

**LİNEER OLMAYAN SONLU ELEMENLAR MODELİ  
KULLANILARAK JANT İÇİ ELEKTRİK MOTORUNUN  
MEKANİK VE YORULMA ANALİZİNİN YAPILMASI**

**IN WHEEL ELECTRICAL MOTOR'S MECHANICAL AND  
FATIGUE ANALYSIS BY USING NONLINEAR FINITE  
ELEMENT MODELLING**

**UĞUR GÖRKEM ÇAKICI**

**Prof.Dr. Bora YILDIRIM**

**Tez Danışmanı**

Hacettepe Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim – Öğretim ve Sınav Yönetmeliğinin

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı İçin Öngördüğü

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

olarak hazırlanmıştır.

2017

Uğur Görkem ÇAKICI'nın hazırladığı "Lineer Olmayan Sonlu Elemanlar Modeli Kullanılarak Jant İçi Elektrik Motorunun Mekanik Ve Yorulma Analizinin Yapılması" adlı bu çalışma aşağıdaki jüri tarafından **MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI'nda YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

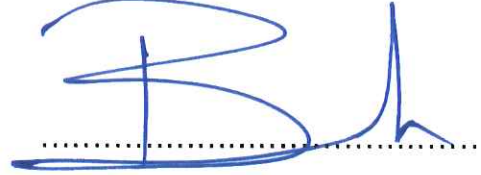
Yrd. Doç. Dr. Osman Selim TÜRKBAŞ

Başkan



Prof. Dr. Bora YILDIRIM

Danışman



Prof. Dr. Mehmet Ali GÜLER

Üye



Doç. Dr. S. Çağlar BAŞLAMIŞLI

Üye



Yrd. Doç. Dr. Can U. DOĞRUER

Üye



Bu tez Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak onaylanmıştır.

Prof.Dr. Menemşe GÜMÜŞDERELİOĞLU

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

## YAYINLAMA VE FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI BEYANI

Enstitü tarafından onaylanan lisansüstü tezimin/raporumun tamamını veya herhangi bir kısmını, basılı (kağıt) ve elektronik formatta arşivleme ve aşağıda verilen koşullarla kullanıma açma iznini Hacettepe Üniversitesine verdiğimi bildiririm. Bu izinle Üniversiteye verilen kullanım hakları dışındaki tüm fikri mülkiyet haklarım bende kalacak, tezimin tamamının ya da bir bölümünün gelecekteki çalışmalarda (makale, kitap, lisans ve patent vb.) kullanım hakları bana ait olacaktır.

Tezin kendi orijinal çalışmam olduğunu, başkalarının haklarını ihlal etmediğimi ve tezimin tek yetkili sahibi olduğumu beyan ve taahhüt ederim. Tezimde yer alan telif hakkı bulunan ve sahiplerinden yazılı izin alınarak kullanması zorunlu metinlerin yazılı izin alarak kullandığımı ve istenildiğinde suretlerini Üniversiteye teslim etmeyi taahhüt ederim.

- Tezimin/Raporumun tamamı dünya çapında erişime açılabilir ve bir kısmı veya tamamının fotokopisi alınabilir.

(Bu seçenekle teziniz arama motorlarında indekslenebilecek, daha sonra tezinizin erişim statüsünün değiştirilmesini talep etmeniz ve kütüphane bu talebinizi yerine getirirse bile, teziniz arama motorlarının önbelleklerinde kalmaya devam edebilecektir.)

- Tezimin/Raporumun ..... tarihine kadar erişime açılmasını ve fotokopi alınmasını (İç Kapak, Özet, İçindekiler ve Kaynakça hariç) istemiyorum.

(Bu sürenin sonunda uzatma için başvuruda bulunmadığım takdirde, tezimin/raporumun tamamı her yerden erişime açılabilir, kaynak gösterilmek şartıyla bir kısmı ve ya tamamının fotokopisi alınabilir)

- Tezimin/Raporumun ..... tarihine kadar erişime açılmasını istemiyorum, ancak kaynak gösterilmek şartıyla bir kısmı veya tamamının fotokopisinin alınmasını onaylıyorum.

- Serbest Seçenek/Yazarın Seçimi

19 / 04 / 2017

(İmza)  
Uğur Görkem ÇAKICI

*Her zaman yanımda olan aileme...*

## ETİK

Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

19/04/2017

Uğur Görkem ÇAKICI



## ÖZET

# LİNEER OLMAYAN SONLU ELEMANLAR MODELİ KULLANILARAK JANT İÇİ ELEKTRİK MOTORUNUN MEKANİK VE YORULMA ANALİZİNİN YAPILMASI

**Uğur Görkem ÇAKICI**

**Yüksek Lisans, Makine Mühendisliği Bölümü**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Bora YILDIRIM**

**Nisan 2017, 122 sayfa**

Son yıllarda artan nüfuz ile birlikte artan araç sayısı nedeni ile fosil yakıtlara olan ihtiyaç ciddi oranda artarken, fosil yakıt kaynaklarının azalması otomotiv sektörü için ciddi bir sorun teşkil etmekteydi. Fosil yakıtların kullanımına bağlı olarak artan çevre kirliliği nedeni ile temiz enerji arayışları artmaktaydı. 21. Yüzyılda otomotiv sektöründe ki bu arayış, elektrikli araçlar ile son bulmuştur. Elektrikli araç türlerinden olan jant içi elektrik motoru tasarımı gereği aktarma organlarına ihtiyaç duymadığı için bu alanda öne çıkmıştır.

Bu yüksek lisans tezinde, farklı ortam koşullarında jant içi elektrik motorunun mekanik özellikleri lineer olmayan sonlu elemanlar yöntemi yardımı ile incelenmiştir. Model üzerinde lineer olmayan bir yay tanımlanarak analizlerin gerçekliliği artırılmıştır. Sonlu elemanlar analizi sırasında kuadratik ve üçgen elemanlar ile modellenmiştir. Dinamik analiz yapılırken döner kontaklar üzerinde ağ yapısı artırılarak olası hatalar azaltılmıştır.

Von mises gerilme değerlerine bağlı olarak yorulma analizleri yapılmış ve ömür hesaplamaları yapılarak tablolar halinde verilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Dinamik analiz, sonlu elemanlar analizi, yorulma ve ömür analizi, Ls-Dyna, Ansys Eksplisit Dinamik,

## **ABSTRACT**

# **IN WHEEL ELECTRICAL MOTOR'S MECHANICAL AND FATIGUE ANALYSIS BY USING NONLINEAR FINITE ELEMENT MODELLING**

**Uğur Görkem ÇAKICI**

**Master in Mechanical Engineering, Department of Mechanical  
Engineering**

**Supervisor: Prof. Dr. Bora YILDIRIM**

**April 2017, 122 pages**

While the need for fossil fuels has increased dramatically in recent years due to the growing number of vehicles with increased population and the reduction of fossil fuel resources. Thus, this has been a serious problem for the automotive sector. Because of the increasing environmental pollution happening from the use of the fossil fuels, the search for clean energy has improved. In the 21st century, this quest in the automotive industry ended with electric vehicles. In wheel electrical motor design which is a type of electric vehicle has come to forefront because it does not need a powertrain to operate.

In this master thesis, the mechanical properties of “in wheel electrical motor” under different ambient and road conditions were investigated by the help of nonlinear finite element method. In nonlinear finite element method, a nonlinear spring has defined to improve the accuracy of the model. Quadratic and triangular mesh elements are used



during finite element analysis. When dynamic analysis is carried out, the mesh size on the rotary contacts decreased for possible faults are reduced. Fatigue analyzes were made according to Von mises stress and life calculations were made and tabulated.

**Anahtar Kelimeler:** Dynamic analysis, finite element analysis, fatigue and life analysis, Ls-Dyna, Ansys Explicit Dynamics,

## TEŞEKKÜR

Bu tezin oluşması esnasında karşılaştığım her problemde bana sabırla destek olan ve her zaman yol gösterici olan çok değerli hocam ve tez danışmanım Prof. Dr. Bora YILDIRIM'a ;

Tez çalışmaları sürecinde sağlamış olduğu destek nedeni ile KSB Pompa Armatür San. ve Tic. A.Ş.'ye ve tüm değerli yöneticilerime;

Tez çalışmalarım boyunca bana gösterdikleri destek nedeni ile değerli çalışma arkadaşlarım; Barış KUT ve Deniz ARSLAN'a ;

Bu tezin oluşmasında ki tüm süreçlerde yanımda olan değerli dostum Korhan Babacan YILMAZ'a ;

Her zaman yanımda olan ve bana desteğini hiçbir zaman esirgemeyen çok değerli dostlarım; Alper AVCIOĞLU'na, Yusuf ÖKSÜZ'e, Haşim GÖKALP'e, Melih AKSOY'a, Gökhan SİVRİCE'ye, Ali EVSİLE'ye ve Metin KAYA'ya;

Bu tezde ve hayatımın her döneminde yanımda olup, desteğini esirgemeyen ve asla hakkını ödeyemeyeceğim abim İbrahim Orçun ÇAKICI'ya;

Hayatım boyunca olduğu gibi bu tez aşamasında da varlıkları ile bana destek olan ve her zaman dualarıyla benim yanımda olan çok değerli annem Gülhan ÇAKICI ve babam Mustafa ÇAKICI'ya ;

Sonsuz teşekkürlerimi sunuyorum.

# İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	iii
TEŞEKKÜR.....	v
İÇİNDEKİLER.....	vi
ŞEKİLLER.....	ix
TABLolar.....	xiv
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xvi
1.GİRİŞ.....	1
2.LİTERATÜR ÖZETİ.....	2
2.1 Jant İçi Elektrik Motorlarına Giriş.....	2
2.1.1 Eksenel Akışlı Motorlar.....	3
2.1.2 Dış Rotorlu Radyal Akışlı Motorlar.....	15
2.1.3 Çapraz Akışlı Kalıcı Mıknatıslı Motorlar.....	19
2.1.4 Değişken Manyetik Dirençli Motorlar.....	20
2.1.5 Küresel Jant İçi Elektrik Motorları.....	21
2.1.6 Ticari Üretimler ve Prototipler.....	22
2.1.6.1 Protean Elektrik.....	23
2.1.6.2 Michelin Aktif Teker.....	23
2.1.6.3 Siemens VDO Köşe .....	24
3.YORULMA ANALİZİ.....	25
3.1 Yorulmanın Tarihçesi.....	25
3.2 Yorulmanın Tanımı ve Teorisi.....	26
3.2.1 Yorulmanın Makroskobik Genel Görüntüsü.....	28
3.2.2 Gerilmelerin ve Hasarın Hesaplanması.....	29
3.2.3 Gerilme-Gerinim ( Stress- Strain) Kavramı.....	30
3.2.3.1 Poisson Oranı.....	31
3.2.3.2 Elastisite Modülü.....	31
3.2.3.3 Malzemenin Akma, Nihai ve Kopma Gerilmesi.....	31

3.2.4 Sinyal İşleme Metodları.....	32
3.2.4.1 Peak-Valley Filtreleme Yöntemi.....	32
3.2.4.2 Level Crossing Saydırma Metodu.....	33
3.2.4.3 Range Pair Saydırma Metodu.....	33
3.2.4.4 Rainflow Saydırma Metodu.....	34
3.2.5 Gerilme-Çevrim Sayısı (S-N) Eğrileri.....	36
3.2.5.1 S-N Eğrisinin Matematiksel Tanımı.....	37
3.2.6 Hasarın Hesaplaması.....	38
3.2.7 Haig Diyagramı.....	41
3.2.7.1 Ön Yükleme Ve Ortalama Gerilme Etkileşim Eğrileri.....	42
4. SONLU ELEMANLAR ANALİZİ.....	45
4.1 Sonlu Elemanlar Analize Giriş.....	45
4.2 Sonlu Elemanlar Yönteminde Karşılaşılan Problem Tipleri.....	47
4.3 Sonlu Elemanlar Yönteminde Kullanılan Eleman Tipleri.....	49
4.3.1 Üç Boyutlu Kiriş Eleman.....	49
4.3.2 Sabit Gerilme Üçgen Eleman (SGU).....	50
4.3.3 Lineer Gerilmeli Üçgen Eleman (LGU).....	51
4.3.4 Çifte Lineer Dörtgen Eleman.....	51
4.3.5 Kabuk Elemanlar.....	52
4.3.6 Dört Nodlu Ve Dört Kenarlı Elastik Kabuk Eleman.....	53
4.4 Sonlu Elemanlar Yönteminin Avantaj Ve Dezavantajları.....	55
4.5 Eksplisit Dinamik Analizi.....	56
5. ANALİZLER VE SONUÇLAR.....	58
5.1 Analizin Zaman Adımının ve Kütle Ölçeğinin Belirlenmesi.....	58
5.2 Yorulma Mukavemeti Azaltma Faktörünün Belirlenmesi .....	59
5.3. Nümerik Ömür Döngüsü MATLAB Kodunun 1 Çevrim İçin Doğrulanması .....	59
5.4 Analizi Yapılan Model ve Modelin Kurulum Basamaklarının Tanımlanması.....	62
5.5 Değerlendirme ve Sonuçlar.....	70
5.5.1 Kasisli Yol Analizleri.....	70
5.5.1.1 Stator Tutucu.....	71
5.5.1.2 Jant.....	77

5.5.1.3 Akson.....	79
5.5.2 Düz Yol Analizleri.....	82
5.5.2.1 Stator Tutucu.....	83
5.5.2.2 Jant.....	85
5.5.2.3 Akson.....	87
5.5.3 Sürekli Kasisli Ortam Analizi.....	90
5.5.3.1 Stator Tutucu.....	91
5.5.3.2 Jant.....	93
5.5.3.3 Akson.....	95
5.5.4 Çukurlu Model Analizi.....	97
5.5.4.1 Stator Tutucu.....	98
5.5.4.2 Jant.....	100
5.5.4.3 Akson.....	102
5.5.5 Frenleme Modeli.....	104
5.5.5.1 Stator Tutucu.....	106
5.5.5.2 Jant.....	108
5.5.5.3 Akson.....	110
5.5.6 İstatistikî Ömür Hesapları.....	112
5.5.7 Sonuçların Değerlendirilmesi ve Öneriler.....	114
KAYNAKLAR.....	115
EKLER.....	119
ÖZGEÇMİŞ.....	122

## ŞEKİLLER

### Sayfa

Şekil 2.1. İki kademeli aksenal akışlı su soğutmalı demirsiz stator sarımlı kalıcı mıknatıslı motorun enine kesiti.....	3
Şekil 2.2. CSIRO jant-içi elektrik motoru kesit çizimi.....	4
Şekil 2.3. Halbach mıknatıs dizisi ve hava boşluğu sarımı.....	5
Şekil 2.4. Motor Topolojisi Kesit Görüntüsü (Pullen& Mansir 1999).....	5
Şekil 2.5. Motor içi kesit resmi ( pullen ve mansir 1999).....	6
Şekil 2.6. Çift tekere monte edilmiş direk sürücülü motor kesit görüntüsü (greaves 2003).....	7
Şekil 2.7. Xiaoyuan'ın motor tasarımının kesit görüntüsü.....	8
Şekil 2.8. Xiaoyuan'ın 3 boyutlu 3 mıknatıslı disk görüntüsü.....	8
Şekil 2.9. Yang, Lui ve Chueng'in patlamış aksenal akışlı jant içi motor diyagramı....	9
Şekil 2.10. Yang, Lui ve Chueng'in 2 boyutlu çift aksenal akışlı motor topolojisi diyagramı.....	9
Şekil 2.11. Rahman'ın 3 boyutlu jant içi elektrik motoru tasarımı.....	10
Şekil 2.12: Rahman'ın test standındaki motor resmi.....	10
Şekil 2.13. Yüzey sarımlı (soldaki) ve içten sarımlı motor topolojisi karşılaştırması...11	
Şekil 2.14. Aksenal akışlı motorların karşılaştırılması iç rotorlu (solda) kabartılı içten statorlü (ortada) ve yeni dilimli armatür kabartılı (yasa) (sağda) (woolmer & mcculloch 2007).....	13
Şekil 2.15. YASA-750 motor görseli.....	14
Şekil 2.16. YASA-750 motor ölçüleri.....	14
Şekil 2.17. Tıpkı Bir Bisiklet İçin Uygulanan Jant İçi Elektrik Motoru Uygulaması.....	15
Şekil 2.18. Terashima'nın tasarımı jant içi elektrik motorunun kesit resmi.....	16
Şekil 2.19. Chung'un jant-içi elektrik motor tasarımı konfigürasyonu.....	17

Şekil 2.20. Chung'un tasarımı statorleri ve rotorları montajlanmış jant içi motoru görüntüsü.....	17
Şekil 2.21. Demirsiz kalıcı mıknatıslı motorun kesit resmi.....	18
Şekil 2.22. Çapraz akışlı kalıcı mıknatıslı motor topolojisi.....	19
Şekil 2.23. 2 boyutlu çapraz akışlı melez dirençli motor görüntüsü.....	19
Şekil 2.24. Çapraz akışlı melez dirençli motor aksenal geometrisi.....	20
Şekil 2.25. Wang'ın 4 fazlı motor tasarımının kesit resmi.....	21
Şekil 2.26. Wang'ın motor tasarımında rotor ve stator prototipi.....	21
Şekil 2.27. Küresel jant içi elektrik motoru görüntüsü.....	22
Şekil 2.28. Küresel elektrik motorlarının yapısı ve çalışma prensibi.....	22
Şekil 2.29. Protean elektriğin ürettiği motor kesit görüntüsü.....	23
Şekil 2.30. Michelin aktif teker modeli.....	24
Şekil 2.31. Siemens köşe motor kesit görüntüsü.....	24
Şekil 3.1. Değişken genlikli yük.....	26
Şekil 3.2. Yorulma kırılmasının genel görünüşü.....	27
Şekil 3.3: Yorulmanın başlangıç ve gelişim eğrileri.....	27
Şekil 3.4. Yorulma Kırığı Yüzey Görüntüsü.....	29
Şekil 3.5. Yorulma analizi yöntem şematiği.....	29
Şekil 3.6. Gerinim (Strain) tanımı.....	30
Şekil 3.7. Akma, nihai ve kopma gerilmesi diyagramı.....	31
Şekil 3.8. Sinyal işleme yöntemleri.....	32
Şekil 3.9 : Peak-Valley yöntemi ile filtrelenmiş data.....	33
Şekil 3.10. Level crossing sayma methodu.....	33
Şekil 3.11. Range Pair Saydırma Metodu.....	34
Şekil 3.12. Histerizis Çevrimi.....	35

Şekil 3.13. Rainflow saydırma metodu ve matrix görünümü.....	36
Şekil 3.14. Wöhler diyagramı.....	37
Şekil 3.15 Wöhler diyagramı matematiksel bağıntısı.....	37
Şekil 3.16. Çeşitli metallere ait s-n diyagramları.....	39
Şekil 3.17. Birikimli kümülatif hasar teorisi.....	40
Şekil 3.18. Palmgren-Miner ve elemanter-miner metodları.....	41
Şekil 3.19. Haig diyagramı.....	42
Şekil 3.20. Ortalama Gerilme Etkileşim Eğrileri.....	43
Şekil 4.1. Tek boyutlu problemler için eleman tipi.....	47
Şekil 4.2. 2 boyutlu katı elemanlı problemler için eleman tipi.....	48
Şekil 4.3. 3 boyutlu problemler için eleman tipleri.....	48
Şekil 4.4. 1 boyutlu sonlu eleman.....	49
Şekil 4.5. 2 boyutlu üçgen eleman.....	49
Şekil 4.6. Sonlu eleman yer değiştirme alanı bağıntısı.....	50
Şekil 4.7. Çift lineer dörtgen eleman deplasman alanı.....	52
Şekil 4.8. 4 nodlu ve 4 kenarlı elastik kabuk eleman.....	53
Şekil 4.9. Modelde düğüm noktalarının ve elemanların gösterimi.....	55
Şekil 5.1. Analizi yapılan modelin genel görünüşü.....	62
Şekil 5.2. Rulman.....	63
Şekil 5.3. Stator tutucu.....	63
Şekil 5.4. Jant.....	63
Şekil 5.5. Motor kapağı.....	63
Şekil 5.6. Akson.....	63
Şekil 5.7. Motor arka kapağı.....	63



Şekil 5.8. Stator.....	64
Şekil 5.9. Göbek rulmanı.....	64
Şekil 5.10. Göbek somunu.....	64
Şekil 5.11. Göbek kapağı.....	64
Şekil 5.12. Rotor çemberi.....	65
Şekil 5.13. Lastik ile tambur arasına tanımlanan sürtünmeli kontak.....	66
Şekil 5.14 : Body sizing uygulanan parçalar.....	66
Şekil 5.15. Kontak tanımlanan parçalar.....	67
Şekil 5.16. Ls-Prepost keyword manager’da kontak tanımlama.....	67
Şekil 5.17. Non-Linear yay tanımlamanın gösterimi.....	68
Şekil 5.18. Non-Linear yay tanımlanması.....	68
Şekil 5.19. Non-Linear yay değerlerinin tanımlanması.....	69
Şekil 5.20. Tanımlanmış tüm değerlerin kontrolünün yapılması.....	69
Şekil 5.21. Kasisli model genel ve ağ yapısı görüntüsü.....	71
Şekil 5.22. Stator tutucuda ki gerilme dağılımı ve maksimum gerilme noktası.....	72
Şekil 5.23. Stator tutucu üzerindeki gerilme-zaman grafiği.....	73
Şekil 5.24. Jant Üzerindeki Gerilme Dağılımı ve Maksimum Gerilme Noktası.....	77
Şekil 5.25. Jant Üzerindeki Gerilme-Zaman Grafiği.....	78
Şekil 5.26. Akson Üzerinde ki Gerilme Dağılımı ve Maksimum Gerilme Noktası.....	79
Şekil 5.27. Akson Üzerindeki Gerilme-Zaman Grafiği.....	80
Şekil 5.28. Düz Yol Modeli Genel ve Ağ Yapısı Görüntüsü.....	82
Şekil 5.29. Stator tutucuda ki gerilme dağılımı ve maksimum gerilme noktası.....	83
Şekil 5.30. Stator tutucu üzerindeki gerilme-zaman grafiği.....	84
Şekil 5.31. Jant üzerindeki gerilme dağılımı ve maksimum gerilme noktası.....	85

Şekil 5.32. Jant üzerindeki gerilme-zaman grafiği.....	86
Şekil 5.33. Akson'da ki gerilme dağılımı ve maksimum gerilme noktası.....	88
Şekil 5.34. Akson üzerindeki gerilme-zaman grafiği.....	88
Şekil 5.35. Sürekli kasisli model genel görüntüsü.....	90
Şekil 5.36. Stator tutucuda ki gerilme dağılımı ve maksimum gerilme noktası.....	91
Şekil 5.37. Stator Tutucu Üzerindeki Gerilme-Zaman Grafiği.....	92
Şekil 5.38. Jant'da ki gerilme dağılımı ve maksimum gerilme noktası.....	93
Şekil 5.39. Jant Üzerindeki Gerilme-Zaman Grafiği.....	94
Şekil 5.40. Akson'da ki Gerilme Dağılımı ve Maksimum Gerilme Noktası.....	95
Şekil 5.41. Akson Üzerindeki Gerilme-Zaman Grafiği.....	96
Şekil 5.42. Çukurlu model genel ve ağ yapısı görüntüsü.....	97
Şekil 5.43. Stator tutucuda ki gerilme dağılımı ve maksimum gerilme noktası.....	98
Şekil.5.44. Stator tutucu üzerindeki gerilme-zaman grafiği.....	99
Şekil 5.45. Jant Üzerinde ki Gerilme Dağılımı ve Maksimum Gerilme Noktası.....	100
Şekil 5.46. Jant üzerindeki gerilme-zaman grafiği.....	101
Şekil 5.47. Aksonda ki gerilme dağılımı ve maksimum gerilme noktası.....	102
Şekil 5.48. Akson Üzerindeki Gerilme-Zaman Grafiği.....	103
Şekil 5.49. Frenleme Modeli Genel ve Ağ Yapısı Görüntüsü.....	104
Şekil 5.50. Stator tutucuda ki gerilme dağılımı ve maksimum gerilme noktası.....	106
Şekil 5.51. Stator tutucu üzerindeki gerilme-zaman grafiği.....	107
Şekil 5.52. Jant'daki gerilme dağılımı ve maksimum gerilme noktası.....	108
Şekil 5.53. Jant üzerindeki gerilme-zaman grafiği.....	109
Şekil 5.54. Aksonda ki gerilme dağılımı ve maksimum gerilme noktası.....	110
Şekil 5.55. Akson üzerindeki gerilme-zaman grafiği.....	111

## TABLolar

	<u>Sayfa</u>
Tablo 5.1. Malzeme Parametreleri.....	70
Tablo 5.2. 37 Kolonlu Rainflow Çevrim Tablosu.....	74
Tablo 5.3. 37 Kolonlu Rainflow Çevrimi İle Hasar ve Ömür Analiz Sonuçları.....	75
Tablo 5.4. 22 Kolonlu Rainflow Çevrim Tablosu.....	75
Tablo 5.5. 22 Kolonlu Rainflow Çevrimi İle Hasar ve Ömür Analiz Sonuçları.....	76
Tablo 5.6. 13 Kolonlu Rainflow Çevrim Tablosu.....	76
Tablo 5.7. 13 Kolonlu Rainflow Çevrimi İle Hasar ve Ömür Analiz Sonuçları.....	76
Tablo 5.8. 15 Kolonlu Rainflow Çevrim Tablosu.....	78
Tablo 5.9. 15 Kolonlu Rainflow Çevrimi İle Hasar Ve Ömür Analiz Sonuçları.....	79
Tablo 5.10.13 Kolonlu Rainflow Çevrim Tablosu.....	81
Tablo 5.11. 13 Kolonlu Rainflow Çevrimi İle Hasar ve Ömür Analiz Sonuçları.....	81
Tablo 5.12. 14 Kolonlu Rainflow Çevrim Tablosu.....	84
Tablo 5.13. 14 Kolonlu Rainflow Çevrimi İle Hasar ve Ömür Analiz Sonuçları.....	85
Tablo 5.14. 15 Kolonlu Rainflow Çevrim Tablosu.....	87
Tablo 5.15. 15 Kolonlu Rainflow Çevrimi İle Hasar ve Ömür Analiz Sonuçları.....	87
Tablo 5.16. 13 Kolonlu Rainflow Çevrim Tablosu.....	89
Tablo 5.17. 13 Kolonlu rainflow çevrimi ile hasar ve ömür analiz sonuçları.....	89
Tablo 5.18. 13 Kolonlu Rainflow Çevrim Tablosu.....	92
Tablo 5.19. 13 kolonlu rainflow çevrimi ile hasar ve ömür analiz sonuçları.....	93
Tablo 5.20. 12 Kolonlu Rainflow Çevrim Tablosu.....	94
Tablo 5.21. 12 kolonlu rainflow çevrimi ile hasar ve ömür analiz sonuçları.....	95
Tablo 5.22. 12 kolonlu rainflow çevrim tablosu.....	96

Tablo 5.23. 12 kolonlu rainflow çevrimi ile hasar ve ömür analiz sonuçları.....	97
Tablo 5.24. 14 kolonlu rainflow çevrim tablosu.....	99
Tablo 5.25. 14 Kolonlu Rainflow Çevrimi İle Hasar ve Ömür Analiz Sonuçları.....	100
Tablo 5.26. 13 Kolonlu Rainflow Çevrim Tablosu.....	101
Tablo 5.27. 13 kolonlu rainflow çevrimi ile hasar ve ömür analiz sonuçları.....	102
Tablo 5.28. 13 Kolonlu Rainflow Çevrim Tablosu.....	103
Tablo 5.29. 13 Kolonlu Rainflow Çevrimi İle Hasar ve Ömür Analiz Sonuçları.....	104
Tablo 5.30. 14 kolonlu rainflow çevrim tablosu.....	107
Tablo 5.31. 14 Kolonlu Rainflow Çevrimi İle Hasar ve Ömür Analiz Sonuçları.....	108
Tablo 5.32. 14 Kolonlu Rainflow Çevrim Tablosu.....	109
Tablo 5.33. 14 Kolonlu Rainflow Çevrimi İle Hasar ve Ömür Analiz Sonuçları.....	110
Tablo 5.34. 13 Kolonlu Rainflow Çevrim Tablosu.....	111
Tablo 5.35. 13 Kolonlu Rainflow Çevrimi İle Hasar ve Ömür Analiz Sonuçları.....	112
Tablo 5.36. Stator tutucu üzerindeki istatistiki ömür hesapları.....	113
Tablo 5.37. Jant üzerindeki istatistiki ömür hesapları.....	113
Tablo 5.38. Akson üzerindeki istatistiki ömür hesapları.....	113

## SİMGELER VE KISALTMALAR

### SİMGELER

$\varepsilon$	Gerinim
$\Delta L$	Boydaki Değişim
$L$	İlk Boy
$E$	Elastik Modül
$\sigma$	Gerilme
$N$	Çevrim Sayısı
$D$	Hasar Miktarı
$S$	Emniyet Katsayısı
$k_f$	Düzeltilme Katsayısı
[K]	Direngenlik Matrisi
[R]	Yük Vektörü
[D]	Nodlardaki Bilinmeyenler Matrisi

### KISALTMALAR

SGU	Sabit Gerilme Üçgen Eleman
LGU	Lineer Gerilmeli Üçgen Eleman

# 1. GİRİŞ

Günümüzde gerek yolcu gerekse yük taşımacılığında motorlu taşıtların kullanımı çok yaygındır. Motorlu taşıtlarda ki bu artışta beraberinde içten yanmalı motorların gelişmesine sebep olmuştur. İçten yanmalı motorlardaki artışta beraberinde yüksek oranda yakıt ihtiyacı doğurmuştur. İçten yanmalı motorlarda kullanılmakta olan yakıt ise fosil yakıtlar olduğundan her geçen gün artan tüketime karşı sınırlı kaynaklardan dolayı problem oluşturmaktadır. Bunun yanında fosil yakıtların çevreye vermiş olduğu zararlarda artan nüfusla birlikte çok ciddi çevre problemleri oluşturmaktadır. Bu problemlerin üstesinden gelebilmek adına son yıllarda elektrikli araç teknoloji üzerinde çalışmalar yoğunlaştırılmıştır. Elektrikli araçların temiz yakıt kullanımı ve gürültüsüz çalışması bu çalışmaların yoğunlaşmasında temel nedenleri oluşturmaktadır. Elektrikli araç teknolojisinde de her geçen gün yeni tasarımlar ve gelişmeler kaydedilmektedir. Son dönemde elektrikli araç teknolojisinde en dikkat çeken metot jant içi elektrik motorlarıdır. Jant içi elektrik motorları tasarımı nedeni ile araç üzerinde ilave aktarma organlarına gerek duymadığından araç üzerinde hem alan kazancı hem de ağırlık kazancı sağlamaktadır. Bununla birlikte motorlar ürettiği torku direk olarak lastiğe verdiği için aktarma organları üzerinde kaybedilen kayıplarda minimum seviye düşmekte bunun sonucunda doğası gereği verimli ve düşük yakıt maliyetli olan elektrik motorlarında maksimum verim sağlanmaktadır. Bu tez kapsamında son yılların en dikkat çekici teknolojisi olan jant içi elektrik motorlarının mekanik ve yorulma analizleri sonlu elemanlar programı kullanılarak simüle edilecek ve analizler yapılarak ömür hesapları yapılacaktır.

