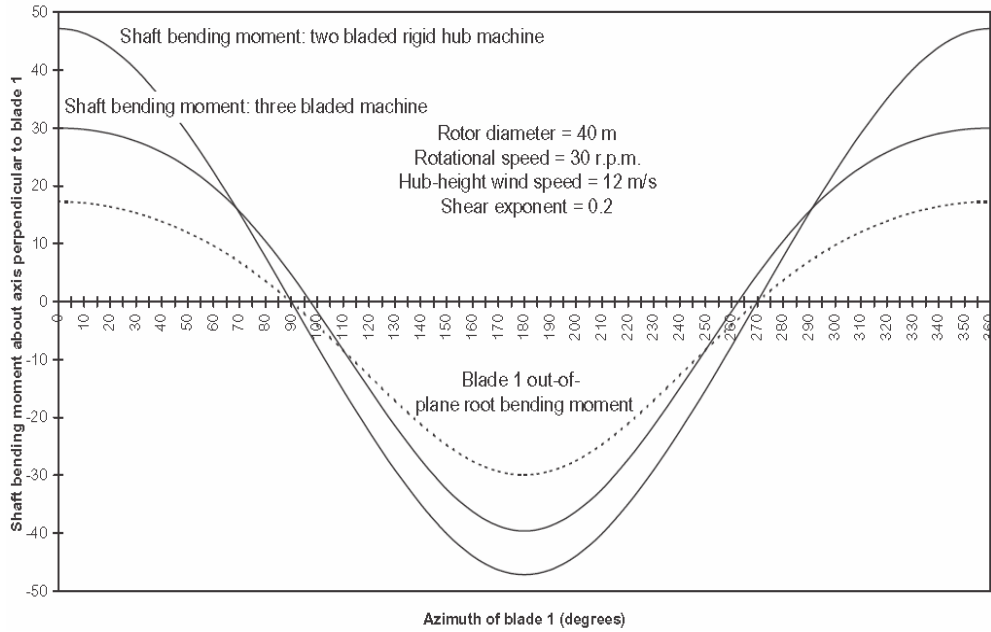
2.2. Aerodinamik Yüklerin Belirlenmesi

Rotorda belirleyici olan aerodinamik yükleri kendi içinde denge bileşenlerine ayırmak gerekir. Her flanşa bağlı bir kanatçık kendi içinde sabit bir bileşene bölünüp, her bir kanatçığa eşit olmak kaydıyla ve periyodik bir bileşen şeklinde olup her kanatçık içinde eşit olmak kaydıyla; ancak, farklı faz açılarıyla belirlenmelidir [1].

Kanatçık kökü flanş' a bağlanan düzlem dışı eğilme momentleri ilk bileşen olması yüzünden dengededir. Flanşların bağlı olduğu küresel bağlantılı yapıda içbükey (dishing) momenti hub'a (göbeğe) uygulanacak ki bu moment; küresel bağlantılı yapıda oluşan çekme gerilmeleri ön kısımda ve arka kısmında oluşan bası gerilmeleri ile dengededir. Bu gerilmeler; ikili flanş kanatlı rotor kök bağlantısı için tek eksenlidir, ve üçlü kanatlı rotor için ise iki eksenlidir [1].

Rotor üzerinde oluşan yüklerde, kanat kök eğilme momenti ise düzlem dışı dalgalanmalarda, rüzgarın kesme momenti, şaftın eğimi ve yunuslama (yaw) sapması ile oluşan eğriler yaklaşık olarak sinüsoidal'dir ve bir frekans bir dönme (rotasyon) genliğine eşittir. Kullanılan denklemler Denklem 2.1'de açıkça göstermektedir ki, M_o genliği ile (-O-noktasındaki moment ile), kanat kök eğilme momentinin sinüsoidal değişkenliği için, şaftın eğilme momenti $1.5 M_o$ ile sonuçlanan bir genliktir bu değer 3 kanatlı bir turbin içindir ve iki kanatlı bir turbin için ise bu değer $2 M_o$ 'dur [1].

Rüzgarın kesme kuvveti enerji yasasına uygulandığı durumda ise, kanadın yatay konumdaki yüklemesi, kanadın dik konumdaki en üst ve en alt kanat uç noktalarındaki yüklerin ortalama değerlerinden genellikle daha büyüktür, bu yüzden önemli ölçüde yüklemelerdeki sinüsoidal şekil değişikliğe uğrar. Şaftın eğilme moment dalgalanmaları rüzgar kesme kuvveti değeri 0.2 üst değeri ile Şekil:2 de iki ve üç kanatlı sabit bir hub turbin çalışmasında 30 rpm (rad/sn) de ve bir hub da aşırı rüzgar hızı ise 12m/sn alınmıştır ve grafik bu değerlere göre karşılaştırılmıştır. Burada, moment oran aralıklarının yine de 2:1.5 yakın kaldığı görülmektedir [1].



Şekil 2.3. Rüzgar kesme kuvvetiyle oluşan şaftın eğilme momentinde sürekli değişim grafiği[1].

2.3. Aerodinamik Yüklerin Olasılık Değerleri (Stochastic)

Düzlem dışı kanat kök eğilme momentleri, hem şaftın sürekli değişen eğilme momentleri hem de hub (göbek) momenti [küresel bağlantılı yapıda içbükey (dishing)] ile sonuçlanan rotor üzerindeki stokastik yüklerden dolayı artmaktadır. İki kanatlı sabit bir rotor göbeği için şaft moment; iki düzlem dışı kanat kök eğilme momentleri yada sendeleme momenti, Denklem 2.2’ de verilen standart sapma arasındaki farkına eşittir [1].

(2.2)

$$\sigma_{MT}^2 = \left(\frac{1}{2} \rho \Omega \frac{dC_1}{d\alpha} \right)^2 \int_{-R}^R \int_{-R}^R \kappa_u^o(r_1, r_2, 0) c(r_1) c(r_2) \cdot r_1 r_2 |r_1| |r_2| dr_1 dr_2$$

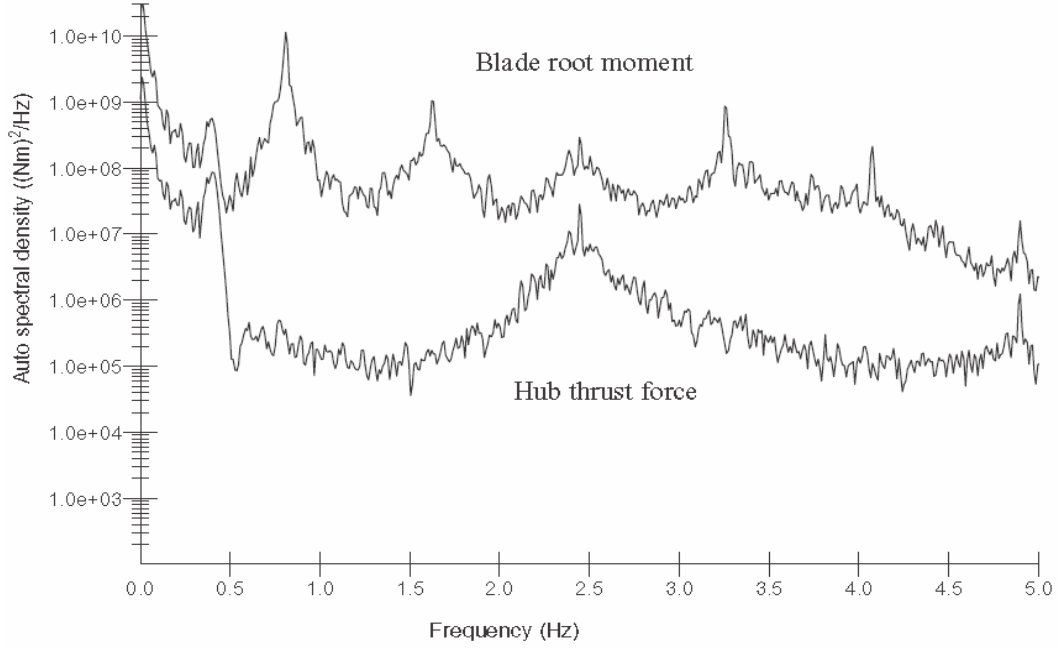
Benzer şekilde, bu iki momentin standart sapmasının ortalaması (örneğin “dishing” momenti), Denklem 2.3’ de verilmektedir.

$$\sigma_M^2 = \frac{1}{4} \sigma_u^2 \left(\frac{1}{2} \rho \Omega \frac{dC_1}{d\alpha} \right)^2 \int_{-R}^R \int_{-R}^R \rho_u^o(r_1, r_2, 0) c(r_1) c(r_2) \cdot r_1^2 r_2^2 dr_1 dr_2 \quad (2.3)$$

Üç kanatlı bir türbin için şaft momentinin standart sapmasının elde edilmesi ilk bakışta daha karmaşıktır, çünkü bütünleştirme hesaplaması iki kanat yerine üç kanat üzerinden sürdürülmek zorundadır. Ancak, eğer eğilme momenti, kanatlardan birinin eksenine yaklaşık olarak paralel ise, o zaman kanadın yükleme katkısı kaybolur ve şaft moment standart sapma ifadesi aşağıdaki Denklem 2,4’e dönüşür;

$$\sigma_{Mz}^2 = \left(\frac{1}{2} \Delta \Omega \frac{dC_1}{d\alpha} \right)^2 \int_{-R}^R \int_{-R}^R \kappa_u^o(r_1, r_2, 0) c(r_1) c(r_2) \frac{\sqrt{3}}{2} r_1 \frac{\sqrt{3}}{2} r_2 |r_1| |r_2| dr_1 dr_2 \quad (2.4)$$

Burada, bütünleştirme hesabının sınırlarında diğer iki kanada atıf yapılır [1].



Şekil 2.4. Rüzgar türbülansında oluşan düzlem dışı yüklerin spektrumları grafiği [1].

2.4. Gerilme Yoğunluğunun Etkileri

2.4.1. Yorulmadaki gerilme yoğunluğu

Düzensizliklerin veya süreksizliklerin varlığı; delikler, radüsler veya çentikler gibi bir bölgedeki süreksizliklerin çevresinde gerilme boyutlarını önemli bir şekilde artırmaktadır. Yorulma hasarları çoğunlukla bu gibi yüzeylerden kaynaklanır. Bu yüzden yorulma etkileri hesaplanmalıdır. Ve normal bir şekilde malzeme davranışları sünek olsa bile yorulmaya karşı tasarımı yapılmadığı zaman yorulma gerilmeleri yoğunluğu (k_f) faktörü uygulanmalıdır [7].

2.4.2 Yorulma mukavemet faktörü (k_f)

Bilindiği gibi sünek malzemeler sadece statik yükleri karşıladıkları zaman gerilme yoğunluğu faktörü sünek malzemelerde kullanılmaması uygun olmaktadır. Çünkü malzemenin akması gerilme yoğunluğunu azaltmaktadır. Fakat yorulma yükleri altında malzemenin üzerindeki etkileri karşılamak için yeterli olmayabilir ve bundan dolayı k_f faktörü hesaba katılmak zorundadır [7].

K_f faktörü çoğunlukla yorulma mukavemet faktörü olarak isimlendirilir. Normalde k_f faktörü gerilmedeki artışları göstermek için kullanılır. Bundan dolayı k_f faktörü aşağıdaki gibi tanımlanır [7].

$$K_f = \frac{\text{centiksiz yorulma mukavemet sınırı}}{\text{centiksiz secilen numunenin yorulma mukavemet sınırı}} \quad (2.5)$$

Diğer kullanım biçimi gerektiği zamanlarda k_e faktörü (çeşitlilik etkisi) yorulma limiti değerinde mukavemet azaltma faktörü olarak uygulanır. Bu yaklaşım aşağıdaki gibi tanımlanır;

$$K_e = \frac{1}{k_f} \quad (2.6)$$

2.4.3. Geometrik Gerilme Yoğunluğu Faktörü (k_t) ve Yorulma Mukavemet Faktörü (k_f)

Tanımın bu kısmında yorulma mukavemet faktörü veya her bir malzemenin çentik geometrisinde farklılıklar için mukavemet faktörü değerlendirilmelidir. Fakat veriler basit yaklaşımlarla uygulandığı zaman başlangıçtaki tasarım bölgemizde gerilme yoğunluğu değeri (teorikte) geometrideki mukavemet faktörünü belirlemek için çözümlenmelidir [7-8].

2.4.3.1. Çentik Duyarlılığı

Çentik duyarlılığı (q) aşağıdaki eşitlikle tanımlanır.

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1} \quad (2.7)$$

$$q = \frac{\text{Anma gerilmeleri üzerindeki gerilmelerin gercek yogunlugu}}{\text{Anma gerilmeleri üzerindeki gerilmelerin teorik yogunlugu}} \quad (2.8)$$

q için değeri sıfır veya 1 arasındaki değer alınır. q eğer; $q = 0$ ise $k_f = 1$ olacaktır. Bu değerler alındığında malzemedeki çentikler için hassas bir yaklaşım olmayacaktır. Diğer taraftan eğer $q = 1$ ise o zaman $k_f = k_t$ olur. Dolayısıyla analizde malzeme çentik hassasiyetine sahiptir [7]. Tasarım çalışmasında veya analizlerde, geometri bölgesinden ilk olarak k_t hesaplanır. Seçilen malzemede q bulunabilmesi için Denklem 2.9' da k_t yerine yazılır.

$$K_f = 1 + q (k_t - 1) \quad (2.9)$$

3. YORULMA ANALİZİNİN TANIMI

Bu çalışmada; Ansys Workbench 13.0 yazılımının “Static Strctural” modülünden “Fatigue Tool” seçilip bu bölümde sıralaması verilen analiz seklidir.

3.1. Analiz Şeklinin Belirlenmesi

Genel olarak yorulma sonuçları 5 farklı kriter’ in bağlı olduğu bir analiz yöntemidir. Bunlar;

- Fatigue Analysis Type (Stress-Strain Life seçimi)
- Loading Type (Yüklemeye Durumu Seçimi)
- Mean Stress Effects
- Multiaxial Stress Correction
- Fatigue Modification Factor

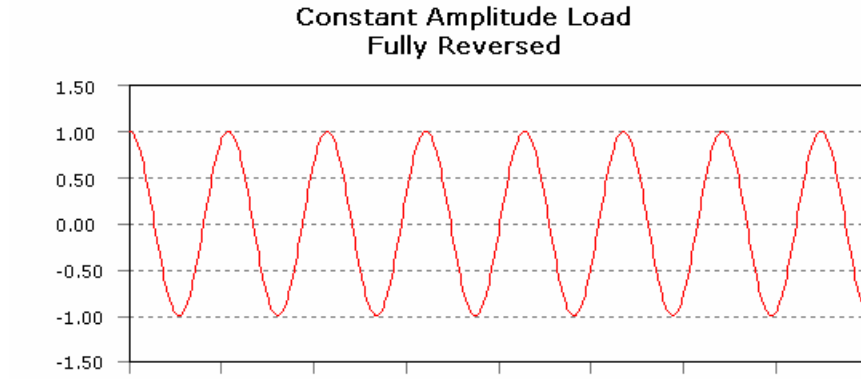
3.2 Yükleme Durumu Belirlenmesi

Bu çalışma parça ömrü ile ilgili olduğu için yorulma analizi, Stress Life metodu ele alınarak yapılacaktır ve aşağıda belirtilen yükleme çeşitleri tanıtılıp bunlardan Ansys Workbench’in desteklediği 3 yükleme durumu için örnekler verilip açıklanacaktır [13].

- Sabit Genlik, Orantılı Yükleme (Constant Amplitude, Propotional Loading)
- Sabit Genlik, Orantısız yükleme (Constan Amlitude, Non-Propotional Loading)
- Değişken Genlik, Orantılı Yükleme (Non-Constant Amplitude, Propotional Loading)
- Değişken Genlik, Orantısız Yükleme (Non-Constant Amplitude, Non-Propotional Loading)

3.2.1 Sabit genlikte yükleme

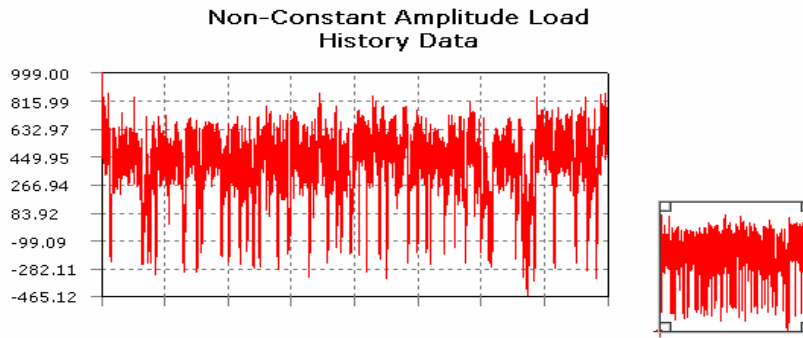
Şekil 2,1’de belirtildiği gibi yorulma tekrarlanan yükler sonucu meydana gelir. Bu durumda parçaya uygulanan maximum ve minimum gerilmelerin değişmediği yani sabit kaldığı uygulamalara Sabit Genlikli Yükleme adı verilir. En basit yükleme çeşidi olduğu için ilk önce bu yükleme çeşidi ele alınacaktır [13].



Şekil 3.1. Sabit Genlikli Yükleme grafiği [13].

3.2.2 Değişken genlikte yükleme

Burada yüklemenin orantılı olmasına rağmen gerilme genlikleri ve ortalama gerilme zamanla değişiyor. Bu yükleme çeşidi için özel gereksinimlere ihtiyaç vardır. Bunun için ileride ayrıntılı olarak açıklanacaktır [13].



Şekil 3.2. Değişken genlikli yükleme [13].

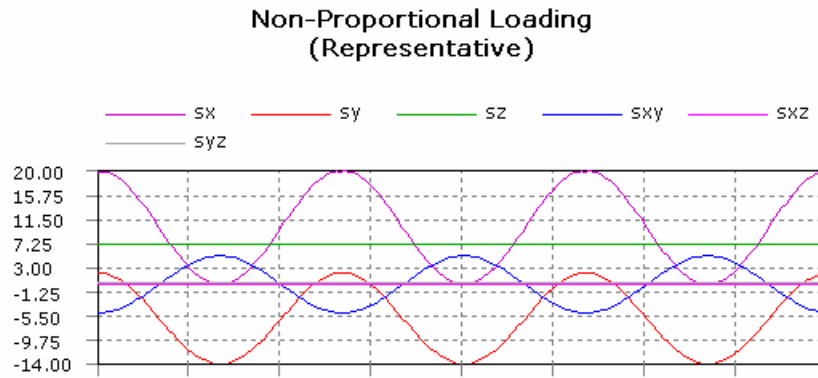
3.2.3 Orantılı veya orantısız yükleme

Yükleme çeşitleri orantılı veya orantısız olabiliyor. Orantılı yüklemede, esas gerilmelerin oranı sabit olduğu ve zamanla değişmediği kabul edilir [13].

$$\frac{\sigma_2}{\sigma_1} = \text{Sabit} \quad (3.1)$$

Orantısız yüklemede ise gerilme bileşenleri ile ilgili herhangi bir bağlantı yoktur. Aşağıda sıralanan durumlar için geçerlidir;

- Aynı noktaya İki farklı yükleme durumu söz konusu olduğunda
- Statik bir yükleme üstüne değişken bir yükleme halinde
- Nonlineer sınır şartları



Şekil 3.3. Orantılı Veya Orantısız Yükleme eğrişi [13].

3.3 Ortalama Gerilme Etkileri (Mean Stress Effects)

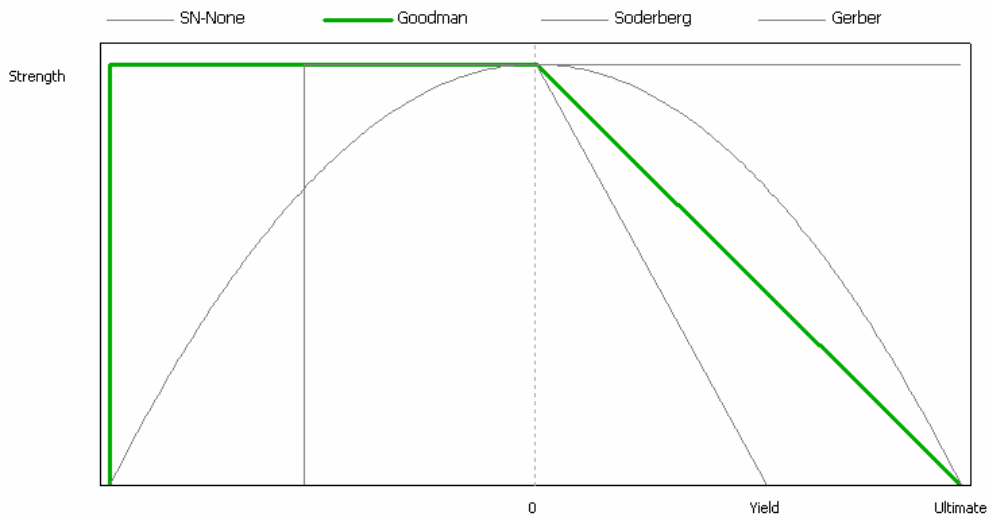
Analiz tipi seçimi (*Stress-Strain Life*) ve yükleme şeklini tayin ettikten sonra bir sonraki adım Mean Stress Correction'nun kullanılıp kullanılmamasına karar vermektir. Malzemelerin yorulma ile ilgili özellikleri genellikle tam değişken (*fully reversed*) sabit genlikli (*Constant Amplitude*) testlerde elde edilir.

Oysaki (bazı ortalama gerilmeler görülmede) pratikte bu tür yüklemelerin olması oldukça nadirdir. Yükleme tam değişkenden farklı ise o zaman ortalama gerilme mevcuttur ve hesaplanması gereklidir. Ortalama gerilmeleri hesaplamak için Soderberg, Goodman veya Gerber gibi teoriler kullanılır. Goodman bir yandan gevrek malzemeler için iyi bir tercih olurken diğer yandan Gerber de sünek malzemeler için seçilebilir. Soderberg ise düşük sünekli malzemeler için kullanışlıdır [13]. Aşağıda verilen Şekil 3.4-3.6-3.6' da ortak kullanılan Denklem 3.2' de verilmiş olup ayrıca grafiklerin altlarında' da belirtilmiştir.