## 2. LİTERATÜR ÖZETİ

### 2.1 Jant İçi Elektrik Motorlarına Giriş

Jant içi elektrik motorlarının potansiyel avantajları bu konuda ki birçok araştırma neticesinde tespit edilmiştir. Özellikle direk sürüş sistemleri üzerindeki kullanılabilirliklerine bu çalışmalarda yoğunlaşmıştır. Motorun çekiş için gereksinimleri endüstriyel uygulamalarda özellikle farklı yükleme varyasyonları ve çevre koşullarındaki varyasyondan dolayı önemli farklılıklar gösterir. Tarihsel açıdan, çekiş uygulamalarında en genel kullanılan yöntem DC motorlarda akım yönünü değiştirmektir. Ayrıca, bunların tork karakteristiği de çekiş uygulamaları için uygundur ve başlangıçta yüksek tork olanağı sunmaktadır. Genel olarak çift sarım bobinli motorlar tercih edilmektedir çünkü kalıcı mıknatıslı yapılar bu tiplere göre daha pahalıdır.

Motor sürücüleri ve güç elektroniği teknolojisindeki 3-fazlı motorlar çekiş uygulamalarında daha fazla uygulanabilirlik alanı bulmuştur ve bu tip motorlar DC motorlara göre birçok avantaj sunmaktadır özellikle yüksek güvenlik, düşük bakım giderleri ve yüksek verimlilik konularında daha avantajlıdır. Ayrıca AC sürücü sistemleri daha efektif frenleme düzelticisi sağlayabilirler.

Chang'e göre (2004) elektrikli araçlar için AC endüksiyon motorları konvansiyonel güç aktarma sistemleri ile en iyi seçimdir çünkü bu sistemler düşük maliyet, yüksek güvenlik, düşük tork gürültüsü ve pozisyon sensörü bulundurmadığı için daha avantajlıdır [1]. Ayrıca, AC endüksiyon motorları artık iyice oturmuş teknolojilerdir ve endüstriyel uygulamalarda yaygın bir şekilde kullanılmaktadır.

Fakat, jant içi elektrik motor sistemleri bazı teknik zorluklar sunmaktadır. Özellikle, lastik göbeğine yerleştirmede boşluk kısıtlaması, ilave yaysız ağırlıktan sakınması ve verimliliği maksimize ederken soğutma sistemleri ihtiyacını minimize etmesi. Bu gereksinimler yüksek tork, güç yoğunluğu ve verimlilik ihtiyacı doğurmaktadır.

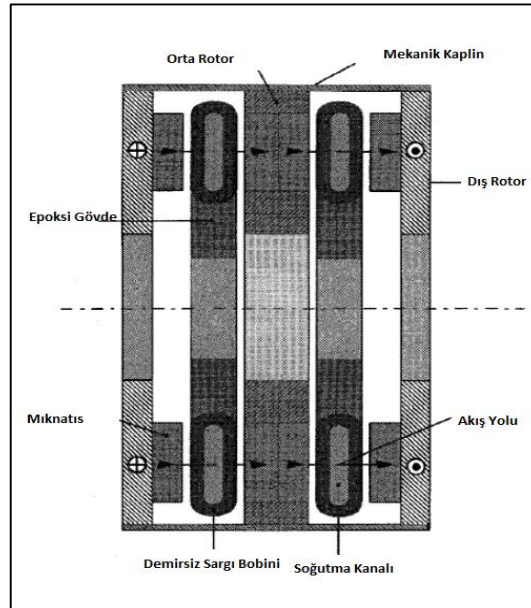
### 2.1.1 Eksenel Akışlı Motorlar

Eksenel akışlı motorlar, jant içi motor sistemlerinde en çok önerilen motorlardır. Uzunluk oranına karşı geniş çapı ile genel olarak yüksek tork düşük hız uygulamalarında ve en boy oranı ile lastik ile çok uyumludur. Ayrıca bu motorlar önemli ölçüde radyal akışlı motorlar üzerinde hacim tasarrufu sağlarlar. Diğer bir önemli avantajı ise, hava kalınlığı değişimi ile potansiyel alan zayıflığıdır ki bu motor karakteristiğinde ki tork-hız ilişkisi ile güneş enerjili araçlarda kullanılır.

Son zamanlardaki tasarımlarda eksenel akışlı kalıcı mıknatıslı senkron motorlar sunulmuştur ve bu motorlar öncelikli olarak daha az demir içeren tasarımlar güneş enerjili ve küçük araçlarda başarılı bir şekilde kullanılmaktadır.

Jant içi elektrik motorları genel olarak oldukça kirli çevre koşullarında çalışmak zorunda olduklarından, bu motorlar için yüksek seviyede hava giriş koruması gerekmektedir. Bu sebepten genel olarak bu motorların tasarımında kapalı bir gövde kullanılır.

Carrichi (1996) çok kademeli eksenel akışlı sabit mıknatıslı motorları su soğutmalı demirsiz stator sarımlı [2]. Bu dizaynın özelliği iki stator yüzeyinin üç kalıcı mıknatıslı rotor yüzeyinden oluşmasıydı. Stator sarımları, su soğutma kanalları ile sarılmıştı.



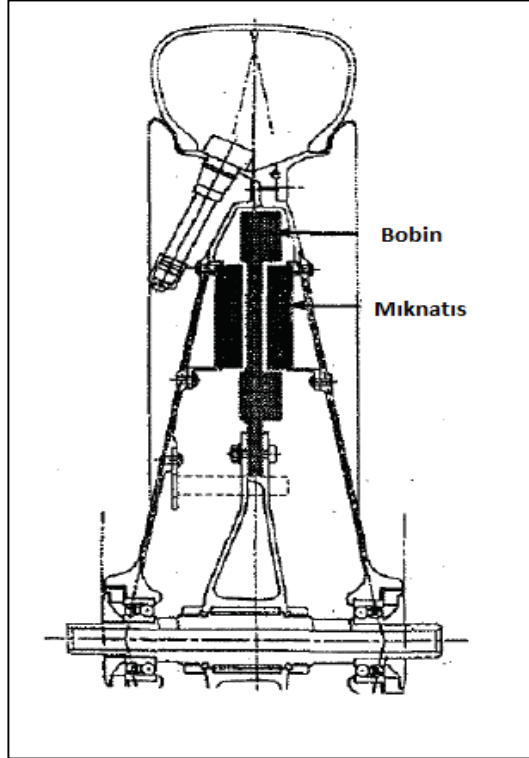
**Şekil 2.1.** İki kademeli eksenel akışlı su soğutmalı demirsiz stator sarımlı kalıcı mıknatıslı motorun enine kesiti [2]



Bu dizaynın verimliliği 1100rpm hızda 215Nm tork üretmesidir. Bu motorların önemli bir özelliği ikiz stator dizaynı ile elektriksel seri-paralel geçişi ile iki stator deki sarımların motor karakteristiğinde ki tork-hız ilişkisini değiştirmesidir. Sarımlar seri ile motor hızı sabiti Kv yarımdır fakat ikiz tork sabiti Kt iki katıdır. Bu davranış iki mekanik dişlinin davranışına benzer.

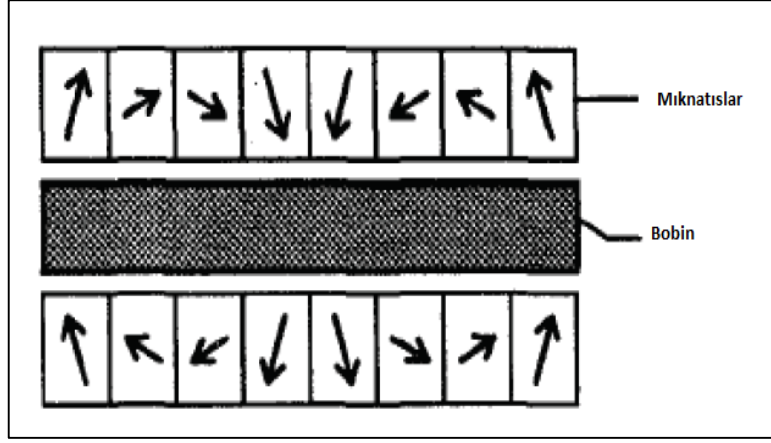
Bu tasarımın dikkat çeken dezavantajı ise, çok geniş hava boşluklarının olmasıdır. Bu dezavantaj hava aralığında düşük bir manyetik akış yoğunluğu sonucu yüksek bir manyetik dirence maruz kalmasıdır.

Bu dizayn en temelde Halbach boşlukları içerisinde iki rotor mıknatıs halka içerir ve bu mıknatıslar bakır teller ile hava boşluğu içerisinde sarımlanmıştır.



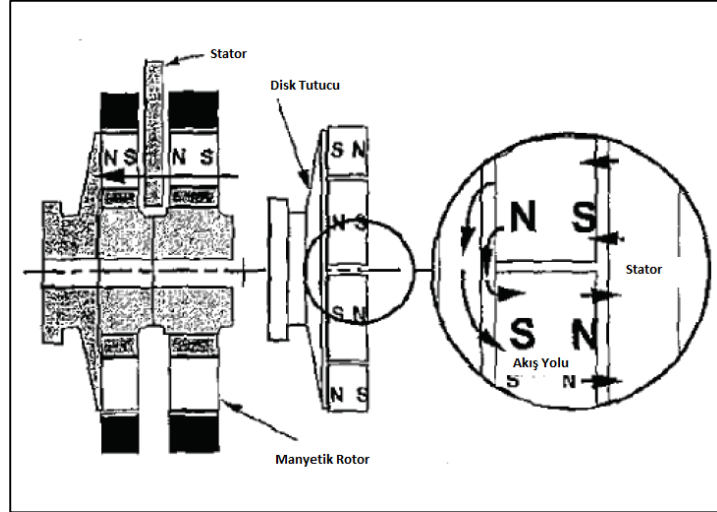
**Şekil 2.2.** CSIRO jant-ıçi elektrik motoru kesit çizimi [2]

Bu genel topolojiye dayanarak, optimize edilmiş tasarım 40 kutuplu tasarımlara kadar ulaşmıştır ve Halbach dizisi yardımı ile hava boşluğu akış yoğunluğu 0.91T zirve noktasına ulaşabilmiştir.



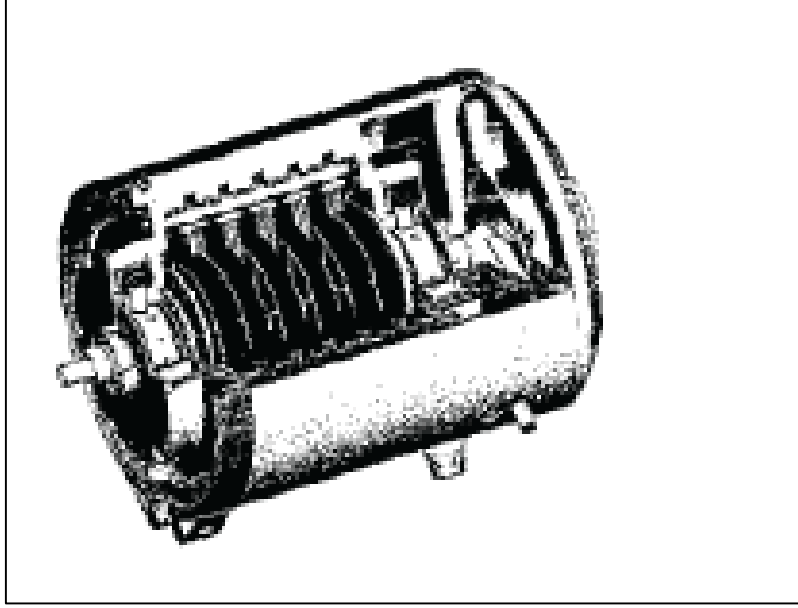
**Şekil 2.3.** Halbach mıknastis dizisi ve hava boşluğu sarımı [2]

Diğer bir aksel akışlı motor topolojisi de demirsiz statörlerle Pullen ve Mansir 1999 yılında sektöre sunmuşlardır. Bu motorların özelliği ise, çift kademeli tasarımları ile birçok rotor ve stator kullanarak yüksek seviyelerde güç yoğunluğuna erişmeleridir. Bunlar oldukça yüksek hızlarda (60000rpm) dönmelerine rağmen çok düşük tork yoğunluğuna sahiptirler.



**Şekil 2.4.** Motor Topolojisi Kesit Görüntüsü (Pullen& Mansir 1999) [2]

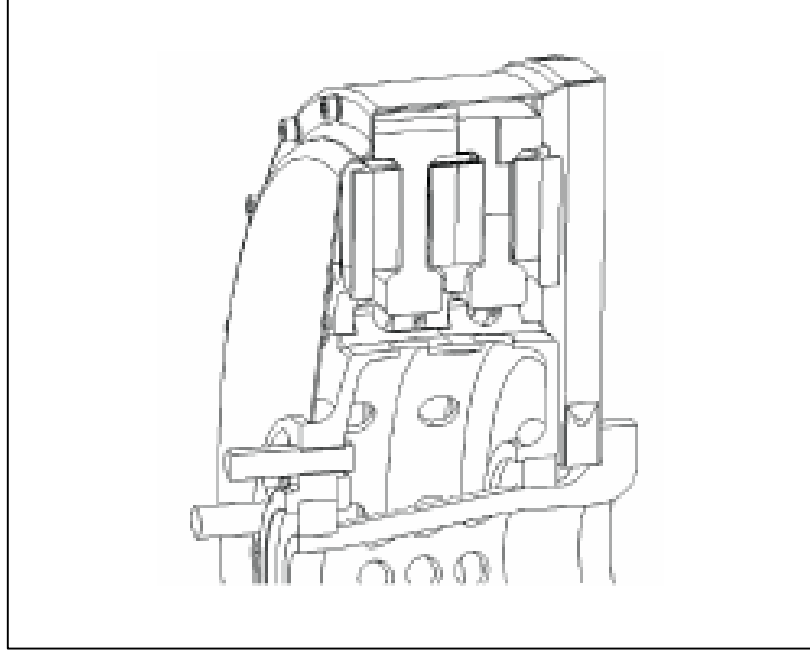
Bu motorların en büyük ilk örnek üretimi 100kW da 60Krpm de Ø230mm x 310mm içinde yataklanarak başarılmıştır. Bu motorlar sadece 16Nm torku dönüştürebildi, çünkü bu dizayn kesinlikle lastikte bir sürücü düşürücü ihtiyacı doğurdu, dikkat çekici bir güç yoğunluğu potansiyeline rağmen bunu yapmak cazip geldi.



**Şekil 2.5.** Motor içi kesit resmi ( pullen ve mansir 1999) [3]

Diğer demirsiz aksenal akışlı sabit mıknatıslı motor dizaynını 2003 yılında Greaves yapmıştır. Uygulama 600 Kg'lık bir aracın arka iki tekerleğine direk olarak uygulandı. Maksimum tork olarak 500Nm ve 250 Nm gerekiyordu ve maksimum hız olarak 1500rpm hıza ulaşmalıydı.

Demirsiz dizayn seçilerek yüksek frekanslara ulaşılmasına izin verildi bunun yanı sıra doldurma torkundan sakınıldı. Bu motorların özellikleri, çift Halbach sıralı olarak her tarafta hava boşluğu içinde bakır sarımlar ile oluşturuldu. Bu dizayn da aynı zamanda çelik arka plakanın üzerinde mıknatıslar sıralandı ve bunun sebebi ise en iyi manyetik alanı kapsamaktı.

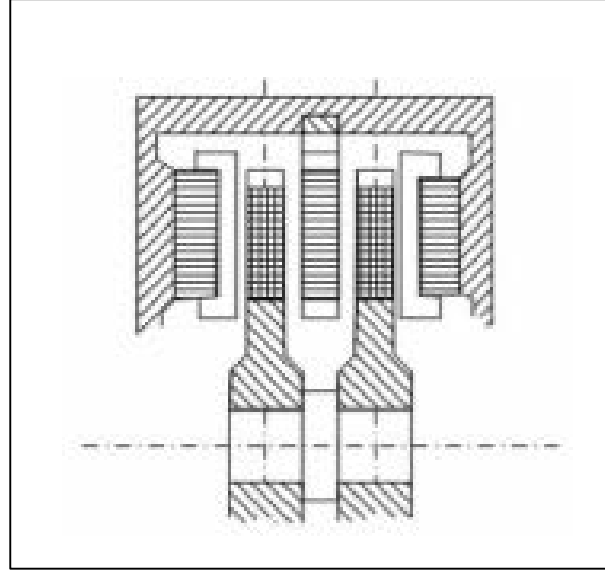


**Şekil 2.6.** Çift tekere monte edilmiş direk sürücülü motor kesit görüntüsü (greaves 2003) [3]

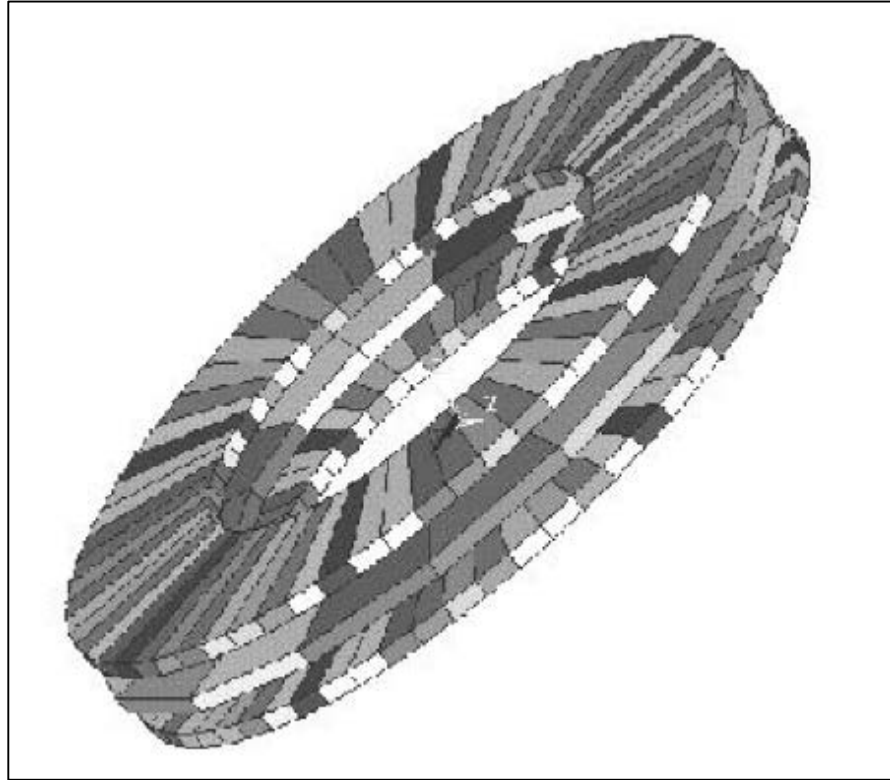
Son olarak dizayn edilen motor 24 kutuplu ve çift statorlü, toplam ağırlığı 9kg'lık kısmı mıknatıslardan oluşmakla birlikte 24 kg ve çapı 390mm'dir. Bu motor gerçek çevre şartlarında %94-%97 verimlilik aralığına sahiptir.

Demirsiz tasarımın dezavantajından bahsedecek olursak, geniş hava boşluğu akışını sürekli sağlama zorluğu olarak görebiliriz. Bu dizayn da, sadece 0.65T başarılabilir; fakat, bu tasarım aynı zamanda demirsiz motorlarda sürdürülebilir bir yüksek tork yoğunluğunun olabirliği görülmüş oldu.

Benzer bir motor dizaynı Xiaoyuan (2005) tarafından yapıldı. Bu tasarımda ki motor hava boşluğu sarımlı çift stator ve üç tane kalıcı mıknatıslı rotora sahiptir. Dıştaki iki rotorda Halbach boşlukları kullanılarak maksimum akış tutma ve hava boşluğu akış yoğunluğu sağlandı. Merkezde ki rotor ise, bütün statorlerde akışı sürekli sağlamaya yardımcı olmak için standart manyetik çift kutupludur [3].



**Şekil 2.7.** Xiaoyuan'ın motor tasarımının kesit görüntüsü [3]

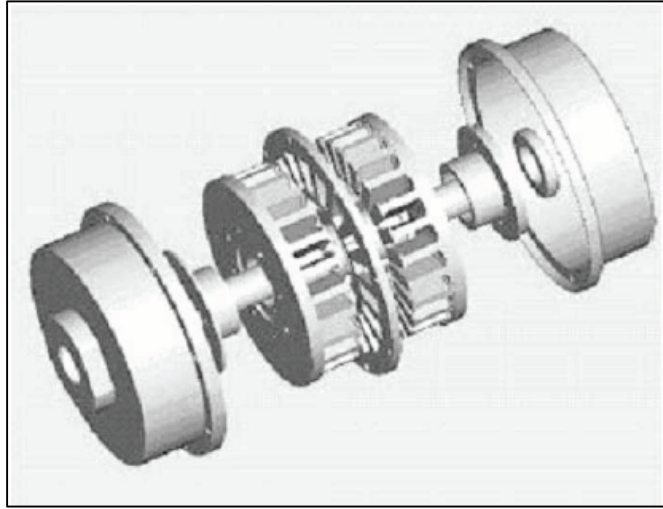


**Şekil 2.8.** Xiaoyuan'ın 3 boyutlu 3 mıknatıslı disk görüntüsü [3]

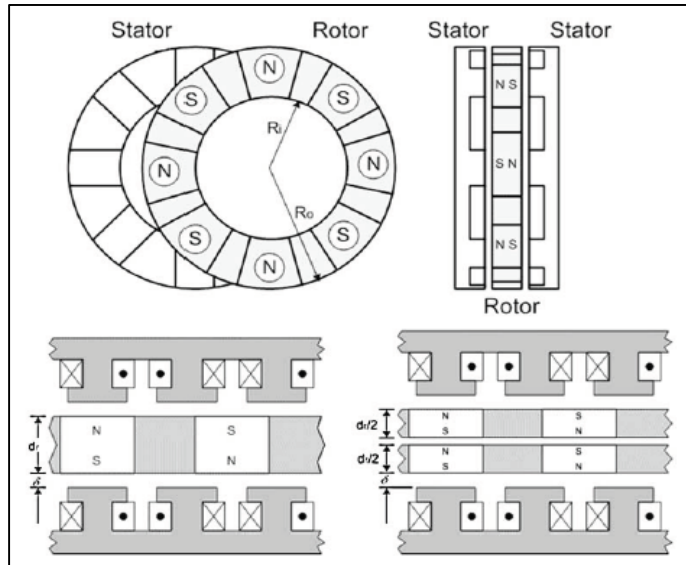
Yüksek tork gerektiği durumlarda, manyetik akı yoğunluğunu en üst düzeye çıkarmak için ferromanyetik stator çekirdek kullanmak anlamlı olur. Demir

kayıplarına rağmen, biraz daha düşük işletme verimliliği ve jant içi motorlarda çokta istenmeyen ek ağırlıklar sonucu bu sağlanmış olur.

Yang, Luh ve Chueng'den (2004) oluşan bir takım, demir çekirdeğin en iyi seçenek olduğuna inandılar. Bunlar konsept olarak ilk önce çift statorlú rotorun her iki tarafında da sabit mıknatıslı rotor ile aksenal akışlı sabit mıknatıslı motor topolojisi ile başladılar ve dizaynlarını matematiksel model ile tekrarlayarak optimize ederek geliştirdiler [4]. Bunun sonunda Şekil 2.10'da görüldüğü gibi 16 kutuplu 24 oyuklu düzende bir motor geliştirdiler.



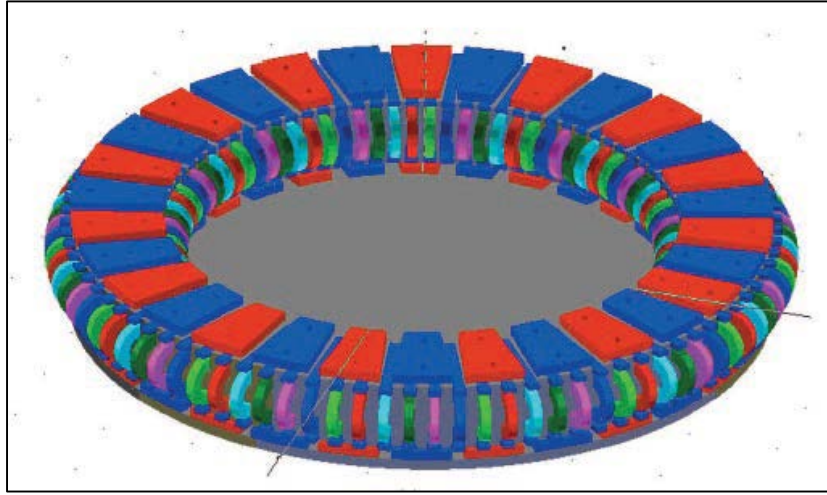
Şekil 2.9. Yang, Lui ve Chueng'in patlamış aksenal akışlı jant içi motor diyagramı [4]



Şekil 2.10. Yang, Lui ve Chueng'in 2 boyutlu çift aksenal akışlı motor topolojisi diyagramı [4]

2006 yılında Rahman temelinde demir çekirdekli stator olan bir başka motor dizaynı yaptı. Demir çekirdek, direk sürüş sistemlerinde ki en temel zorluklardan olan küçük boyutlar ve düşük ağırlıkta tutma problemine çözüm getirdi [5].

Yüksek verim ve özel torklarda aksenal akış seçildi, ayrıca geniş motor çaplarında ve yüksek manyetik kutup sayılarında bu metod daha başarılı oldu. Bunların dizayn özellikleri ile çift 30 kutuplu rotorlarda 500Nm ve 1200rpm hıza ulaşılmasına olanak sağladı.



**Şekil 2.11.** Rahman'ın 3 boyutlu jant içi elektrik motoru tasarımı [5]



**Şekil 2.12:** Rahman'ın test standındaki motor resmi [5]

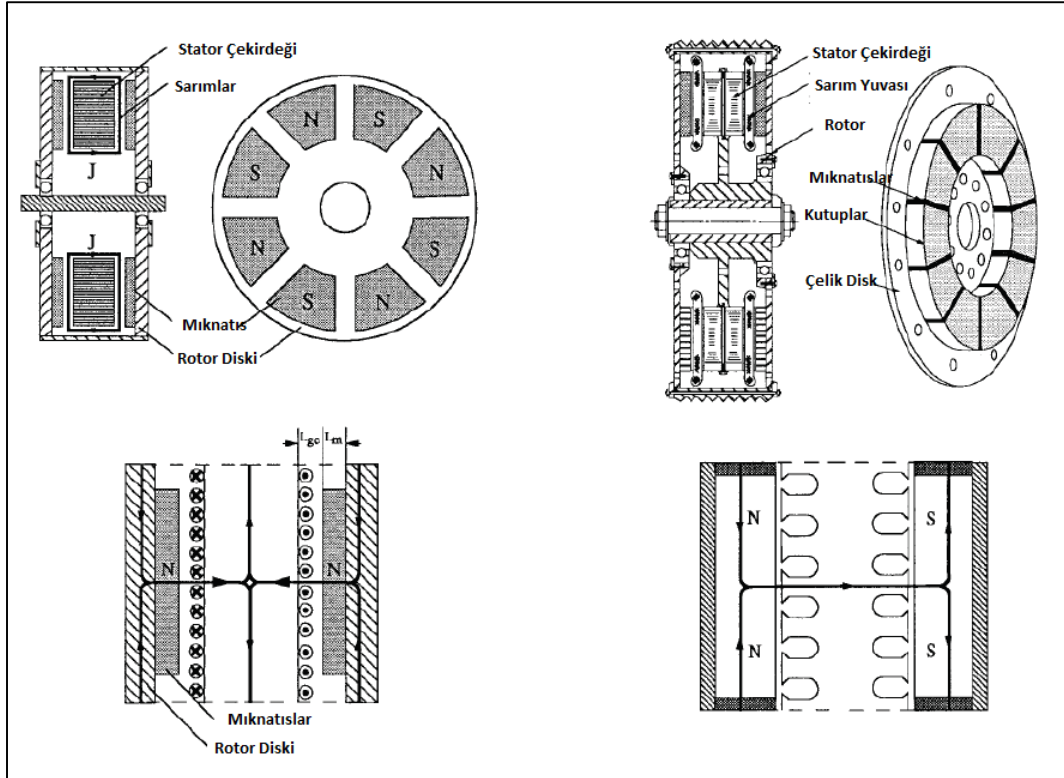
Eksenal akışlı motorlar genellikle nispeten düşük sarımlı indüktansa sahiptir ki bu elektronik kontrolü zorlaştırır. Çözüm olarak, bu motorlara ek olarak statorun içerisine kalıcı mıknatıslar eklenerek indüktans sarımını arttırmışlardır.