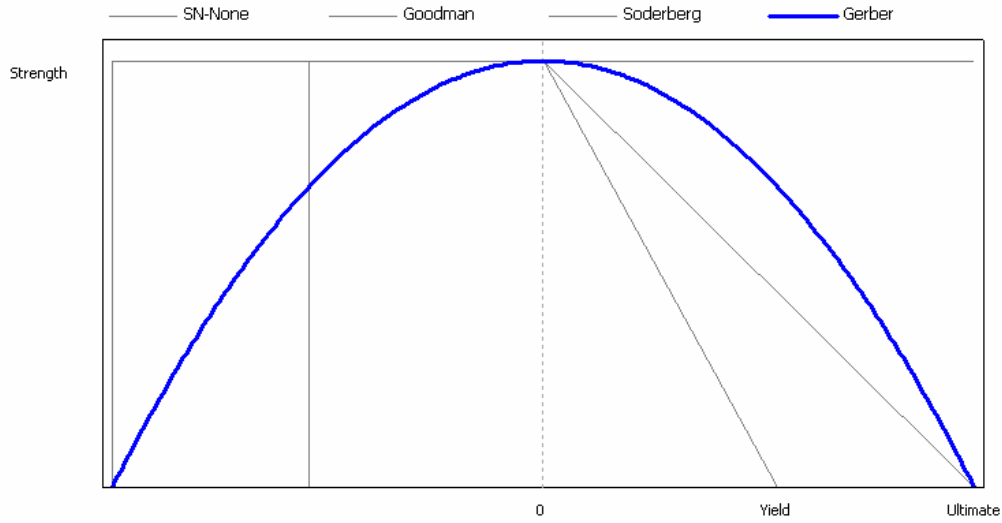
Şekil 3.4. Soderberg Diyagramı Ve Formülü [13].

$$\frac{\sigma_{alternating}}{S_{Endurance_limit}} + \left(\frac{\sigma_{Mean}}{S_{Ultimate_Stengh}} \right)^2 = 1 \quad (3.2)$$



Şekil 3.5. Goodman Diyagramı ve Formülü [13].

$$\frac{\sigma_{alternating}}{S_{Endurance_limit}} + \left(\frac{\sigma_{Mean}}{S_{Ultimate_Stengh}} \right)^2 = 1 \quad (3.3)$$



Şekil 3.6. Gerber Diyagramı ve Formülü [13].

$$\frac{\sigma_{alternating}}{S_{Endurance_limit}} + \left(\frac{\sigma_{Mean}}{S_{Ultimate_Stengh}} \right)^2 = 1 \quad (3.4)$$

3.3.1 Ortalama gerilme eğrileri

Ortalama gerilme eğrileri (Mean Stress Curves) deneysel yorulma verilerini kullanarak ortalama gerilmelerin etkilerini hesaplamak için kullanılır. İki farklı eğri türü mevcuttur:

1. Ortalama Gerilme Değeri Eğrileri (Mean Stress Value Curves): Burada deney parçasına değişken bir gerilme genliği uygulanırken sabit bir ortalama gerilmenin ilave edilmesidir. Pratikte uygulanması oldukça zordur.

2. R-Oranı Gerilme Eğrileri (R-ratio Stress Curves): Ortalama gerilme değeri eğrileri ile benzerdir yalnız tek fark deney parçasına belirli bir ortalama gerilmenin uygulanması yerine daha uygun ve tutarlı bir yükleme oranı uygulanmasıdır. Bunun pratikte uygulanması daha kolaydır [13].

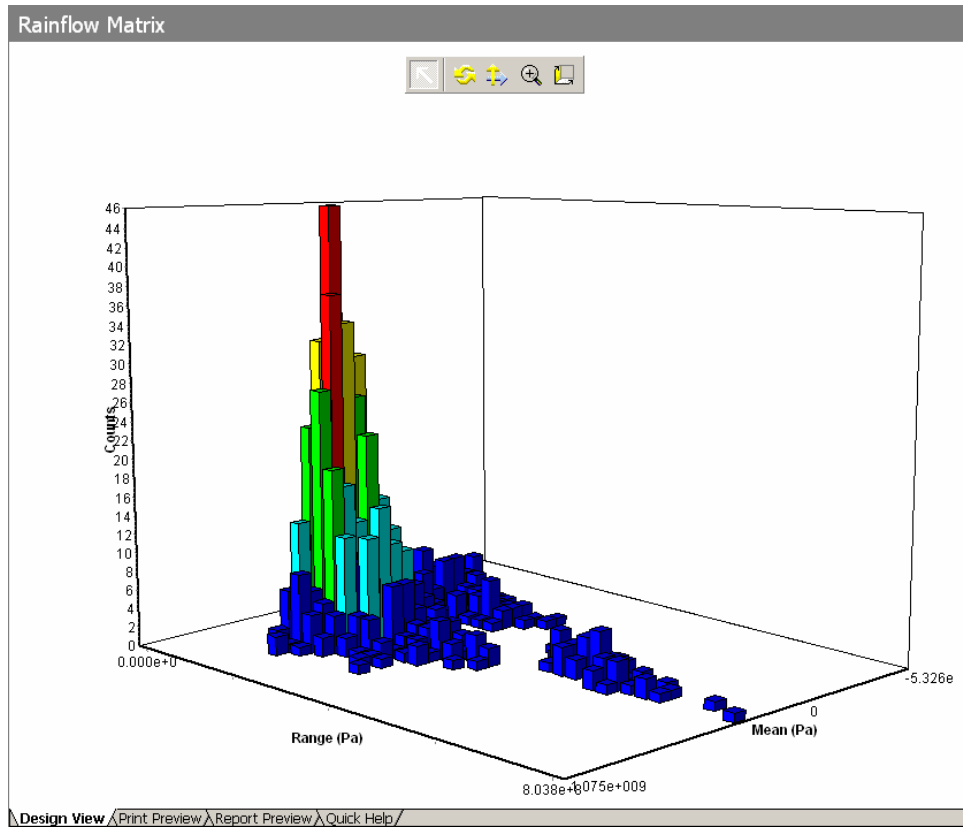
3.4 Çok Eksenli Gerilme Düzeltme Faktörü

Deneysel veriler genellikle tek eksenli gerilme sonuçlarından ibarettir. Oysa yorulma analizi sonuçları genellikle çok eksenli gerilmelerden oluşmaktadır. Bazı noktalarda gerilmelerin çok eksenli durumdan tek eksenli duruma dönüştürülmesi gerekir. Von- Mises, Maximum kayma veya farklı gerilme bileşenleri tek eksenli deneysel verilerle karşılaştırılması için kullanılabilir [13].

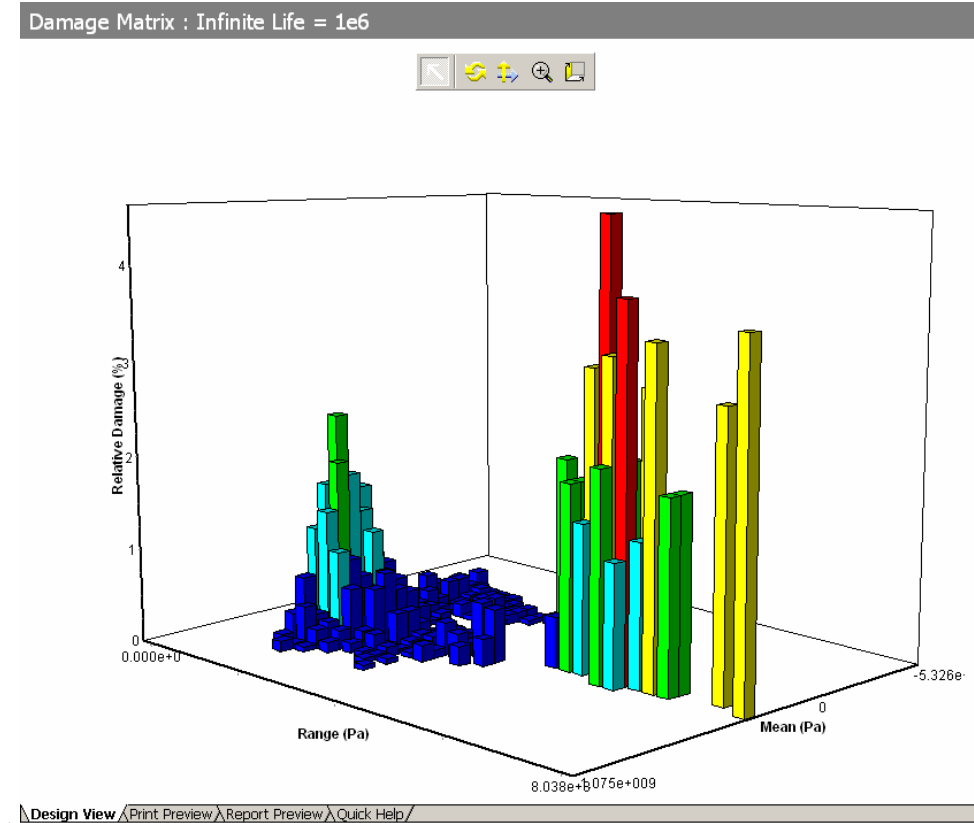
3.5 Yorulma

3.5.1 Sonsuz ömür değeri

Değişken genlikli (*non-constant amplitude*) yüklemde yorulma analizi yaparken kullanılabilecek diğer bir seçenek ise sonsuz ömür değeridir. Sabit genlikli yüklemde, meydana gelen gerilme genliği S-N diyagramına girilen en küçük gerilme genliğinden daha küçük ise parça ömrünü, S-N diyagramına girilen en küçük gerilme genliğine karşılık gelen çevrim sayısı alacaktır (Birçok malzeme sınır limitinde bulunmadığı için bunu güvenlik dolayısıyla yapar). Diğer yandan değişken genlikli yüklemelerde çok küçük gerilme genlikleri meydana gelse de eğer çevrim sayıları yeterince yüksek ise önceden tahmin edilemeyen deformasyonlara yol açabilir. Bunu kontrol etmek için bir sonsuz ömür değeri girilebilir. Bu değer analiz sırasında gerilme genliği S-N diyagramında belirtilen değerlerin dışında olursa kullanılır. Yüksek bir sonsuz ömür değerinin seçilmesi küçük gerilme çevrim sayılarının yüksek olması durumunda daha az deformasyon olmasına neden olur. Aşağıda gösterilen rainflow ve damage matrislerinde muhtemel sonsuz ömür etkileri gösterilmiştir. Her iki hasar matrisinde (damage matrix) aynı yükleme geçmişinden oluşuyor yalnız birinin sonsuz ömür değeri $1e^9$ iken diğerinin $1e^6$ dır [13].



Şekil 3.7. Verilen yükleme durumu için $1e^9$ rainflow matrisi [13].



Şekil 3.8. Sonsuz ömür değeri $1e^6$ olduğu zaman damage (hasar) matris sonuç grafiği[13].

3.5.2 Yorulma mukavemet faktörü (Fatigue Strength Factor)

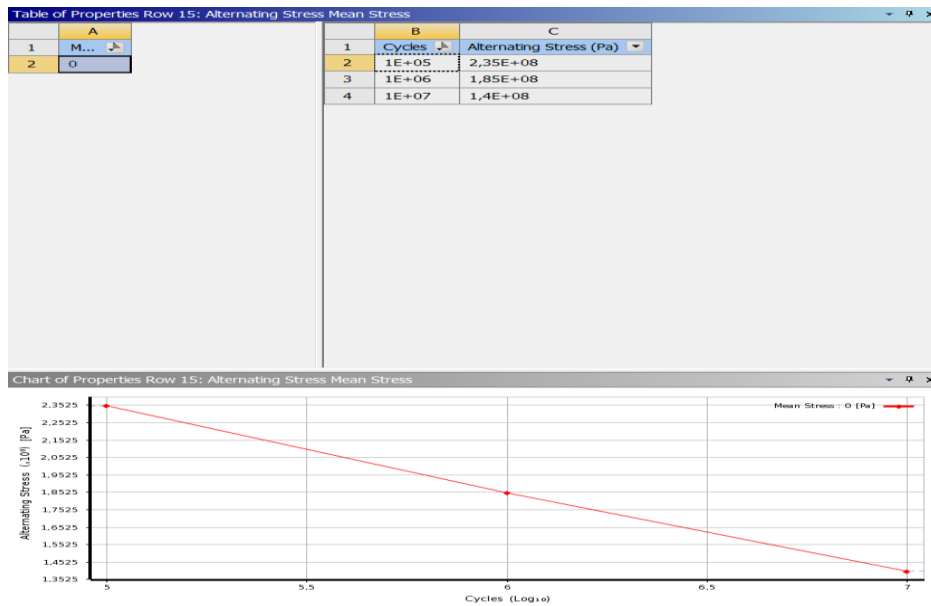
Malzemenin yorulma özellikleri ile ilgili testler genellikle çok özel ve kontrollü koşullar altında gerçekleştirilir. Eğer analiz edilecek parça test koşullarından farklı ise bu modifikasyon faktörü aradaki farkları hesaplamak için kullanılabilir. Fatigue Strength Factor (k_f) yorulma mukavemetini düşürdüğü için birden küçük olmalıdır. Bu faktör sadece gerilme genlikleri için kullanılır ve ortalama gerilmeleri etkilemez [13].

3.5.3 Yük faktörü

Eğer istenirse, girilen bir yük faktörü (Loading Scale Factor) değeri için hem gerilme genlikleri hem de ortalama gerilmeleri ölçüp bu değere göre dengelenebilir. Bu değer statik bir modelin üzerinde değişen ortalama ve gerilme genliklerin şiddetlerini görmek için her defasında çözüm bulmaktan kaçınmada kullanılır [13].

3.5.4 Uzama mr İnterpolasyonu

Stress Life analizinde S-N eğrisiyle oluşturulan bir değeri oluşturmak istenirse her zaman bu değer oluşturulmayabilir. Bunun için stress life interpolasyona gider. Stress Life analizinde bu işlemi gerçekleştiren 3 ayrı metot bulunur bunlar; log-log, Semi-log ve Lineer 'dir. Sonuçlar seçilen metoda göre değişir. Ancak genellikle S-N eğrisini ve karşılık gelen değerleri görülmesi durumunda log-log metodunun kullanılması daha uygundur [13].

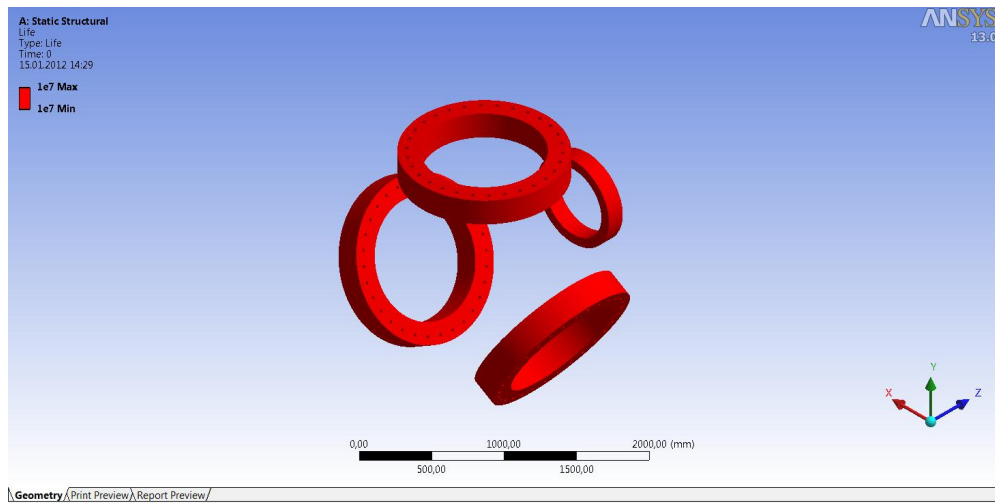


şekil 3.9. S-N eğrisinin oluşum grafiği.

3.6 Sonuçların Oluşturulması

3.6.1 Yorulma ömrü (Fatigue Life)

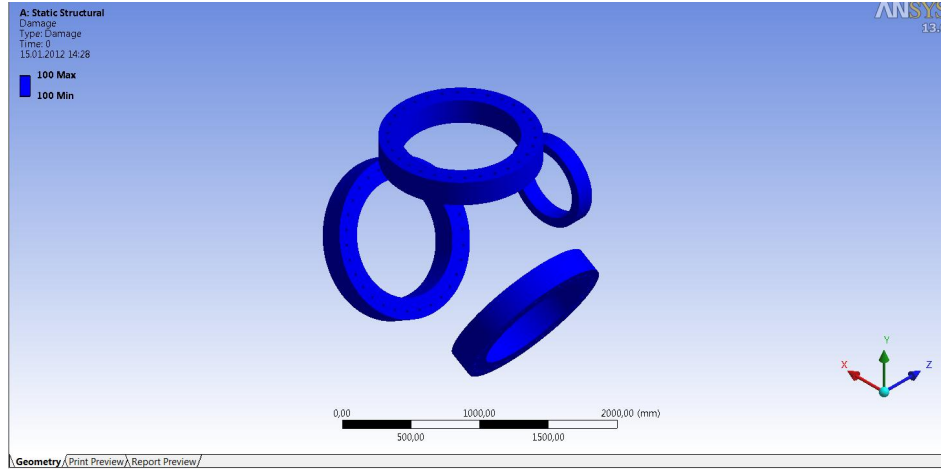
Yorulma analizi yapılan küresel modelin muhtemel ömrünün belirlenmesi için kullanılır. Yorulmadan dolayı parçanın kopacağı zamana kadar' ki çevrim sayılarını gösterir [13].



Şekil 3.10. Yorulma ömrü sonucu.

3.6.2 Yorulma hasarı

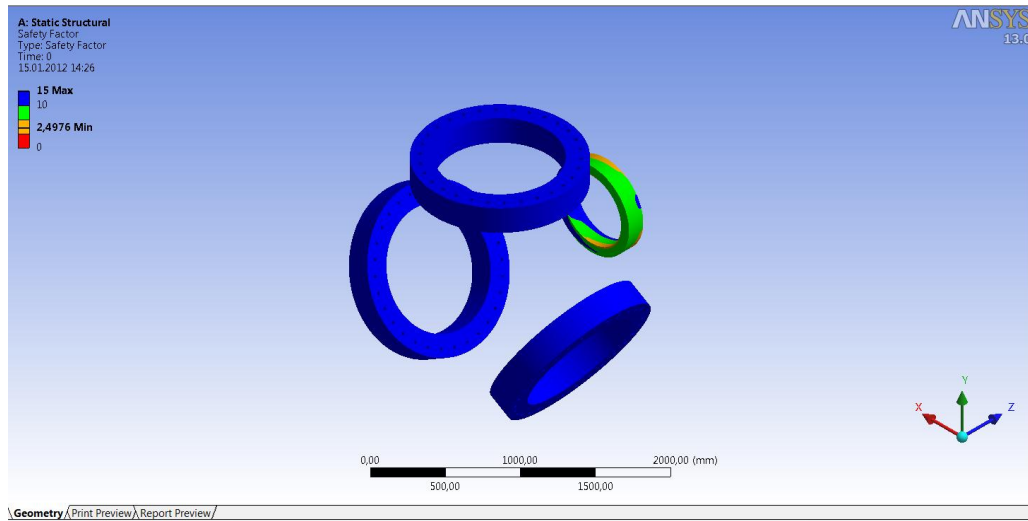
Verilen ömür için yorulma hasarını oluşup oluşmadığını gösterir. Yorulma hasarı (Fatigue Damage) eğer 1' den büyük çıkarsa yapılan analiz gerçekçidir ve birden büyük değerler ömür tamamlanincaya kadar olan hasarları gösterir (Şekil 3.11).



Şekil 3.11. Yorulma hasarının sonucu.

3.6.3 Yorulma güvenlik faktörü (Fatigue Safety Factor)

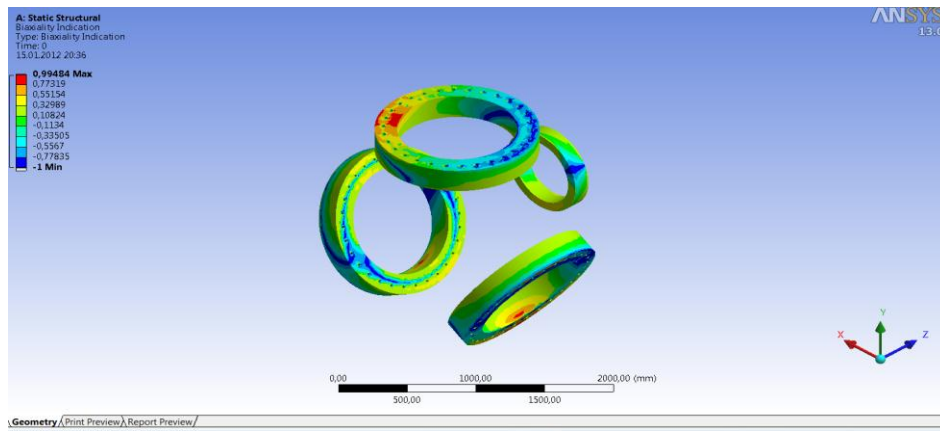
Girilen ömürde modelin güvenilirliği hakkında bize bilgi verir. Maximum güvenlik faktörü 15 buna ilişkin analiz sonucu Şekil 3.12' de verilmiştir. 1'den küçük olan değerler ömür tamamlanmadan önceki güvensiz bölgeleri temsil eder [15].