Kalıcı mıknatıslı motorlar ile vuruntu momenti problemi arasındaki ilişki kısa adımlı mıknatıslar yardımı ile aşıldı. Stator sarımlarındaki düzenli etkileşimlere nazaran mıknatısların adımları düşürüldü. Onların hesaplarına göre bu değişim motorun çıkış torkunu etkilemiyordu.

Bu tasarımın bir diğer ilginç özelliği ise, motor ağırlığını azaltmak için manyetik akı yoğunluğunun düşük olduğu bölgelerde rotor arka plaka malzemesinin kaldırılmasıdır.

Daha önce bahsettiğimiz gibi, sabit mıknatıslı motor tiplerinin daha düşük rotor ısınmaları ile diğer motor türlerinden üstündür. Böylece sadece statorleri için soğutma ihtiyacı gereklidir. Bu dizayn ile alüminyum tüp formunda su soğutma için statorun etrafında gezdirilir ve stator üzerinde termal geçirgen epoksi malzeme ile stator bobini ve çekirdeğindeki ısınma ortadan kaldırılır. Genel olarak, bu dizayn jant içi elektrik motorları arasında en iyi düşünülmüş tasarım olarak görülebilir.

2009 yılında Kim ve arkadaşları jant içi elektrik motorlarından en yaygın iki tipi olan yüzey sarımlı sabit mıknatıslı motorlar ve içten sarımlı motorları inceledi [6]. Bu iki motor tipi topolojisi Şekil 2.13'de gösterilmiştir.



**Şekil 2.13.** Yüzey sarımlı (soldaki) ve içten sarımlı motor topolojisi karşılaştırması [6]



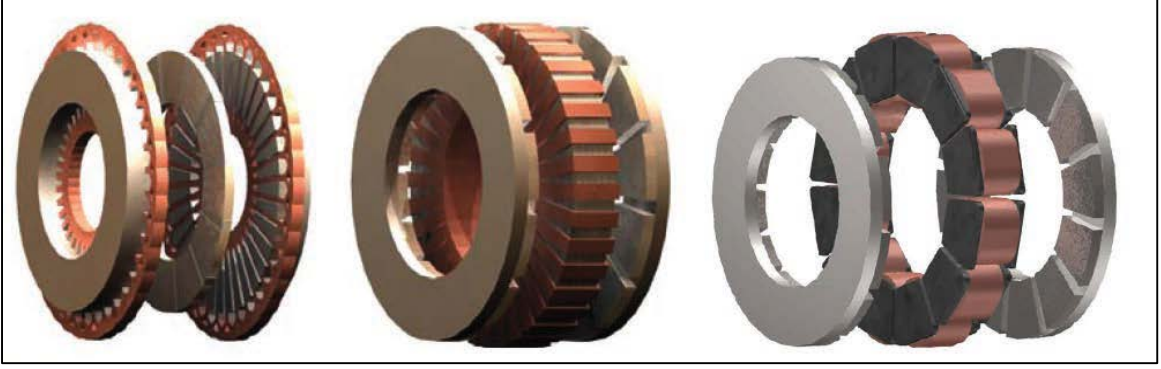
Yüzey sarımlı dizayn da stator sarımları halka şeklinde demir çekirdekle iki rotor arasını sarar. Çıkıntısız stator bir avantajdı ve bu yüzden vuruğu torku oluşmuyordu ve kolayca kurulabiliyordu. Fakat bunlar nispeten daha geniş hava boşluğuna sahipti ki bu boşluklar akış yoğunluğunu düşürüyordu bu nedenle daha büyük mıknatıslara ihtiyaç duyuluyordu. Bu sarımlar stator tabakası tarafından tutulmadığından elektromanyetik kuvvetlerden dolayı gerilmeler oluşuyordu.

İç sarımlı dizayn da, kanallı demir stator iki kalıcı mıknatıslı rotor arasında yoğun sarımlara sahipti. Kama kanallı stator tasarımı sayesinde önemli bir vuruğu torkuna sahip olabiliyordu fakat sert çevre koşulları göz önünde bulundurularak mekanik dayanım için gömülü sarımlara sahipti ve çok küçük hava boşlukları çok iyi akış yoğunluğuna müsaade ediyordu. İç sarımlı dizaynların jant içi elektrik motorları için en iyi tercih olduğu düşünülüyordu.

Onların araştırmalarında her faz için tam köprülü 2 fazlı motorlar ve kontrolcüler bulundu, fakat konvansiyonel 3 fazlı sürücü sistemleri üzerinde tatmin edici bir avantajları olmadı.

Özellikle jant içi elektrik motoruna yönelik olmasada, Woolmer ve McCulloch (2007) tarafından yönetilen Oxford Üniversitesinden bir ekip, uygun görülebilen bir performans gösteren yüksek torklu aksenal akışlı bir motor geliştirdi. Onların geliştirdiği motor Yokeless ve Segmented armatür topolojisi dizaynını işaret ediyordu (YASA).

Bir kez daha her iki tarafında da demir çekirdekli statorun çift rotorlar ile aksenal akış prensibine uygun tasarlanmış bir motordur. Bu dizayn temel olarak aksenal akışlı bir verniyer motor sürücülü görünüyordu ve 10 kutuplu rotor ve 12 stator sarımlı bir yapıya sahipti. Şekil 2.14'de en yüksek performanslı çalışan aksenal akışlı kalıcı mıknatıslı motor ve yeni YASA kavramının topolojisini görebiliriz [7].



**Şekil 2.14.** Eksenel akışlı motorların karşılaştırılması iç rotorlu (solda) kabartılı içten statorlü (ortada) ve yeni dilimli armatür kabartılı (yasa) (sağda) (woolmer & mcculloch 2007) [7]

Bu motorda güç üretimi için çelik katmanlar yerine demir çekirdekleri kullanıldı, bunun öncelikli sebebi ise bunların eksenel olarak gitmesi gerektiğinden katmanlı yapıda eksenel akış üretim zorluğu idi. Fakat maalesef bilindiği üzere demir çekirdek yapıların manyetik geçirgenliği katmanlı çelik çekirdeklerden düşüktür ve motorlar 250Hz de yani 2500rpm de çalıştığında bu çekirdeklerde önemli ölçüde girdap akım kaybı görünmüştür.

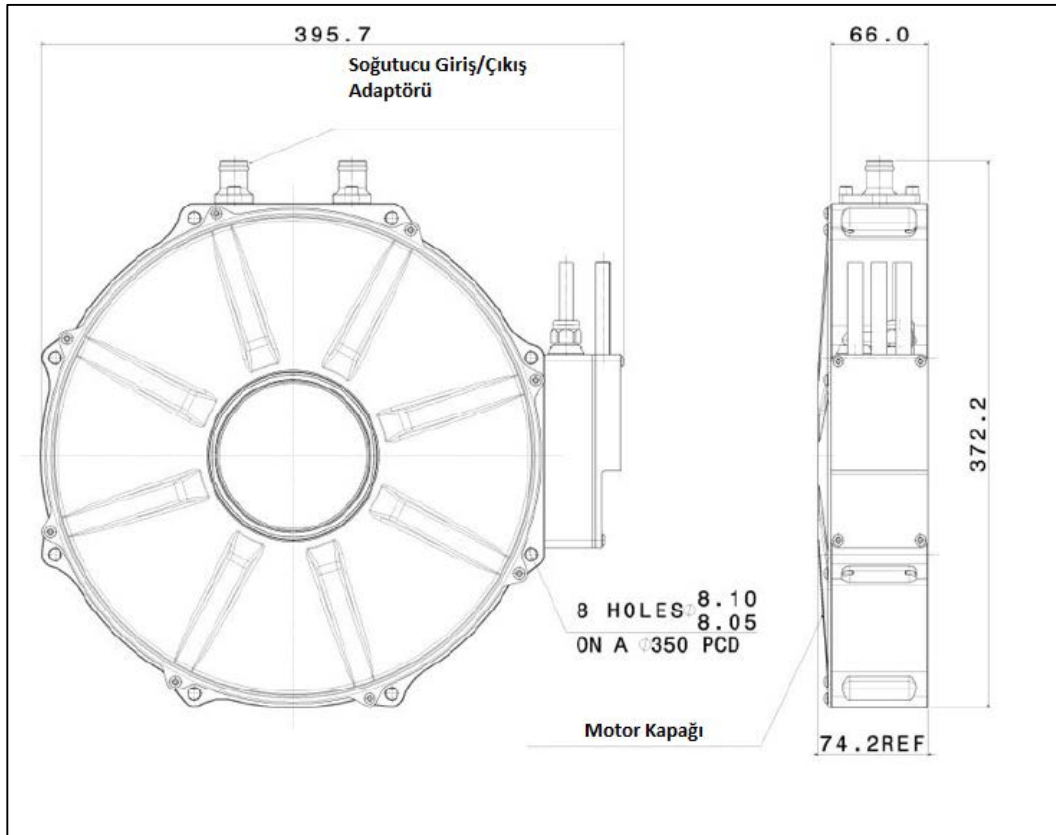
Diğer bir ilginç özellik ise; bu dizayn da kullanılan mıknatısların epoksi ile kaplanması ile mıknatıslar ile rotor plakası arasındaki elektriksel iletimin ortadan kalkması ve rotor içinde ki girdap akımının kaybedilmesidir.

Bu motorların geleneksel eksenel akışlı kalıcı mıknatıslı motorlara göre %20'lik bir tork avantajı olduğu iddaa edilmekte ve yükleme oranına göre %95 üzerinde bir verimlilik sağlandığı düşünülmektedir.

İlk üretilen modelde oldukça yüksek bir güç yoğunluğu 9kW/kg sunuldu. Bunlar maksimum 750Nm torka ulaştı ve sürekli 60kW güçte ve maksimum 100kW güce toplam 25kg'lık ağırlığı ile ulaştı.



Şekil 2.15. YASA-750 motor görseli [7]



Şekil 2.16. YASA-750 motor ölçüleri [7]

### 2.1.2 Dış Rotorlu Radyal Akışlı Motorlar

Jant içi elektrik motorlarında en çok dikkat çeken ikinci motor topolojisi ise dış rotorlu radyal akışlı kalıcı mıknatıslı elektrik motorlarıdır. Rotor jant içine kendi kendine entegre olabildiğinden bu motorlar sezgisel bir seçim olarak görünmekte.

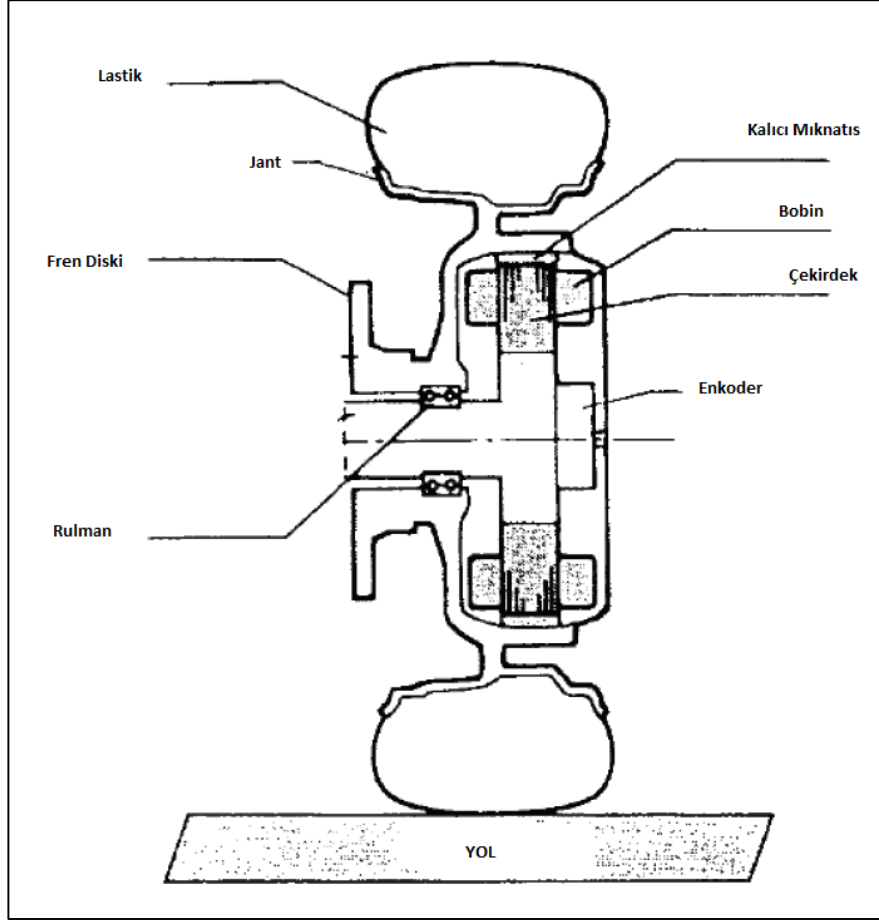
Wu, Song & Cui (2007) bu motorların diğerlerine göre birçok çeşitli avantajlara sahip olduğuna vurgu yaptılar. Bu avantajlar, stator karşısında yüksek yoğunluk alanı, mıknatısların üretim kolaylığı ve stator ve rotor arasındaki manyetik kuvvetlerin balanslama kolaylığı gibi sayılabilir.

Jant içi elektrik motorları için 2011 yılında mevcut en başarılı uygulamalar bisikletler ve mobiletler üzerinde yapıldı. Brand, Ertuğrul ve Soong (2003) yılında dış rotorlu kalıcı mıknatıslı motorların performansları üzerine bir çalışma yaptılar. Şekil 2.17’de bu çalışmada kullanılan motor yapısı görülmektedir.[8]



**Şekil 2.17.** Tipik Bir Bisiklet İçin Uygulanan Jant İçi Elektrik Motoru Uygulaması [8]

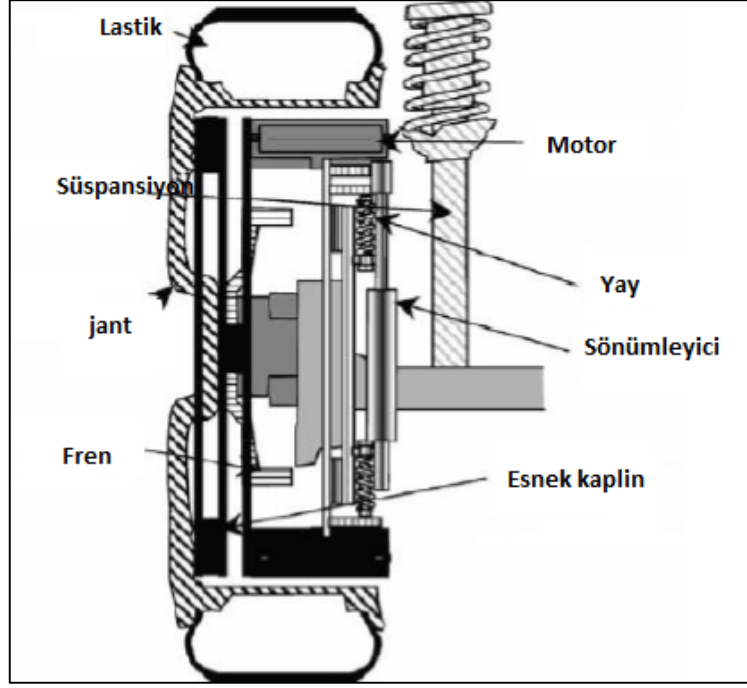
Dış rotorlu radyal akışlı kalıcı mıknatıslı jant içi elektrik motorları için bilinen en eski çalışma Terashima tarafından 1997 yılında yayınlandı, ve araçların dört tekerinde de kullanılması için geliştirildi. Her bir motorun ağırlığı 33kg ve sürekli güç oranı 6.8kW idi. Maksimum tork oranı 420Nm ve 25kW zirve güce ulaşabiliyordu.



**Şekil 2.18.** Terashima'nın tasarımı jant içi elektrik motorunun kesit resmi [8]

Bu çalışma ile bu motor tipinde vuruş momentinin düşürülebildiği belirlendi ve bu sayede yolcu konforu artırıldı.

Bir diğer dış rotorlu radyal kalıcı mıknatıslı elektrik motoru çalışması da 2008 yılında Chung tarafından yapıldı. Bu motor 350mm çapta ve sadece 50mm uzunluğa sahipti böylece çok eksenli akış dizaynlarına en-boy oranı ile benzerlik gösteriyordu.



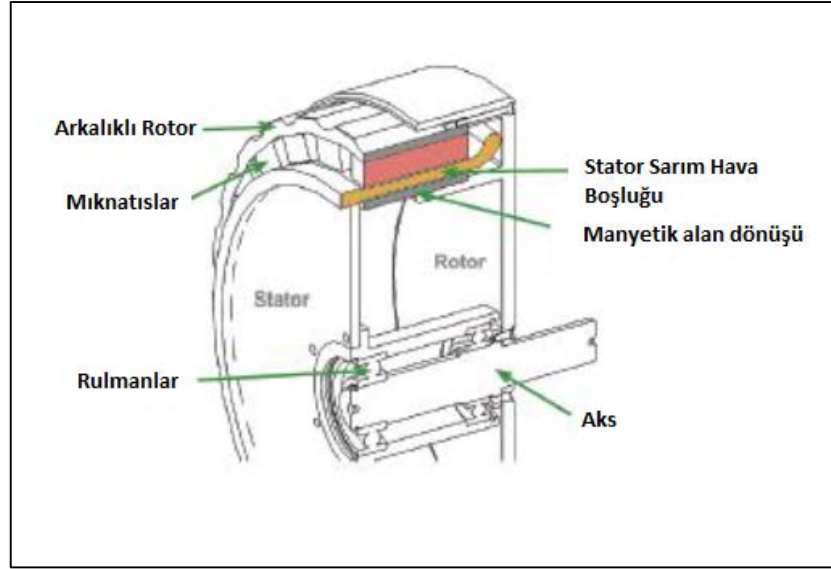
**Şekil 2.19.** Chung'un jant-içi elektrik motor tasarımı konfigürasyonu [8]



**Şekil 2.20.** Chung'un tasarımı statorleri ve rotorları montajlanmış jant içi motoru görüntüsü [8]

Bu dizayn ile kayda değer bir başarı olan 5.7kW güç üretildi fakat, bu 4000rpm de sadece 15Nm tork meydana getirebiliyordu ve böylece eğer direk araçlarda kullanılmak isteniyorsa bu dizaynın daha yüksek torklara ulaşması gerekiyordu.

2003 yılından önce aksel akışlı jant içi elektrik motoru tasarımı Greaves, Walker ve Wash'ın 2001 yılında yayınladıkları radyal akışlı kalıcı mıknatıslı elektrik motorlarıdır. Bu dizayn oldukça özgün bir tasarımdı çünkü bu motorda radyal akış için demirsiz stator kullanıldı ve pasif demir halka statorun içerisinde bir yolda dönerek manyetik akış oluşturdu. Şekil 2.21'de demirsiz kalıcı mıknatıslı motorun kesit resminde görüldüğü gibi sistem çalışmaktaydı.

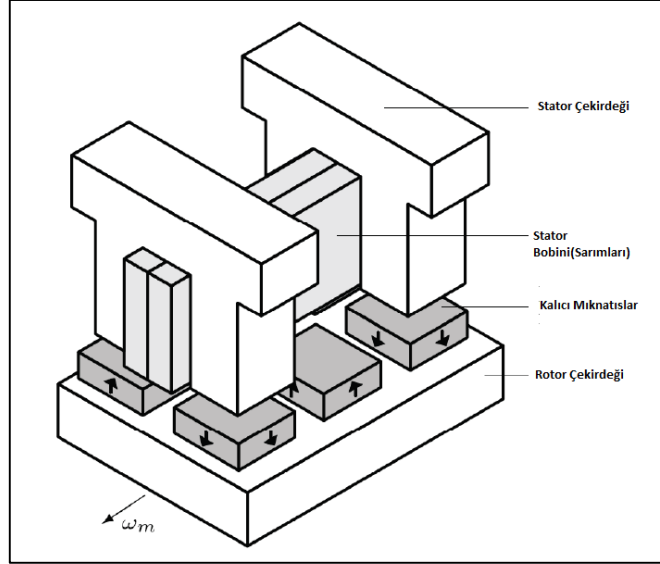


**Şekil 2.21.** Demirsiz kalıcı mıknatıslı motorun kesit resmi [8]

Bu tasarım 2003 yılında yaptıkları direk sürücülü aksel akışlı dizayndan ziyade, tekerlekteki eliptik sürücüyü düşürmek için düşünüldü. 24 kutuplu bir dizaynda; stator sarımlarında 8mm hava boşluğu ve 38 ayarlı Litz telleri kullanıldı ve bu sadeye de %38 bakır doluluk faktörüne ulaşıldı. Maksimum hava akış yoğunluğunda 0.56T değerine ulaşmayı başardılar ki bu birçok diğer dizaynlara göre oldukça önemli derecede düşük bir değerdi. Bu motor 30Nm sürekli olmak üzere 60Nm maksimum tork değerine ve maksimum 7000rpm değerine ulaşabilmektedir. Motorun ölçüleri ise  $\varnothing 300\text{mm} \times 150\text{mm}$  ve ağırlığı ise yaklaşık 2.1kg'lık bir mıknatıs ağırlığı ile 10kg dır. Bu motor tasarımındaki belki de tek dezavantaj ise yukarda şemasında da görüldüğü gibi aktif olmayan geniş bir hacim olmasıdır.

### 2.1.3 Çapraz Akışlı Kalıcı Mıknatıslı Motorlar

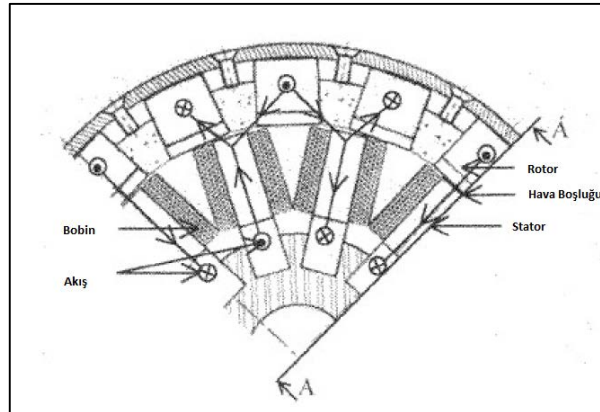
Çapraz akışlı kalıcı mıknatıslı motorlar temel olarak kalıcı mıknatıslı radyal akışlı motorların çeşitlerindedir. Bu motorlarda aksel olarak birbirine komşu kuzey-güney mıknatıs çiftleri kullanılır ve akış yolları dik olarak döner.



**Şekil 2.22.** Çapraz akışlı kalıcı mıknatıslı motor topolojisi [9]

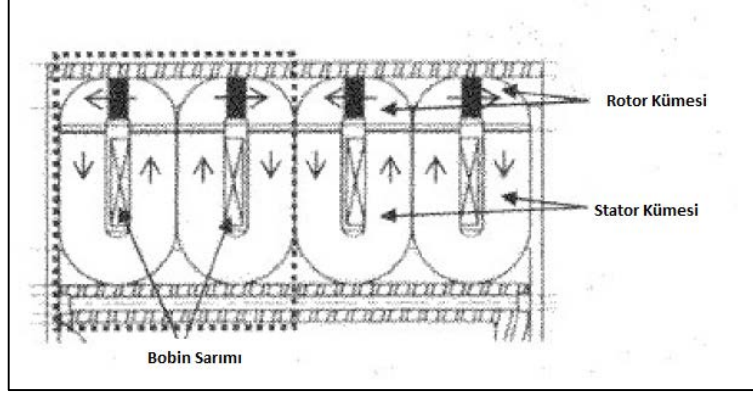
En önemli avantajlarından biri mümkün olan en çok kutup sayısına rağmen yüksek tork yoğunluğuna sahip olmasıdır ki bu özellik jant içi elektrik motoru sistemleri için çok cazip bir özelliktir. Bununla birlikte en önemli dezavantajı düşük güç faktörü ve yüksek manyetik kaçak oranıdır.

Espanet, Kauffmann ve Barnard'ın 2006 yılında yapmış oldukları askeri sistemler için iki jant içi kalıcı mıknatıslı elektrik motoru karşılaştırmasında, bunlardan biri geleneksel dış rotorlu aksel akışlı kalıcı mıknatıslı motorlar ve diğeri ise çapraz akışlı melez dirençli motorlardır [9].



**Şekil 2.23.** 2 boyutlu çapraz akışlı melez dirençli motor görüntüsü [9]





**Şekil 2.24.** Çapraz akışlı melez dirençli motor eksenel geometrisi [9]

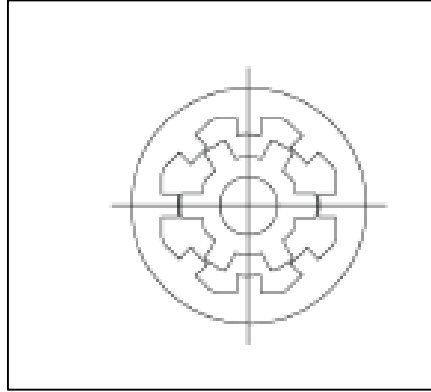
Bu uygulama için  $\text{Ø}480\text{mm} \times 200\text{mm}$  lik oldukça geniş bir boşluk jant içi elektrik motorları için uygundu ve her bir teker için  $30\text{kW}$  lık güç gerekiyordu. Her iki motorda adil bir karşılaştırma yapılması için  $\text{Ø}240\text{mm} \times 180\text{mm}$  lik ölçülerde tasarlanmıştır. Motor ağırlıkları her ikisi içinde  $92\text{ kg}$  olarak tasarlandı ve mıknatıs ağırlıkları da  $20\text{kg}$  idi. Bu karşılaştırma sonucunda, çapraz akışlı motor topolojisinin bazı avantajları olmasına rağmen eksenel akışlı motorların daha yüksek verimlilik ve torka sahip olduğu tespit edildi. Eksenel akışlı motorların temel dezavantajı olarak daha pahalı ve geniş mıknatıslara sahip olması görüldü.

#### 2.1.4 Değişken Manyetik Dirençli Motorlar

Bazı araştırmacılar jant içi elektrik motorlarında kullanılmak üzere değişken manyetik dirençli motorlar üzerinde çalışmalar yaptılar. Bir yüksek lisans tezinde Çakır (2004), direk sürücülü jant içi motorlarda dış rotorlu değişken manyetik dirençli motor tasarımlarında ki denemelerden bahsedilmektedir. Değişken manyetik dirençli motorlar incelenmek için seçildi çünkü mekanik olarak basit bir yapıya sahiptir bu tür motorlar [10].

Yüksek tork dalgalanmalarının görünmesi değişken manyetik dirençli motorların çekiş sistemlerinde kullanılmalarındaki en temel dezavantaj olarak görülmektedir. Wang (2005) de  $50\text{kW}$  değişken manyetik dirençli motor tasvirinde hibrit otobüs uygulaması geliştirilmiştir. Bu motor 8 stator kutuplu, 6 rotor kutuplu bir tasarımı ve 4 fazlı bir kontrol gerekiyordu. Prototip motor başarı ile üretildi ve  $1\text{kW/kg}$  güç

yoğunluğuna ve 2.21Nm/kg'lık tork yoğunluğuna ulaşıldı ki bu gerçekten önemli bir değerdi fakat aksenal kalıcı mıknatıslı motorların altında kalıyordu [11].



**Şekil 2.25.** Wang'ın 4 fazlı motor tasarımının kesit resmi [11]



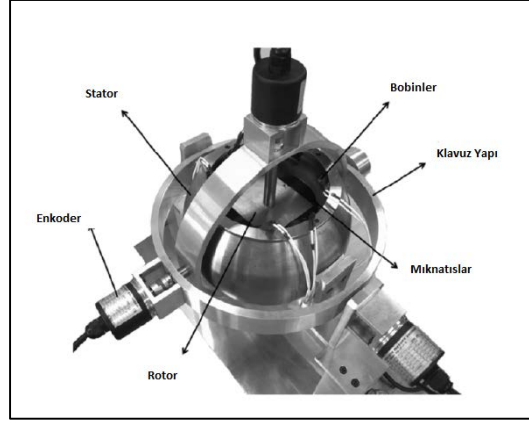
**Şekil 2.26.** Wang'ın motor tasarımında rotor ve stator prototipi [11]

Ayrıca, güç oranında %88 lik birim verim gözlemlendi ki bu oran kalıcı mıknatıslı motorların veriminden önemli ölçüde düşüktü ve neden sürekli sistemlerde ek bir soğutma sistemine ihtiyaç duyulduğunu açıkladı. Tipik bir kalıcı mıknatıslı motorda sürekli güç çıkışının yarısı oranında bir soğutmaya ihtiyaç vardır. Son olarak, özellikle yolcu araçlarında hiç istenmeyen akustik sesler gözlemlendi. Bu da bu motor tipleri üzerinde daha fazla çalışmaya ihtiyaç duyulduğunu gösterdi.

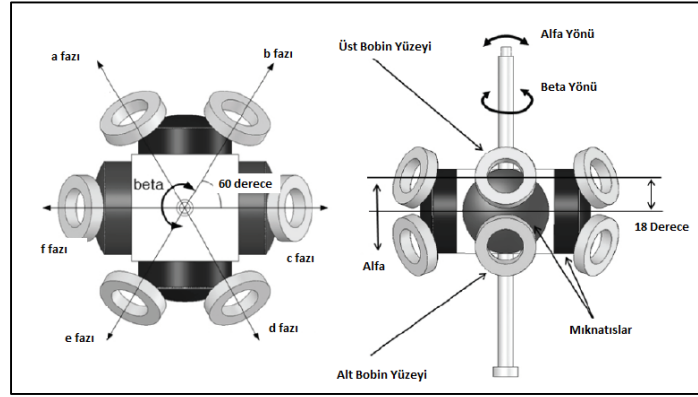
### 2.1.5 Küresel Jant İçi Elektrik Motorları

Küresel motorlar ilginç bir topolojiye sahiptir çünkü stator'e göre rotor üç serbestlik derecesine sahiptir. Kang (2008), küresel jant içi elektirik motorları ile ilgili araştırmalar yapmış ve dört manyetik kutuplu ve iki sıralı altı stator sarımlı bir motor üzerinde çalışmıştır. Eğer iki set şeklinde stator bobinleri hareket geçirilirse,

rotor hizalanır ve aralarında birlikte döner. Rotor eksen dışında dönsün diye stator bobinleri eşit olmayan şekilde harekete geçebilir  $\pm 18$  dereceye kadar. Bu yol ile küresel motorlarda hem sürücüler hem de direksiyon aktif hale getirilebilir.



**Şekil 2.27.** Küresel jant içi elektrik motoru görüntüsü (Kang 2008)



**Şekil 2.28.** Küresel elektrik motorlarının yapısı ve çalışma prensibi (Kang 2008)

Bu motor tipinin bazı uygulamalarda faydalı olabileceği düşünülmüştür fakat üretimi ve kontrolü zordur ve özellikle yüksek güç yoğunluklarında verimleri düşüktür. Yolda giden araç tasarımlarında bazı problemler oluşturabilmektedirler örneğin araç yolda çukura girdiğinde kontrol açısı değişebilir ve kararlılığı düşebilir.

### 2.1.6 Ticari Üretimler ve Prototipler

Jant içi elektrik motorları birçok uygulamada kullanılmaktadır örneğin; bisikletler, güneş enerjili arabalarda fakat en çok binek otomobillerde görünmektedir. Her ne kadar akademik çevreler dışında da olsa belli ölçülerde teknik bilgilere ulaşılabilir bir çok ticari prototip geliştirildi. Şu an için seri üretime geçilecek boyuta gelmese de bu konuda çalışmalar sürdürülmekte. Bu kısımda bunlardan birkaç örneği inceleyeceğiz.

### 2.1.6.1 Protean Elektrik



**Şekil 2.29.** Protean elektriğin ürettiği motor kesit görüntüsü [12]

Bu sektörde en çok bilinen şirketlerden biri olan Protean'ın geliştirmiş olduğu jant içi elektrik motoru Protean Elektrik dir. Şirket ilk jant içi elektrik motorunu 2003 yılında yapmış ve birçok çeşitli araç tipinde uygulamasını yapmıştır.

Protean'ın yapmış olduğu son model PD18, çok kutuplu ( 72 sıralı, 48 kutuplu) dış rotorlu kalıcı mıknatıslı motor modelidir. Bu dizayn eşsiz olarak elektronik motor kontrolcü içermektedir. Her tekerde 8 tane alt kontrolcü bulunur. Stator ve güç elektroniği su soğutmalıdır.

Motor boyutları 420mm çapta ve 115mm uzunlukta olup motor ağırlığı 31kg dır. Bazı etkileyici özelliklerini örnek vermek gerekirse her tekerde sürekli 64kW 400VDC ve 500Nm sürekli tork üretimi ve maksimum 800Nm tork değerine ulaşması örnek olarak verilebilir [12].

Binek araçlarda prototip uygulamaları görünse de, henüz seri üretim şartlarına ulaşılamamıştır.

### 2.1.6.2 Michelin Aktif Teker

Michelin Aktif Teker modelinin prototipi ilk olarak 2008 yılında Paris Motor Fuarında gösterildi. Motor sistemi temel olarak küçük 30kW'lık kalıcı mıknatıslı su soğutmalı bir model olarak sunuldu. Frenleme diskin çevrimi ile sağlandı. Toplam montaj ağırlığı 42 kg'dır [13].



**Şekil 2.30.** Michelin aktif teker modeli [13]

### 2.1.6.3 Siemens VDO Köşe



**Şekil 2.31.** Siemens köşe motor kesit görüntüsü [14]

Bu motor tipide direk tekerlekten sürücülüdür. Temel olarak geniş çaplı, çok kutuplu dıştan rotorlu kalıcı mıknatıslı motor modellerindedir. Temel olarak yeterli tork üretime ulaşabilmekte fakat çeşitli montaj zorlukları vardır.

Bu dizayndaki hedef yaysız ağırlığı toplam ağırlığın %20'sinin altında tutabilmektir. Siemens motor verimliliğinin %96 olduğunu ve bu verimliliğin geleneksel motor verimliliğinin üzerinde olduğuna dikkat çekmektedir [14].

## 3.YORULMA ANALİZİ

### 3.1 Yorulmanın Tarihçesi

Malzemelerin statik ve dinamik yüklemelerin etkisi ile yorulması insanlık tarihi boyunca insanların dikkatini çekmiş ve önemli bir araştırma konusu olmuştur. İhtiyaca yönelik ürünlerin ve yapıların imal edilebilmesi ve bu yapılarda kullanılacak malzemenin doğru bir şekilde tespit edilebilmesi için birçok araştırma yapılmıştır. Günümüzde kullanılmakta olan yorulma analizlerinin temelleri de bu araştırmalara dayanmaktadır. Yorulma analizine ait bilinen ilk kayıt 1837 tarihinde Wilhelm Albert tarafından yazılmış bir makaledir. Alman maden mühendisi olan Wilhelm Albert, metal yorulması hakkında araştırmalar yapan ilk kişi olarak bilinir. Demirden oluşan maden zincirlerinin tekrarlı küçük yüklerin etkisinde yorulup kopması ile ilgili çalışma yapmıştır.

İlerleyen yıllarda dünyada demiryolu ulaşımı ciddi önem kazanmaya başlamıştır fakat yorulma konusunun tam olarak anlaşılabilmesi ve çeşitli bilgi eksikliklerinin sonucu olarak trenlerde aks kırılmaları oluşmuştur ve bunlarda ciddi kazalara sebep olmuştur. Bu kazalar, mühendisleri bu konuda incelemeler yapmaya itmiştir. Bu dönemde inşaat mühendisi olan W. J. Rankine akslarda oluşan kırıkları incelemiş ve malzemelerde oluşan çatlakları ve bunların ilerlemesi ile ilgili çeşitli çalışmalar yapmıştır.

Metallerin yorulması hakkındaki ilk araştırmalar Alman mühendis August Wöhler taraflarından gerçekleştirilmiştir. Bu araştırmaların ilk örneği, S-N eğrileri (Wöhler eğrileri) olarak bilinir. Bu eğriler sayesinde malzemelerin yorulma davranışları hakkında fikir edinilmiştir [15].

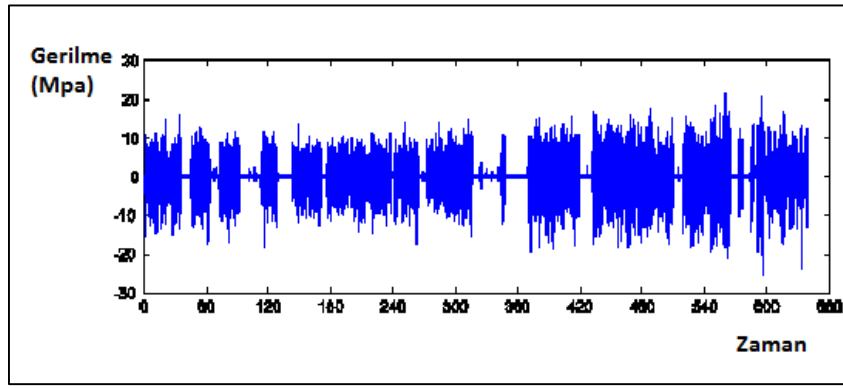
1945'de M.A.Milner, ilk olarak 1924' de A.Palmgren tarafından önerilmiş bir teoriyi tekrardan gündeme getirdi. Bu sebepten bu kurala Palmgren-Miner kuralı da denmektedir. Bu kural lineer bir hasar hipotezidir. Daha sonraki yıllarda, saydırma metodlarının ortaya çıkışı ve bilgisayarlı sistemlerin analizlerde kullanılması ile mühendislikte yer edinmiştir. Günümüzde ömür analizi birçok üretim alanında kullanılmaktadır.

### 3.2 Yorulmanın Tanımı ve Teorisi

Yorulma bir makine parçasında dinamik yükler altında, statik dayanım sınırının çok altında uygulanan yükler ile hasara uğramasıdır.

Yorulma ömrünü etkileyen iki önemli faktör, dinamik yüklerin tekrar sayısı ve yüklerin genlikleridir [16].

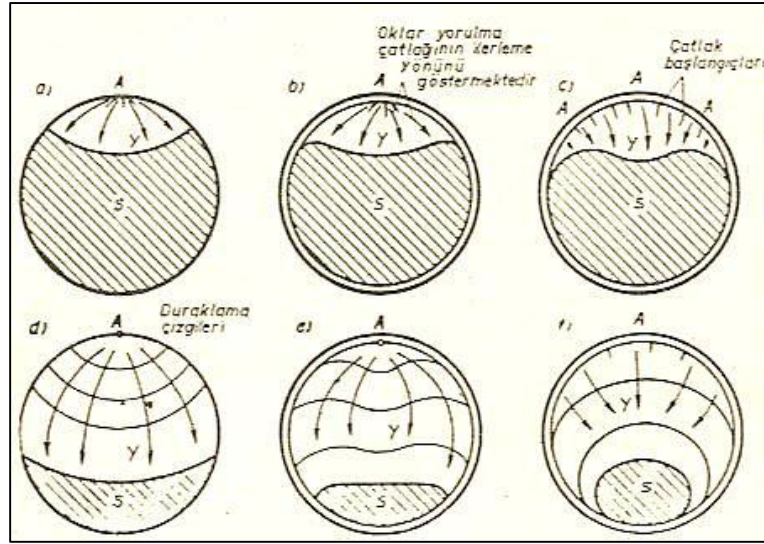
Günümüzde birçok üretim ve tasarım sürecinde hasarın önlenmesi için yorulma analizi yöntemleri kullanılmaktadır. Özellikle hava araçları, inşaat ve otomotiv sektörlerinde insan yaşamının ciddi tehlikelere maruz kalabileceği için yorulma analizleri büyük önem kazanmaktadır.



**Şekil 3.1.** Değişken genlikli yük

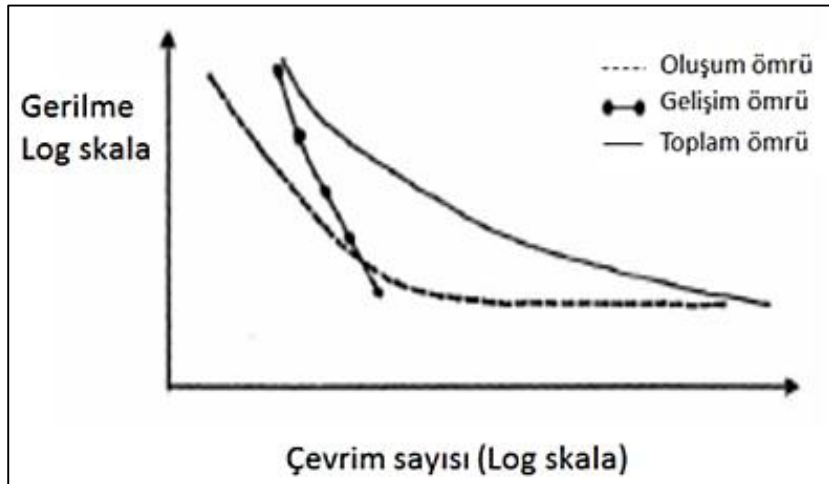
Şekil 3.1’de görüldüğü gibi malzeme dinamik yük altında kaldığında malzeme üzerinde ki yorulma mutlaka hesaba katılmalıdır.

Malzemenin tekrar eden gerilmelerde veya birim şekil değiştirmeler sonucunda kırılması durumuna yorulma denir. Gevrek malzemelerde, geniş bir gerilme aralığında görülen yaygın tiplerden biri “yorulma kırılması”dır. Çatlağın meydana gelmesi ve ilerlemesi gözlemsel olarak düz ve parlak yüzey özelliği gösterir ve dereceli çatlak büyümesi aşaması olarak adlandırılır. Kaba kristal görünümlü görüntü veren bölge ise hızlı ve son kırılma bölgesidir ve ani kırılma olarak isimlendirilir. Şekil 3.2’de kırık yüzeyin düzgün ve mat bölgeleri farklı yüklemeler altında oluşan duraklama çizgileri gözlemlenebilir. Yorulma kırılmasının bir diğer özelliği ise makro düzeyde plastik deformasyon göstermesidir. Bu nedenle yorulma kırılması gevrek kırılma ile çeşitli benzerlikler gösterir.



**Şekil 3.2.** Yorulma kırılmasının genel görünüşü [16]

Metallerin yorulması konusunda yapılan ilk çalışmalar da çatlakın ilerlemesinden daha çok çatlakın oluşumunun malzemenin ömrü üzerindeki etkisinin daha önemli olduğu düşünülüyordu. Son yıllarda yapılan bazı çalışmalarda ise çatlakın ne şekilde oluştuğu ve üzerindeki gerilmeler konusunda ciddi ilerlemeler sağlanmıştır. Şekil 3.3'te Wöhler eğrisinin, malzemedeki çatlak oluşumu ve gerilmenin etkisi ile çatlak ilerlemesinin şematik çizimi görülmektedir. Gerilmenin tekrarı ile ömürdeki düşüş, yorulma çatlakının hem oluşum hem de gelişim safhalarında açıkça görülmektedir.



**Şekil 3.3:** Yorulmanın başlangıç ve gelişim eğrileri [16]



Sonuç olarak (S-N) tipindeki diyagramlar, metalik malzemelerin çalışma şartlarında güvenli çalışma şartları sağlanması ve yorulma konusunda güvenli bir ömür tahmini yapılmasında önemli rol oynar. Özellikle test numunelerinden farklı olarak malzemenin kendi özelliğinden kaynaklı yüzey hataları ve malzemenin kendi kristal yapısındaki bazı düzensizliklerin, parçanın toplam yorulma ömrü üzerinde yorulma çatlak oluşumu sürecini indirgeyebileceği ve hatta tamamen elimine edebileceği söylenebilir. Metal yüzeylerinde yorulma çatlaklarının bölgesel olarak oluşum sebeplerini şu şekilde sıralayabiliriz;

- Çentik etkisi sebebi ile, genel olarak mühendislik malzemelerinde, üretim yöntemlerine bağlı olarak malzemedeki keskin açılı kesitler veren çentik veya kanal gibi şekil değişikliği gösteren bölgelerde gerilme yoğunluğu oluşur ve buda malzemenin yorulma ömrünü olumsuz etkiler
- Malzemenin yüzey kısmında ki kristal yapı iç bölgelere nazaran daha az desteklidir. Bu nedenle malzemenin yüzey kısmında kayma ihtimali daha fazladır.
- Atmosferik reaksiyonlar etkilidir.
- Gerilme yoğunluğu (çentik) etkisi; Yorulma çatlakları genellikle gerilme artırıcı sebepler ile, gerilme yoğunluğunun arttığı bölgelerde görülür. Keskin kesit değişimi veya gerilme yoğunluğu dağılımını etkileyen başka sebeplerden kaynaklanabilir. Gerilme yoğunluğunu arttıran etkenler ise; mekanik (kanallar, çentikler, keskin kenarlar) ve metalürjik (poraztize ve segregasyon vb.) olarak adlandırılabilir. Her türlü oluşan malzemedeki süreksizlik bölgesel gerilme seviyesinde artışa neden olur [17].

### **3.2.1 Yorulmanın Makroskobik Genel Görüntüsü**

Yorulma kırılmasının makroskobik incelemesinde; metalik malzemeler genel olarak çok az plastik deformasyon gösterirler. Süneklik ve tokluk, statik kırılmalarda deformasyonu belirleyen en önemli iki değişkendir. Malzemenin tokluğunun artması ile birlikte tolerans aralığı içinde kalan çatlak uzunluğu artar. Malzemenin yorulma yüzeyi parçanın kırılma karakteristiğini ve çevrimsel işlem

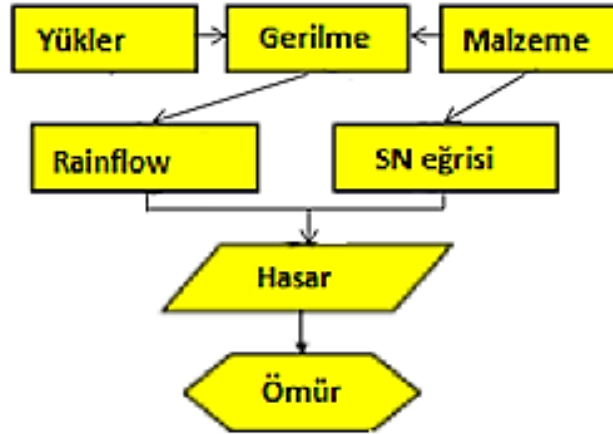
safhalarını gösteren kıyı çizgileri adı verilen çizgiler içerir. Yorulma kırığı incelendiğinde kırılan iki yüzeyde de sürtünmeden dolayı oldukça düz ve oldukça pürüzsüz bir görüntü oluşur. Şekil 3.4'te gerilmeye maruz kalarak kırılmış bir parçanın yüzeyi görülmektedir [17].



**Şekil 3.4.** Yorulma Kırığı Yüzey Görüntüsü [17]

### 3.2.2 Gerilmelerin ve Hasarın Hesaplanması

Mühendislik parçalarında yorulmanın incelenmesi için çeşitli yöntemlerin izlenmesi gerekmektedir. Bu yöntem Şekil 3.5'te şu şekilde şematize edilmiştir.



**Şekil 3.5.** Yorulma analizi yöntem şematığı

Yorulma analizinde kullanılmakta olan metodlar ve tanımlamalar daha detaylı bir şekilde aşağıda incelenmiştir.

### 3.2.3 Gerilme-Gerinim ( Stress- Strain) Kavramı

Son yıllara kadar, ölçüm aletlerini kullanarak, bir parça üzerinde meydana gelen gerilmelerin ölçülmesi en önemli mühendislik problemlerinden birisiydi. Elektrik direncinde ki değişime bağlı ölçüm yapan strain-gauge'lerin ortaya çıkışından önce bu ölçümler için mekanik – extensometreler kullanılmıştır. Bunların çeşitli dezavantajları şu şekilde sıralanabilir;

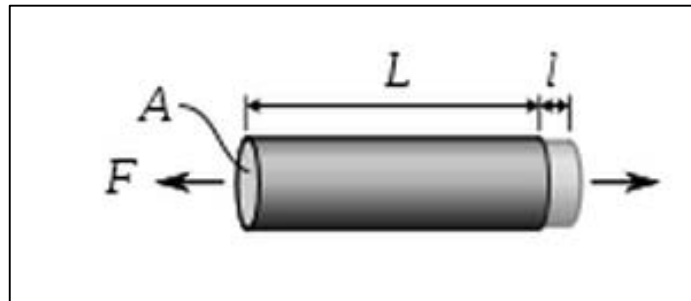
- Gerekli ölçü uzunluğu 12 mm den az değildi.
- Hacimleri büyük olduğundan her alanda ölçüm almaya elverişli değildi.

Bu sebeple birçok gerilme problemi çeşitli emniyet katsayıları belirlenerek çözülmüştür. 1866'da Lord KELVIN, metal bir tel üzerine gerilim uygulandığında, tel uzunluğunda ve çapındaki değişim ile beraber telin direncinde de değişim olduğunu tespit etmiştir. Bu buluş ile birlikte gerilme ölçümünün temel prensibi ortaya çıkmış oldu.

Dışardan bir kuvvete maruz kalan parça gerilme altındadır fakat gerilme direk olarak ölçülebilen bir değer olmamak ile beraber etkisi ölçülebilmektedir. Gerilme ile gerinim arasında ki ilişki bu hesaplama için gerekmektedir.

Birim uzamanın tam olarak anlaşılması için Şekil 3.6'daki gibi, L boyunda homojen bir çubuğun sabit bir F kuvveti ile basma ve çekmeye maruz kaldığında, çubuğun eksen boyunca uzayıp kısılması doğrusal bir yayılımdır. Parçada ki birim uzama, formülde de belirtildiği üzere birim uzunluk başına düşen yayılımdır [18].

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} \quad (3.1)$$



Şekil 3.6. Gerinim (Strain) tanımı

### 3.2.3.1 Poisson Oranı

Poisson oranı, bir malzemenin elastik olarak zorlandığında çap yönündeki değişimin boyca değişim oranıdır. Poisson oranı ( $\nu$ ) her zaman pozitiftir ve her metal ve alaşım için farklı bir değer almaktadır yani malzemenin karakteristik özelliklerindedir.

### 3.2.3.2 Elastisite Modülü

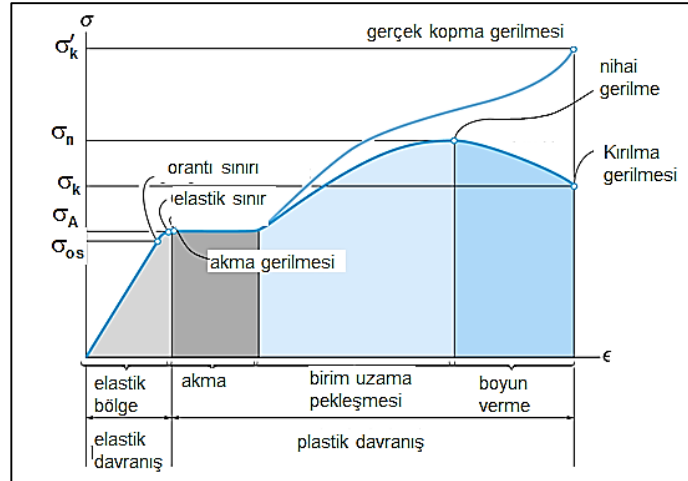
Malzemenin yük altındaki şekil değiştirme ölçüsüne elastisite modülü denir. Tanımlaması gereği birim kesit alanda birim boyu bir kat arttırmak için uygulanması gereken yükü gösterir. Bazı kaynaklar elastisite modülünü " Young Modulus" olarak vermektedir.

Doğrudan gerilme altındaki elastik malzemelerde elastisite modülü ( $E$ ) ;

$$E = \text{Gerilme}(\sigma) / \text{Strain}(\varepsilon) \quad (3.2)$$

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (3.3)$$

### 3.2.3.3 Malzemenin Akma, Nihai ve Kopma Gerilmesi



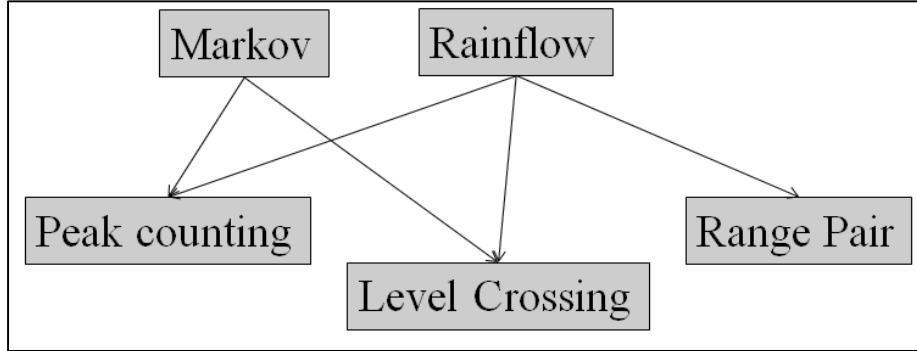
**Şekil 3.7.** Akma, nihai ve kopma gerilmesi diyagramı [18]

Şekil 3.7'de malzemenin özelliklerine ait gerilme tipleri verilmiştir. Akma gerilmesi, malzemenin yük altında plastik deformasyona başladığı sınır gerilme değeri olarak adlandırılır. Akma sınırının altında bir makine parçasına yük uygulandığında yük ortadan kalktığında tekrardan eski haline döner (elastik davranış), ancak akma değeri aşıldığında malzeme oluşan deformasyon kalıcı olur (plastik davranış).

Nihai gerilme, malzemenin maksimum yükleme değeridir yani malzemenin boyun vermeden ve kırılmadan dayanabileceği maksimum yükleme değeridir. Kırılma gerilmesi ise malzemenin yük altında kırıldığı noktada ki değeridir.

### 3.2.4 Sinyal İşleme Metodları

Toplanan gerilmelerin saydırılması yolu ile yük sütunları elde edilir. Bu işlem çeşitli yöntemler ile mümkündür. Bunlardan bazıları Şekil 3.8'de verilmiştir.

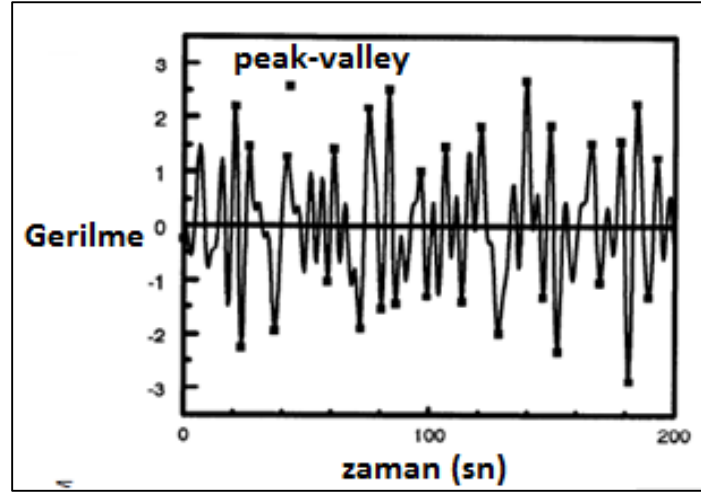


Şekil 3.8. Sinyal işleme yöntemleri

Rainflow saydırma metodu bu tezde kullanılan metottur. Rainflow ile dataların saydırılması işlemi anlatılmadan önce ön bir işlem olan Peak- Valley Filtreleme yöntemi anlatılacaktır.

#### 3.2.4.1 Peak-Valley Filtreleme Yöntemi

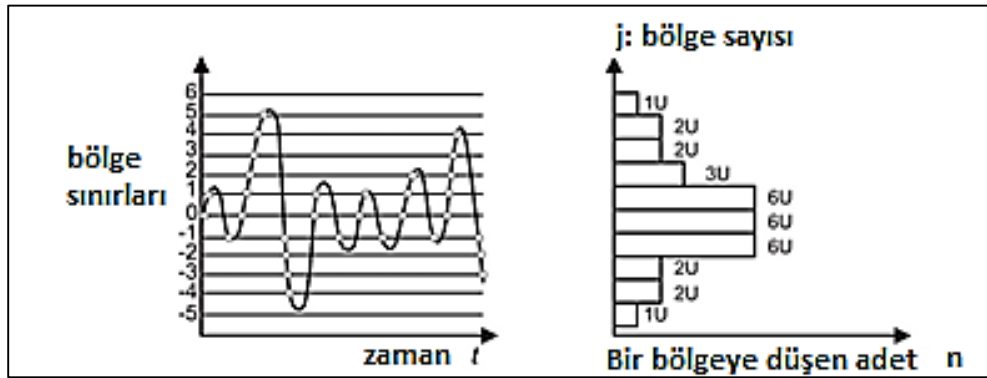
Peak-Valley metodu bir ön sayma ve eleme metodudur ve rainflow metodu kullanılmadan önce alınan datalarda eleme yapar. Peak-Valley algoritma olarak zaman eksenindeki küçük genlikli gerilmeleri eleyerek sadece tepe ve çukurlardaki gerilmelerin seçilmesini sağlar. Algoritma gerilmelerin eksen üzerindeki işaret değişimlerini baz alarak eleme yapar. Şekil 3.9'da Peak-Valley yöntemi ile saydırmaya hazırlanmış bir datanın gerilme-zaman ekseninde ki görüntüsü vermiştir. Bu yöntem genel olarak rainflow metod kullanılmadan önce dataları filtrelemek için kullanılır [19].



Şekil 3.9 : Peak-Valley yöntemi ile filtrelenmiş data [19]

### 3.2.4.2 Level Crossing Saydırma Metodu

Bu metod tek parametrel bir sayma metodudur. Tek yönde artan veya azalan bölge geçişlerini sayma temeline göre işlem yapar. Her bir ön gerilme için ayrı ayrı sayma işlemi yapılmalıdır. Bölge genişlikleri bölge miktarına göre ayarlanır.



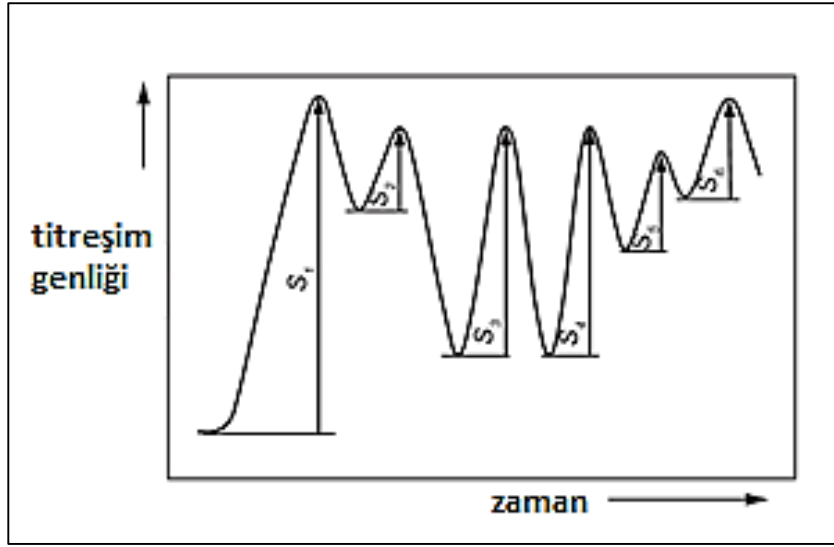
Şekil 3.10. Level crossing sayma methodu

Şekil 3.10'da level crossing yöntemi ile saydırma metoduna örnek verilmiştir. Burada sağda yer alan grafikte sıfır çizgisinin üstünde kalan adetler pozitif geçişleri, altında kalan adetler ise negatif geçişleri göstermektedir. Bu yöntem Range Pair yöntemine göre daha çok kullanılmaktadır.