Şekil 3.12. Yorulma güvenlik faktörünün sonucu

3.6.4 İki eksenli indikasyon (Biaxiality Indication)

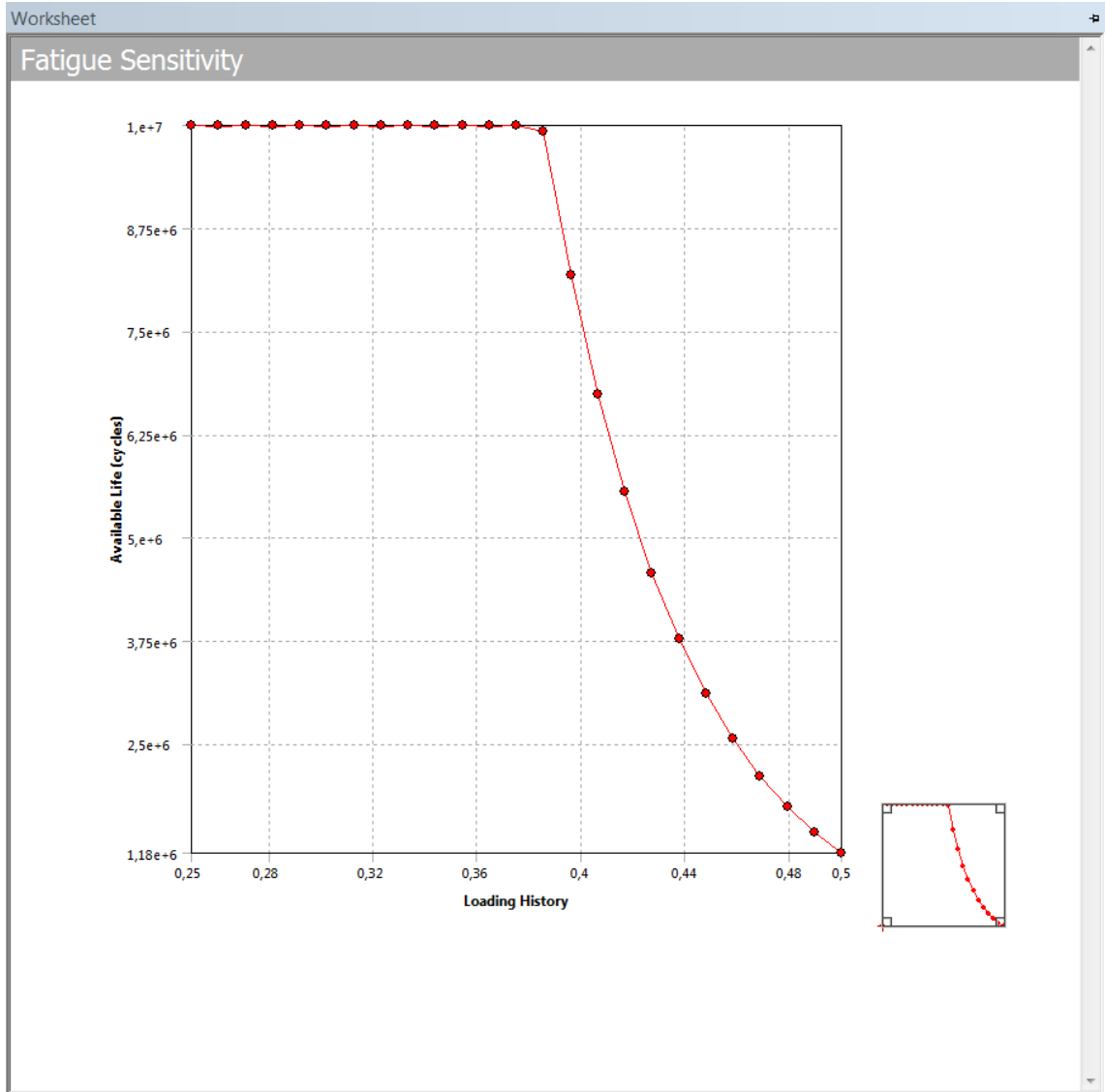
Daha önce belirtildiği gibi yorulma ile ilgili malzeme özellikleri tek eksenli gerilmeler altında belirlenir. Bu sonuç kullanıcıya bütün model üzerindeki gerilme durumları ve bunların yorumlanması hakkında bilgi verir. Tek eksenli gerilmeler 0, kayma gerilmeleri -1, ve çift eksenli gerilmeler 1 ile temsil edilir [13]. Buna ilişkin sonuçlar Şekil 3.13’ de gösterilmiştir.



Şekil 3.13. İki eksenli indikasyonun sonucu.

3.6.5 Yorulma hassasiyeti (Fatigue Sensitivity)

Yorulma sonuçları kritik bölgelerdeki yüklemenin bir fonksiyonu olarak nasıl değiştiğini gösterir. Hassasiyet; ömür, hasar veya güvenlik faktörü için bulunabilir. Bu çalışmada elde edilen analiz sonucu gösterilmiştir (Şekil 3.14).



Şekil 3.14. Yorulma hassasiyeti grafiği.

4. FLANŞLARIN YORULMA ANALİZİ

4.1. Flanşların Yorulma Analizinin Yapılması

Küresel bağlantılı modelin sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yorulma analizinin yapılması için öncelikli olarak piyasada kullanılan küresel bağlantılı flanşlar üzerinde araştırma yapılmıştır. Bu araştırmalar sonucunda flaşların nerelerde yoğunlukta kullanıldığı ve kullanıldığı yerlerde nasıl seçileceği üzerine teknik tablolar listesi oluşturulmuştur. Bu liste oluşturulabilmesi için bazı formüller kullanılmıştır. Araştırmalar sonucunda küresel bağlantılı flanşların genellikle rüzgâr türbini kanat kökünün göbekte bağlantılı olduğu kısımlarda kullanıldığı sonucu ortaya çıkmıştır. Bu sonuca göre aşağıda belirtilen denklem kullanılmaktadır.

$$D = (P/5000)^{0,457} * 126000 \quad (4.1)$$

$$n = (5000/P)^{0,544} * 10 \quad (4.2)$$

$$m_k = P * 2 \quad (4.3)$$

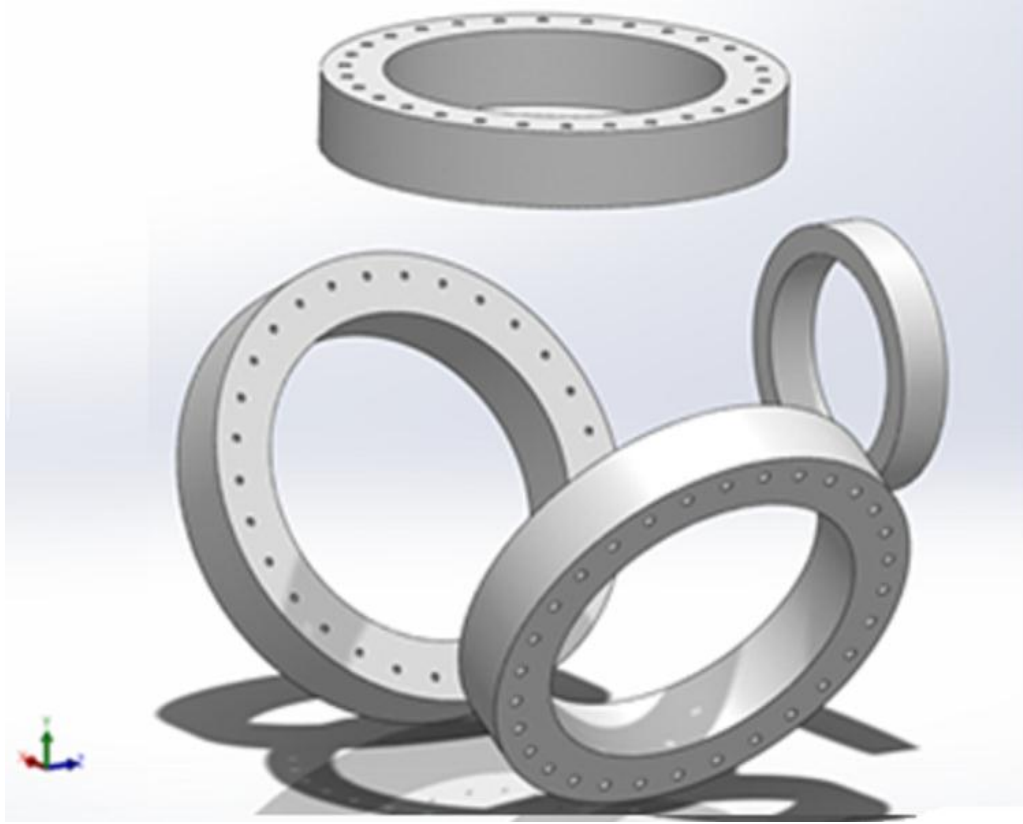
$$d = D/40 = (P/5000)^{0,457} * 3150 \quad (4.4)$$

Denklemler kullanılarak küresel bağlantılı flaşların teknik özellikler tablosu oluşturulmuştur [23].

Tablo 4.1: 120⁰ Bağlantılı flanşlar' ın teknik değerleri.

İsim	Simge	Birim	Değerler
Flanşın Kullanıldığı Kısımdaki Güç	P	MW	1500
Rotor Çapı	D	mm	72680
Rotor Devri	n	d/d	19,3
Rotor Acısal Hızı	ω	Rad/s	2,0
Flanş Kütlesi	m_k	kg	3000
Flanş Çapı	d	mm	1800

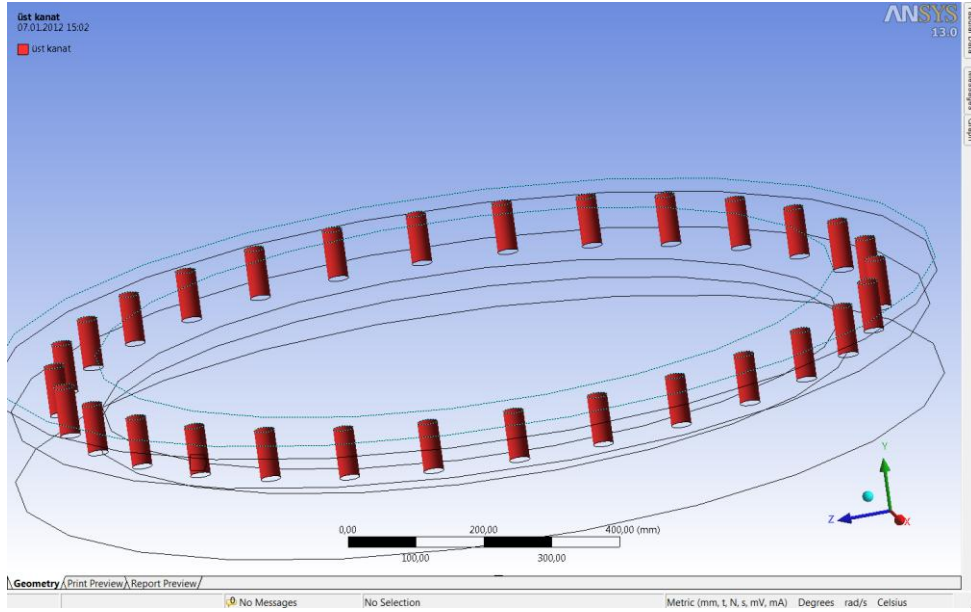
Tablo 4,1' den alınan flanş çapları değeri yardımıyla SolidWorks 11.0 yazılımında oluşturulan küresel modelin üzerinde flanş bağlantılarının konumu ve katı modeli oluşturulmuştur. Geometrinin belirlenmesi için piyasada var olan flaşların katalog değerlerinden yararlanılmıştır. Küresel modelin oluşturulan yapısı Şekil 4.1' de verilmiştir.



Şekil 4.1. Flanş' ın katı modeli.

Optimizasyon analizinin yapılabilmesi için belirlenen input (giriş) değişkenlerine ihtiyaç vardır. Bağımsız değişken olarak flanş kalınlığı (thickness), delik sayısı, ağırlık ve flanş çapı (diameter) seçildiği için diğer değişkenler analiz işleminde elde edilen sonuçlara göre bağımlı değişken (output) olarak atanmıştır. Bunun yapılma nedeni herhangi bir ölçek hatasının önüne geçmektir.

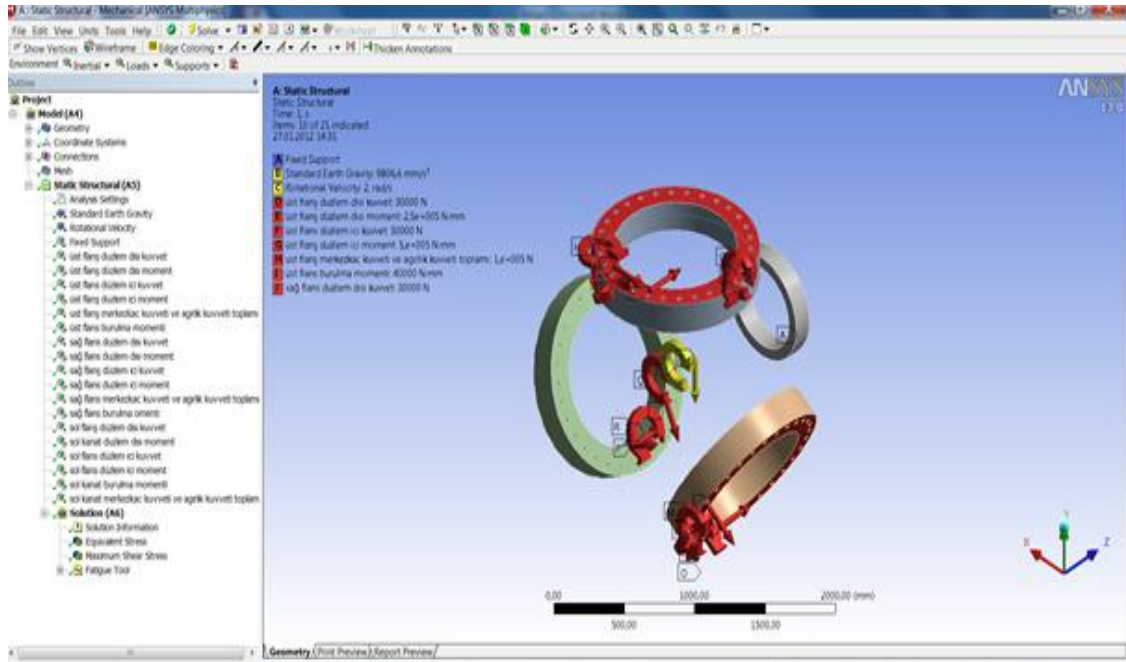
Analiz işleminin yapılabilirliğini kolaylaştırmak için kuvvetlerin ve momentlerin uygulandığı flanş üzerinde bulunan deliklerin konumu ve sayısı Şekil 4.2' de görüldüğü gibi kabul edilmiştir. Seçilen delikler Ansys Workbench' te Named Selection olarak programda atanmıştır.



Şekil 4.2. Tüm deliklere named selection atanması.

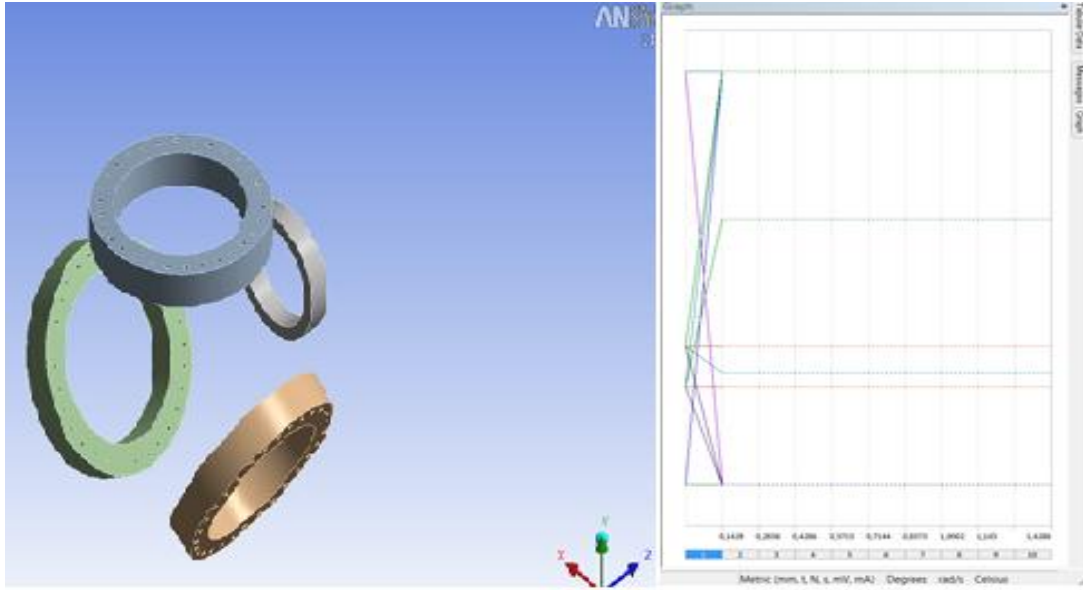
Problem tanımında global koordinat sistemi yerine Şekil 4.3’ de gösterilen koordinat sistemi kullanılmış ve kuvvet, moment değerleri bu koordinat sistemine göre programda atanmıştır.

Küresel modelde konumlandırılan flanşlar, uygulama kuvvetleri doğrultularında belirlenen koordinat eksenine göre çalışma konumu Şekil 4.3’ de görüldüğü gibidir. Uygulanan kuvvet ve momentlerin konumu da Şekil 4.3’ de gösterildiği gibi verilmiştir. Üst flanş, sağ flanş ve sol flanşların koordinat eksenlerinde uygulanan yükler ile bağlantı yüzeylerinin bulunduğu deliklerin içerisinde uygulanmıştır.



Şekil 4.3. Küresel bağlantılı flanşlar'ın üzerine uygulanan kuvvet ve momentler.

Belirlenen eksene göre konumlandırılan model üzerine uygulanan kuvvetlerin grafiği ve programın sonuçlandığı cevrim zaman değerleri görülmektedir. Bu kuvvet ve moment değerleri hesaplanmış olup Denklem 2.1 ve 2.2' deki formüller kullanılarak elde edilen kuvvetler ve momentler modelin belirli kısımlarına uygulanmıştır. Uygulanan değerlerin şematik gösterimi Şekil 4.4' de verilmiştir.



Şekil 4.4. Modele uygulanan kuvvet ve momentlerin çevrim grafiği.

4.2. Malzemenin Tanımı Ve Yapısal Özellikleri

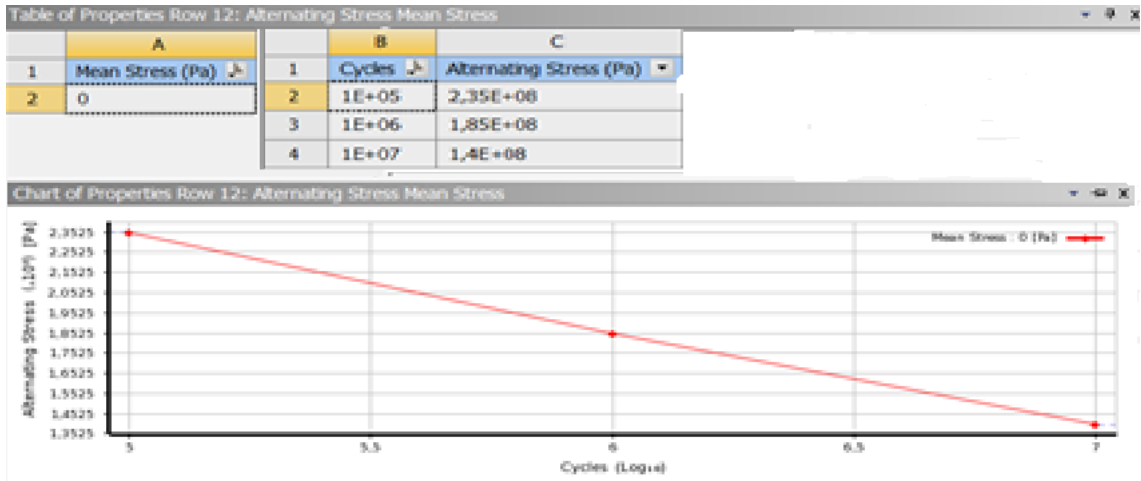
Yapılan çalışmada kullanılan malzemenin katalog değerleri kullanılmıştır. Döküm malzemelerden küresel grafitli dökme demir malzeme seçilmiş olup genel tanımı ENGJ (GGG) malzeme tasarımı ve malzeme özellikleri seçiminde DIN EN 1563 standart değerler kullanılmıştır. Yapılan çalışmada, model oluşturulurken üç ayrı flanşın tek noktadan tahrik hareketi dikkate alınmış ve flanşların konumları 120^0 bağlantılı küresel bir model oluşturulmuştur. Bunların dışında bu üç flanşa hareket veren tek noktadan küresel modele bağlı olan yapıda transmisyon bağlantı flanş bağlantısı içermektedir. Analizde kullanılan malzemenin teknik tanımı Sfero Döküm malzemelerde, standart malzeme tanımı olup EN GSJ 400 15 LT değerleri analizde kullanılmıştır [3]. Kullanılan malzemenin katalog değerleri Şekil 4.5' de verilmiştir.

	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Density	7100	kg m ⁻³
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
4	Coefficient of Thermal Expansion	1,1E-05	C ⁻¹
5	Reference Temperature	22	C
6	Isotropic Elasticity		
7	Derive from	Young's Modulus a...	
8	Young's Modulus	1,69E+11	Pa
9	Poisson's Ratio	0,275	
10	Bulk Modulus	1,2519E+11	Pa
11	Shear Modulus	6,6275E+10	Pa
12	Alternating Stress Mean Stress	Tabular	
13	Interpolation	Semi-Log	
14	Scale	1	
15	Offset	0	Pa
16	Tensile Yield Strength	0	Pa
17	Compressive Yield Strength	0	Pa
18	Tensile Ultimate Strength	4E+08	Pa
19	Compressive Ultimate Strength	8,2E+08	Pa
20	Isotropic Thermal Conductivity	52	W m ⁻¹ C ⁻¹
21	Specific Heat	447	J kg ⁻¹ C ⁻¹
22	Isotropic Relative Permeability	10000	
23	Isotropic Resistivity	9,6E-08	ohm m

Şekil 4.5. Küresel grafitli dökme demiri malzemen kullanılan değerleri.

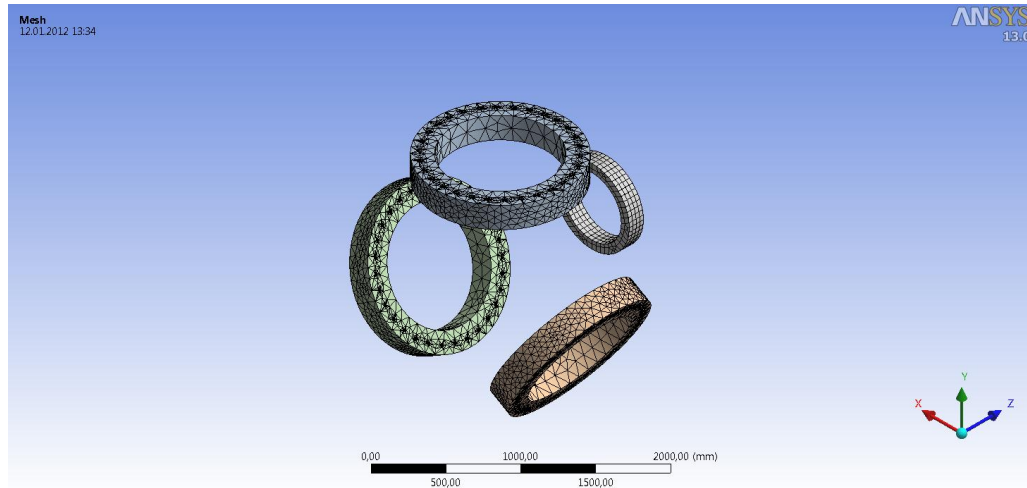
4.3. Malzeme Özelliklerinin Analiz Hazırlıkları

Yorulma analizi yapılabilmesi için kullandığımız malzeme; terminolojide analiz terimi olarak Stress – Ömür eğrisi (S-N curves) tanımlanmalıdır. Bu eğrilerin elde edilmesinde Ansys Design Life n-code yazılımı 7.0 kullanılarak elde edilmiş olup bu değerler malzeme özelliklerinin tanımlandığı bölüme girilmiştir. Şekil 4.6’ da bu analiz için oluşturulan grafiğin Ansys Workbench 13.0 yazılımına atanması gösterilmiştir.