### 3.2.4.3 Range Pair Saydırma Metodu

Bu metod DIN 45667 ye göre standartlaştırılmıştır. Bu yöntemde temel prensip toplanan sinyalde iki dönüş noktası arasındaki genlikleri saymaktır. Burada bir tam salınımda eşdeğer genlikli pozitif ve negatif değerler mevcuttur. Bu metod da bu

eşdeğer boyuttaki salınımlar toplanır. Sonuç olarak kümülatif bir dağılım elde edilir. Şekil 3.18’de bu metoda ait gösterim mevcuttur [20].



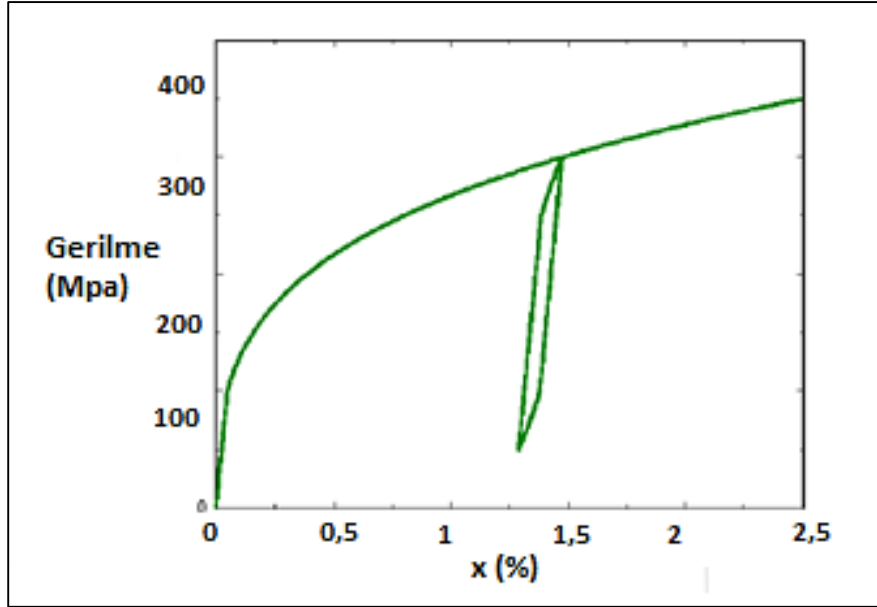
Şekil 3.11. Range Pair Saydırma Metodu [20]

#### 3.2.4.4 Rainflow Saydırma Metodu

Rainflow saydırma metodu malzemenin Gerinim-Birim uzama eğrisindeki kapalı histerizis çevrimlerini bulmak için kullanılan bir metottur. Hasar hesaplarında temel olarak kullanılan yöntem, bir yükleme çevrimini temsil eden histerizis çevrimidir. Metallerin malzeme eğrileri incelendiğinde, akma noktasının ötesindeki gerilmelerde oluşan yükleme ve boşalma eğrilerinin oluşturduğu kapalı çevrimler histerizis çevrimi olarak adlandırılır. Malzeme gerilme altında bir histerizis çevrimini tamamladıktan sonra, daha fazla gerilmeye de maruz kalsa malzemenin orijinal gerilme-birim uzama eğrisini hatırlayarak gerilmeye döngülerine devam eder. Şekil 3.12’de bir malzemenin örnek histerizis çevrimi görülmektedir.

Rainflow metodun kullanılmasında ki en büyük avantajlardan bir tanesi, bu yöntemin yorulma hasar oluşumlarının hesaplanmasında tutarlı sonuçlar vermesidir. Bu avantajın temeli ise; kapalı çevrimlerin fiziksel olarak da yorumlanabilmesidir. Rainflow metodunun algoritmasının temel prensipleri şu şekildedir; gerilme tepeleri sıkıştırılarak zaman eksenine doğru daraltılır, zaman eksenini bir çatı gibi düşünülerek temel eksen zaman eksenine olacak şekilde 90

derece açısı ile döndürülerek her gerilme tepesi bir kaynak olarak varsayılır. Ardında aşağıdaki kriterlere göre yarım döngü hesabı yapılır;

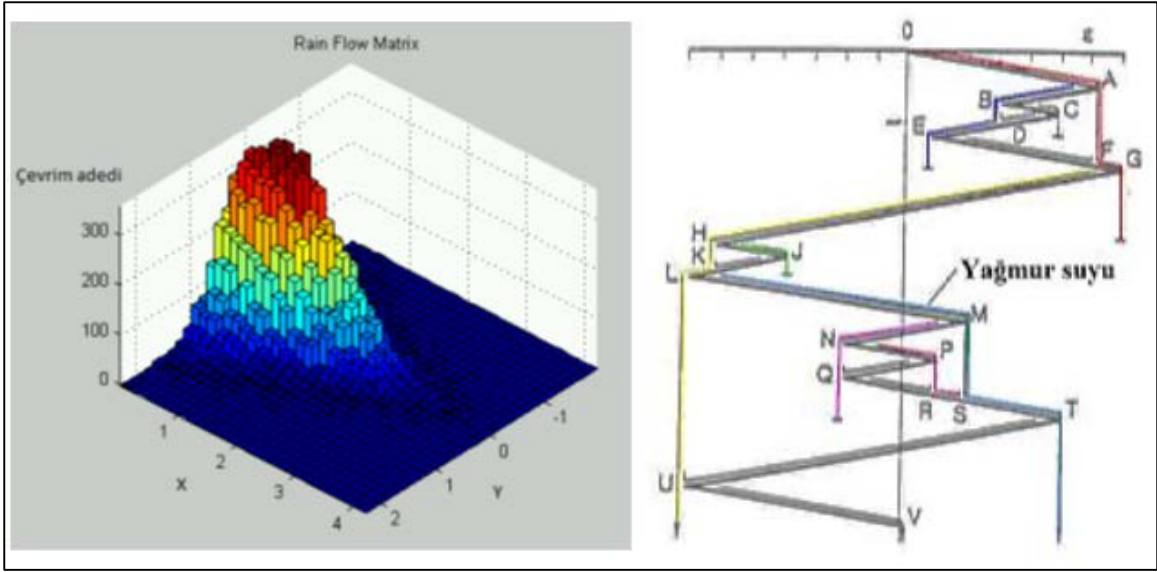


**Şekil 3.12.** Histerizis Çevrimi [21]

- Zaman ekseninin sonuna kadar ulaşmış, ulaşamadığına
- Daha önceki gerilme tepesinden başlayan akış ile birleşip birleşemediğine
- Kendisinden daha büyük yükseklikte bir gerilme tepesinin tersi yönünde akıp akmadığına göre

Bu aşamadan sonra çevrimler içerisinde yarım çevrim yapanların genlikleri hesaplanır ve aynı genlik değerine sahip olan diğer yarım çevrimler ile eşleştirilerek tam çevrim oluşturup oluşturmadığı kontrol edilir. Şekil 3.13'de rainflow saydırma metodunun gösterimi verilmiştir [21].





**Şekil 3.13.** Rainflow saydırma metodu ve matrix görünümü [21]

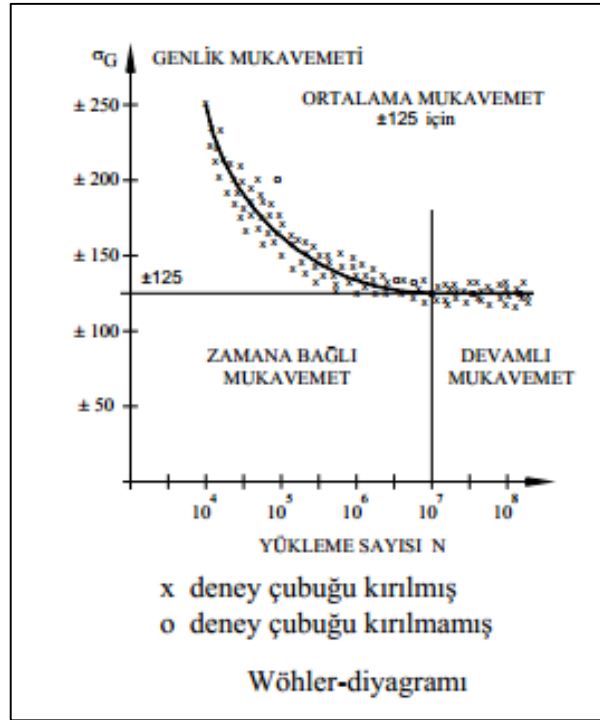
### 3.2.5 Gerilme-Çevrim Sayısı (S-N) Eğrileri

Gerilme –Çevrim sayısı (S-N) diyagramı diğer bir tanımlaması ile Wöhler diyagramı, farklı sabit gerilmelere karşı malzemenin kaç çevrimde yorulma çatlığının veya kırığının oluşacağını gösteren bağıntıdır. Bu yöntem, metallerin gerilme büyüklüğüne bağlı olarak ömürlerinde ki değişimi gösteren eğriyi temel alarak ömür hesaplamalarında kullanılır.

S-N eğrileri, numunelerin üzerinde ortalama gerilme sabit tutularak her birine farklı periyodik gerilmeler uygulandığında numunenin çatlmasına veya kırılmasına kadar geçen çevrim sayısının tespiti ile oluşturulur. Bu çevrim sayısı N ile sembolize edilir.

Düşük değerli gerilmeler için çatlak başlangıcının gözlenebileceği çevrim sayısı çok büyük olacağından, daha önce belirlenmiş olan çevrim sayısına kadar deney devam ettirilerek malzemenin gerilme altında ki davranışı takip edilir. Yapılan tüm deneylerde gerilme genliği deneyler süresince sabit tutulur.

Şekil 3.14'de görüldüğü gibi elde edilen mukavemet değerleri malzemenin “ devamlı mukavemet değeri ( $\sigma_D$  veya  $\tau_D$ ) olarak tanımlanır.

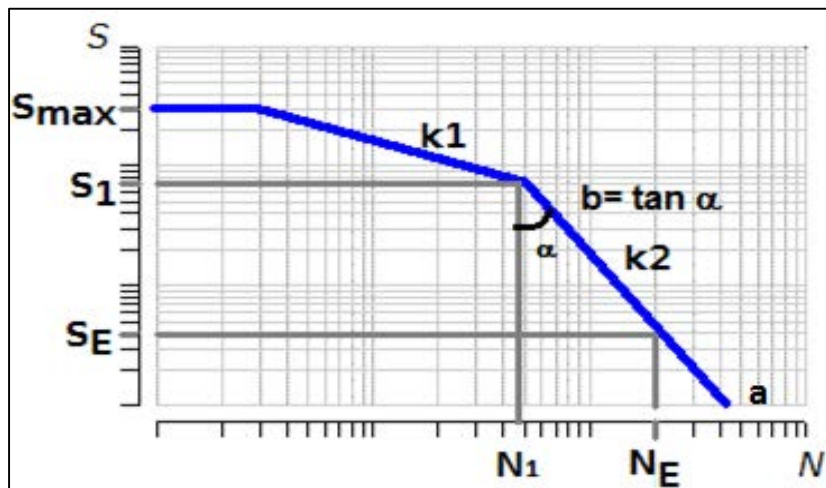


**Şekil 3.14.** Wöhler diyagramı [22]

Malzeme üzerinde yapılan deneyler sonucunda gerilme değerleri sınırı ve yüklemdeki çevrim sayısının belirlenmesi ile Wöhler diyagramı elde edilmiştir [22].

### 3.2.5.1 S-N Eğrisinin Matematiksel Tanımı

Malzemeler için  $N_i$  ve  $\sigma_i$  belirlendikten sonra;  $N_1$  karşılığı  $\sigma_1$  ve  $N_2$  karşılığı  $\sigma_2$  ise;



**Şekil 3.15.** Wöhler diyagramı matematiksel bağıntısı

Şekil 3.15'den aşağıdaki bağıntıları çıkarabiliriz;

$$t_2 = \text{Log}(a) - b\text{Log}(\sigma_2) \quad (3.4)$$

$$t_1 = \text{Log}(a) - b\text{Log}(\sigma_1) \quad (3.5)$$

$$t_1, t_2 = 10^{t_i} \quad (3.6)$$

Olduğu kabul edilerek a ve b katsayıları hesaplanır ve yapay S-N eğrisi çift logaritmik ekseninde çizilir. Yapay S-N eğrilerinin bağıntısı,

$$b = \tan \alpha \quad (3.7)$$

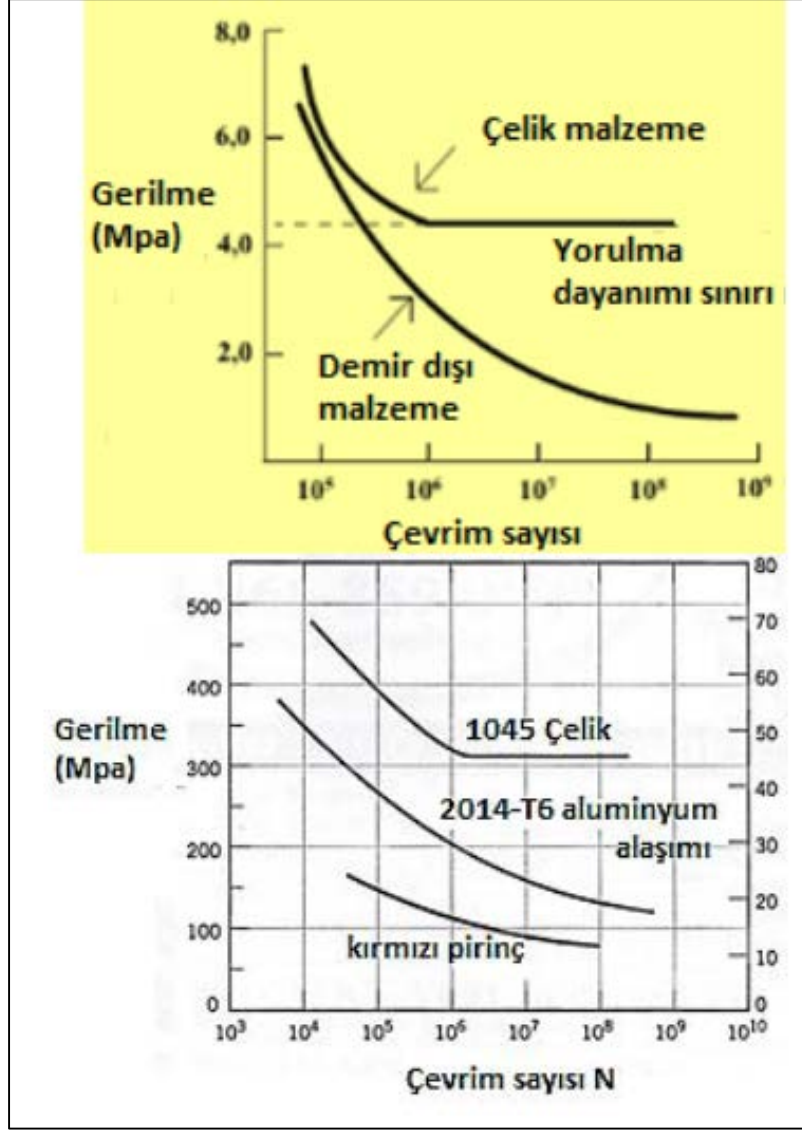
“a” katsayısı da S-N eğrisinin yatay eksenini kestiği noktadaki değer olmak üzere, aşağıdaki gibidir:

$$N_i = a\sigma_i^{-b} \quad (3.8)$$

Şekil 3.16’da görüldüğü gibi her malzemenin S-N eğrileri farklılık göstermektedir [16].

### 3.2.6 Hasarın Hesaplaması

S-N eğrileri malzemelerin sabit yüklemeler altında test edilmesi ile oluşturulmuştur. Farklı genliklerdeki yüklemelerin malzeme üzerinde oluşturacağı hasarın etkisi, lineer bir hasar birikimi yöntemi ile belirlenebilmektedir. Bu yöntem Palmgren-Miner yöntemi olarak adlandırılır. Bu metot ile yük kolektifinin farklı sabit genlikli gerilim bloklarına bölünüp bu blokların hasar üzerindeki etkilerinin ne kadar olduğu gözlemlenebilmektedir. Her bir bloğun malzeme üzerindeki hasara etkisi aşağıdaki denklem yardımı ile hesaplanabilmektedir.



Şekil 3.16. Çeşitli metallere ait s-n diyagramları [16]

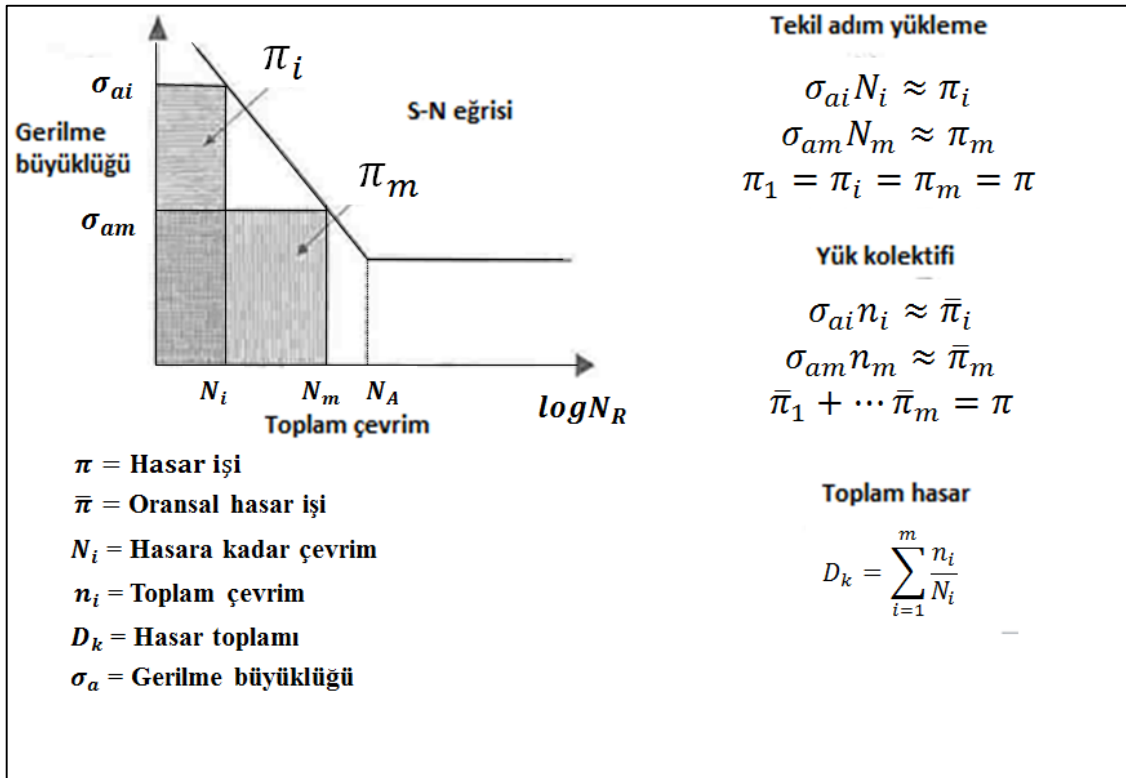
$$D = \sum_{i=1}^m \frac{n_i}{N_{fi}} \quad (3.9)$$

"m" blok sayısını, "n<sub>i</sub>" sabit gerilme genliklerini ve "N<sub>fi</sub>" ise kaç çevrimden sonra malzemenin kırılacağını göstermektedir.

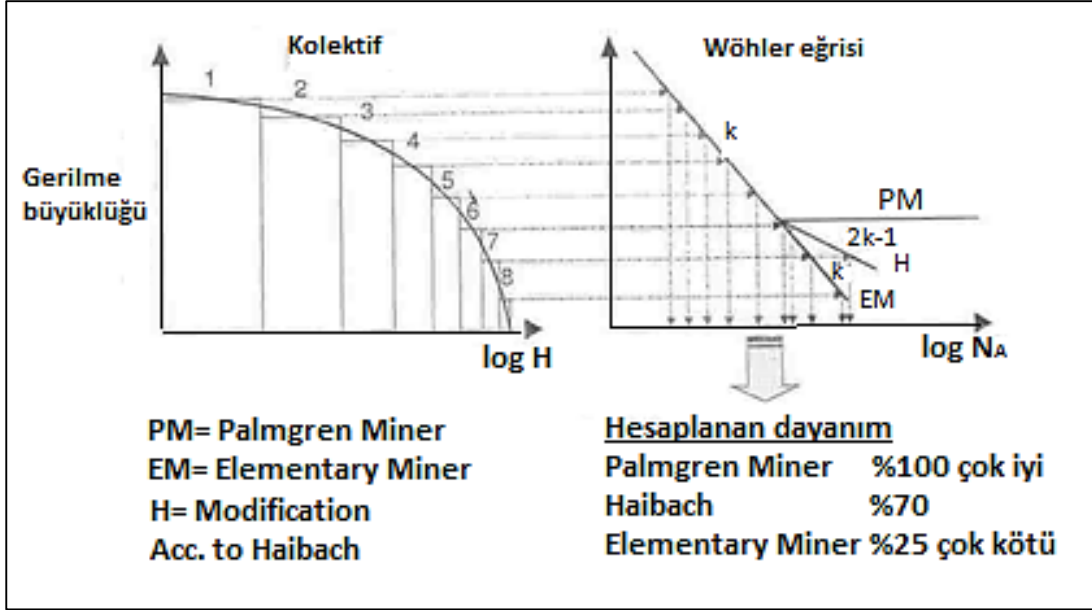
Palmgren-Miner kuralına göre malzemedeki kırılma D=1 değerine ulaştığında oluşur. Şekil 3.17'de birikimli hasar teorisinin gösterimi verilmiştir. Sabit genlikli veya çok düşük genlikli değişimli gerilmeler için D=0.25-0.7 arası olarak belirlenmiştir. Ön gerilme değerleri arttıkça hasar oranı artmaktadır. Ön gerilmede ki artış ile hasar miktarı arasında oransal bir korelasyon olmadığı da

unutulmamalıdır. Wöhler eğrisinde sonsuz ömür sınırının altında kalan alandaki gerilmelerde hasar olmadığını teorik olarak düşünebiliriz.

Ancak, günümüzde yapılan çalışmalarda bu bölgenin altındaki alandaki gerilmelerde de hasar meydana geldiği saptanmıştır. Bu açıdan yüksek güvenlik seviyesinde bulunan parçalarda sınır değer olarak  $D=0.5-0.8$  aralığının kullanılması önerilir. Bu amaçla çeşitli metotlar geliştirilmiştir. Bunlardan biride Haibach'a göre modifiye edilmiş olan hasar belirleme metodudur diğeri ise şekil 3.18'de görülen 'Elementar Miner' metodudur. Bu yöntem ile sonsuz ömür sınırı eğim açısı "k" da düzeltme yaparak yeni bir eğimle "k\*" eğri aşağıya doğru uzatılarak daha geniş bir alanı temsil etmesi sağlanır [16].



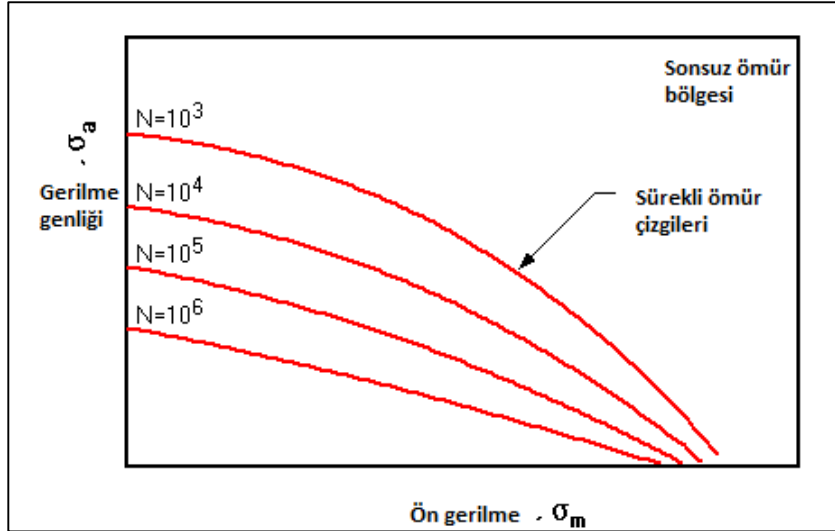
**Şekil 3.17.** Birikimli kümülatif hasar teorisi [16]



**Şekil 3.18.** Palmgren-Miner ve elemanter-miner metodları [16]

### 3.2.7 Haig Diyagramı

Haig diyagramında x ekseninde parça üzerindeki ön gerilme değeri bulunur. Y eksenini ise parça üzerindeki gerilme genliğini göstermektedir ve diyagram üzerinde bulunan eğriler sürekli ömür eğrilerini temsil etmektedir. Eğrilerin altında kalan alan sonsuz ömürü temsil ederken üstünde kalan alan ise sonlu ömürü temsil etmektedir. Haig diyagramının oluşturulması için malzeme üzerinde çok sayıda test yapılmalıdır. Her değişken gerilme ve ön gerilme için bir eğri elde etmek çok pratik bir yöntem değildir. Bu nedenle bazı yaklaşımlar kullanılarak bu diyagram elde edilmektedir. Bu yöntemler, çeşitli yıllarda Soderberg, Goodman, Gerber ve Asme metodları olarak ortaya çıkmıştır. Aşağıda daha ayrıntılı bir şekilde bu eğrilerin denklemlerinden bahsedilecektir. Şekil 3.19'da bir Haigdiyagramı verilmiştir [23].



**Şekil 3.19.** Haig diyagramı [23]

### 3.2.7.1 Ön Yükleme Ve Ortalama Gerilme Etkileşim Eğrileri

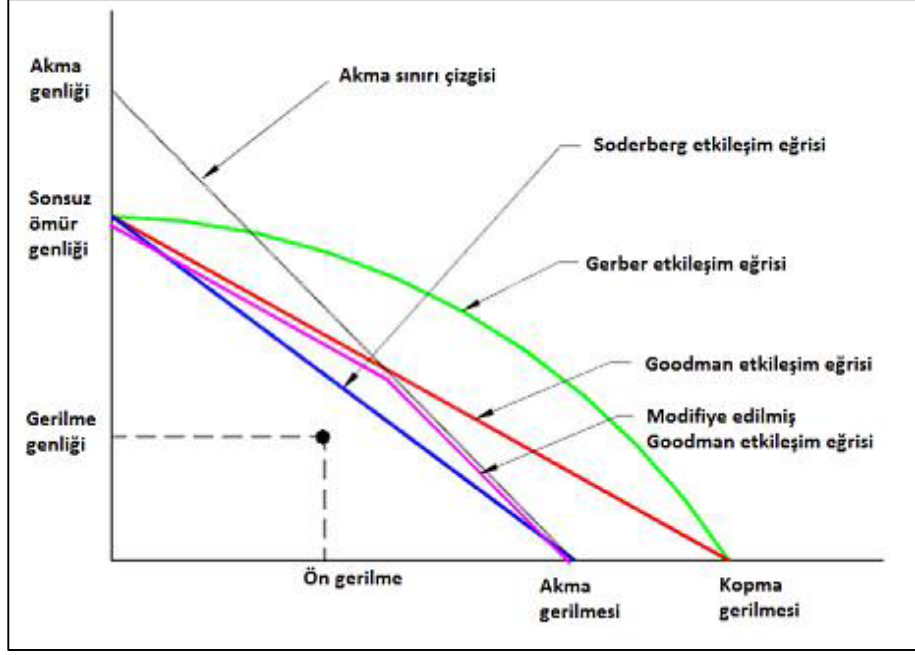
Yorulma sonrası malzeme üzerinde meydana gelen hasarda ortalama gerilmenin etkisi önemlidir. Bunlar Soderberg, Goodman, Gerber ve Asme etkileşim eğrileridir. Şekil 3.20'de ortalama etkileşim eğrileri verilmiştir. Burada sonsuz ömür genliği ( $\sigma_{ge}$ ), gerilme genliği ( $\sigma_{genlik}$ ), ön gerilme ( $\sigma_m$ ), akma gerilmesi ( $\sigma_{akma}$ ), ve kopma gerilmesi ( $\sigma_{kopma}$ ), şeklinde gösterilmesi ile aşağıda dört kriter için denklemler verilmiştir [24].

#### Soderberg Etkileşim Eğrisi

Soderberg etkileşim eğrisi için verilen denklem şu şekildedir;

$$\frac{k_f \sigma_{genlik}}{\sigma_{ge}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{akma}} = 1 \quad (3.10)$$

Eğer malzeme üzerine uygulanan gerilme Soderberg eğrisinin altında kalan alanda kalıyorsa malzeme güvenli bölgededir. En çok güvende kalınan etkileşim eğrisi bu metod içindir çünkü malzemenin akma dayanımını baz alır.



**Şekil 3.20.** Ortalama Gerilme Etkileşim Eğrileri

### Goodman Etkileşim Eğrisi

Goodman etkileşim eğrisi için verilen denklem şu şekildedir;

$$\frac{k_f \sigma_{genlik}}{\sigma_{ge}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{kopma}} = \frac{1}{S} \quad (3.11)$$

Eğer malzeme üzerine uygulanan gerilme Goodman eğrisinin altında kalan alanda kalıyorsa malzeme güvenli bölgededir. Burada "S" emniyet katsayısıdır.

Soderberg teoremine göre daha risklidir. Bu metod için malzemenin kopma dayanımı temeldir.

### Gerber Etkileşim Eğrisi

Gerber etkileşim eğrisi için verilen denklem şu şekildedir;

$$\frac{k_f S \sigma_{genlik}}{\sigma_{ge}} + \left( \frac{\sigma_m}{\sigma_{kopma}} \right)^2 = 1 \quad (3.12)$$

Eğer malzemenin üzerine uygulanan gerilme Gerber eğrisinin altında kalan alanda kalıyorsa malzeme güvenli bölgededir. Burada "S" emniyet katsayısıdır. Goodman



teoremine göre daha risklidir. Bu metod için malzemenin kopma dayanımı temeldir.