Şekil 4.6. Küresel grafitli dökme demir malzemenin alternatif gerilme eğrisi.

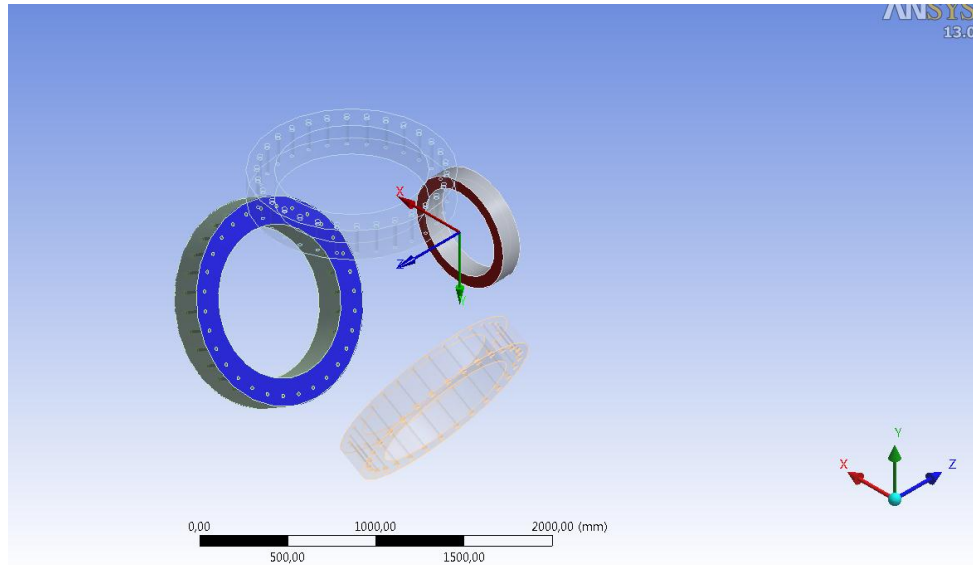
Mesh işlemi Hybermesh 4.0 sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak yapılmıştır. Hypermash yazılımında hekza ve tetra mesh düğümleri standart mesh ataması kullanılarak algoritmik değerler oluşturulmuştur. Flanşların mesh işlemi sonucu düğüm sayısı yaklaşık olarak 175034 ilen eleman sayısı yaklaşık 99164 olarak bulunmuş ve sınırlandırılmıştır. Bununla ilgili analiz mesh sonuçları Şekil 4.7’ da verilmiştir.



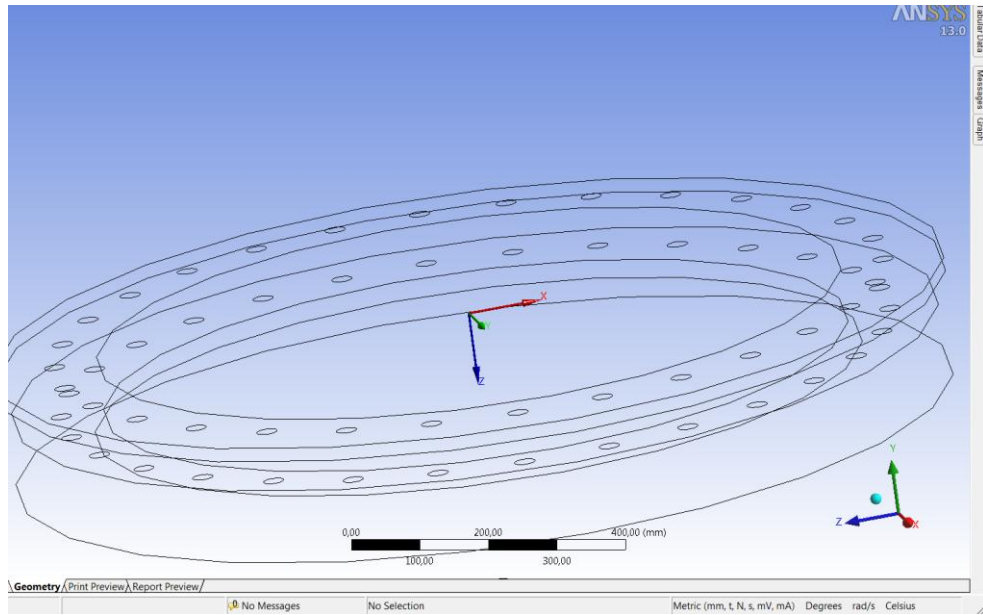
Şekil 4.7. Küresel modelde flanşlar’ ın meshing işlemi.

Küresel model Şekil 4.8’ de görüldüğü gibi olup modelde Fixed Contact oluşturulmuştur. Küresel modelde flanşların konumları sabit olduğundan ve küresel modelde flanşların bağlantı yüzeyleri de sabit olduğu için bu kontak çeşidi seçilmiştir. Analiz işlemi’ nin yapılabilmesi için koordinat sistemi olarak flanşların merkezinde oluşturulan koordinat sistemi ile tayin edilen koordinat sistemi analizde belirlenmiştir. Bu sayede modelde flanşların konumu sabit kabul edilip, tahrik noktasında bulunan flanş sisteme dönme hareketi sağlamaktadır. Flanşların kendi ağırlığından dolayı global koordinat sistemi yerine flanşların üzerinde oluşturulan koordinat sistemi çalışma koşullarına göre atanmıştır.

Şekil 4.8’ de flanşlar üzerinde koordinat sistemi gösterilmiş olup, analizde kullanılacak Named Selection Şekil 4.9’ de belirtilmiştir.

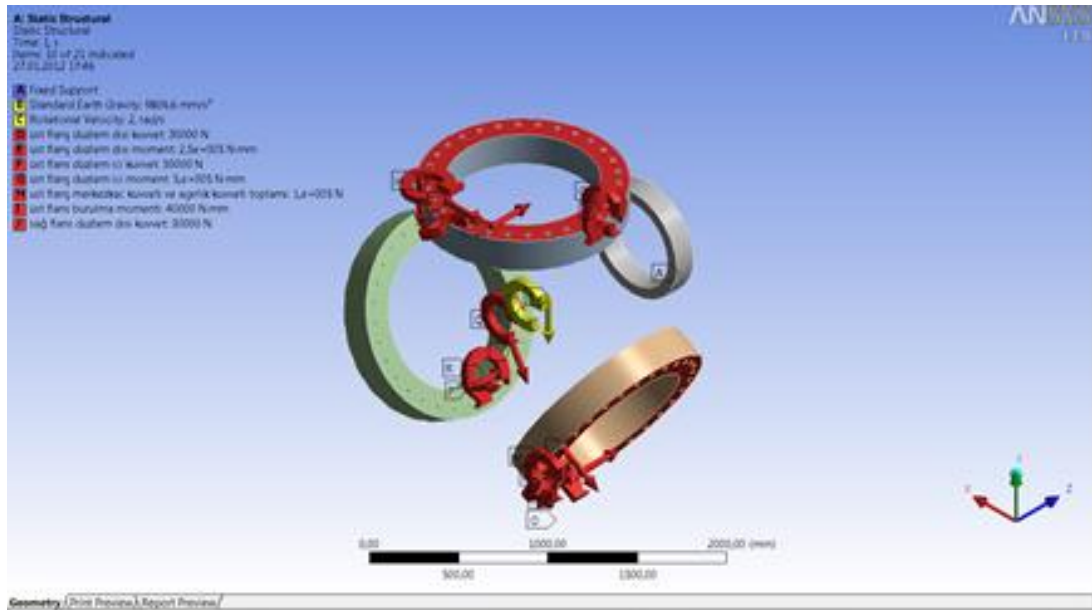


Şekil 4.8. Flanşların Fixed Contact yapılması.



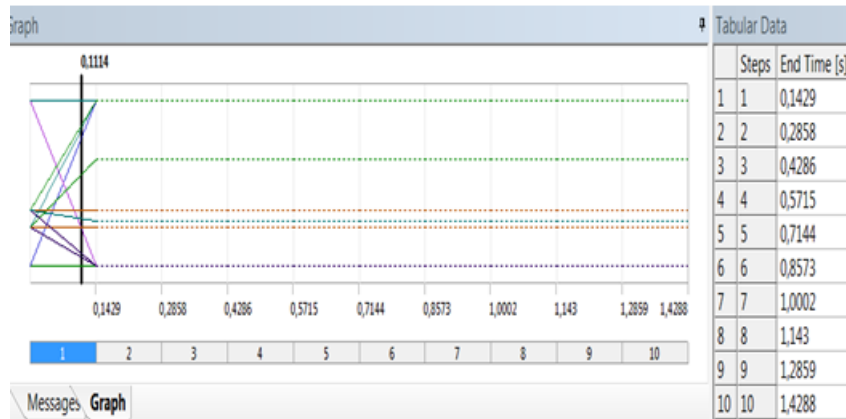
Şekil 4.9. Koordinat sisteminin flanş üzerindeki şekli.

Flanşlara etkiyen ağırlık kuvvet doğrultuları ve model konumları ile flanşların dönme yönlerinin, kendi eksenini etrafında oluşan dönme sayısına bağlı olması ve flanşların dönme sayısının dönme hızına ve zamana bağlı olması, uygulanan ağırlık kuvvetlerinin yönleri ağırlık merkezi yönünde oluşacaktır. Problem modellemesinde konumlandırılan flanşların global koordinat eksenine göre çalışma konumu Şekil 4.10’ de görüldüğü gibi olup uygulama kuvvetleri ve konumları verilmiştir.



Şekil 4.10. Kuvvet, Moment ve Ağırlık kuvvetleri.

Ansyz Workbench’de optimizasyon işleminin yapılabilmesi için analiz işlemde zaman adımları belirlenmesi gerekmektedir. Bu yüzden de analiz başlarken 1 tane başlangıç adımından ve flanşların dönüşünü temsil eden 9 tane de ilave adımla olmak üzere toplamda 10 adımla analiz işlemi gerçekleştirilmiştir(Şekil 4.11). Her bir adım sonucunda oluşan bitiş süreleri flanşların dönme periyodu kullanılarak bir tablo olarak kaydedilmiştir (Tablo 4.2).



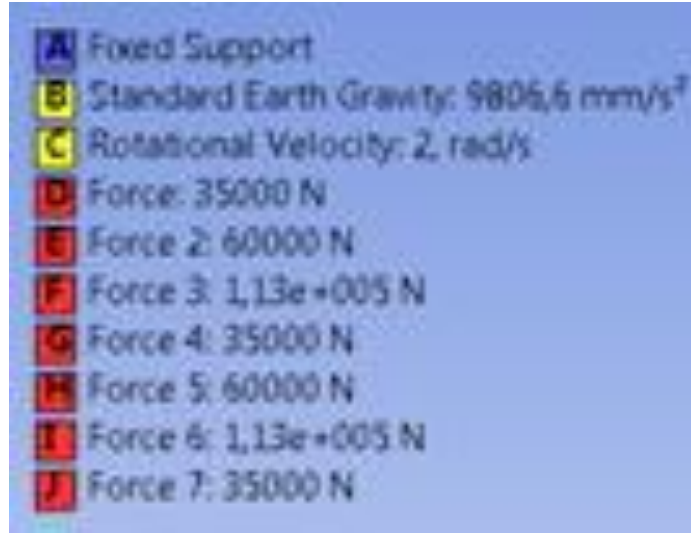
Şekil 4.11. Analiz işleminin adımları.

Tablo 4.2. Analiz adımlarının tabular şekilde gösterimi.

Adımlar (Steps)	Bitiş Süresi (End Time)
1	0,1429
2	0,2858
3	0,4286
4	0,5715
5	0,7144
6	0,8573
7	1,0002
8	1,143
9	1,2859
10	1,4288

4.4.Flanşların Üzerine Uygulanan Kuvvetler

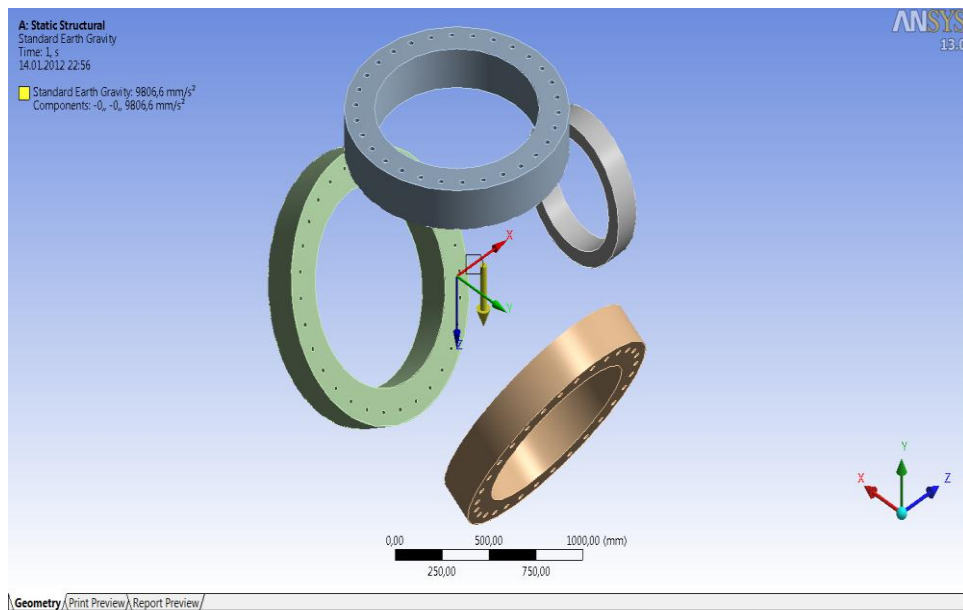
Flanşların küresel bağlantılı yapıdan oluşturulduğu model üzerine uygulanan ve support edilen noktalara bağlı olarak flanşlara gelen yüklerin değerleri Şekil 4.12’de verilmiştir. Kullanılan modelde, modelin konum ve rüzgâr yükü altındaki çalışma koşullarına bağlı olarak seçilmiş kuvvet ve momentler yorulma analizinde kullanılmış olup bu kuvvet değerleri ANSYS Workbench 13,0 programda atanarak kullanılmıştır.



Şekil 4.12. Uygulanan kuvvetler.

4.4.1. Flanşların küresel modellenmesi ve ağırlığı

Küresel yapı ve flanşların kendi ağırlığından dolayı meydana gelen kuvvettir. Bu kuvvet analizin yapılacağı ANSYS Workbench 13,0 yazılımında Standart Earth Gravity (Yerçekimi) olarak çözüme eklenir. Küresel yapı ve flanşların ağırlığından meydana gelen bu kuvvet koordinat sisteminin aşağı yönlü -Z- eksenini olarak atanmıştır ve bu nedenle Standart Earth Gravity'nin yönü analiz sırasında değiştirilmiştir ve Şekil 4.13' de görülmektedir.



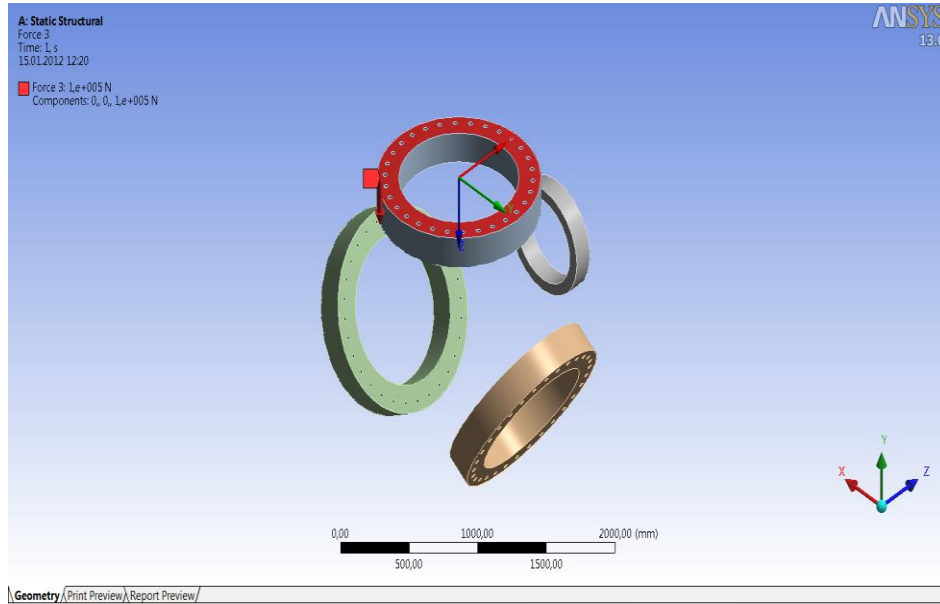
Şekil 4.13. Standart Earth Gravity'nin yönü

4.4.2. Küresel flanşların merkezkaç kuvveti

Modelde oluşturulan yapıya bağlı olarak 120° açılı sistemde, transmisyon miline bağlı olan flanşdan alınan dönme hareketi ile oluşan bir sistem kuvvetidir. Küresel yapı ve flanşların oluşturarak sahip olunan kütlesi ve modelin sistem etrafında dönüşüyle oluşan sabit bir kuvvettir ve Denklem 4.5'deki yaklaşım formülü kullanılmıştır [1-11].

$$M(r)\ddot{x} + c(r)\dot{x} - \frac{\partial}{\partial r} \left[N(r) \frac{\partial x}{\partial r} \right] + \frac{\partial^2}{\partial r^2} \left[EI \frac{\partial^2 x}{\partial r^2} \right] = q(r,t) \quad (4.5)$$

Burada merkezkaç kuvvet Nr , r ise kanat merkezine uzaklık olarak verilmiştir. ANSYS Workbench 13,0 da merkezkaç kuvveti rotational velocity olarak atanmıştır (Şekil 4.14).

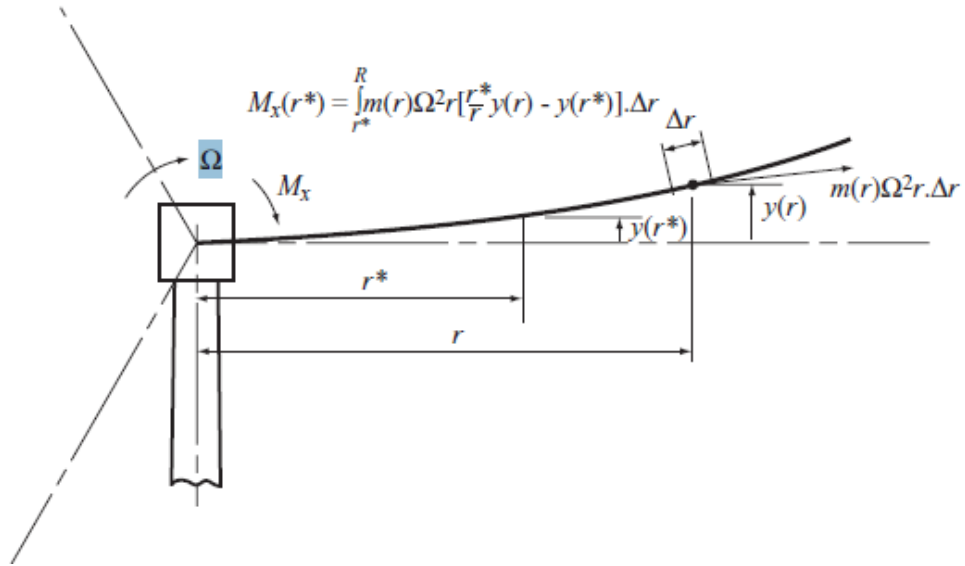


Şekil 4.14. Küresel flanşların merkezkaç kuvveti.

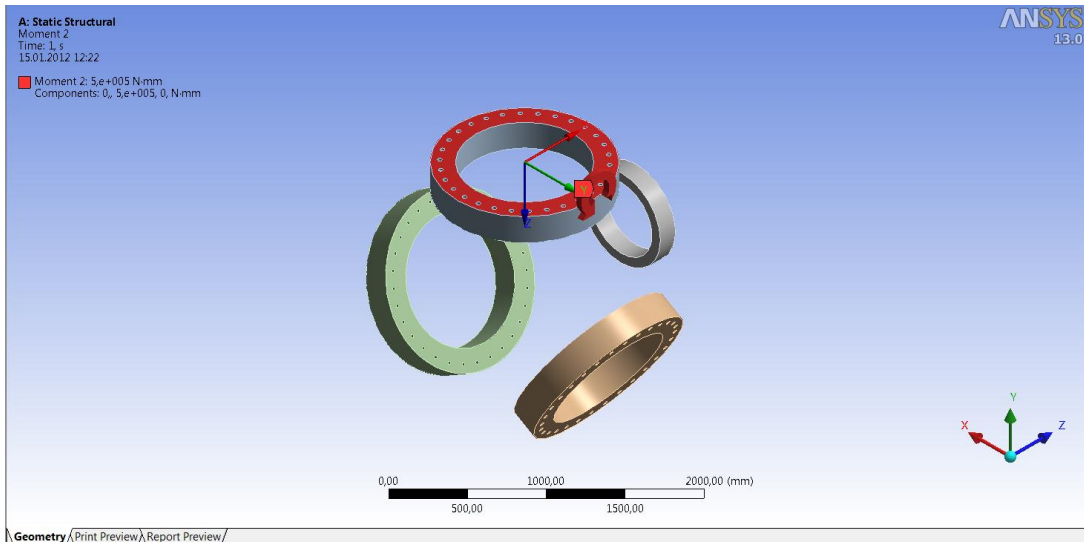
4.4.3. Düzlem dışı moment (m_y)

Modelde kullanılan üst flanş (upper flange) üzerine gelen düzlem dışı kuvvetler nedeniyle flanşın bağlantı kökünde yani -Y- koordinat sistemi içerisinde (yatay ekseninde) oluşan momenttir. Flanşın döndürmeye çalışan kuvvetler flanş kök bölgesindeki deliklerin bulunduğu düzlemde oluşan moment değeridir ve Denklem 4.6 ile tanımlıdır. ANSYS de Loads kısmından Moment değeri olarak atanmıştır. Tasarlanan model üzerinde formül yaklaşımı Şekil 4.15- 4.16' de verilmiştir [1-6].

$$M_x(r^*) = \int_{r^*}^R m(r) \Omega^2 r \left[\frac{r^*}{r} y(r) - y(r^*) \right] \Delta r \quad (4.6)$$



Şekil 4.15. Düzlem dışı moment şematik gösterimi [1].



Şekil 4.16. Düzlem Dışı moment uygulanması.

4.4.4. Düzlem içi moment (M_y)

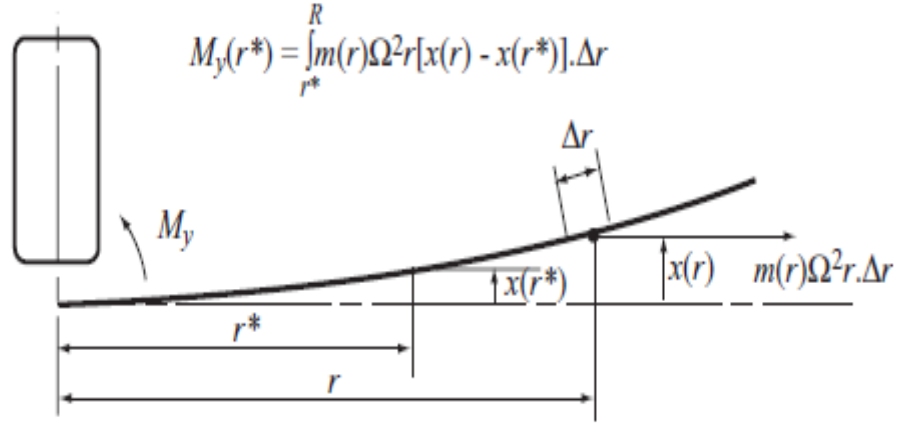
Flanşlar eksenini ya da yatay yönde dönerse her bir flanş ta oluşan merkezkaç kuvveti flanşın dengede tutma etkisine sahip yenilenen bir kuvvet uygulanır ve dolayısıyla frekans içerisinde sabit olan değerlerle karşılaştırılır. Merkezkaç kuvveti dönen eksen içerisinde dış dikey düzleme radyal bir şekilde tesir eder. Bu yüzden flanş' ın düzlem dışı dönmesi durumunda, merkezkaç kuvvetlerinin yönü değişen flanş eksenine paraleldir ve flanş düzlemi içerisinde etki eden merkezkaç kuvvetleri yatak (slewing bearing) içerisindekinden daha büyüktür(Şekil 4.17-4.18). Merkezkaç kuvvetlerine hesaba katmak için bir kanadın hücum kenarındaki hareket eşitliği için dış ekseninde uygulanan Denklem 4.7' ile elde edilmektedir [1-5].

$$M(r)\ddot{x} + c(r)\dot{x} - \frac{\partial}{\partial r} \left[N(r) \frac{\partial x}{\partial r} \right] + \frac{\partial^2}{\partial r^2} \left[EI \frac{\partial^2 x}{\partial r^2} \right] = q(r,t) \quad (4.7)$$

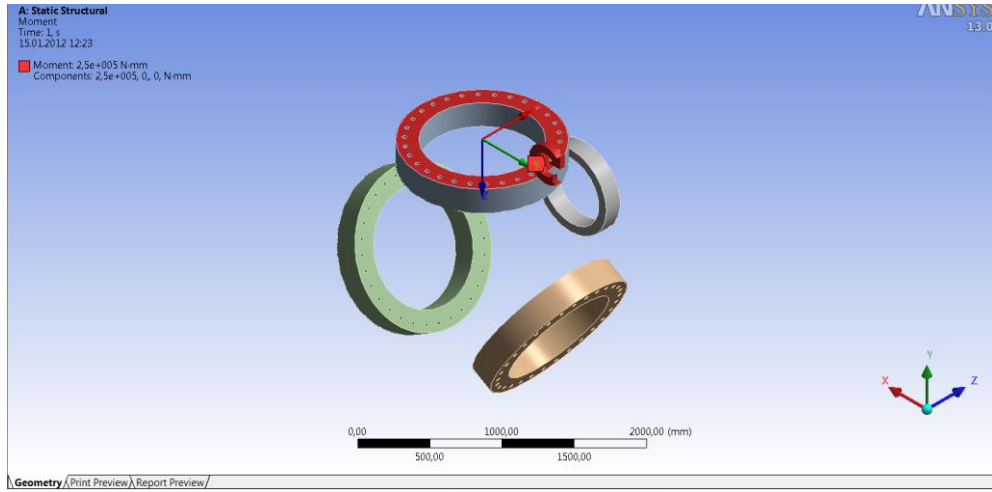
Burada merkezkaç kuvveti Nr , r ise kanat merkezine uzaklık olarak verilmiştir.

$$M_y(r^*) = \int_{r^*}^R m(r) \Omega^2 r \left[\frac{r^*}{r} x(r) - x(r^*) \right] * \Delta r \quad (4.8)$$

Denklem 4.8'de ise merkezkaç kuvveti nedeniyle oluşan eğilme momenti (M_y) dağılımını göstermektedir.



Şekil 4.17. Düzlem içi moment şematik gösterimi [1].

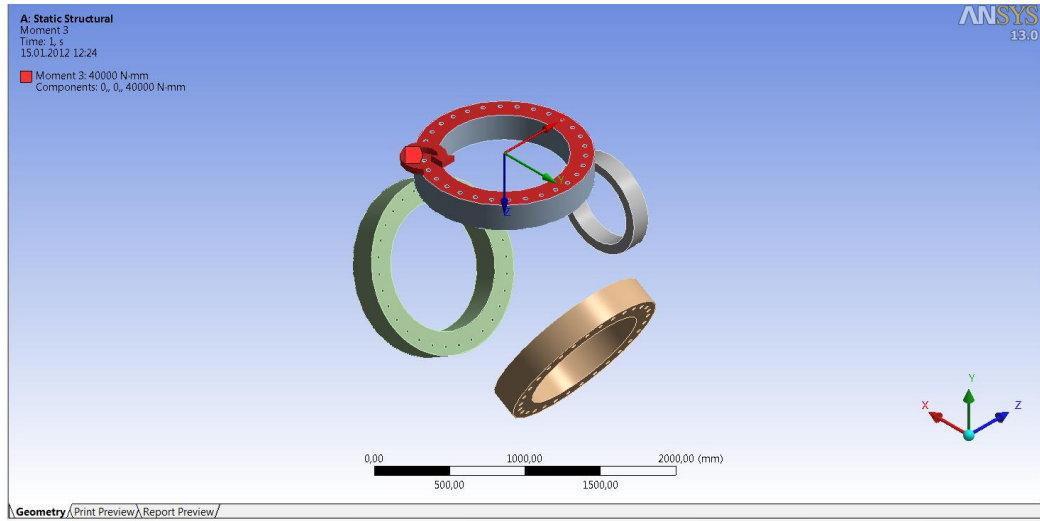


Şekil 4.18. Düzlem içi moment uygulama yönü.

4.4.5. Burulma momenti (M_z)

Flanş üzerindeki düzlem yüzeyde bulunan deliklerin bağlı oldukları kısımlarda belirtilen koordinat sisteminde kendi eksenini boyunca dönüşünden kaynaklanan momenttir (Şekil 4.19). Yatağın dönüşü sırasında flanş ve yatak' ın bağlantı elemanlarında bir burulma momenti meydana gelecektir [4]. Ansys Workbench 13,0 yazılımında Loads sekmesinin içerisinde moment değeri atanmıştır. Burkulma momenti Denklem 4.9'dan elde edilmektedir.

$$M_z = \frac{d}{dr} M_z - \frac{1}{2} \rho W^2 c r \sin \varphi C_x \quad (4.9)$$



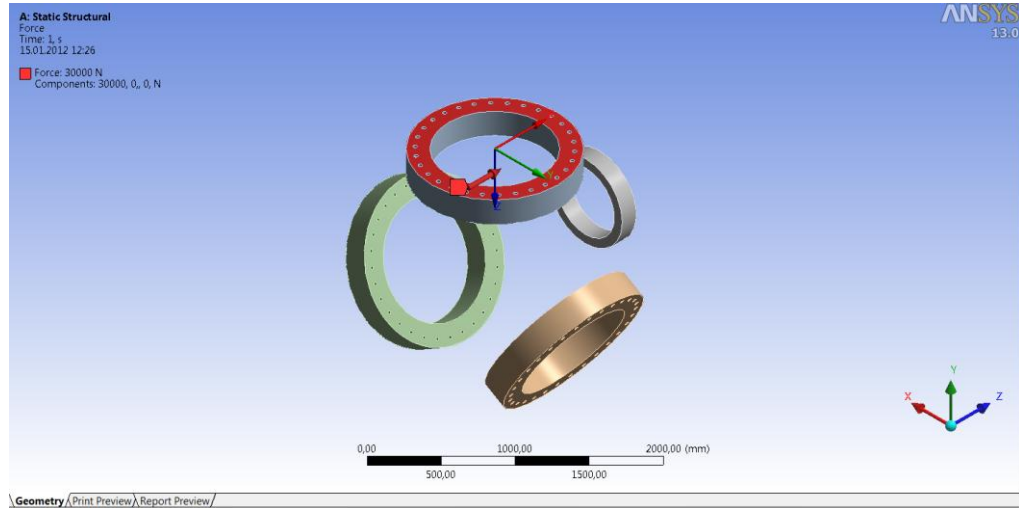
Şekil 4.19. Burulma momentinin uygulanması.

4.4.6. Düzlem dışı kesme kuvveti (F_x)

Flanş yüzeyinde rüzgâr hızıyla meydana gelen hücum kenarındaki kesme kuvvetidir. Bu kuvvet kanadın hareketi süresinde kanat kök kısmına etki etmektedir (Şekil 4.20). Dolayısıyla etki eden bu kuvvet kanattan bağlı olduğu flanşların üzerine ki düzlemede etki etmektedir. Kanat kökü düzlem dışı kesme kuvveti yani (-X) düzleminde oluşan kuvvet Workbench'de uygulanabilmesi için Loads dan Force seçilmiştir [4].

$$F_x = C_x \frac{1}{2} \rho W^2 C = 4\pi \rho U_\infty^2 (1 - af) a \frac{f}{N} r \quad (4.10)$$

Denklem 4.10' daki ifadelerde F_x düzlem dışı kesme kuvveti, f kayıp faktörü ve N ise flanşların sayısını tanımlamaktadır.



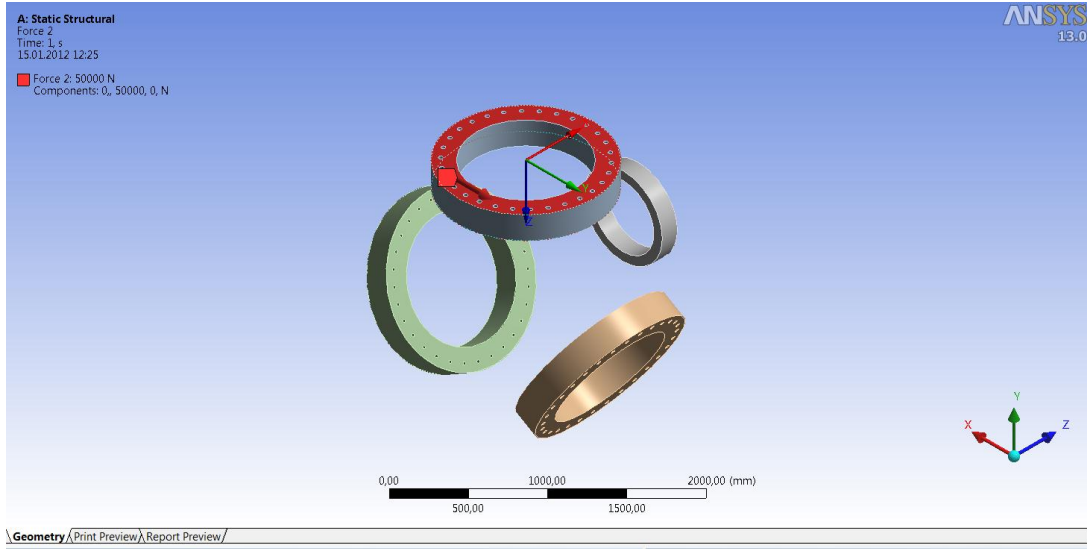
Şekil 4.20. Düzlem dışı kesme kuvveti.

4.4.7. Düzlem içi kesme kuvveti (F_y)

Kanat kök kısmında kanatların dönüşünü sağlayan rüzgâr hızının kanadı döndürmeye çalışan kuvvetler sonucunda meydana gelen kuvvettir. Bu kuvvet kanadın $-Y$ eksenı boyunca dönmesi sırasında meydana gelir (Şekil 4.21). Kanat kökü düzlem içi kesme kuvvetinin kantatta oluşturacağı bir döndürme etkisi meydana gelecektir. Ancak bu döndürme etkisini moment değerlerimim hesaplanmış olması nedeniyle Workbench'de Force olarak tanımlanmıştır [4].

$$-F_x = C_y \frac{1}{2} \rho W^2 C = 4\pi \rho U_\infty (1 - af) a' \frac{f}{N} r^2 \quad (4.11)$$

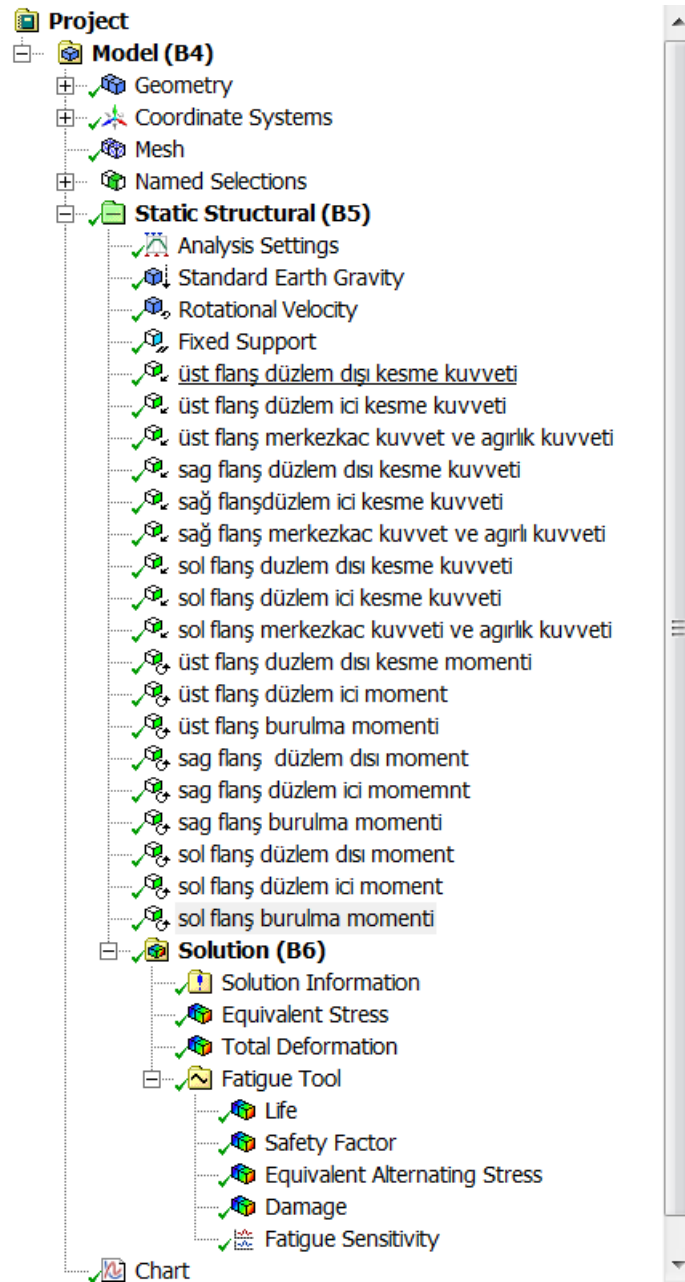
Denklem 4.11' deki ifadelerde $-F_x$ ifadesi düzlem içi kesme kuvvetini, f kayıp faktörünü ve N ise flanşların sayısını ifade etmektedir.



Şekil 4.21. Düzlem içi kesme kuvvetinin uygulanması.

4.5. İstenenler:

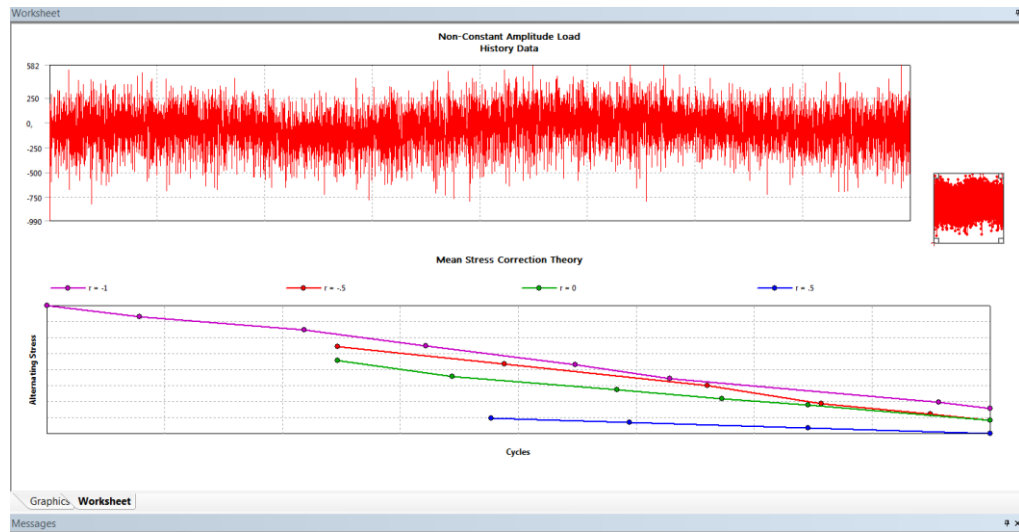
Küresel bağlantılı flanşlar'ın (Spherical Contact Flange) üzerine uygulanan kuvvet ve moment değerleri kullanılarak çıktı olarak istenilenler; gerilme analizinin oluşturulması için Von Mises Kriteri 'ne ve Tresca Kriteri 'ne göre eşdeğer gerilmelerin ve eşdeğer gerilme genliklerinin bulunması istenmektedir. İstenenler sonucunda ise 120^0 açıyla bağlantılı flanşların farklı yorulma mukavemet faktörüne (k_f) göre yorulma emniyet katsayıları, yorulma ömürleri ve uygulanan yükler sonucunda flanşın üzerinde oluşacak hasarları gözlemlemek için hasar bölgelerinin bulunması amaçlanmıştır. Bu analiz işlemi; katalog değerleri kullanılan malzemenin izotropik ısı katsayılarına (farklı sıcaklıklarda) Engineering Data kısmında belirlediğimiz değerler girilerek gerilme genliği ve yorulmadaki etkilerinin bulunması istenmektedir. Yorulma hasarlarının belirlenmesi için maksimum kesme kriteri (Tresca Kriteri) göz önünde bulundurulmuştur. Çalışmada tercih edilen; yorulma çevrim oranlarının yüksek olması nedeniyle Stress Life yaklaşımından faydalanılmıştır. Gerilmelerin oluşması için uygulanan kuvvet ve moment değerleri Şekil 4.22' de gösterilmiştir. Yorulma analizi için kullanılan teknik değerler Şekil 4.23' de gösterilmiştir.



Şekil 4.22. Gerilmelerin oluşması için uygulanan kuvvet ve moment değerlerinin gösterilmesi.

Details of "Fatigue Tool"	
Materials	
Fatigue Strength Factor (Kf)	0,49
Loading	
Type	History Data
History Data Location	C:\Program File...\SAEBracketHistory.dat
☐ Scale Factor	1,
Definition	
Display Time	End Time
Options	
Analysis Type	Stress Life
Mean Stress Theory	Mean Stress Curves
Stress Component	Max Shear
Bin Size	32
Use Quick Rainflow Counting	Yes
Infinite Life	1,e+009 blocks
Maximum Data Points To Plot	5000,
Life Units	
Units Name	blocks
1 block is equal to	1, blocks

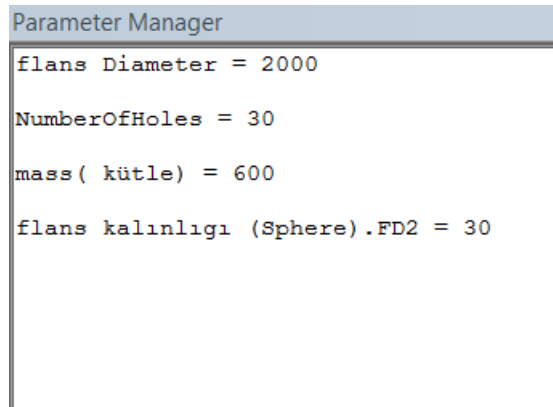
Şekil 4.23. Yorulma analizi ayarlarının yapılması.



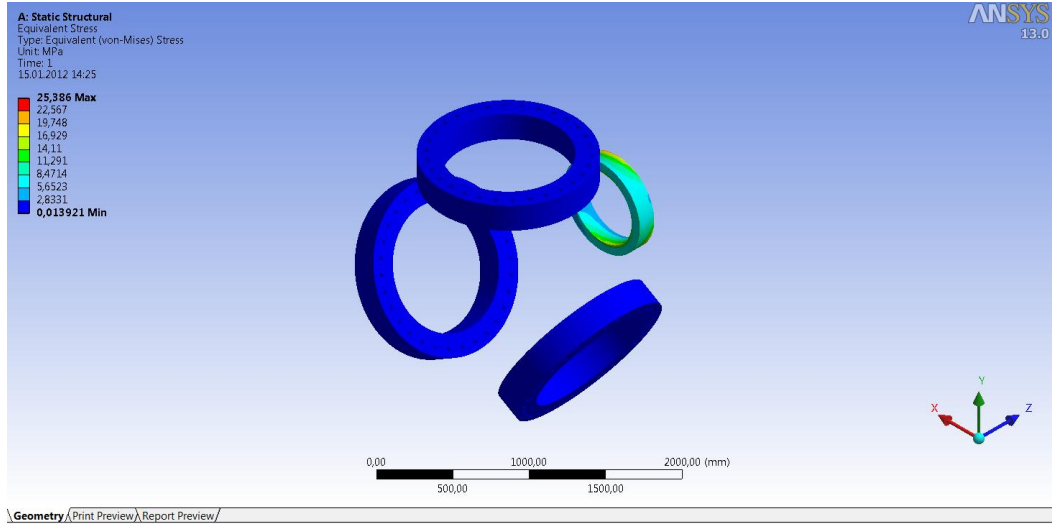
Şekil 4.24. Zamana bağlı gerilme eğrisinin gösterimi.