### **Asme-Eliptik Etkileşim Eğrisi**

Asme etkileşim eğrisi için verilen denklem şu şekildedir;

$$\left(\frac{k_f S \sigma_{genlik}}{\sigma_{ge}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_{akma}}\right)^2 = 1 \quad (3.13)$$

Eğer malzemenin üzerine uygulanan gerilme Asme eğrisinin altında kalan alanda kalıyorsa malzeme güvenli bölgededir. Burada "S" emniyet katsayısıdır.

## 4. SONLU ELEMANLAR ANALİZİ

### 4.1 Sonlu Elemanlar Analize Giriş

Sonlu elemanlar yöntemi “parçadan bütüne gitme” genel prensibine dayanmaktadır. Sonlu eleman; iki veya üç boyutlu yapıların bir bölgesini ya da bir parçasını temsil etmektedir. Sonlu elemanlar yönteminin ilk ve en geniş uygulama alanı “ gerilme analizi” dir. Daha sonra ısı analizi, akışkan analizi, piezoelektrik analizi, elektrik analizi vb. alanlarda da kullanılmaya başlanmıştır [25].

Sonlu elemanlar yöntemi ilk olarak 1950 yılında uzay mühendisliğinde kullanılmaya başlanmıştır. İlk kullanıcılar Boeing, Bell Aerospace ve Rolls Royce firmalarıdır. Yöntemin ana fikrini oluşturan ilk makale 1956 yılında Turner ve arkadaşları tarafından yayınlanmıştır. Teknolojinin ilerlemesi ile birlikte 1970’lerde olgunlaşan bu teknik günümüzde havacılık, makine, elektrik, inşaat vs. gibi birçok çeşitli mühendislik alanlarının yanında tıpta ortopedi, kalp ve damar cerrahisi, estetik cerrahi gibi dallarda da kullanılmaktadır [26].

Diş hekimliğinde sonlu elemanlar gerilme analizinin kullanıldığı çalışma Ledley ve Huang’ın 1968 yılında yaptıkları araştırmadır. Bu çalışmada daha önce matematik modeli oluşturulmuş bir diş modeline çeşitli yönlerde kuvvetler uygulanmıştır ve bu kuvvetlerin dişi kökünden destekleyen kemik dokusunda meydana gelen gerilmeler değerlendirilmiştir [27]. Yöntemin bugünkü anlamıyla diş hekimliği alanında kullanılması ise 1970’li yıllarda Farah ve arkadaşları tarafından yapılan araştırma ile başlamış ve son yirmi yıldır da implant ve protez tedavisinde kullanılmaktadır [28].

Sonlu elemanlar gerilme analizinde gerçek bir geometrik cismin, tam olarak formüle edilmesi zor olduğundan, bilgisayarda hesaplanması daha kolay olan elemanlardan oluşturulmuştur. Daha sonra bilinen bütün fizik kuralları daha basit olarak oluşturulan geometriye sahip olan küçük elemanların her birine uygulanmaktadır. Bütün cismin elemanlara bölünebilmesi için bir ağ yapısına ihtiyaç duyulmaktadır. Cismin boyutlarına ve geometrisine uygun olacak şekilde bölünmüş haline sayısal model denir. Sayısal modelin birbirlerine temas ettikleri noktalara düğüm noktaları denilmektedir. Sonlu elemanlar analizinde mümkün olduğunca çok eleman kullanmak kuvvet dağılımında ki hassasiyeti arttırmaktadır. Belirli bir başlangıç noktasına göre tüm düğümlerin x, y, z eksenleri üstündeki

koordinatları saptanarak bilgisayar ortamına aktarılmaktadır. Ayrıca geometrik modelin tüm malzeme özelliklerini belirleyen poisson oranı, elastisite modülü gibi değerlerde bilgisayar ortamına veri olarak tanımlanır. Sonuç olarak oluşturulan matematik modelde, düğüm noktalarının dışarıdan en basit dış etkenler ve sınır koşullarının uygulanması ile meydana gelen farklı durumlar için matrisler oluşmakta, bu matrislerde bilgisayar yardımı ile hızlı bir şekilde çözülmektedir. Bu yol ile her bir eleman üzerindeki gerilme ve şekil değiştirmeler elde edilirken böylelikle tüm geometri üzerinde bu değişkenler tespit edilebilmektedir [29-30], [25], [26].

Sonlu elemanlar gerilme analizinin kullanılacağı deney modelinin üç boyutlu katı modelinin oluşturulması için bilgisayarlı tomografi (BT) ve manyetik rezonans (MR) yardımı ile elde edilen görüntü bilgileri 2 veya 3 boyutlu olacak şekilde bilgisayar ortamına aktarılıp daha sonra model üzerinde ağ yapısı oluşturulmaktadır. Son yıllarda, dijital görüntü tekniklerinin gelişmesi ile daha doğru anatomik modeller elde edilmektedir [31].

Sonlu elemanlar gerilme analizi ile problemlerin çözülebilmesi için bilgisayar ortamına tanıtılması gerekli olan bilgiler şunlardır; [25], [30].

- Cismin 2 veya 3 boyutlu geometrik modeli
- Elemanların yani geometrinin malzemesinin poisson oranı ve elastisite modülü değerleri
- Başlangıç, sınır ve yükleme şartları
- Yapılacak olan analiz tipi

Sonlu elemanlar yönteminde kullanılmakta olan paket programlardan bir tanesi ANSYS programıdır. Bu program model üzerinde analiz yapıldığında, en yüksek Von-Mises gerilmelerinin elde edilmesinin yanında gerilmelerin yoğunluk dağılımını, gerilmelerin buldukları yerleri ve gerinimleri grafiksel olarak verebilmektedir.

Çözülmesi uzun zaman alan daha kompleks problemlerin daha basit ve kısa sürede çözülmesi için bu problemlere eş değer, ancak daha basit hale getirilmiş problemlerin çözümünün kullanılması sonlu elemanlar yönteminin temel prensibini oluşturmaktadır. Problem daha basitleştirildiği içinde tam sonuçtan ziyade yaklaşık

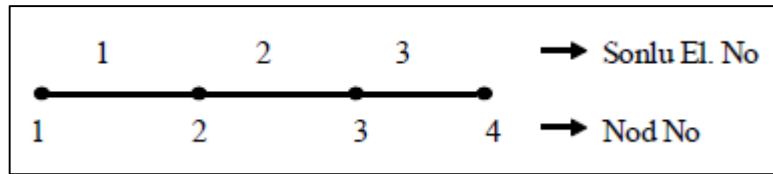
bir sonuç alınmaktadır. Son yıllarda, sonlu elemanlar yönteminin bilgisayar destekli yapılması ile hemen her problem için istenilen ölçü aralığında yaklaşık bir sonuç elde etmek mümkün olmuştur.

Sonlu elemanlar yönteminde, çözüm bölgesi bir çok sayıda sonlu birbirine ağ bağlantısı ile bağlı elemanlardan oluşmaktadır. Çözüme gidilirken, sonlu elemanların hepsinde çeşitli teoriler kullanılarak, sınır koşul ve denge denklemlerinin tanımlanması ile yaklaşık sonuçlar alınmaktadır.

Elastik ve sürekli ortamlarda sonlu elemanlar yönteminin uygulamasında geometrinin parçalara ayrılması, uygun bir interpolasyon yöntemi seçimi ve direngenlik matrisinin  $[ K ]$  ve yük vektörlerinin, eleman denklemlerinin birleştirilmesiyle toplam denge denklemlerinin elde edilmesi, bilinmeyen düğümsel lokasyonlar için çözüm yöntemlerinin kullanılması ve sonuçların bulunması adımları kullanılır [32].

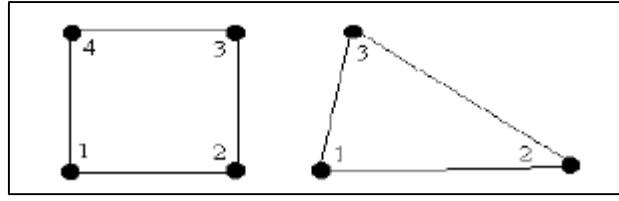
#### 4.2 Sonlu Elemanlar Yönteminde Karşılaşılan Problem Tipleri

Sonlu elemanlar yönteminde kullanılan eleman tipleri; tek boyutlu problemler için Şekil 4.1'de verilmiştir.



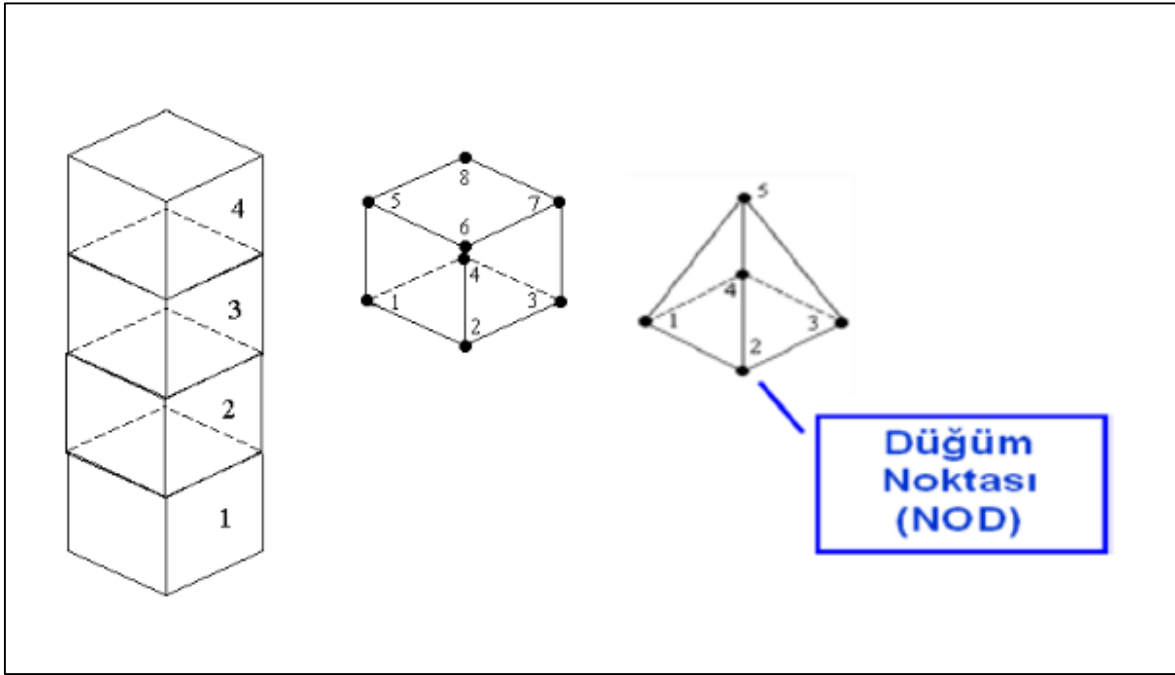
**Şekil 4.1.** Tek boyutlu problemler için eleman tipi

2 boyutlu düzlemsel problemler için kullanılan eleman tipleri Şekil 4.2'de verilmiştir.



**Şekil 4.2.** 2 boyutlu katı elemanlı problemler için eleman tipi

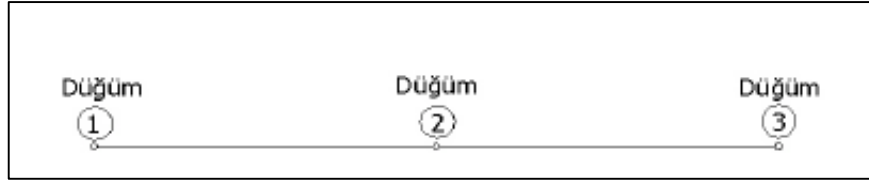
3 boyutlu katı elemanlı problemlerin çözümünde kullanılan eleman tipleri ise Şekil 4.3'de verilmiştir.



**Şekil 4.3.** 3 boyutlu problemler için eleman tipleri

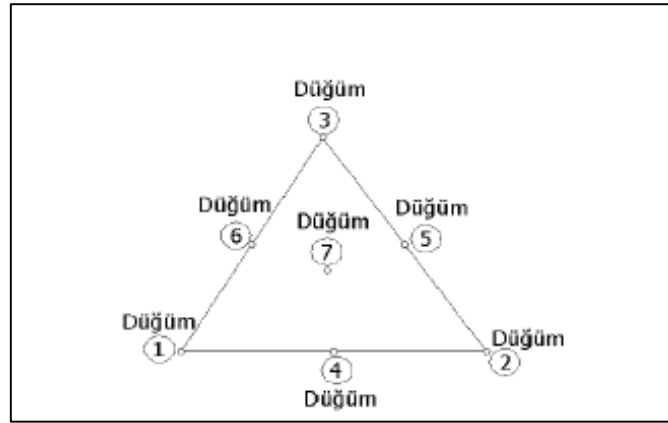
Analizi yapılacak olan geometrik modelde doğru sonuçların alınması için en uygun şekilde sonlu elemanlara bölünmelidir. Sonlu elemanlara bölme işlemi ise sürekli ortamın boyutları ve parçanın geometrisine en uygun ağ eleman şekli seçilmelidir. Sonlu elemanlar analizi geometri şekline veya problemin türüne göre bir, iki veya üç boyutlu olabilir. Genellikle sonlu elemanın sınırları düzgün olarak seçilebilir ya da bazı özel durumlarda eğri sınırlı elemanların da kullanılması gerekebilmektedir [33].

Bir boyutlu bir sonlu elemanlar analizinde kullanılan eleman modeline örnek Şekil 4.4'de verilmiştir.



**Şekil 4.4.** 1 boyutlu sonlu eleman

Sonlu elemanlar analizi ile birçok problem yaklaşık olarak iki boyutlu sonlu elemanlarla çözülebilir. İki boyutlu eleman tipleri arasında en basiti üçgen tipi sonlu elemanlardır. Şekil 4.5’de üçgen elemanlara örnek verilmiştir.



**Şekil 4.5.** 2 boyutlu üçgen eleman

### 4.3 Sonlu Elemanlar Yönteminde Kullanılan Eleman Tipleri

Aşağıda sonlu elemanlar analizinde kullanılan eleman tipleri ve bunların kullanılabileceği mühendislik problemleri hakkında bilgi verilmiştir.

#### 4.3.1 Üç Boyutlu Kiriş Eleman

3D kiriş eleman tipi genel amaçlı bir eleman tipidir ve 3 boyutlu işlem yapabilme özelliği taşır. Bu eleman tipi ayrıca uzay kiriş elemanı olarak da isimlendirilebilmektedir. Eleman uzayda iki adet nod ile temsil edilmektedir. Üçüncü nod ise serbestlik derecesine sahip olmayan ve elemanın uzayda

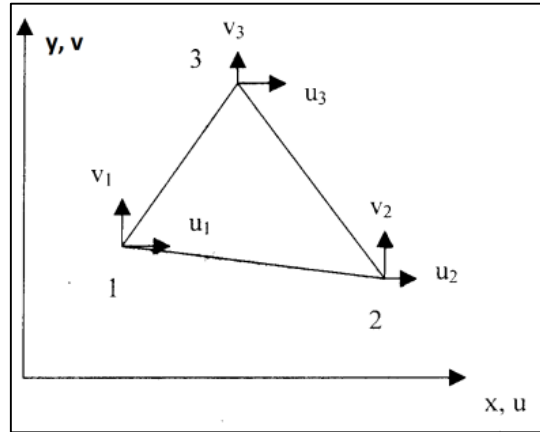
koordinatlarını tarif etmek için kullanılır. Elemanın iki ucunu tespit eden iki adet nod için 12 adet serbestlik derecesi bulunmaktadır. Her bir nod 3 adet öteleme ve 3 adet döndürme serbestlik derecesine sahiptir [34]. Eleman herhangi bir doğrultuda gelen kuvvet ve herhangi bir eksen etrafında dönmeye karşı direnç gösterecek özelliklere sahiptir. Elemanı tarif etmek için nodların koordinatları, elastisite modülü (E), kayma modülü (G), kesit alanı, kesit atalet momenti değerleri, burulma sabiti (J) ve kiriş eksenine dik doğrultudaki deformasyon faktörüne gereklidir.

#### 4.3.2 Sabit Gerilme Üçgen Eleman (SGU)

SGU eleman tipi; sabit kalınlığı olan üç nod noktasını birleştiren ve toplam altı serbestlik derecesi ile tasvir edilen bir elemandır. Eleman yer değiştirme alanı aşağıda Şekil 4.6'da ki gibi tarif edilmektedir;

$$u=a_1+a_2x+a_3y \quad (4.1)$$

$$v=a_4+a_5+a_7y \quad (4.2)$$



**Şekil 4.6.** Sonlu eleman yer değiştirme alanı bağıntısı

Yukarıdaki yer değiştirme bağıntılarından elde edildiği gibi yer değiştirme alanı, eleman içinde ve kenarlar boyunca lineerdir. Eleman sınırları içinde ise gerilme değerleri sabittir. Birbirine bağlı elemanlar arasında yer değiştirme uyumluluğu,

bağlı iki nod noktası arasındaki lineer kenar deformasyon karakteristiği dolayısı ile sağlanmaktadır. Yapının bütün olarak kuvvet dengesi ise nod noktalarında sağlanır [32],[35].

SGU elemanı sonlu elemanlar analizlerinde küçük gerilme gradyeni karakteristiğine sahip bölgelerde iyi sonuç vermektedir. Diğer durumlarda SGU elemanının kullanılması iyi sonuç vermemektedir. Örneğin sadece eğilmeye maruz kalmış bir yapıda SGU eleman tipi ile modellenmesi gerçek ile uyumsuz sonuçlar verecektir. SGU elemanların bu olumsuzlukları, daha sık bir eleman ağ yapısıyla kısmen de olsa giderilebilmektedir.

#### **4.3.3 Lineer Gerilmeli Üçgen Eleman (LGU)**

LGU elemanları SGU tip elemanların tam aksine, köşe noktalarına ilaveten kenar orta noktalarında birer tane daha nod noktasına sahiptir. Böylece her bir LGU elemanı 6 adet nod noktasına ve toplam 12 nod serbestlik derecesine sahip olmaktadır. SGU elemanının aksine gerilme büyüklüğü LGU elemanı içerisinde x ve y koordinatları ile lineer olarak değişmektedir. Sadece eğilmeye maruz kalan yapılar için LGU elemanları ile yapılan modellerde deplasman ve gerilme alanları için çok iyi sonuçlar alınabilmektedir [32],[35].

#### **4.3.4 Çifte Lineer Dörtgen Eleman**

2 boyutlu problemlerin çözümünde kullanılan bir diğer eleman tipi çifte lineer dörtgen elemanlardır. Eleman köşelerinde dört adet nod yer almaktadır ve eleman sekiz nodal serbestlik derecesine sahiptir. Diğer yandan 8 nodlu eleman tipi için ise kenarların orta noktalarında dört adet nod vardır. Dört nodlu eleman için deplasman alanı aşağıda verilmiştir.

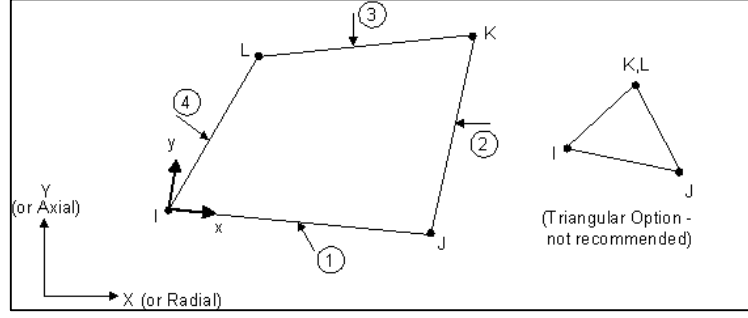
$$u=a_1+a_2x+a_3y+a_4xy \quad (4.3)$$



$$v=a_5+a_6x+a_7y+a_8xy$$

(4.4)

Burada elemanın çifte lineer diye adlandırılabilmesi u ve v deplasman bağıntılarının iki lineer polinomun çarpılmasından elde edilmesindedir. Şekil 4.7’de gösterilmiştir [32], [35].



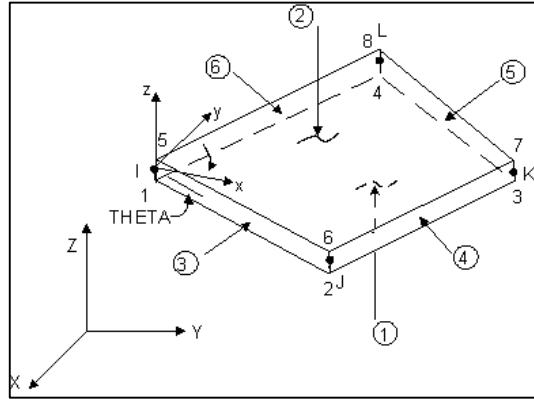
Şekil 4.7. Çift lineer dörtgen eleman deplasman alanı

#### 4.3.5 Kabuk Elemanlar

Genel olarak kabuk eleman membran ve eğilme etkisini aynı anda temsil edebilmelidir. Örneğin dört nodlu basit bir dörtgen eleman olarak tarif edilebilir. Elemanı tarif eden tüm nodlar aynı düzlem üzerinde olmayabilir ve bu da elemanda çarpılmaya sebep olur. Elemanın çarpılmaya maruz kalmasında performansı olumsuz olarak etkiler. Ticari paket programlarda küçük miktarlarda çarpılmaya izin verilmektedir. Bu dört nodlu elemanın en büyük avantajı ise formülasyonunun basit olmasıdır. Genellikle az sayıda daha karışık bir eleman tipi kullanılması yerine daha fazla sayıda basit eleman tipi kullanılması daha avantajlıdır. Dört kabuk eleman tipinin en büyük dezavantajı ise düzgün eğrisel yüzeylerin düzlem elemanlara veya düşük değerlerde çarpılmaya maruz kalmış şekle sahip olan elemanları temsilidir. Kabuk teorisine dayanarak elde edilen eğrisel yüzeyli elemanlar düzlemsel elemanların yaratmış olduğu problemleri ortadan kaldırmaktadır. Fakat diğer taraftan beraberinde farklı zorluklara neden olmaktadır. Eğrisel elemanı tarif etmek için geometrik modelde çok daha fazla bilgiye ihtiyaç olmaktadır. Elemanın formülasyonu ise düzlemsel elemanlara nazaran çok daha zordur [32],[35].

#### 4.3.6 Dört Nodlu Ve Dört Kenarlı Elastik Kabuk Eleman

Birçok ticari analiz paket programında yer alan bu eleman tipi hem eğilmeye hem de membran yüklerini taşıyabilme özelliğine sahiptir. Eleman düzlemi içinde ve düzlemine dik doğrultulu yüklere izin verir. Her nod, üç tanesi x, y, z doğrultusunda öteleme ve üç tanesi de bu eksenler etrafında dönmeye karşı serbestliği olmak üzere altı serbestlik derecesine sahip olmaktadır. Eleman dört nod ile tarif edilmekte ve değişken kalınlığa müsaade edebilmektedir. Değişken kalınlıklı modellerde elemanlar için kalınlık eleman içerisinde düzgün olarak değişmelidir. Bu eleman tipi plakların olduğu kadar düzgün eğrisel yüzeylerin modellenmesinde de kullanılmaktadır. Şekil 4.8'de bu eleman tipine örnek gösterilmiştir. Eğrisel yüzeylerde iyi bir yaklaşım ve sonuç alabilmek için fazla sayıda eleman ağda kullanılmalıdır. Formülasyonunun basit olması nedeni ile diğer eleman tiplerine göre kullanışlıdır.



Şekil 4.8. 4 nodlu ve 4 kenarlı elastik kabuk eleman

Sonlu elemanlar modelinde aktif olarak kullanılmayacak olan serbestlik derecesi çözüm başlamadan önce sınırlandırılmalıdır. Bu sınırlandırılması gereken serbestlik derecesi modelin sınırda veya başka bir bölgesinde yapılabilir. Örneğin düzlem elemanlar nodlarda düzlem içinde iki doğrultuda ki ötelemeye karşı direnç gösterirler, fakat genel olarak bir sonlu elemanlar programı her bir noda üçü öteleme ve diğer üçü de dönme olmak üzere altı serbestlik derecesi belirleyecektir. Direngenlik matrisi  $[K]$ , tekillikleri önlemek için düzlem elemanlar için her noddaki üç dönme serbestliği ve eleman düzlemine dik olan doğrultudaki öteleme

serbestliğini sınırlandırmamız gerekmektedir. Bunun nedeni ise seçilen eleman tipi bu serbestlik dereceleri için direnç gösteremeyeceğinden, direngenlik matrisinde [K] tekillikler oluşacak ve bu da denklemlerin çözümlerini zorlaştıracak veya çözümün sağlanamamasına neden olacaktır. Doğru bir modelleme için düzlem elemanların her bir nodu için üç serbestlik derecesi atanır. Sınır koşulları için ise yine sınırda yer alan nodlar için bu serbestlik derecelerinden bazılarının kısıtlanması gerekebilir [32],[35].

Bazı durumlarda gerçek problemin sınır şartları tam olarak belirlenemeyebilir. Bu tür durumlarda çözümün alt ve üst sınırları iki ayrı analiz yapılarak fiziksel olarak tanımlamak daha doğru sonuçlar verebilir. Örneğin iki ucundan mesnetlenmiş üniform bir yüklemeye maruz kalmış kirişin uçları dönmeye karşı net olmayan bir derecede de kısıtlanmış olabilir. Böyle bir durum için kirişin uçları bir çözüm için basit mesnetli olarak kabul edilir, diğer bir analiz içinse tamamıyla tespit edilmiş olarak kabul edilerek çözüm yapmak daha sağlıklı sonuçlar verecektir. İki analizinde sonuçları aslında gerçek problemin alt ve üst sınırlarının sonuçlarını gösterecektir.

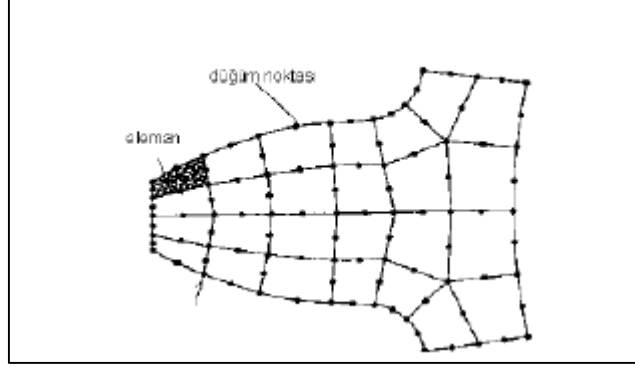
Ayrıca sonlu elemanlar Analizin de, hesaplamalar nodlar üzerinde gerçekleştirilirken, bu nodlar üzerinde ki denklemler oluşturulur. Problemin büyüklüğüne göre binlerce hatta milyonlarca denklem elde edilir. Bu denklem takımının çözümü ise ancak bilgisayar yardımı ile mümkün olabilmektedir. Hesaplama sonucunda bulunan değerler sonuçta nodlar üzerinde bulunan değerlerdir. Bu sebeple iyi bir hesaplama için en temel faktör doğru seçilmiş eleman tipi ve nod yapısından bahsedebiliriz.

En temel şekliyle sonlu elemanlar yönteminde sistem temel olarak aşağıdaki matris formuna bağlanır;

$$[K].[D]=[R] \quad (4.5)$$

Burada; [D] matrisi büyüklük alanında nodlardaki bilinmeyen değerleri temsil eden vektör. [R] matrisi ise bilinen yük vektörünü ve [K] matrisi ise bilinen sabitler matrisini temsil etmektedir. Daha basite indirgersek [R] matrisi sınır şartlarını, [K] matrisi sistemin yapısını ve [D] matriside aranan nodlar üzerindeki değerleri temsil etmektedir. Buradan da anlaşılacağı gibi D matrisinin bulunabilmesi için sistemi

temsil eden büyüklüklerin verilmesi gerekmektedir. Ayrıca dışardan etkiyen sınır şartlarının bilinmesi gerekmektedir. Sonlu elemanlar modelinin oluşturulabilmesi için öncelikle geometrik modelin oluşturulması gerekmektedir. Ardından ağ yapısının (mesh yapısının) oluşturulması gerekmektedir [32],[35]. Modellerde ki eleman ve düğüm noktaları aşağıda Şekil 4.9'da gösterilmiştir [36].



**Şekil 4.9.** Modelde düğüm noktalarının ve elemanların gösterimi

#### **4.4 Sonlu Elemanlar Yönteminin Avantaj Ve Dezavantajları**

Örneğin günlük hayatta kullanılacak bir ürün tasarlarken üretilecek olan her bir ürün için prototip üretilip bunların testlerinin yapılması gerekmektedir. Tasarım esnasında yapılacak her bir değişiklik sonucu yeni bir prototip üretilmek zorunda kalınacak ve tüm testler tekrardan yapılmak zorunda kalınacaktır. Bu da çok ciddi bir maliyet, işçilik ve zaman kaybı demektir. Oysaki bilgisayar üzerinde tek bir sonlu eleman modeliyle istediğiniz kadar test yapabilir, böylelikle ekstra maliyetlerden kaçınabiliriz. Belki burada günlük hayatta kullanılan bir ürün örneği basit görülebilir fakat bu tür bilgisayar programları en çok uçak/uzay sanayi, otomotiv, savunma sanayi, makine sanayi gibi kompleks ve maliyetlerin çok yüksek olduğu sanayi kollarında kullanılmaktadır [38]. Bu nedenle sonlu elemanlar analizinin bir çok avantajı mevcuttur bununla birlikte kısmide olsa dezavantajları da mevcuttur. Aşağıda bu avantajlardan ve dezavantajlardan bahsedilmiştir.

Avantajları;

- Düşünce esnekliği sağlar. Mühendislik veya matematiksel açıdan incelenebilir.
- Uygulamada verimlilik ve sonuçlar üzerinde hassasiyet kontrol edilebilir.

- Sonlu elemanlar yöntemi belirli şartlar için kullanılabilen bir yöntem değildir. Ortam geometrisinin düzensiz ve heterojen oluşu bu metod için bir engel değildir ve çeşitli sınır şartlarının probleme dahil edilmesine imkan verir [36].