4.6. Yapılan Analizin Sonuçları

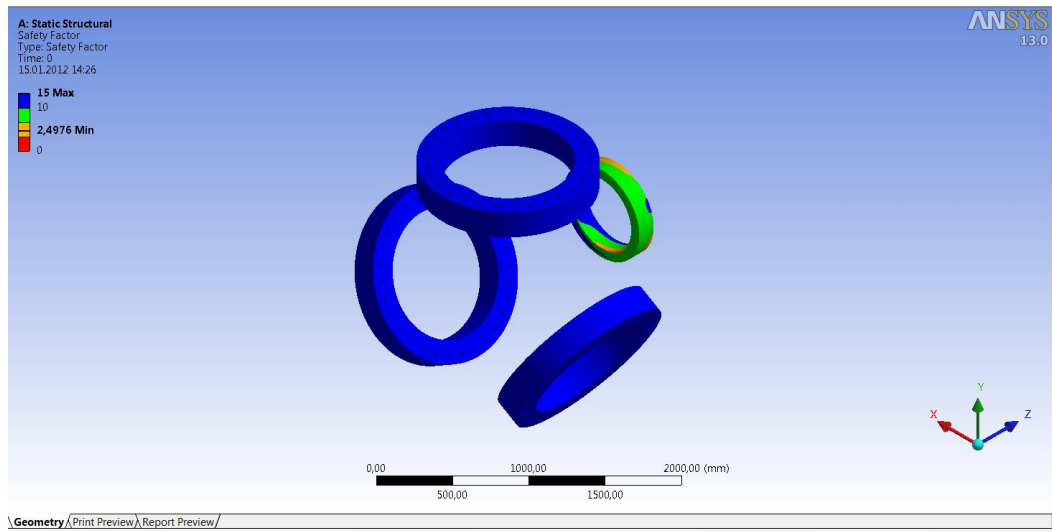
Küresel bağlantılı olarak modellenmiş (Spherical Contact Flange) flanşlar'ın uygulanan yük ve moment değerlerine göre yapılan gerilme ve yorulma analizi sonuçları Von Mises ve Tresca kriterleri'ne göre elde edilmiştir. Uygulanan statik yükler sonucunda eşdeğer gerilme genliğinin yani Von Mises kriteri'nin küresel bağlantılı flanşlar'ın; transmisyon bağlantısındaki flanşta meydana geldiği görülmüştür. Bu sonucu dikkate alarak analizde uygulanan yüklerin ve momentlerin hesaplamalar sonucu elde edilen değerler tasarımın uygun ve emliyetli sonuçlar verdiği belirlenmiştir. Ayrıca yorulma analizinin yapılmasında yaklaşım olarak Trasca (maximum shear) kriteri uygulaması ile elde edilen sonuç gerilme genliğinin elde edilmesinde olduğu gibi yorulmaların başlangıç noktasının yine transmisyon bağlantısında meydana geldiği görülmüştür. Yorulma çevrimleri ve oluşturulan S-N eğrileri yardımıyla Trasca kriteri alınarak yapılan çalışmada; yorulma mukavemet faktörü (k_f) değerinin yorulmadaki etkisine bakılmıştır. Fatigue Tool'dan 0,49 ve 0,95 değerleri seçilmiştir. Alınan bu değerler bu (k_f) değerleri çerçevesinde yorulma faktörü ve yorulma alternatif eşdeğer gerilme değer değişimleri gözlemlenmiş ve bu değer değişimleri arasındaki ilişki açıklanacaktır. Kullanılan malzemenin izotropik ısı değişimlerine göre üretici firmanın vermiş olduğu sınır değerlerinde Engineering Data kısmında girilen sınır değerlerinin yorulmada ve statik gerilmelerin elde edilmesinde herhangi bir değişime neden olup olmadığı üzerinde durulmuştur. Ve sonuç olarak görülmüştür ki izotropik ısı değişiminin yorulma üzerine herhangi bir etkisinin olmadığı fakat statik gerilme değerlerinde (Von Mises kriterin) yani statik analizde gerilme genliği değerlerinin değiştiği görülmüştür. (Şekil 4.26 - 30).



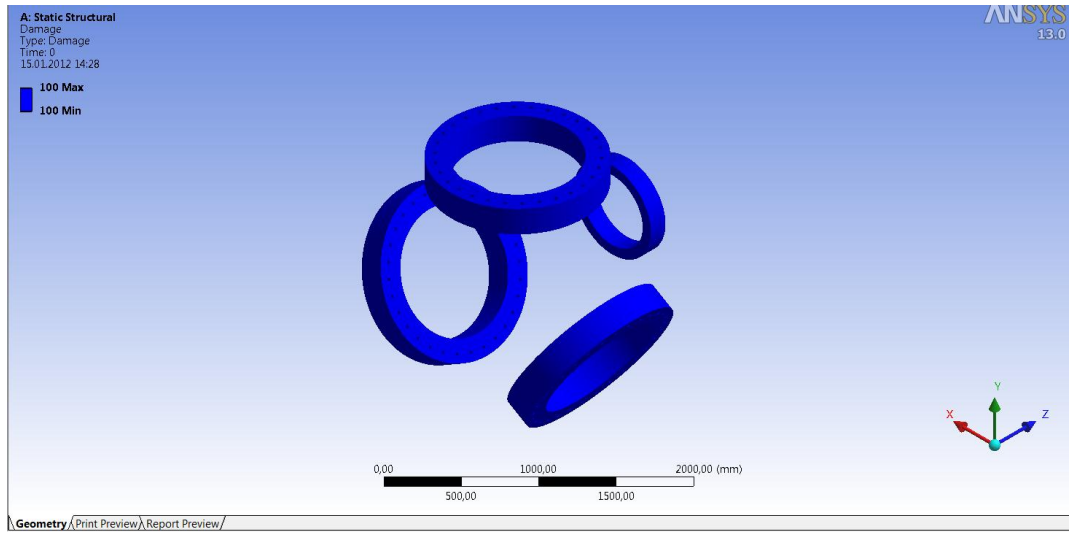
Şekil 4.25. Parametre yönetimi değerlerinin gösterilmesi.



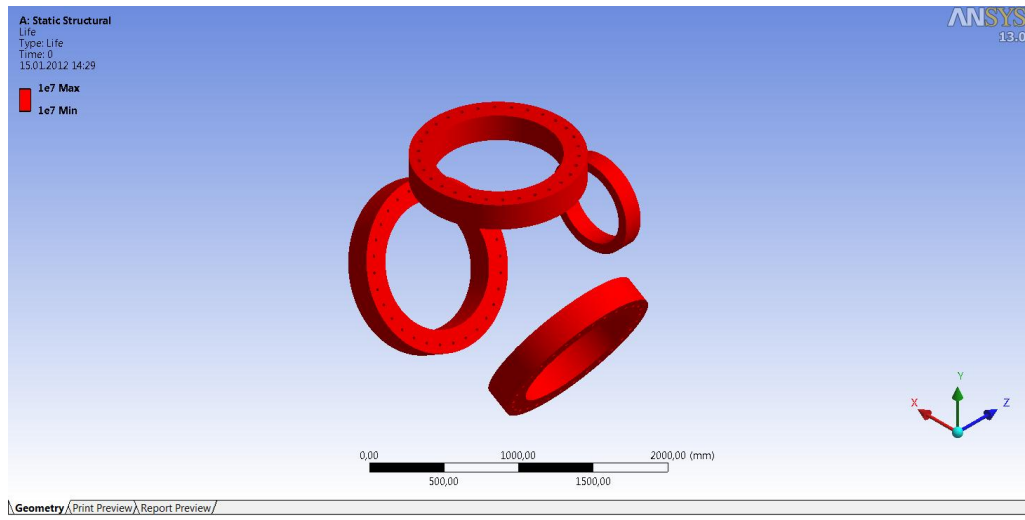
Şekil 4.26. Flansların eşdeğer gerilme sonucu.



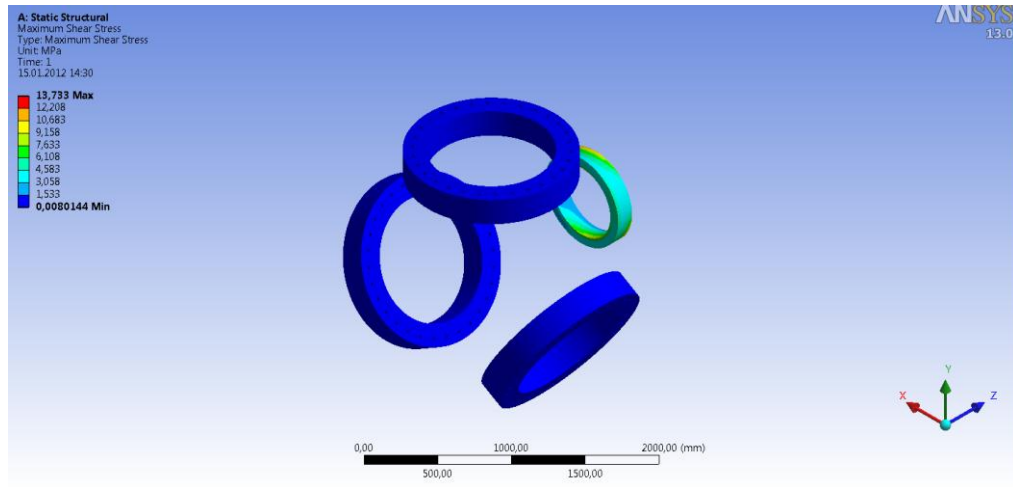
Şekil 4.27. Flanşların yorulma emniyet faktörü sonucu.



Şekil 4.28. Flanşların hasar durumunun sonucu.



Şekil 4.29. Flansların ömür sonucu.



Şekil 4.30. Flanşların maksimum kesme (Trasca Kriteri) sonucu.

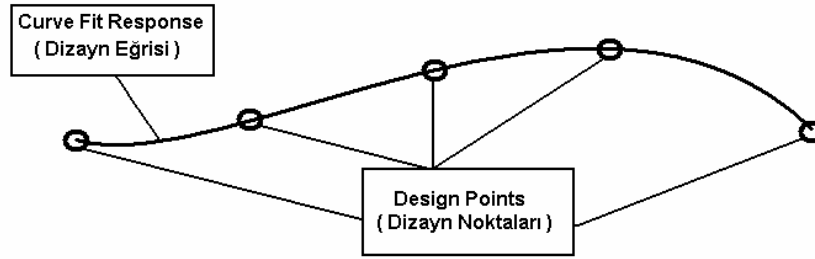
5. KÜRESEL BAĞLANTILI MODEL FLANŞLARIN OPTİMİZASYONU

Modellenen küresel bağlantılı flanşların statik ve yorulma analizi sonuçları değerlendirildiğinde elde edilen Von-Mises kriteri (maksimum gerilme) kullanılan malzemenin akma sınırının altında olduğu görülmüştür (Şekil 3.24). Bu sonuç, tasarımın ve uygulanan yükler ile momentlerin doğru şekilde tasarlandığı ve uygulandığını göstermektedir. Referans değeri olarak alınan flanş kütlesi, çapı, delik sayısı ile tanımlanan analizde çalışma koşullarında uygun çalıştığı ve deformasyon sınır bölgesinin içerisinde kaldığı Şekil 3.28’ de yapılan ANSYS simülasyonunda görülmüştür. Ancak sistemin düzenli çalışmasının yanında maliyet ve ergonomi yönünden de uygunluk sağlaması son derece önemlidir. Bu nedenle sistemin çalışma şartlarına göre daha az maliyet sağlanması için optimizasyon işleminin yapılması son derece önemlidir. Flanşların analizinde kullanılan Ansys Workbench 13.0 programı kullanılarak Design Xplorer modülü ile optimizasyon çalışması yapılmıştır.

5.1. DesignXplorer

DesignXplorer, parça veya montaj analizlerinin sonucunu değerlendirmek ve yeniden tasarlamak için, Ansys Workbench 13.0 içerisinde yer alan bir optimizasyon modülüdür. Bu modül ile tasarımcıların yeni konfigürasyonlar üzerine başka bir programa veya modüle geçiş yapmadan bu modül içerisinde çalışabilirler. Designxplorer, optimizasyon metodunu temel alır. [19-20]

Designxplorer ile lineer yapısal analizler ve ısı analizler için optimizasyon çalışmaları yapılabilir. Analiz için (katı model datalarına ve simülasyon datalarına bağlı olarak) girdi ve sonuç-cevap parametrelerine göre Designxplorer içerisindeki “Goal Driven Optimization” (GDO) (Model Tabanlı optimizasyon) yaklaşımı ile istenilen çoklu tasarım kriterlerinin oluşturulması ve uygunluğu değerlendirilebilir. Designxplorer ara yüzü tasarımcılar için oldukça basit ve anlaşılır bir yapıya sahiptir. Bu nedenle kullanıcının yaptığı tasarımları burada geliştirmesi ve değerlendirmesi oldukça kolay olmaktadır [18-19-20]. Bu kolaylık ve yenilik araştırmalara sanal ortamdaki optimizasyon çalışmaları üzerine artı bir değer katmaktadır ve araştırmalarına yön vermesine yardımcı olmaktadır. Şekil 4.1 ve 4.2’ de yapılan çalışma ile ilgili giriş ve çıkış parametreleri verilmiştir.



Şekil 5.1. Tasarı noktası ve eğrileri [20]

Outline of All Parameters				
	A	B	C	D
1	ID	Parameter Name	Value	Unit
2	Input Parameters			
3	Geometry (A1)			
4	P1	HubDiameter	2000	
5	P8	HubSphere.FD2	30	
6	P7	mass	600	
7	P6	NumberOfHoles	30	
*	New input parameter	New name	New expression	
9	Output Parameters			
10	Static Structural (B1)			
11	P9	Equivalent Stress Maximum Maximum Value Over Time	3,1538E+08	Pa
12	P10	Safety Factor Minimum	0,38504	
13	P11	Geometry Mass	3320,6	kg
*	New output parameter		New expression	
15	Charts			

Properties of Outline B11: P9		
	A	B
1	Property	Value
2	General	
3	Description	
4	Error Message	
5	Expression Type	Undefined
6	Usage	Direct Output
7	Quantity Name	Stress

Şekil 5.2. Design Explorer'in giriş ve çıkış parametreleri

5.2 Design of Experiment (DOE) Metodu

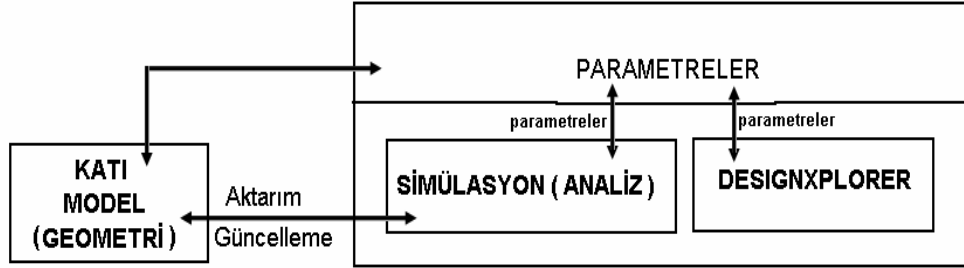
DOE metodu, optimizasyon için analiz sonrası sonuçları temel alarak örnek tasarı noktalarının yerini belirlemede kullanılan bir tekniktir [16-17]. Bu örnek noktaları, belirli sayıda oluşturulan data giriş parametrelerine (Dizayn değişkenlerine) bağlı analiz sonuç değerleridir. Oluşturulan tasarım noktaları ile bir tasarı eğrisi (response surface) oluşturulur (Şekil 7.1). Sonlu elemanlar metodu analiz sonuçları; malzeme özellikleri, katı model parametreleri, kabuk kalınlığı gibi birçok giriş parametreleri oluşturabilir. DOE optimizasyon metodunda değişen her girdi parametresinde yeni bir sonlu eleman çözümü yapılabilir. Yukarıda açıklanan tasarı eğrisi, girdi parametrelerinin belirlenen alt ve üst limit değerlerine bağlı olarak belirlenir. Tasarı eğrisinin belirlenmesinden sonra istenilen amaca uygun tasarım değişkenleri, tasarı sınırlamaları ve hedef fonksiyonun tanımlanmasıyla birlikte optimizasyon çalışma sonuçları grafiksel ve sayısal olarak (Response Surface) görüntülenebilir.

Tamamlanan optimizasyon çalışmasının sonunda ortaya çıkan değerler ile katı model yazılımındaki model güncelleştirilebilir [15-20].

Değerlendirme sonucunda elde edilen optimizasyon verileri bize bu çıktı sonuçlarına göre örnekleme girdi noktaları için sadece gereken nokta sayısını azaltmakla kalmayıp ayrıca örnekleme noktalarındaki sonuçlardan yararlanılarak oluşturulan Response Surface'in de daha tutarlı olmasını sağlamaktadırlar [14-16].

Yorulma analizi sonuçları üzerinden gerçekleştirilen optimizasyon çalışmasında küresel bağlantılı modelin çapı ve flanşın et kalınlığı ve flanş üzerindeki delik sayısı kullanılan bağımsız değişkenlerdir. Yorulma analiziyle bulunan Eşdeğer Gerilme Genliği (Equivalent Alternating Stress), Flanşların Kütlesi (Mass of Flange), Yorulma Emniyet Faktörü (Fatigue Safety Factor) ve Yorulma Ömrü (Fatigue Life), optimizasyon çıktıları (Output Parameters) olup gösterilen sonuçlar (Şekil 5.9).

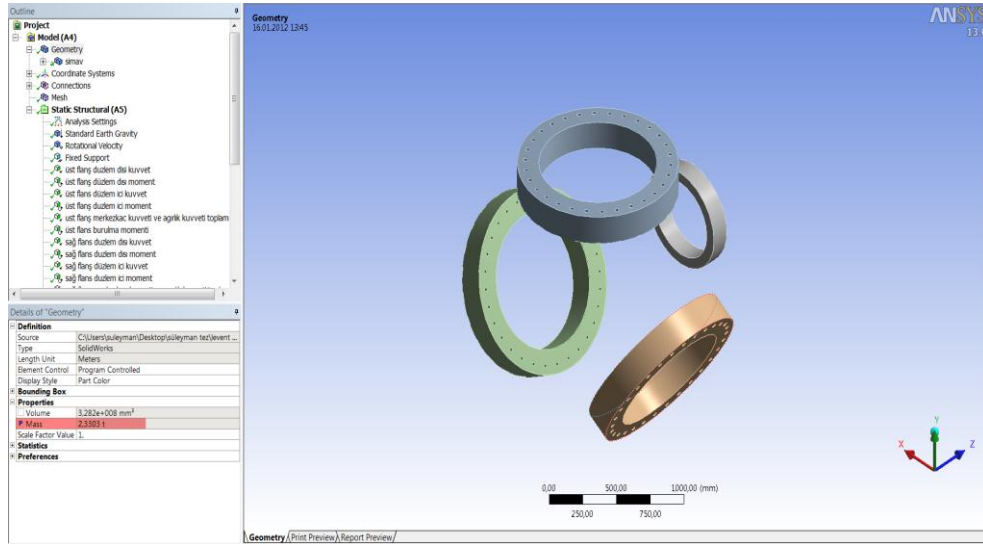
Bağımsız değişkenlere ait ayarlar bu giriş ara yüzünde oluşturulmaktadır. Değişkenin alabileceği değerler süreksizlik belirtilmiyorsa; sürekli (continuous) seçilir [17]. Bazı uygulamalarda delik sayısı gibi değişkenler tamsayı bir değer almak zorundadırlar. Bu analiz kriteri burada ayrık (discrete) olarak belirtilmesi gerekmektedir [17]. Ayrıca üretimden kaynaklanan malzeme kalınlığı ve delik çapı gibi sınırlamalar da kullanılabilirlik (usability) olarak belirtilmektedir. Bu çalışmada analiz için bir yorulma ömrü tasarım araştırması yapıldığı için değişkenler sürekli olarak farklı değerler olarak belirlenmiştir (Şekil 6.1)



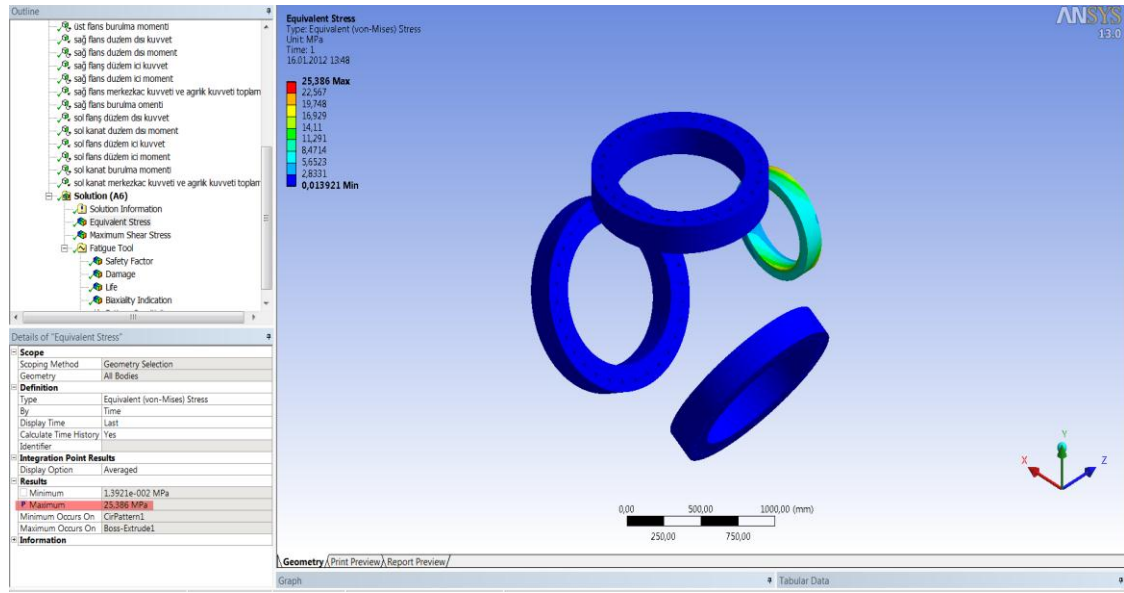
Şekil 5.3. Design Xplorer uygulama akış diyagramı [17].

5.3 Paremetre Oluşturulması

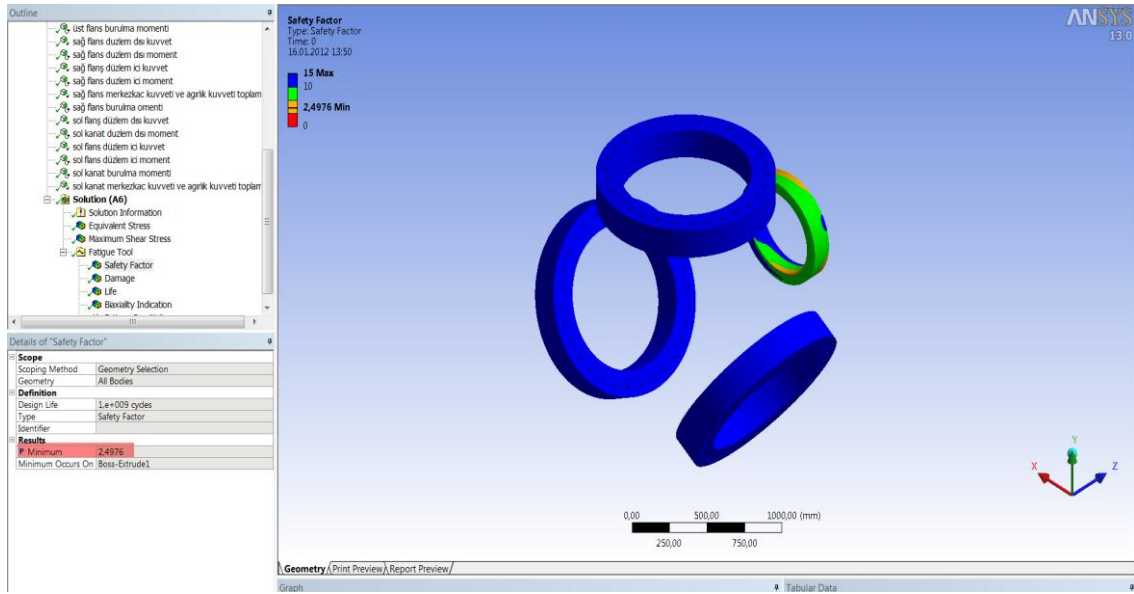
Modelin oluşturulmasında kullanılan CAD tasarımı parametrik olarak tanımlanan değerler olup, ANSYS Workbench-13.0 yazılımı içerisinde parametrik olarak atanmalıdır. Aşağıdaki şekillerde (Şekil 5.7-5.9) arası; kütle, maksimum gerilme, yorulma mukavemet faktörü ve yorulma ömrü sırasıyla gösterilmiştir. Bu girilen sayısal değerlerin gösterimi Şekil 5.8’ da verilmiştir.



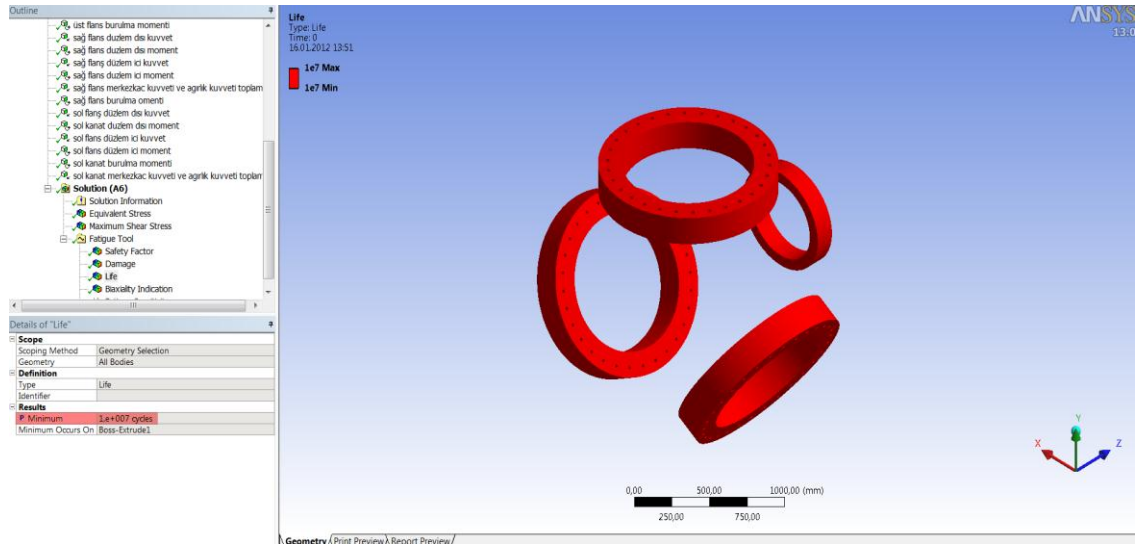
Şekil 5.4. Flanş kütlelerinin parametrik gösterimi.



Şekil 5.5. Maksimum gerilmenin parametrik gösterimi.



Şekil 5.6. Yorulma mukavemet faktörünün parametrik olarak gösterimi.



Şekil 5.7. Yorulma ömrünün parametrik gösterimi.

```

Parameter Manager

flans Diameter = 2000

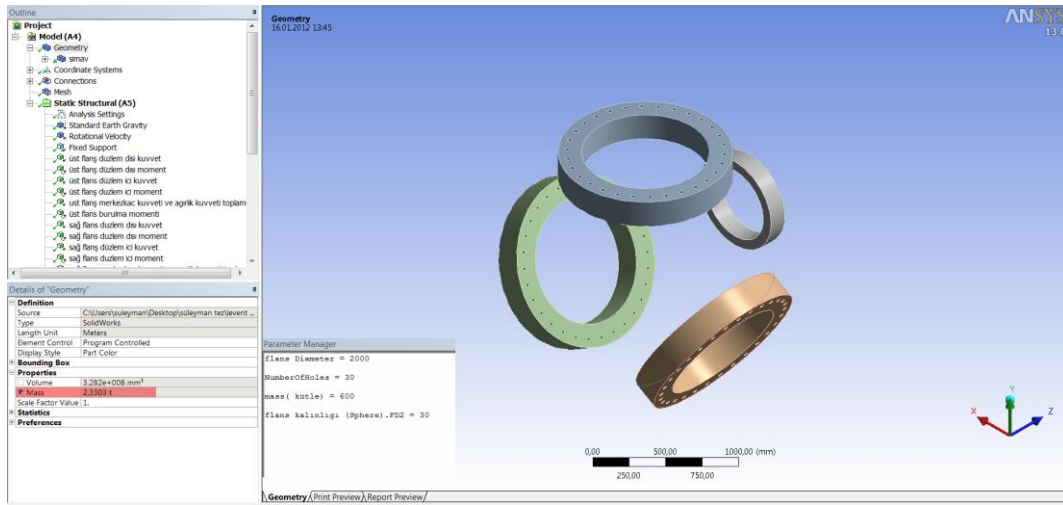
NumberOfHoles = 30

mass( kütle) = 600

flans kalınlığı (Sphere).FD2 = 30

```

Şekil 5.8. Girilen parametre değerlerinin parametre yöneticisinde gösterimi.

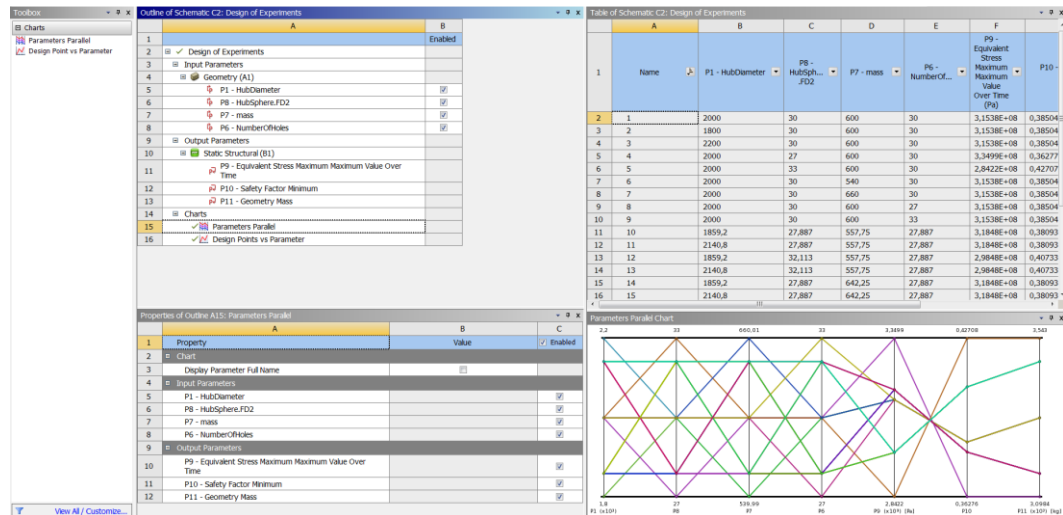


Şekil 5.9. Parametre yöneticisinin flanslar üzerinde gösterimi.

Bütün parametre değerleri tanımlandıktan sonra Goal Driven Optimization (Model Tabanlı Optimizasyon) işlemi gerçekleştirilebilir.

6. OPTİMİZASYON SONUÇLARI (Goal Driven Optimization)

Elde edilen analiz değerlerinin sonucun' da oluşturulan işlem adımları aşağıdaki şekillerde gösterilmektedir.

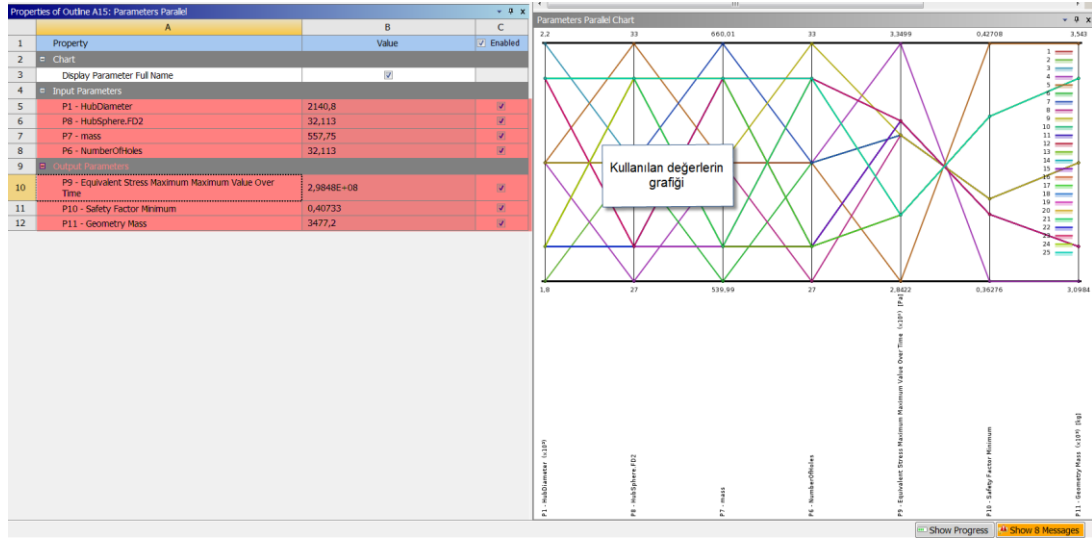


Şekil 6.1. DOE modelinin görüntülenmesi.

Girilen parametre değerleri doğrultusunda Design of Experiment (DOE) modeli deterministik yöntemlere ve Taylor serisine göre Şekil 6.2 de gösterilen 26 adımda oluşturduğu tasarım noktalarının sonucu verilmiştir.

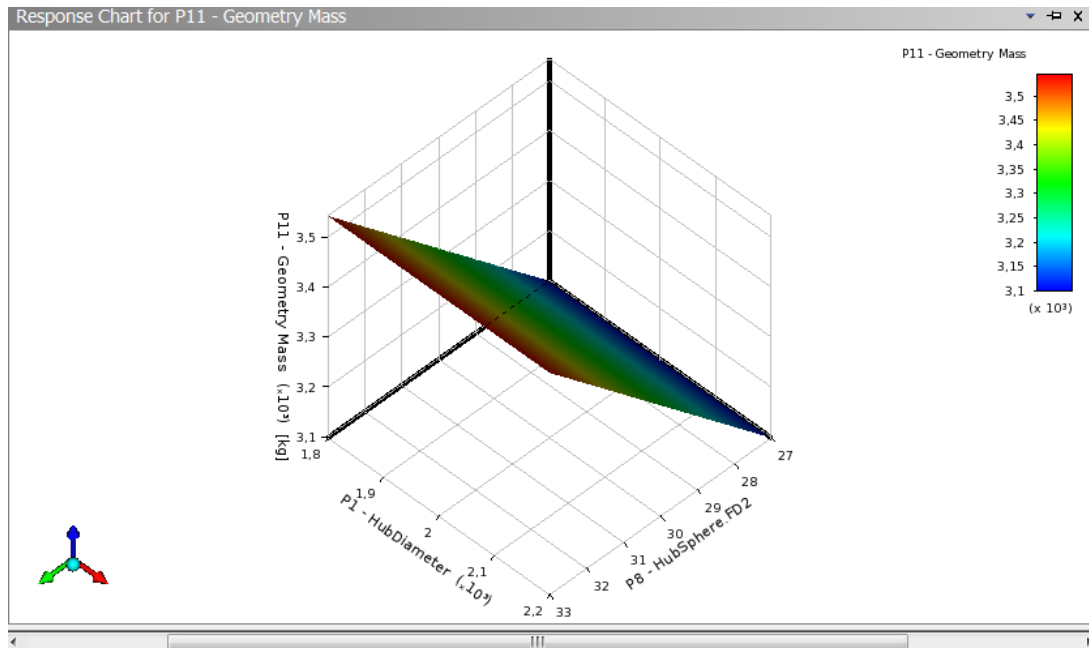
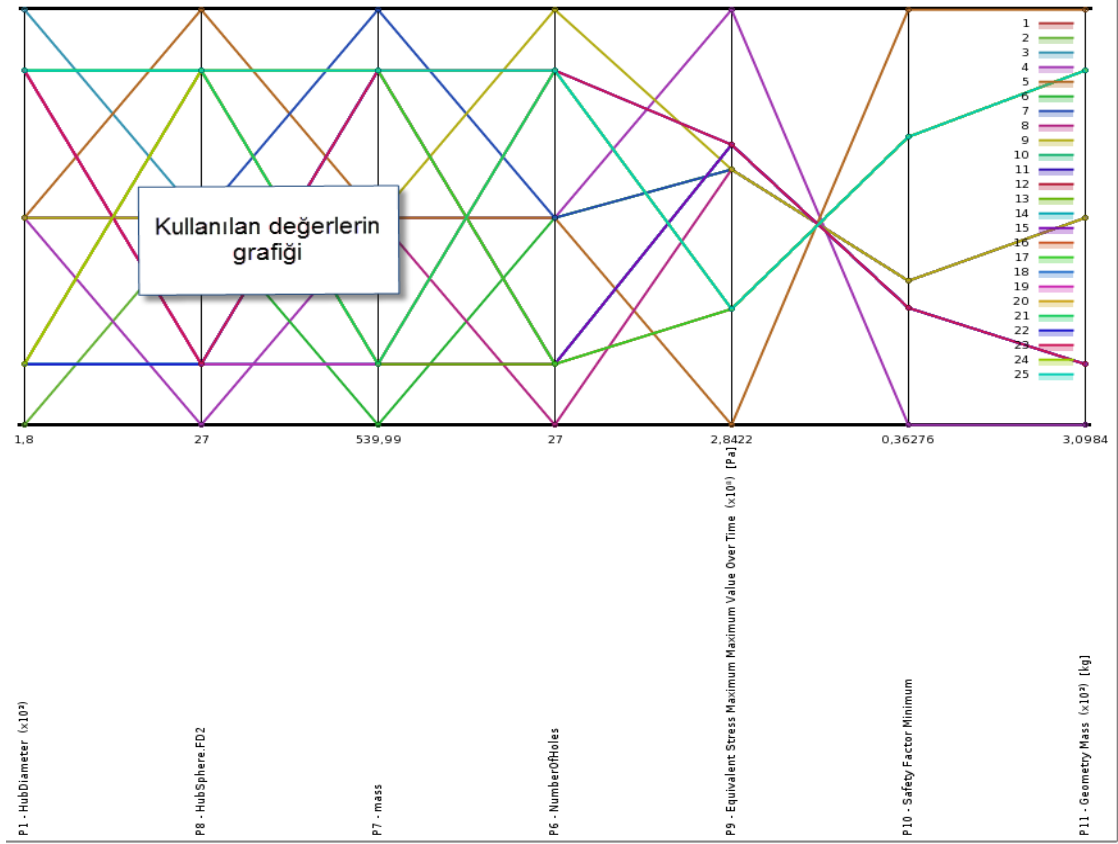
	A	B	C	D	E	F	G	H
1	Name	P1 - HubDiameter	P8 - HubSph... .FD2	P7 - mass	P6 - NumberOf...	P9 - Equivalent Stress Maximum Maximum Value Over Time (Pa)	P10 - Safety Factor Minimum	P11 - Geometry Mass (kg)
2	1	2000	30	600	30	3,1538E+08	0,38504	3320,6
3	2	1800	30	600	30	3,1538E+08	0,38504	3320,6
4	3	2200	30	600	30	3,1538E+08	0,38504	3320,6
5	4	2000	27	600	30	3,3499E+08	0,36277	3098,4
6	5	2000	33	600	30	2,8422E+08	0,42707	3542,9
7	6	2000	30	540	30	3,1538E+08	0,38504	3320,6
8	7	2000	30	660	30	3,1538E+08	0,38504	3320,6
9	8	2000	30	600	27	3,1538E+08	0,38504	3320,6
10	9	2000	30	600	33	3,1538E+08	0,38504	3320,6
11	10	1859,2	27,887	557,75	27,887	3,1848E+08	0,38093	3164,1
12	11	2140,8	27,887	557,75	27,887	3,1848E+08	0,38093	3164,1
13	12	1859,2	32,113	557,75	27,887	2,9848E+08	0,40733	3477,2
14	13	2140,8	32,113	557,75	27,887	2,9848E+08	0,40733	3477,2
15	14	1859,2	27,887	642,25	27,887	3,1848E+08	0,38093	3164,1
16	15	2140,8	27,887	642,25	27,887	3,1848E+08	0,38093	3164,1
17	16	1859,2	32,113	642,25	27,887	2,9848E+08	0,40733	3477,2
18	17	2140,8	32,113	642,25	27,887	2,9848E+08	0,40733	3477,2
19	18	1859,2	27,887	557,75	32,113	3,1848E+08	0,38093	3164,1
20	19	2140,8	27,887	557,75	32,113	3,1848E+08	0,38093	3164,1
21	20	1859,2	32,113	557,75	32,113	2,9848E+08	0,40733	3477,2
22	21	2140,8	32,113	557,75	32,113	2,9848E+08	0,40733	3477,2
23	22	1859,2	27,887	642,25	32,113	3,1848E+08	0,38093	3164,1
24	23	2140,8	27,887	642,25	32,113	3,1848E+08	0,38093	3164,1
25	24	1859,2	32,113	642,25	32,113	2,9848E+08	0,40733	3477,2
26	25	2140,8	32,113	642,25	32,113	2,9848E+08	0,40733	3477,2

Şekil 6.2. Oluşturulan tasarım noktalarının gösterimi.



Properties of Outline A15: Parameters Parallel			
	A	B	C
1	Property	Value	☒ Enabled
2	Chart		
3	Display Parameter Full Name	☒	
4	Input Parameters		
5	P1 - HubDiameter	2140,8	☒
6	P8 - HubSphere.FD2	32,113	☒
7	P7 - mass	557,75	☒
8	P6 - NumberOfHoles	32,113	☒
9	Output Parameters		
10	P9 - Equivalent Stress Maximum Maximum Value Over Time	2,9848E+08	☒
11	P10 - Safety Factor Minimum	0,40733	☒
12	P11 - Geometry Mass	3477,2	☒

Şekil 6.3. Oluşturulan dizayn noktalarının grafik şekilde gösterimi.



Şekil 6.4. Verilen değerlere göre parametrik yaklaşım grafiği.

Properties of Outline A19: Response		
	A	B
1	Property	Value
2	Chart	
3	Display Parameter Full Name	☒
4	Mode	3D
5	Number of Points on X	10
6	Number of Points on Y	10
7	Show Design Points	☐
8	Axes	
9	X axis	P1 - HubDiameter
10	Y axis	P8 - HubSphere.FD2
11	Z axis	P11 - Geometry Mass
12	Input Parameters	
13	P1 - HubDiameter	2000
14	P8 - HubSphere.FD2	30
15	P7 - mass	600
16	P6 - NumberOfHoles	30
17	Output Parameters	
18	P9 - Equivalent Stress Maximum Maximum Value Over Time	3,1406E+08
19	P10 - Safety Factor Minimum	0,38578
20	P11 - Geometry Mass	3320,6

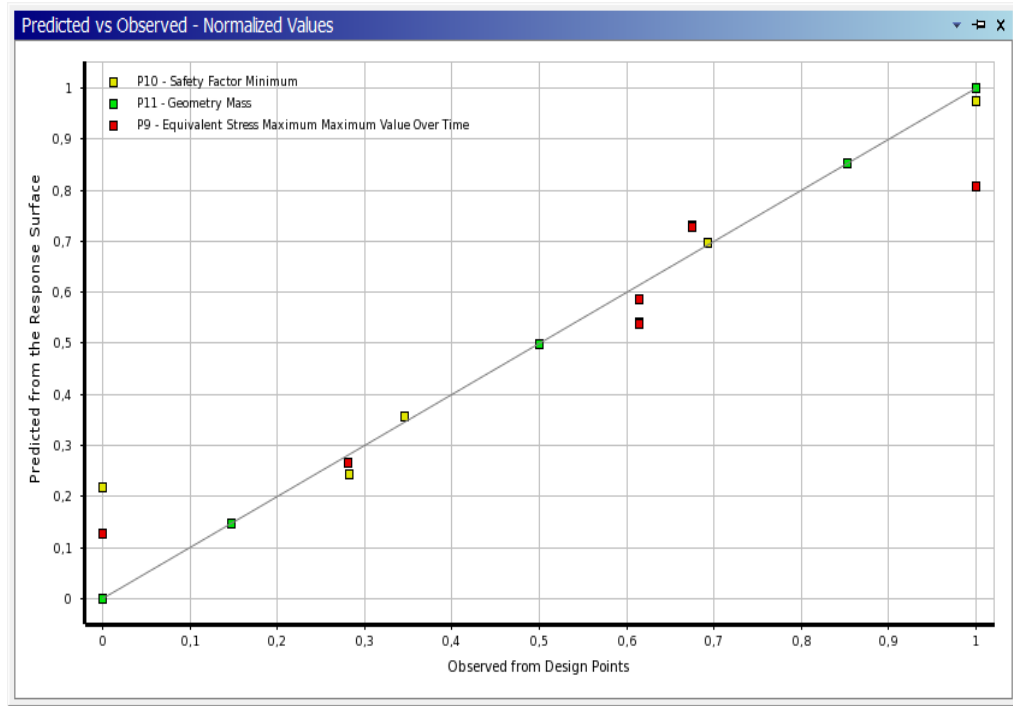
Şekil 6.5. Flanşların Çap, Kütle ve Et kalınlığı grafiği değerlerinin gösterimi.