Dezavantajları;

- Bütün nümerik analiz yöntemleri gibi sonlu elemanlar yöntemide bilgisayar kullanımı gerektirmektedir buda bilgisayar temini ve kullanılması için bir maliyet getirmektedir.
- Sonlu elemanlar yöntemi kullanılan esas teori kadar doğrudur. Malzemenin fiziksel olarak verilerinin, eleman verilerinin temininde ve bilgisayara verilerinin yüklenmesinde yapılan hatalar sonuçlara direk etkileyecektir.
- Daha kesin sonuçlar, daha küçük eleman boyutları ile sağlanabilmektedir. Daha küçük elemanların kullanılması durumunda ise bilgisayarda daha büyük bir hafızaya ihtiyaç doğurmaktadır. Buna göre bilgisayar hafızasının sınırlı oluşu çözümünde hassasiyetinde sınırlama getirecektir [37].

#### 4.5 Eksplisit Dinamik Analizi

Yüksek gerilmelere bağlı olarak yüksek deformasyonlara maruz kalan ve bu yükleme koşullarının çok kısa zaman aralığında meydana gelen modeller daha çok eksplisit dinamik model ile simüle edilmektedir. Eksplisit dinamik model, zaman parametresi yardımı ile kütle, momentum ve enerji korunum denklemlerinin çözümünü sağlar.

Lagrange formülasyonları için, ağ yapısı hareket eder ve malzemede yapısında kaymalar meydana gelir ve böylece kütlelerin korunumu otomatik olarak sağlanır. Herhangi bir zamanda yoğunluk, bölgenin mevcut hacminden ve başlangıç kütlelerinden belirlenebilir. Aşağıda metodun matematiksel formülleri şu şekilde verilebilir. [39]

$$\frac{\rho_0 V_0}{V} = \frac{m}{V} \quad (4.6)$$

Momentumun korunumunu ifade eden kısmi diferansiyel denklemler, ivmenin gerilme tensörü ( $\sigma_{ij}$ ) ile ilişkilendirilir;

$$\rho \ddot{x} = b_x + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial z} \quad (4.7)$$

$$\rho \ddot{y} = b_y + \frac{\partial \sigma_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{yz}}{\partial z} \quad (4.8)$$

$$\rho \ddot{z} = b_z + \frac{\partial \sigma_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} \quad (4.9)$$

Enerji korunumunu da aşağıdaki yol ile ifade edebilmekteyiz;

$$\dot{e} = \frac{1}{\rho} (\sigma_{xx} \dot{\epsilon}_{xx} + \sigma_{yy} \dot{\epsilon}_{yy} + \sigma_{zz} \dot{\epsilon}_{zz} + 2\sigma_{xy} \dot{\epsilon}_{xy} + 2\sigma_{yz} \dot{\epsilon}_{yz} + 2\sigma_{zx} \dot{\epsilon}_{zx}) \quad (4.10)$$

Eksplisit dinamik çözümcüsü aşağıdaki formüller yardımı ile çözüm yapmaktadır. Nodal ivmeler kütle ile bölünen kuvvet ile türetilir;

$$\ddot{x}_i = \frac{F_i}{m} + b_i \quad (4.11)$$

$\ddot{x}_i$  : Nodal ivme bileşenleri ( i=1,2,3)

$F_i$  : Nodlara etkiyen kuvvet

$b_i$  : İvme bileşenleri

$m$  : Nod kütlesi

$$\dot{x}_i^{n+1/2} = \dot{x}_i^{n-1/2} + \ddot{x}_i^n \Delta t^n \quad (4.12)$$

$$x_i^{n+1} = x_i^n + \dot{x}_i^{n+1/2} \Delta t^{n+1/2} \quad (4.13)$$

## 5. ANALİZLER VE SONUÇLAR

Bu çalışmada sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılan analizler 2 adet Intel Xeon 2695 v4 işlemcili (36C/72T), 128 GB DDR4 ram ve 2 adet Nvidia GTX 1080 GPU bulunan bir sistem üzerinde gerçekleştirilmiştir.

### 5.1 Analizin Zaman Adımının ve Kütle Ölçeğinin Belirlenmesi

Analizlerimizde kritik zaman adımının belirlenmesinde Courant-Friedrichs-Levy kondisyonu kullanılmıştır. Bu kondisyona göre, bir zaman adımı, bir gerilme dalgasının bir karakteristik eleman boyunca hareket etmesi ile belirlenir. Bir zaman adımının belirlenmesinde kullanılan formül aşağıda gösterilmiştir [39].

$$\Delta t \leq f \left( \frac{h}{c} \right)_{\min} \quad (5.1)$$

Bu denkleme göre  $\Delta t$ , bir zaman adımıdaki artış,  $f$ , zaman adımı kararlılık faktörü,  $h$ , bir karakteristik elemanın boyutu ve  $c$  ise bir karakteristik elemanın içindeki ses hızı olarak tanımlanabilir. Analizde kullanılan zaman adımı, minimum  $h/c$  oranı üzerinden belirlenir. Bu çalışmada sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılan analizlerde zaman adımı  $4 \cdot 10^{-7} \text{ sn}$  ve en küçük karakteristik eleman boyutu 1.17 milimetre olarak belirlenmiştir.

Eksplicit analizlerde kullanılan zaman adımı, bir karakteristik elemanın içindeki ses hızı ile ters orantılı iken, bir karakteristik elemanın kütesinin karekökü ile doğru orantılıdır [39].

$$\Delta t = \frac{1}{\sqrt{C_{ii} / \rho}} = \sqrt{\frac{m}{VC_{ii}}} \quad (5.2)$$

Denklem 5.2'ye göre,  $C_{ii}$ , materyal sertliğini,  $\rho$ , materyal yoğunluğunu ve  $V$  ise bir karakteristik elemanın hacmini göstermektedir. Genel olarak bir karakteristik elemanın kütesindeki artış, kullanılacak olan zaman adımını da artırdığı için çözüm süresini kısaltabilir. Bu çalışmada sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılan analizlerde modeller üzerinde %3 ile %5 arasında kütle artırımını ölçeği gözlemlenmiştir.

## 5.2 Yorulma Mukavemeti Azaltma Faktörünün Belirlenmesi

Bu çalışmada sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılan analizlerde elde edilen sonuçların doğruluğunu artırmak için yorulma mukavemeti azaltma faktörü,  $K_f$ , kullanılmıştır. Bu faktörün formülü aşağıda verilmiştir.

$$K_f = K_c K_m K_f K_r K_t K_r K_n \quad (5.3)$$

Bu formüle göre,

$K_c$ , korozyon faktörü 1 olarak,

$K_m$ , yükleme modu azaltma faktörü 1 olarak,

$K_f$ , frekans azaltma faktörü 1 olarak,

$K_r$ , boyut küçültme faktörü 1 olarak,

$K_t$ , sıcaklık azaltma faktörü 1 olarak,

$K_r$ , güvenilirlik faktörü, 0.897 olarak,

$K_n$ , çentik etkisi azaltma faktörü, 1 olarak

belirlenmiştir. Bu değerler ışığında, yorulma mukavemeti azaltma faktörü ömür hesapları yapılırken 0.9 olarak kullanılmıştır.

## 5.3. Nümerik Ömür Döngüsü MATLAB Kodunun 1 Çevrim İçin Doğrulanması

Bu bölümde Ek 1'de belirtilen MATLAB kodunun nümerik doğrulaması 3 farklı ömür çevrim metodu için yapılmıştır.

$$S_{ut} = 310MPa \quad S_y = 280MPa \quad S_e = 80MPa \quad (5.4)$$

$$\sigma_{max} = 230.29Mpa \quad \sigma_{min} = 76.53MPa \quad N = 1 \quad (5.5)$$

$$\sigma_{mean} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{230.29 + 76.53}{2} = 153.41MPa \quad (5.6)$$



$$\sigma_{alt} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{230.29 - 76.53}{2} = 76.88 MPa \quad (5.7)$$

$$A = 618.7 MPa \quad b = -0.109 \quad (5.8)$$

**Goodman kriterine göre ömür hesabı,**

$$n = \frac{S_e S_{ut}}{\sigma_{alt} S_{ut} + \sigma_{mean} S_e} = \frac{(80)(310)}{(76.88)(310) + (153.41)(80)} = 0.6869 \quad (5.9)$$

$$\sigma'_{alt} = \frac{\sigma_{alt}}{1 - \sigma_{mean} / S_{ut}} = \frac{76.88}{1 - 153.41 / 310} = 152.19 MPa \quad (5.10)$$

$$\sigma'_{alt} > S_e \rightarrow N = \frac{\sigma'_{alt}}{A}^{1/b} = 3.87 * 10^5 \text{ çevrim} \quad (5.11)$$

MATLAB kodu sonucunda da  $3.87 * 10^5$  çevrim bulunmuştur.

**Gerber kriterine göre ömür hesabı,**

$$n = 0.5 \frac{S_{ut}}{\sigma_{mean}} \frac{\sigma_{alt}}{S_e} * \sqrt{1 + 2\sigma_{mean} * \frac{S_e}{(S_{ut}\sigma_{alt})^2}} - 1 = 0.8545 \quad (5.12)$$

$$\sigma'_{alt} = \frac{\sigma_{alt}}{1 - (\sigma_{mean} / S_{ut})^2} = 101.81 MPa \quad (5.13)$$

$$\sigma'_{alt} > S_e \rightarrow N = \frac{\sigma'_{alt}}{A}^{1/b} = 1.54 * 10^8 \text{ çevrim} \quad (5.14)$$

MATLAB kodu sonucunda da  $1.54 * 10^8$  çevrim bulunmuştur.

**ASME kriterine göre ömür hesabı,**

$$n = \sqrt{1 / \left( \left( \frac{\sigma_{alt}}{S_e} \right)^2 + \left( \frac{\sigma_{mean}}{S_y} \right)^2 \right)} = 0.9040 \quad (5.15)$$

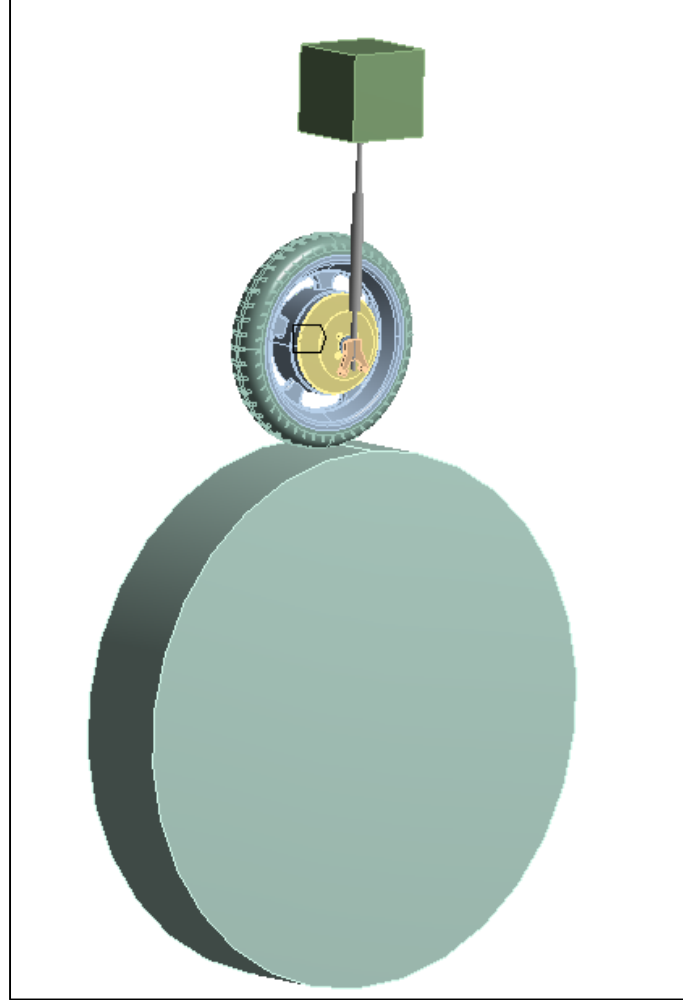
$$\sigma'_{alt} = \sqrt{\frac{\sigma_{alt}^2}{1 - (\sigma_{mean} / S_y)^2}} = 91.90 \text{MPa} \quad (5.16)$$

$$\sigma'_{alt} > S_e \rightarrow N = \frac{\sigma_{alt}}{A}^{1/b} = 3.96 * 10^7 \text{ çevrim} \quad (5.17)$$

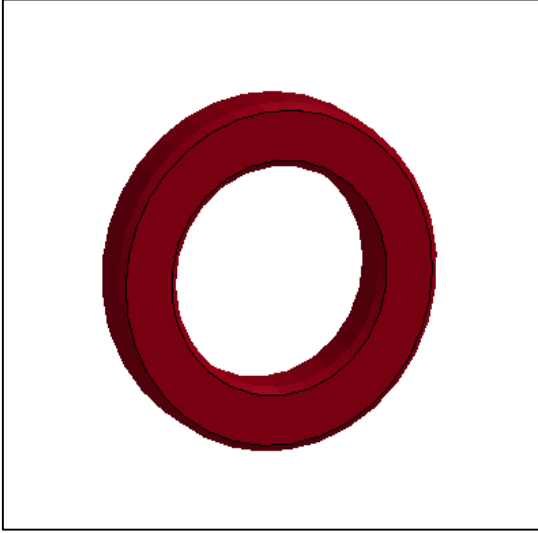
MATLAB kodu sonucunda da  $3.96 * 10^7$  çevrim bulunmuştur.

#### 5.4 Analizi Yapılan Model ve Modelin Kurulum Basamaklarının Tanımlanması

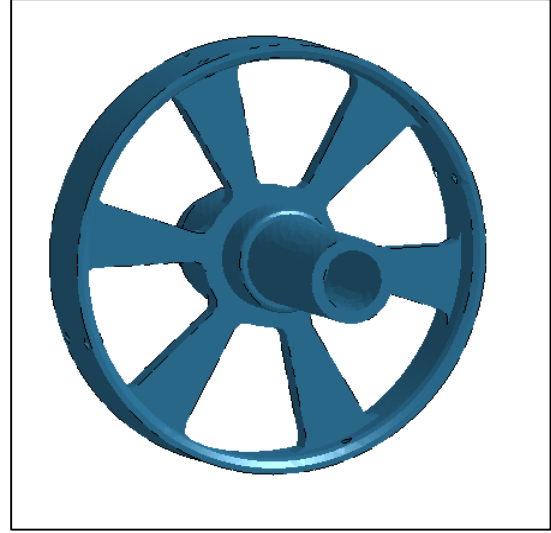
Bu bölümde jant içi elektrik motorunun sonlu elemanlar analizi kullanılarak oluşturulan modeli hakkında bilgiler verilmiştir. Modelin genel görünüşü ve model üzerinde bulunan parçalar Şekil 5.1-5.12 arasında gösterilmiştir.



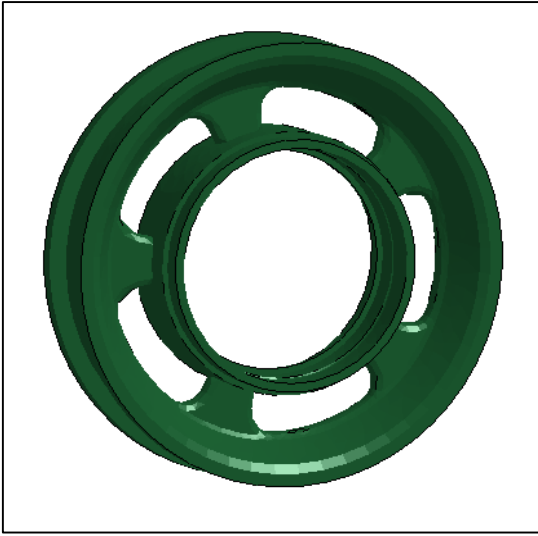
**Şekil 5.1.** Analizi yapılan modelin genel görünüşü



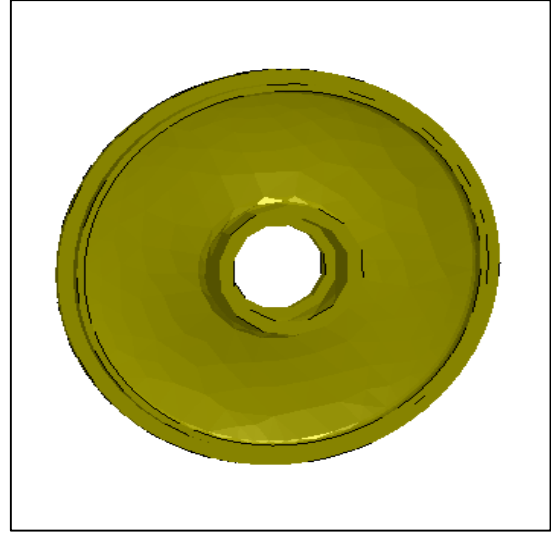
**Şekil 5.2.** Rulman



**Şekil 5.3.** Stator tutucu



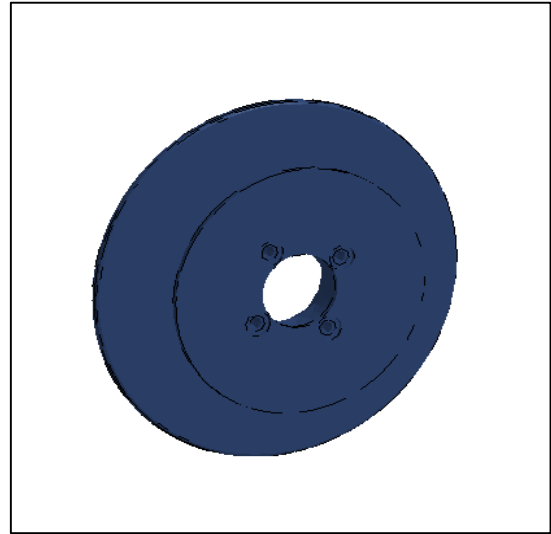
**Şekil 5.4.** Jant



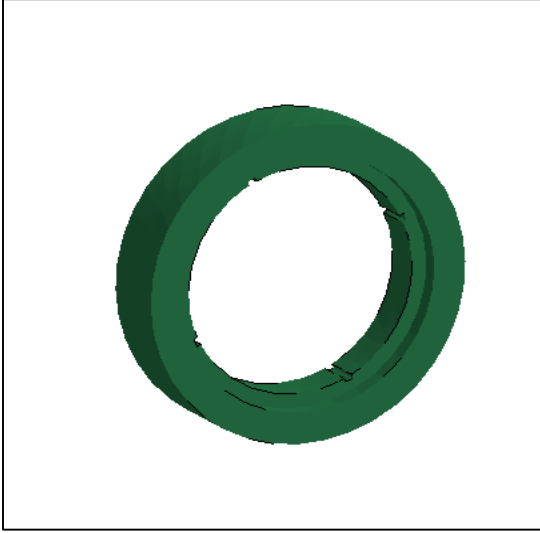
**Şekil 5.5.** Motor kapağı



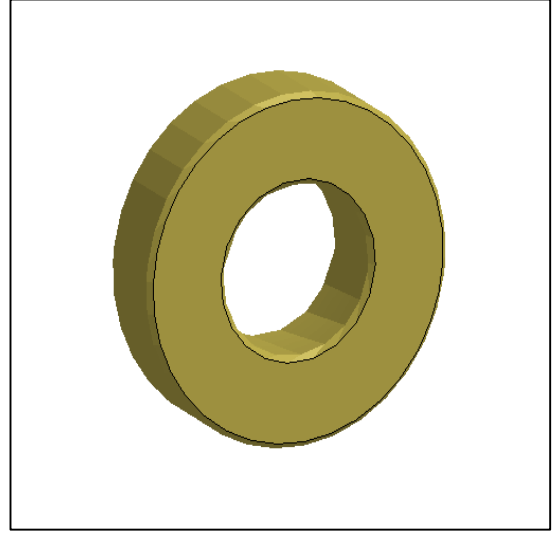
**Şekil 5.6.** Akson



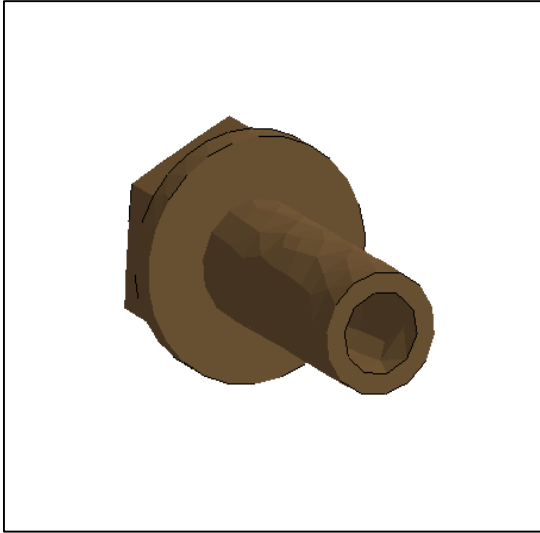
**Şekil 5.7.** Motor arka kapağı



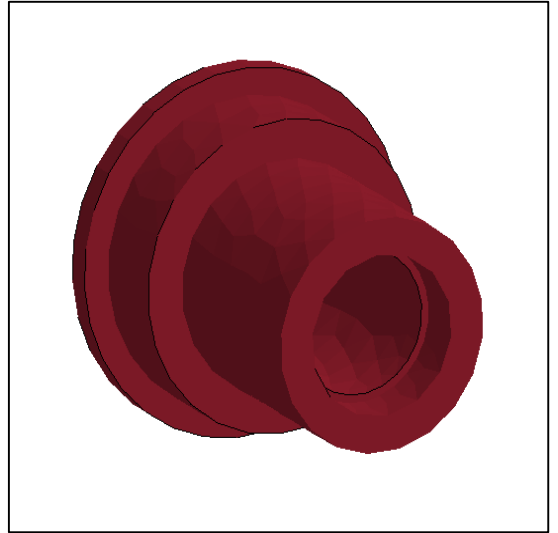
**Şekil 5.8.** Stator



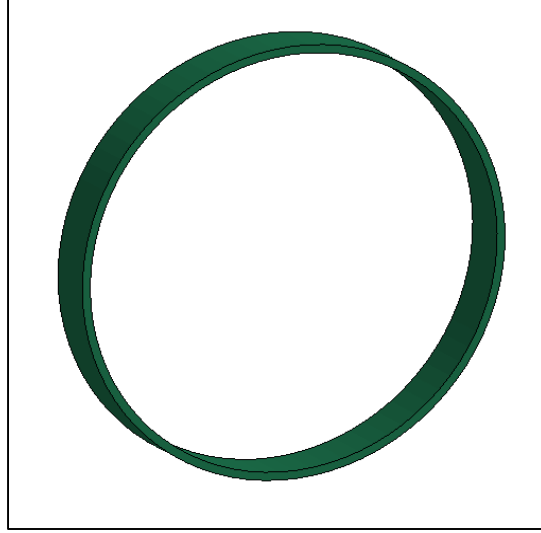
**Şekil 5.9.** Göbek rulmanı



**Şekil 5.10.** Göbek somunu



**Şekil 5.11.** Göbek kapağı



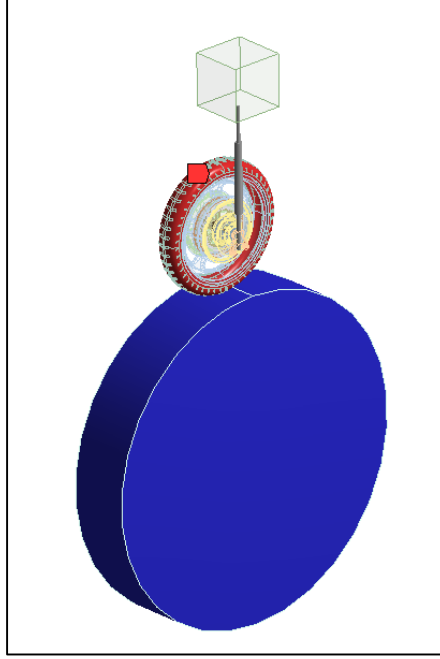
**Şekil 5.12.** Rotor çemberi

Yapılmış olan sonlu elemanlar analizi sonucunda; jant, stator tutucu ve akson kritik parçalar olarak belirlenmiş ve yorulma/ömür analizleri bu parçalar üzerinde uygulanmıştır. Jant ve stator tutucu için alüminyum malzeme, akson için çelik malzeme kullanılmıştır.

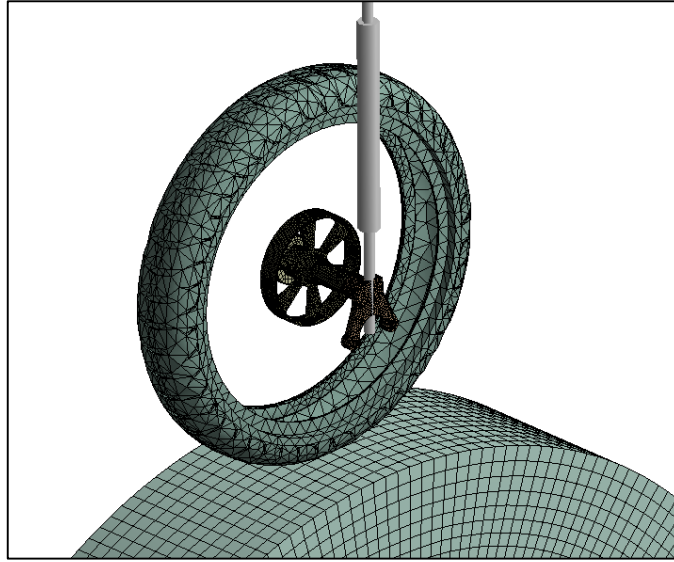
Aşağıda jant içi elektrik motorunun sonlu elemanlar modelinin ANSYS Workbench LS-Dyna kullanılarak oluşturulan çözüm modeli basamakları verilmiştir.

- Hazır olarak gelen 3 boyutlu katı model ANSYS Workbench LS-Dyna modülüne yüklemesinin yapılması
- Model üzerinde hazır gelen kontakların kaldırılması ve Şekil 5.13'de görüldüğü gibi lastik ile tambur arasına dinamik ve statik sürtünme katsayısı 0.5 olan bir kantağın tanımlanması
- Montajın ağ yapısının (mesh) oluşturulması ve Şekil 5.14'de görülen parçalar üzerine daha küçük eleman boyutuna sahip ağ yapısının uygulanması
- Lastiğin üzerinde süspansiyon olarak görev yapması için yay sabiti 5N/mm ve sönümlenme katsayısı 0.335 Ns/mm olan bir yayın tanımlanması
- 0.22 MPa hava basıncının lastik iç yüzeyine tanımlanması
- Çözüm ortamına standart yerçekimi ivmesinin tanımlanması

- Mıknatısların kritik parça olmaması nedeni ile modelde point mass olarak tanımlanması.
- Ls-Prepost programında yayımız non-lineer yay olarak tanımlanmıştır.



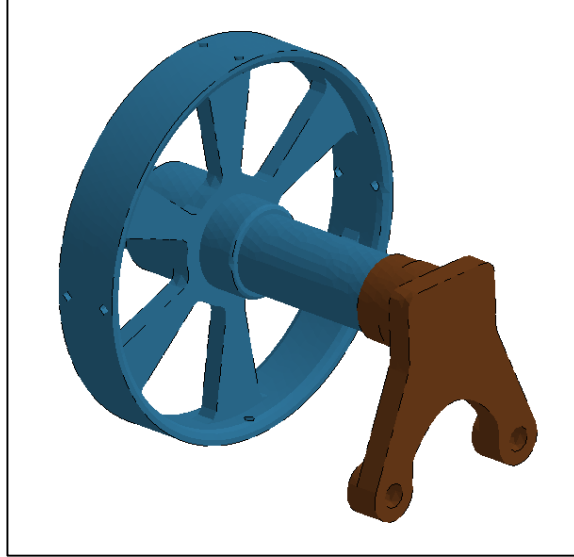
**Şekil 5.13.** Lastik ile tambur arasına tanımlanan sürtülmeli kontak



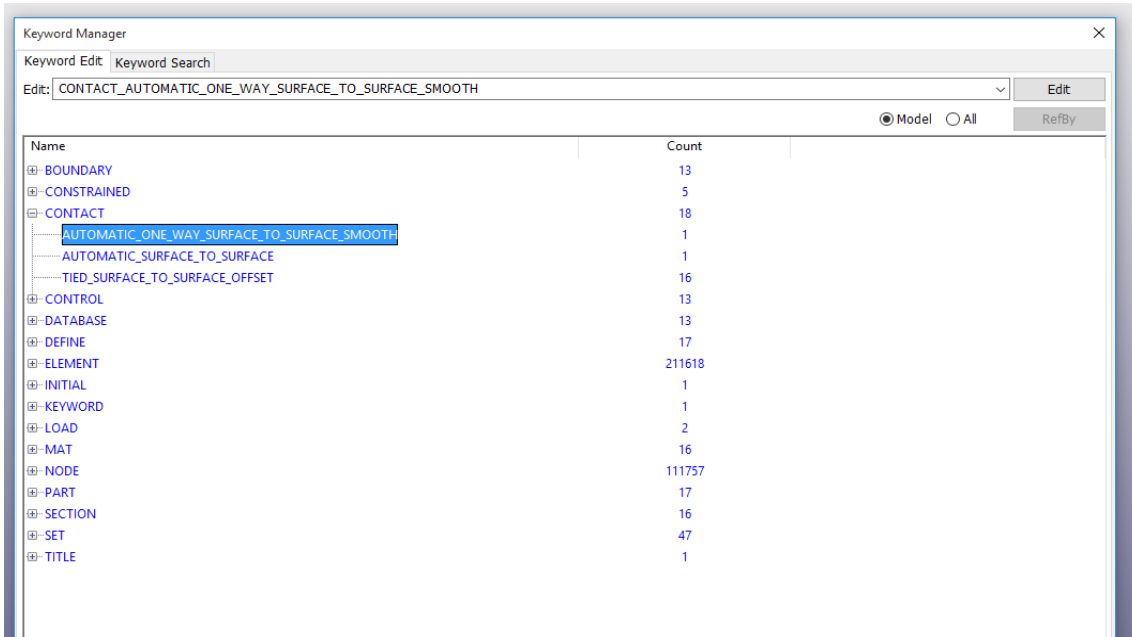
**Şekil 5.14 :** Body sizing uygulanan parçalar

Daha sonra Ansys Workbench Ls-Dyna modülünden aldığımız “k dosyasımız” ile modelimizi Ls-Dyna Prepost ortamına aktarılır. LS-Prepost kullanılarak oluşturulan çözüm modeli basamakları aşağıda verilmiştir.