Table of Outline A14: Min-Max Search								
	A	B	C	D	E	F	G	H
1	Name	P1 - HubDiameter	P8 - HubSphere .FD2	P7 - mass	P6 - NumberOfHoles	P9 - Equivalent Stress Maximum Maximum Value Over Time (Pa)	P10 - Safety Factor Minimum	P11 - Geometry Mass (kg)
2	Output Parameter Minimums							
3	P9 - Equivalent Stress Maximum Maximum Value Over Time Minimum Design Point	2054	33	548,01	33	2,8853E+...	0,42548	3542,9
4	P10 - Safety Factor Minimum Minimum Design Point	1802	27	540,6	27,03	3,2284E+08	0,37671	3098,4
5	P11 - Geometry Mass Minimum Design Point	1802	27	540,6	27,03	3,2284E+08	0,37671	3098,4
6	Output Parameter Maximums							
7	P9 - Equivalent Stress Maximum Maximum Value Over Time Maximum Design Point	2090	27	552,45	30	3,2525E+...	0,37671	3098,4
8	P10 - Safety Factor Minimum Maximum Design Point	2054	33	548,01	31,206	2,9039E+08	0,42548	3542,9
9	P11 - Geometry Mass Maximum Design Point	2054	33	548,01	31,206	2,9039E+08	0,42548	3542,9

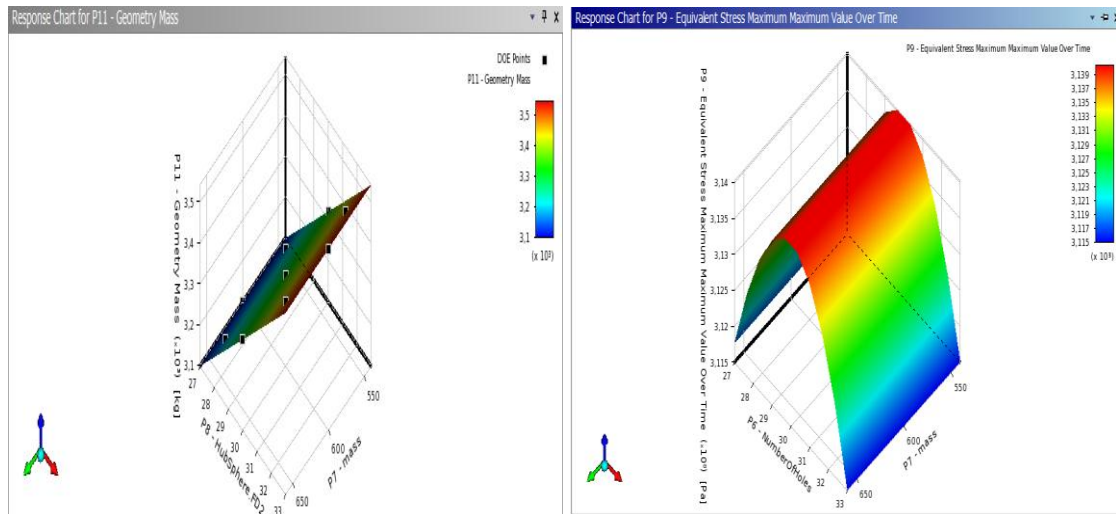
Şekil 6.6. Optimizasyonda elde edilen tasarım değerleri şekildeki gibi alınmıştır.

Table of Outline A16: Goodness Of Fit				
	A	B	C	D
1	Name	P9 - Equivalent Stress Maximum Maximum Value Over Time	P10 - Safety Factor Minimum	P11 - Geometry Mass
2	Goodness Of Fit			
3	Coefficient of Determination (Best Value = 1)	0,92206	0,95241	1
4	Adjusted Coeff of Determination (Best Value = 1)	0,91498	0,94808	1
5	Maximum Relative Residual (Best Value = 0%)	2,9071	3,8436	0
6	Root Mean Square Error (Best Value = 0)	3,1195	0,0031711	9,483E-11
7	Relative Root Mean Square Error (Best Value = 0%)	0,98574	0,86382	0
8	Relative Maximum Absolute Error (Best Value = 0%)	85,392	93,989	0
9	Relative Average Absolute Error (Best Value = 0%)	20,735	11,474	0

Şekil 6.7. Optimizasyon için uygun değer seçenekleri tercihi üç yıldızlı olarak verilmiştir.



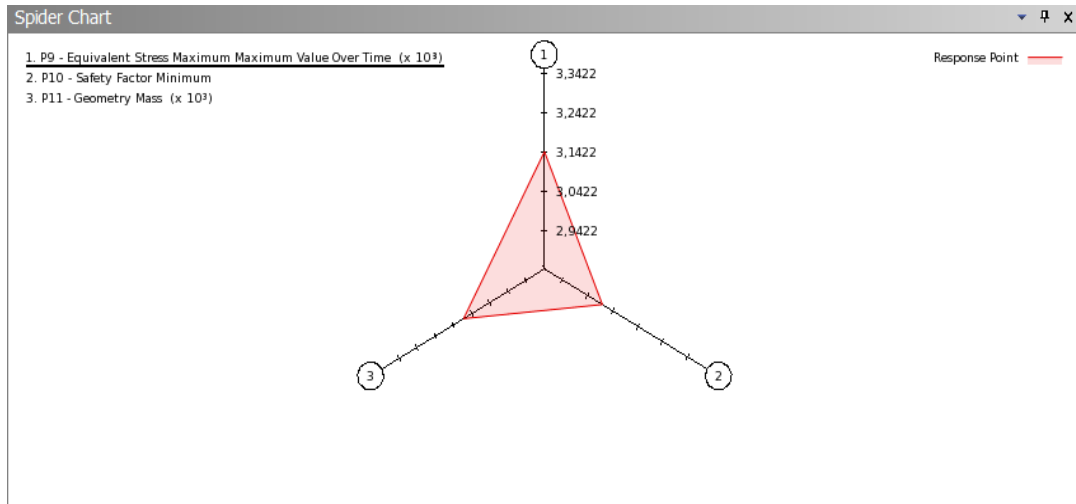
Şekil 6.8. Normalize edilen değerlere göre üç değerın grafik gösterimi.



Şekil 6.9. Ağırlık optimizasyonunda et kalınlığı sonuçları.

Properties of Outline A19: Response		
	A	B
1	Property	Value
2	Chart	
3	Display Parameter Full Name	☒
4	Mode	3D
5	Number of Points on X	10
6	Number of Points on Y	10
7	Show Design Points	☒
8	Axes	
9	X axis	P8 - HubSphere.FD2
10	Y axis	P7 - mass
11	Z axis	P11 - Geometry Mass
12	Input Parameters	
13	P1 - HubDiameter	2000
14	P8 - HubSphere.FD2	30
15	P7 - mass	600
16	P6 - NumberOfHoles	30
17	Output Parameters	
18	P9 - Equivalent Stress Maximum Maximum Value Over Time	3,1406E+08
19	P10 - Safety Factor Minimum	0,38578
20	P11 - Geometry Mass	3320,6

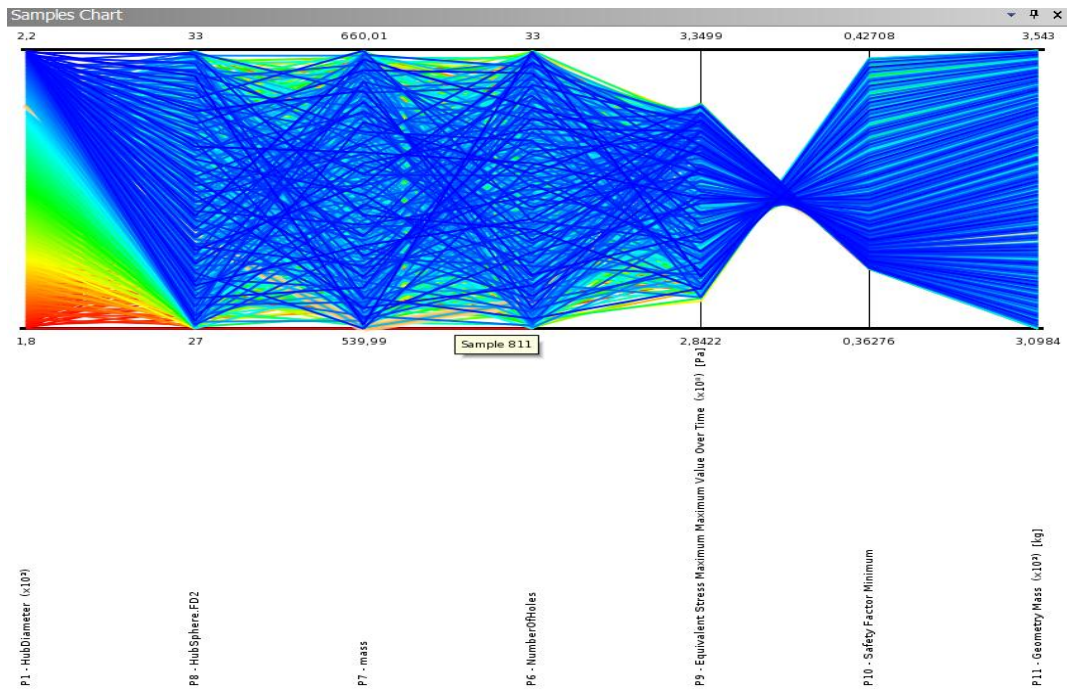
Şekil 6.10. Ağırlık optimizasyon değerlerinin tablo gösterimi.



Şekil 6.11. Maksimum ve Minimum değerlerin zamana bağlı grafiği.

Properties of Outline A21: Spider			
	A	B	C
1	Property	Value	☒ Enabled
2	Chart		
3	Display Parameter Full Name	☒	
4	Input Parameters		
5	P1 - HubDiameter	2000	
6	P8 - HubSphere.FD2	30	
7	P7 - mass	600	
8	P6 - NumberOfHoles	30	
9	Output Parameters		
10	P9 - Equivalent Stress Maximum Maximum Value Over Time	3,1406E+08	☒
11	P10 - Safety Factor Minimum	0,38578	☒
12	P11 - Geometry Mass	3320,6	☒

Şekil 6.12. Parametre değerlerinin oluşturulmasında elde edilen sonuçların gösterimi.



Şekil 6.13. Girdi ve Çıktı parametrelerine göre tasarım grafiğinin oluşturulması.

Properties of Outline A16: Samples			
	A	B	C
1	Property	Value	☒ Enabled
2	Chart		
3	Display Parameter Full Name	☒	
4	Mode	Pareto Fronts	
5	Number of Pareto Fronts to Show	1	
6	Coloring method	per Samples	
7	Input Parameters		
8	P1 - HubDiameter		☒
9	P8 - HubSphere.FD2		☒
10	P7 - mass		☒
11	P6 - NumberOfHoles		☒
12	Output Parameters		
13	P9 - Equivalent Stress Maximum Maximum Value Over Time		☒
14	P10 - Safety Factor Minimum		☒
15	P11 - Geometry Mass		☒

Şekil 6.14. Şekil 6.13' in oluşturulması için ayar penceresinin gösterimi.

	A	B	C	D	E	F	G	H
1		P1 - HubDiameter	P8 - HubSphere.FD2	P7 - mass	P6 - NumberOfHoles	P9 - Equivalent Stress Maximum Maximum Value Over Time (Pa)	P10 - Safety Factor Minimum	P11 - Geometry Mass (kg)
2	Optimization Study							
3	Objective	Maximize	Maximize	Maximize	Maximize	No Objective	Minimize	Maximize
4	Target Value							
5	Importance	Higher	Default	Higher	Higher	Default	Higher	Higher
6	Candidate Points							
7	Candidate A	★ 2195,8	★ 31,403	★ 651,39	★ 32,496	= 3,0301E+08	= 0,39763	★ 3424,6
8	Candidate B	★ 2087,8	★ 32,704	★ 655,45	★ 32,669	= 2,9174E+08	xx 0,41869	★ 3521
9	Candidate C	★ 2145,4	★ 32,88	★ 657,65	★ 31,287	= 2,9148E+08	xx 0,42261	★ 3534

Şekil 6.15. Optimizasyon sonuçlarının elde edilmesi.

6.1 Değerlendirme:

Parametrelerin giriş ve çıkış değerleri Şekil 5.2' de verilmiş olup bu değerlere bağlı olarak yapılan GDO analizinde 26 adımda işlemin tamamlandığı Şekil 6.2' de gösterilmiştir. Seçilen kriterlere bağlı olarak parametre yaklaşım grafiği Şekil 6.4' de verilmiştir. Bu grafikten de anlaşılacağı gibi parametrelerin kesiştiği (Equivalent Stress Minimum Maximum Value Over Time, (Pa)) ve (Safety Factor Minimum) sonucu görülmektedir. Flanşların çap, kütle ve et kalınlığı grafiği değerlerinin gösterimi Şekil 5.5' de verilmiş olup; kütle değişiminin 3.1 ve 3.15 ton olduğu bulunmuştur. Buna bağlı olarak optimizasyon sonuçları Şekil 6.6' da değerler olarak verilmiş olup, Şekil 5.7' de ise optimizasyon sonucunun tercihleri yıldızlı olarak sunulmuştur.

Şekil 6.8' de ise bu değerlerin optimizasyondan sonra Normalize edilmiş hali sunulmuştur. Daha sonra bu değerler için seçilen kriterlere göre response Chart oluşturulmuş olup Şekil 6.9' da verilmiştir. Örneğin; flanş çapı, delik sayısı ve ağırlığı alınarak Response Chart grafiği oluşturulmuştur.

Optimizasyon değerleri için alınan başlangıç kriterlerinin Şekil 6.4' deki gibi; sonuç olarak elde edilen optimizasyonun girdi ve çıktılarında ki uygunluk aynı şekilde birleştirme metodu ile değerlendirildiğinde program da aynı sonuç elde edilmiştir. Bu durum Şekil 6.13' de görülmektedir.

Optimizasyonu sonucu ise Şekil 6.15' de bize tercihli olarak bulunan sonuçlar için üç yıldızlı uygunluk şeklinde verilmiştir. Bu sonuca göre delik sayısının azalması yanında kütlenin azalması ile paralellik sağlamış olup hem üretimde hem de montajda bize zaman ve maliyette kazanç sağlayacaktır.

7. SONUÇLAR

Yapılan çalışmada seçilen küresel modelin geometrik özelliklerine bağlı olarak flanşların modellemesi transmisyon miline bağlı olan flanşta içermekte olup sayısı 4 tanedir. Bu flanşların konumu için üç adet flanş 120^0 açıyla konumlandırılıp bir küre üzerinde sabit kaldıkları kabul edilmiştir. Bu üç flanş'a 90^0 açılı konumlandırılan 4'cü flanş transmisyon miline bağlı olup aynı zamanda 120^0 açılı flanşlara hareket vermektedir.

İmalat süreci ve çalışma koşulları dikkate alındığında; yapılan çalışmada küresel bağlantılı flanş için yorulma analizinin yanında optimizasyon analizi çalışmaya tamamlayıcı ilave edilmiştir.

Öncelikle çalışmada statik analiz yapılarak elde edilen sonuçlar yorulma analizi içerisinde ve optimizasyon' da kullanılmıştır.

Statik analizde çalışma koşullarına bağlı olarak sistem üzerine kuvvet ve momentler uygulanmıştır. Analizde kullanılan ANSYS Workbench 13.0 yazılımının 'da CAD tasarımında programın kullandığı global eksen takımı yerine flanşlar'ın üzerine uygulanan kuvvet ve momentlerin koşullarına göre çalışma eksen takımları belirlenmiştir. ANSYS'de bu çalışma Fatigue Tool kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Fatigue Tool içerisinde Stress-Life analizi kullanılmıştır.

Statik analiz sonuçlarında Von-Mises ve Tresca Kriterleri değerlendirilmiştir. Çünkü yorulma analizi içerisinde $k_f=0.49$ ve eşdeğer alternatif gerilme değeri Şekil 4.30 de 13.733Mpa, (Equivalent Alternating Stress) ve Von-Mises değeri Şekil 4.26 da 25.836 MPa olarak bulunmuştur. Ayrıca Tresca Kriteri 'de yorulmada kullanılmıştır.

Seçilen flanşlar' ın uygulanan kuvvet ve moment koşullarına göre transmisyon mili bağlantısında kullanılan 4'cü flanş' ta (Transmisyon Flanşı) yorulma hasarının oluştuğu görülmüştür. Ayrıca maksimum gerilme ve yorulma başlangıcında bu transmisyon flanşında meydana geldiği tespit edilmiştir.

Elde edilen bu değerler doğrultusunda optimizasyon analizine geçilmiştir. Optimizasyon analizinde tercihen girdi parametreleri olarak delik sayısı, et kalınlığı, flanşların kütlesi ve flanşların çapı kullanılmıştır. Burada statik analiz sonucu elde edilen minimum gerilme değeri (Von Mises, Şekil 4.26), yorulmadaki eşdeğer alternatif gerilme ile karşılaştırılmıştır. Yorulma analizinde maksimum kesme (Tresca Kriteri) dikkate alınmıştır. Çünkü Tresca kriterinde kullanılan Lagrange ve Tylor serileri çatlak başlangıcına göre maksimum kesmeyi dikkate almaktadır. Yorulmada çatlak başlangıcı malzeme hasarları için dikkate alınması gereken vazgeçilmez bir kriterdir.

Optimizasyon sonucunda elde edilen değerler Tablo 7.1’ de verilmiştir. şekil 5.15’de aşağıda verilen değerlerin uygunluğu üç yıldızla vurgulanmıştır. Optimizasyon sonuçlarının seçimleri buna bağlı olarak (a), (b), (c), (d) tercih edilmiştir.

Tablo 7.1. Optimizasyon sonucunun gösterimi

	Flanş apı (mm)	Kütlesi (Kg)	Et Kalınlığı (mm)	Delik Sayısı (Adet)
Girdi parametresi	2000	600	30	30
Sonuç parametreleri	2196	651	31	32
	2088 (a)	655(b)	33(c)	33(d)
	2145	658	33	31

KAYNAKLAR DİZİNİ

- [1] Burton,T., Sharpe, D.,Jenkins, N.,Bossanyi, E., “Wind Energy Handbook”, *John Wiley&Sons Ltd*, (2001) 239, 287 p
- [2] Shirani, M., Harkegard, G., “Fatigue life distribution and size effect in ductile cast iron of wind turbine components”, *Engineering Failure Analysis*, S1350-6307(10)00127-5, (2010).
- [3] Technical Information No. 2: Spheroidal cast iron EN-GJS [Online], http://www.claasguss.de/html_e/pdf/THBl2_engl.pdf,
- [4] Hau E., “Wind Turbines”, Springer – Verlag Berlin Heidelberg, (2006) 269-286 p
- [5] Malcolm, D.J., Hansen, A.C., “ Rotor Design Study”, *US Department of Energy, NREL/SR-500-32495*, (2006).
- [6] Hansen A.C..., “Yaw daynamic of horizontal axis wind turbines”, *US Department of Energy, NREL/SR – 7 p*, (1991)
- [7] [Online], http://www.wermac.org/flanges/flanges_general_part1.html **(01.11.2011)**
- [8] [Online],http://www.calibertech.net/images/Analysis_projects/fatigue.png,(**24.11.2012**)
- [9] Zerres,H , Guerout,Y., “Present calculation methods dedicated to bolted flanges connection”, *İnternational Journal Of Pressure Vessels And Piping* (2004) 211-216 p
- [10] Nash,D.H.,Spence,J.,Tooth,A.S.,Power,D,J., “ A parametric study of metal to metal full face taper-hub flanges”, *İnternational Journal Of Pressure Vessels And Piping* (2000) 791-797 p
- [11] Abid,M.,Nash,D.H., “ A parametric study of metal to metal contact flanges with optimised geometry for safe stress and no leak condition” *İnternational Journal Of Pressure Vessels And Piping* (2004) 67-74 p
- [12] [Online], <http://www.moresteam.com/toolbox/design-of-experiments.cfm> **(11.12.2011)**
- [13] ANSYS Workbench Product Release 13.0 Documentation (2010) [Online], **(12.12.2011)**
- [14] http://www1.ansys.com/customer/content/documentation/130/wb_dx.pdf **(14.12.2011)**
- [15] Çalık, A., “ANSYS ve Uygulamaları”, Bitirme Tezi, *Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Mühendislik Fakültesi*, Zonguldak, (2004)
- [16] Menon,A., “Structural Optimization Using Ansys And Regulated Multiquadric Response Surface Model”, Master Of Science In Mechanical Engineering, The university of texas at arlington, (2005)
- [17] Akhoroz, E., “ANSYS Programı ile Dizayn Optimizasyonu”, Yüksek Lisans tezi, *İstanbul teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, (1999)

KAYNAKLAR (Devam)

- [18] Sipahi, E., “Dip Klepesinin ANSYS ile Dizayn Optimizasyonu”, Yüksek Lisans Tezi, *Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İzmir, (2004)
- [19] Singiresu, S. R., “Engineering Optimization Theory and Practice”, John Wiley & Sons, Inc. (2009)
- [20] Özbakış, M., “Debriyaj Sistemlerinde Kullanılan Diyafram Yayların Karakteristiğinin İncelenmesi Ve Optimizasyonu”, Yüksek Lisans Tezi, *Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İzmir, (2008)
- [21] Chaush, Y., “Ansys Workbench ile yorulma analizi”, Çalışma Notları, [www.ansys bilgi havuzu .com](http://www.ansysbilgi.com), İzmir, (2008)
- [22] http://nptel.iitm.ac.in/courses/IIT-MADRAS/Machine_Design_II/pdf/1_5.pdf
- [23] Demirçi, S., “Rüzgar türbini göbeğinin yapısal tasarımı”, Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli, (2011)