- Şekil 5.15’de görülen iki parça arasındaki kontak Şekil 5.16’da gösterildiği gibi tekrar tanımlandı. Tanımlanan kontak iki parça arasında “AUTOMATIC\_ONE\_WAY\_SURFACE\_TO\_SURFACE\_SMOOTH” olarak belirlendi.



**Şekil 5.15.** Kontak tanımlanan parçalar



**Şekil 5.16.** Ls-Prepost keyword manager’da kontak tanımlama

- Şekil 5.17, Şekil 5.18 ve Şekil 5.19’da görüldüğü gibi modelimiz üzerinde bulunan yay non-linear olarak tanımlanmıştır. Bu işlem Ls-Prepost içerisinde “ Keyword Manager” kısmında “MAT” içerisinde bulunan “SPRING\_NONLINEAR\_ELASTIC” sekmesinden tanımlanmıştır.



Keyword Manager

Keyword Edit Keyword Search

Edit:    Model  All

Name	Count
BOUNDARY	13
CONSTRAINED	5
CONTACT	18
CONTROL	13
DATABASE	13
DEFINE	17
ELEMENT	211618
INITIAL	1
KEYWORD	1
LOAD	2
MAT	16
001-ELASTIC	13
020-RIGID	1
S02-DAMPER_VISCOUS	1
S04-SPRING_NONLINEAR_ELASTIC	1
NODE	111757
PART	17
SECTION	16
SET	47
TITLE	1

Şekil 5.17. Non-Linear yay tanımlamanın gösterimi

Keyword Input Form

20

Use \*Parameter (Subsys: 1 inputduzyolson.k)

\*MAT\_SPRING\_NONLINEAR\_ELASTIC\_(TITLE) (S04) (1)

**TITLE**

1 **MID** **LCD** **LCR**

**COMMENT:**

LCD:=Load curve ID describing force versus displacement or moment versus rotation relationship

Şekil 5.18. Non-Linear yay tanımlanması

Keyword Input Form

Use \*Parameter (Subsys: 1 inputduzyolson.k) Done Setting

\*DEFINE\_CURVE\_(TITLE) (16)

TITLE

1 LCID SIDR SFA SFO OFFA OFFO DATTYP LCINT

29	0	1.0000000	1.0000000	0.0	0.0	0	0
----	---	-----------	-----------	-----	-----	---	---

Repeated Data by Button and List

A1 O1

-0.13	-1.0000000e+007
-------	-----------------

1 -0.13 -1.0000000e+007

2 -0.1 -500.0

3 0.0 0.0

4 0.1 500.0

5 0.13 1.0000000e+007

Data Pt. 1 Load XYData

Replace Insert Plot Raise

Delete Help New Padd

ChangeXY Copy Paste

COMMENT:

Şekil 5.19. Non-Linear yay değerlerinin tanımlanması

- Şekil 5.20’de görüldüğü gibi daha önce ANSYS Workbench ve daha sonra LS-Prepost üzerinde tanımladığımız değişkenlerin kontrolü “DEFINE” sekmesinde bulunan “CURVE” ile sağlanır.

Keyword Input Form

NewID Draw RefBy Add Accept Delete Default Done Done

Use \*Parameter (Subsys: 1 inputduzyolson.k) Setting

\*DEFINE\_CURVE\_(TITLE) (16)

TITLE

1 LCID SIDR SFA SFO OFFA OFFO DATTYP LCINT

B	0	0.0	0.0	0.0	0.0	0	0
---	---	-----	-----	-----	-----	---	---

Repeated Data by Button and List

A1 O1

0.0	-9.80665
-----	----------

1 0.0 -9.80665

2 10.0 -9.80665

Data Pt. 1 Load XYData

Replace Insert Plot Raise

Delete Help New Padd

ChangeXY Copy Paste

COMMENT:

\$ ID sidr sfa sfo offa offo dattyp unused1

Total Card: 16 Smallest ID: 3 Largest ID: 29 Total deleted card: 0

Şekil 5.20. Tanımlanmış tüm değerlerin kontrolünün yapılması

- Aşağıda Tablo 5.1'de analizde kullanılan malzemelerin özellikleri belirtilmiştir [40],[41].

**Tablo 5.1.** Malzeme Parametreleri

<i>Malzeme Özellikleri</i>	<i>Alüminyum</i>	<i>Çelik</i>	<i>Lastik</i>
<i>Yoğunluk [kg/m<sup>3</sup>]</i>	2770	7850	2768
<i>Young Modülü [Pa]</i>	71E9	20E10	6.9E9
<i>Poisson ratio</i>	0.33	0.3	0.49
<i>Shear Modülü [Pa]</i>	26.6E9	7.6E10	2.3E9
<i>Specific Heat</i>	875	434	***

## 5.5 Değerlendirme ve Sonuçlar

Bu bölümde Jant-İçi Elektrik Motoru Modeli üzerinde gerçekleştirilmiş farklı çevre koşullarında gerçekleştirilen analizlerin modelimiz üzerinde meydana getirdiği gerilmeler karşılaştırılıp modelimiz üzerinde ki kritik parçalar üzerinde ömür analizleri gerçekleştirilmiş ve bu analiz sonuçları değerlendirilmiştir. Hasar değerleri 1e-8'den küçük alındığında sıfır olarak kabul edilmiştir.

### 5.5.1 Kasisli Yol Analizleri

Bu bölümde yapılan analizler ile birlikte jant içi elektrik motorundaki kritik parçalar; akson, stator tutucu ve jant olarak belirlenmiş olup, bu parçalar üzerinde yapılan ömür testleri ve yorumlarına bu bölümde yer verilmiştir. Aşağıda Şekil 5.21'de analizi yapılan modelin genel ve ağ yapısı görüntüsüne yer verilmiştir. Bu modelde kasisli bir modelin analizi yapılmış olup kasisin özelliği 5cm yüksekliğinde parabolik bir özellik göstermektedir. Bu modelin ağ yapısında 94695 nod bulunurken 181464 element den oluşmaktadır.

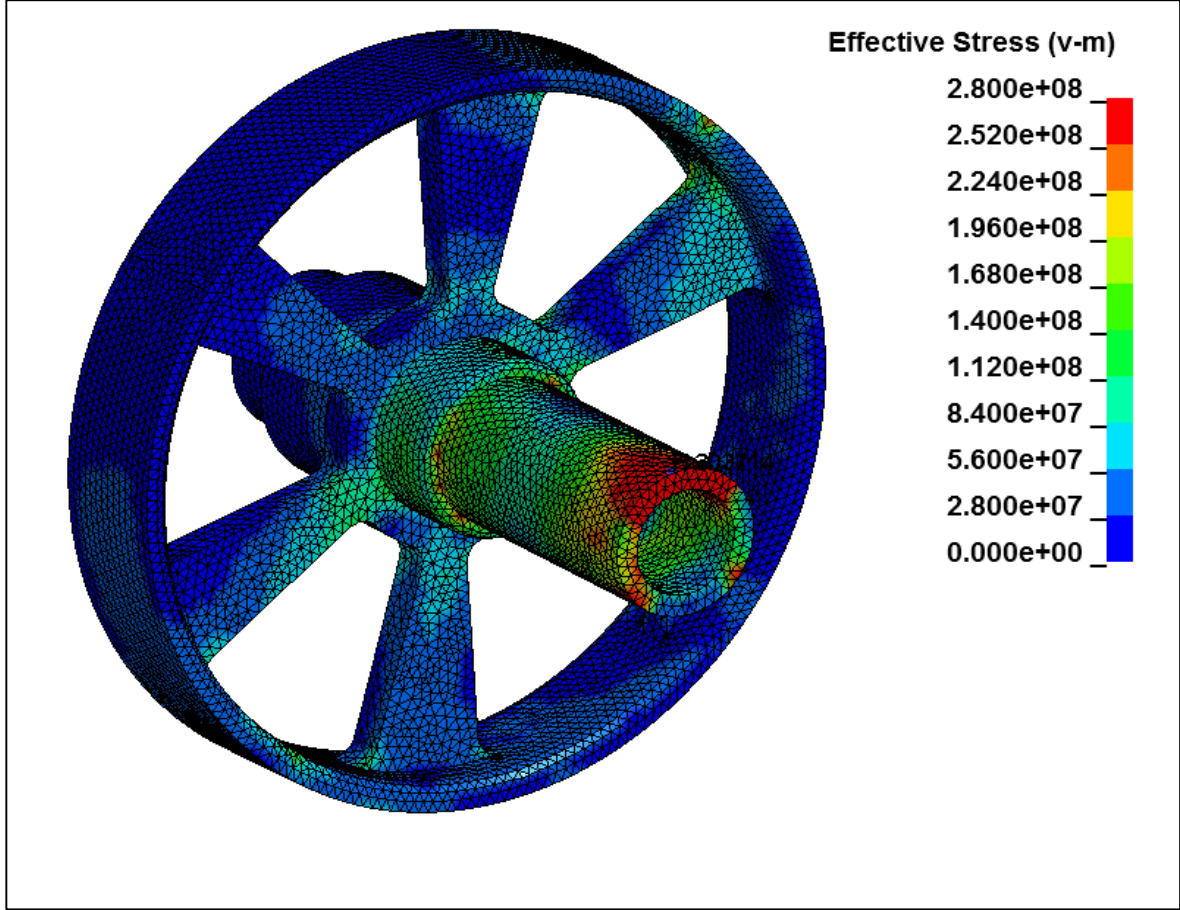


**Şekil 5.21.** Kasisli model genel ve ağ yapısı görüntüsü

Aşağıda kritik parçalar üzerinde yapılan ömür analizleri detaylı şekilde açıklanmıştır.

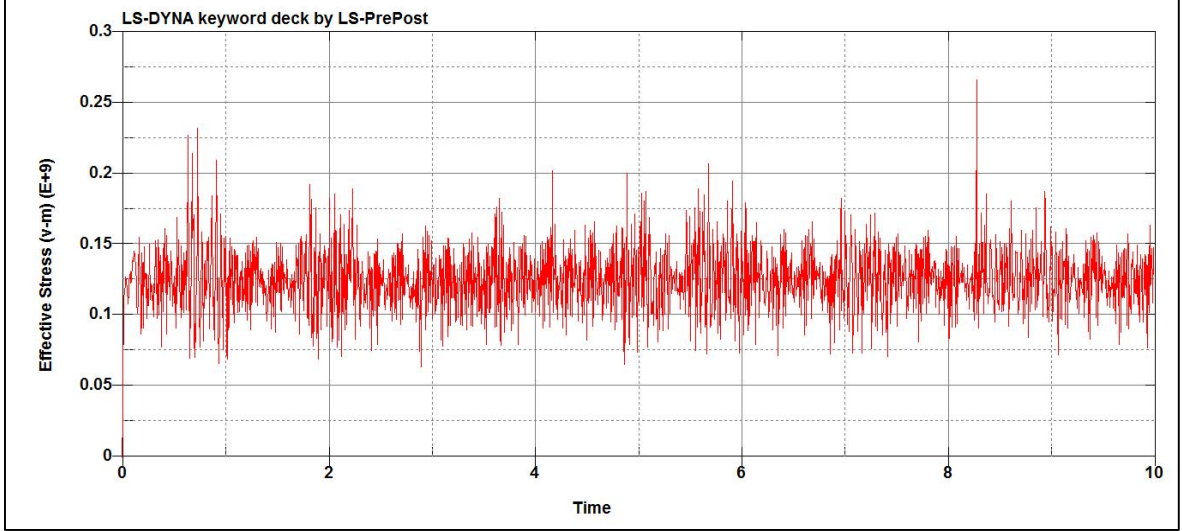
#### **5.5.1.1 Stator Tutucu**

Aşağıda Şekil 5.22'de 10 saniye süresince yapılan dinamik analiz sonucunda stator tutucu üzerinde oluşan maksimum gerilmeler Mpa cinsinden verilmiş olup, maksimum gerilmenin olduğu eleman gösterilmiştir. Stator tutucunun ön bölgesinde mil bağlantısının sağlandığı yataklama bölgesinde 280 Mpa değerlerine ulaşmasına rağmen çapı daha büyük dairesel bölgeye doğru gidildikçe gerilmeler azalmaktadır. Akson adlı parçanın stator tutucunun üzerindeki yataklama bölgesinden bağlanması gerilmelerin bu bölümde artmasının bir nedenidir.



**Şekil 5.22.** Stator tutucuda ki gerilme dağılımı ve maksimum gerilme noktası

Parça üzerindeki gerilme dağılımını daha iyi anlayabilmek için parça üzerinde oluşan gerilmelerin dağılımının olduğu bir grafik şekil 5.23'de verilmiştir. Rainflow methodu için kullanacak değerlerin balansa gelmesi için ilk 2 saniyedeki gösterilen gerilme değerleri dikkate alınmamıştır. Yine bu grafik üzerinden de görüleceği gibi maksimum gerilmeler 280 Mpa civarında görülmektedir.



**Şekil 5.23.** Stator tutucu üzerindeki gerilme-zaman grafiği

Tablo 5.2—5.7’de Rainflow methodu kullanılarak çevrim sayılarına göre minimum ve maksimum gerilmeler hesaplanmış ve sonrasında üç farklı hasar ve ömür kriterine göre stator tutucunun çalışma ömrü bulunmaya çalışılmıştır. Ayrıca bu kısımda rainflow methodunda ki kolon sayısı ile hassasiyet arasındaki ilişkide incelenmiş ve sonuç olarak 13-14 kolonluk bir rainflow tablosunun ömür hesaplamasında kullanılabileceği görülüp diğer analizler bu bilgi doğrultusunda gerçekleştirilmiştir. Tablo 5.2’de 37 kolonlu rainflow çevrimi kullanılarak Goodman, Gerber ve Asme metodları ile ömür analizi yapılmış ve en uzun ömür Asme metodu ile bulunmuştur. Tablo 5.4 ve 5.6’da 22 ve 13 kolonlu farklı rainflow çevrimi kullanılmış bunlarda da en uzun ömür Asme metodunda bulunmuş ve kolon sayısında ki değişikliğin ömür üzerinde dikkate alınacak değerde bir değişiklik göstermediği görülmüştür. Sonuç olarak 13 kolonlu Tablo 5.7’deki ömür değerleri sonuç olarak kabul edilmiştir. Tezin devamında da 13-15 kolon aralığındaki rainflow verileri kullanılmıştır.

**Tablo 5.2. 37 Kolonlu Rainflow Çevrim Tablosu**

KOLON SAYISI	MAX GERİLME (Mpa)	MİN GERİLME (Mpa)	ÇEVİRİM SAYISI
1	144,17	128,48	31
2	209,97	61,89	1
3	195,91	111,42	1
4	179,04	113,36	7
5	181,56	100,17	11
6	191,08	77,35	2
7	131,25	115,36	7
8	145,61	103,28	10
9	171,91	89,88	20
10	185,58	78,52	4
11	171,81	161,99	1
12	156,11	127,9	81
13	184,78	183,69	1
14	166,99	116,42	50
15	161,53	75,31	2
16	181,62	132,8	1
17	181,23	90,99	12
18	216,61	82,86	1
19	131,32	129,28	6
20	195,19	87,77	4
21	156,64	102,49	34
22	156,96	116,13	88
23	207,65	72,68	2
24	268,78	56,85	2
25	209,95	149,99	1
26	166,63	125,97	20
27	166,29	139,59	3
28	120,44	119,28	1
29	196,85	64,35	1
30	168,7	101,84	47
31	143,34	116,22	24
32	156,33	91,14	6
33	205,23	122,23	1
34	144,55	137,47	9
35	230,29	76,53	1
36	245,91	60,8	1
37	156,41	138,98	12

**Tablo 5.3.** 37 Kolonlu Rainflow Çevrimi İle Hasar ve Ömür Analiz Sonuçları

<b>HASAR VE ÖMÜR ANALİZİ SONUÇLARI</b>			
<u>HASAR</u>	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	1,9263E-04	4,0924E-06	1,41348E-06
<u>ÖMÜR(SAAT)</u>	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	11.53	543.00	1572.16

**Tablo 5.4.** 22 Kolonlu Rainflow Çevrim Tablosu

<b>KOLON SAYISI</b>	<b>MAX GERİLME (Mpa)</b>	<b>MIN GERİLME (Mpa)</b>	<b>ÇEVİRİM SAYISI</b>
1	205,23	122,23	1
2	191,38	107,56	3
3	161,51	71,82	1
4	153,81	128,02	148
5	230,29	76,53	1
6	169,45	108,57	89
7	209,95	149,99	1
8	147,72	143,79	2
9	135,84	127,63	18
10	170,68	152,65	2
11	245,91	60,8	1
12	173,95	91,39	41
13	216,61	82,86	1
14	268,78	56,85	2
15	155,98	93,04	15
16	134,75	113,87	14
17	192,33	86,15	11
18	167,01	124,95	36
19	191,24	71,41	3
20	184,78	183,69	1
21	155,07	111,33	113
22	210	65,36	2



**Tablo 5.5.** 22 Kolonlu Rainflow Çevrimi İle Hasar ve Ömür Analiz Sonuçları

<b>HASAR VE ÖMÜR ANALİZİ SONUÇLARI</b>			
<u>HASAR</u>	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	1,9239E-04	4,0781E-06	1,4215E-06
<u>ÖMÜR(SAAT)</u>	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	11.55	544.91	1563.28

**Tablo 5.6.** 13 Kolonlu Rainflow Çevrim Tablosu

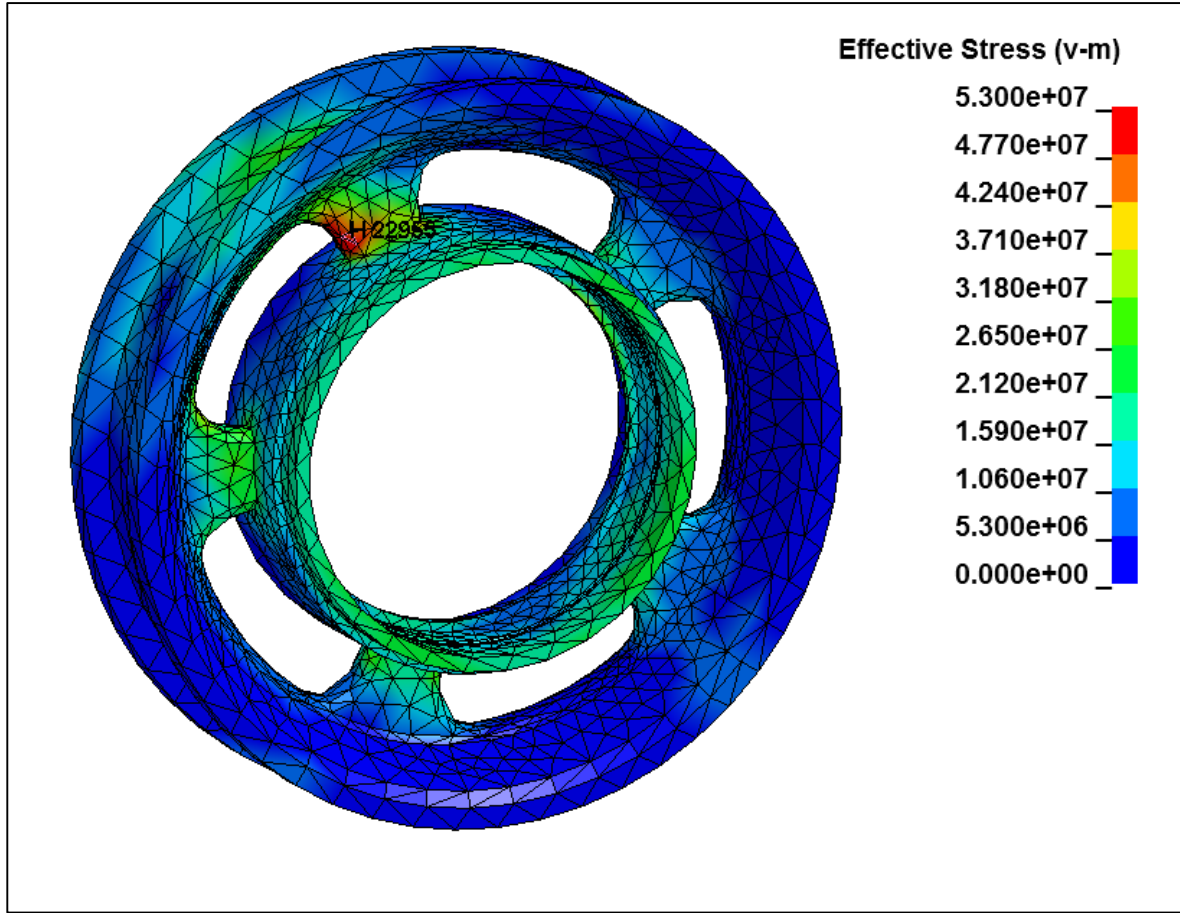
<b>KOLON SAYISI</b>	<b>MAX GERİLME (Mpa)</b>	<b>MİN GERİLME (Mpa)</b>	<b>ÇEVİRİM SAYISI</b>
1	126,22	120,71	6
2	214,43	73,33	5
3	245,91	60,8	1
4	209,95	149,99	1
5	205,23	122,23	1
6	180,2	87,62	41
7	184,78	183,69	1
8	151,79	134,62	57
9	172,6	108,97	87
10	268,78	56,85	2
11	158,8	87,86	10
12	154,95	116,74	289
13	171,25	141,59	5

**Tablo 5.7.** 13 Kolonlu Rainflow Çevrimi İle Hasar ve Ömür Analiz Sonuçları

<b>HASAR VE ÖMÜR ANALİZİ SONUÇLARI</b>			
<u>HASAR</u>	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	1,9107E-04	4,0591E-06	1,42186E-06
<u>ÖMÜR(SAAT)</u>	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	11.63	547.46	1562.89

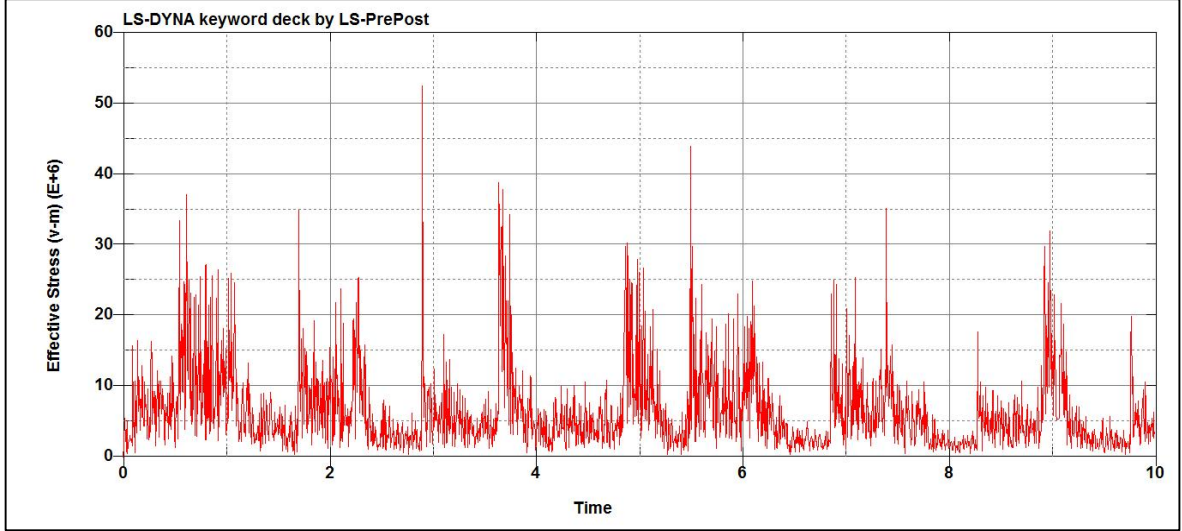
### 5.5.1.2 Jant

Aşağıda Şekil 5.24'de kasisli modelimizde dinamik analiz sonucunda jantın üzerinde oluşan maksimum gerilmeler Mpa cinsinden verilmiş ve maksimum gerilmenin olduğu eleman gösterilmiştir. Jant üzerinde beklenildiği gibi maksimum gerilmeler jant kolunda meydana gelmiştir fakat motor yuvasının yerleştirildiği göbek ile takviye yapıldığından jant kolları üzerindeki maksimum gerilmeler 53 Mpa değerlerine ulaşabilmektedir.



Şekil 5.24. Jant Üzerindeki Gerilme Dağılımı ve Maksimum Gerilme Noktası

Parça üzerindeki gerilme dağılımını daha iyi görebilmek için parça üzerindeki gerilmelerin oluşturduğu grafik aşağıda Şekil 5.25'de verilmiştir. Rainflow methodu için kullanılacak değerlerin balansa gelmesi için ilk 2 saniyedeki gerilme değerleri ömür hesaplamalarında dikkate alınmamıştır. Yine bu grafik üzerinde de görülebileceği gibi maksimum gerilme değerleri 53 Mpa civarında görülmektedir.



**Şekil 5.25.** Jant Üzerindeki Gerilme-Zaman Grafiği

Tablo 5.8 ve Tablo 5.9'da rainflow methodu yardımı ile parça üzerinde ki çevrim sayılarına göre maksimum ve minimum gerilme değerleri ve üç farklı ömür kriterine göre jant üzerinde ki gerilmelere bağlı jant'ın ömrü bulunmaya çalışılmıştır. Bu bölümün başında da bahsedildiği gibi jant içindeki motor göbeğinin jant kollarını güçlendirmesi ile birlikte jant üzerinde tehlikeli bir gerilme değeri görülmemiştir. Tablo 5.9'da da görülebileceği gibi parça üzerindeki hasar miktarı her üç analiz modeli içinde düşük olup ömür olarak  $10^6$  saat üzerinde bir ömür çıktığı için bu ömür sonsuz ömür olarak kabul edilmiştir.

**Tablo 5.8.** 15 Kolonlu Rainflow Çevrim Tablosu

KOLON SAYISI	MAX GERİLME (Mpa)	MİN GERİLME (Mpa)	ÇEVİRİM SAYISI
1	5,196	1,419	160
2	6,452	3,895	205
3	37,9	12,157	1
4	1,834	1,431	18
5	32,518	0,516	3
6	12,262	1,287	13
7	23,683	1,224	8
8	14,141	5,646	73
9	30,522	14,919	2
10	22,968	16,268	2
11	30,032	5,149	6
12	15,963	14,407	4

13	41,424	0,776	2
14	22,272	5,355	27
15	52,569	0,331	1

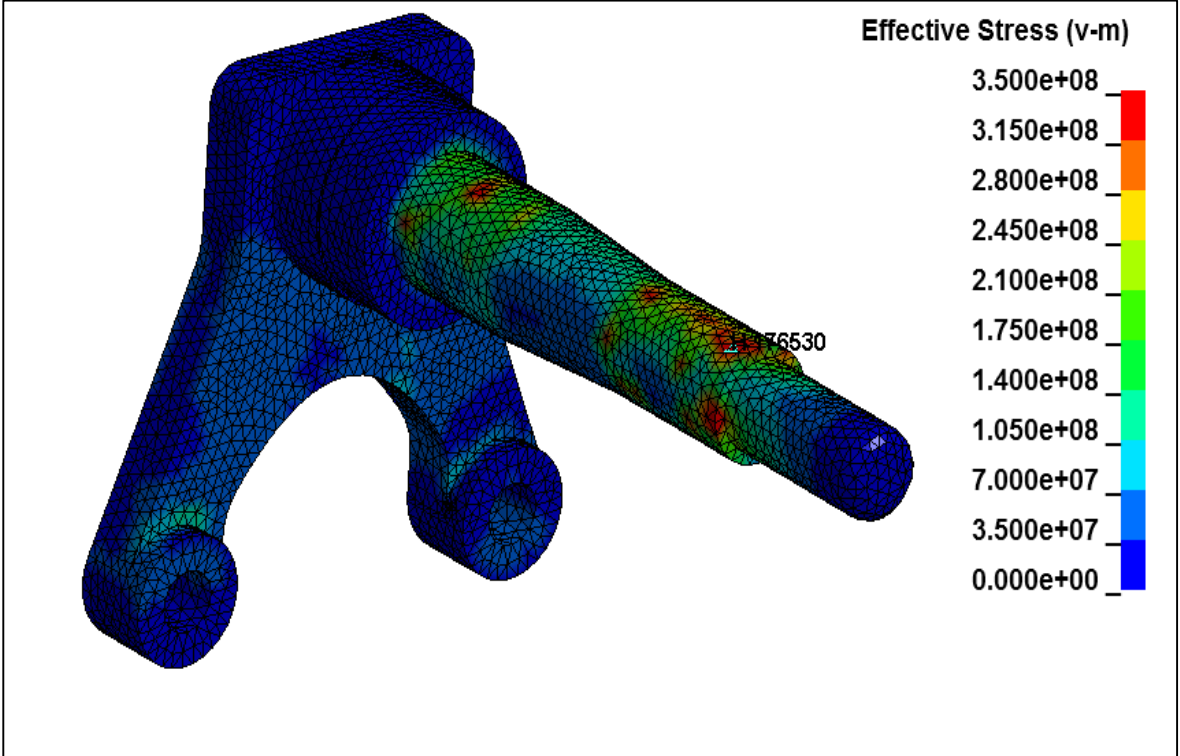
**Tablo 5.9.** 15 Kolonlu Rainflow Çevrimi İle Hasar Ve Ömür Analiz Sonuçları

HASAR VE ÖMÜR ANALİZİ SONUÇLARI			
HASAR	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	0	0	0
ÖMÜR(SAAT)	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	∞	∞	∞

Sonuç olarak Tablo 5.9'da da görüldüğü gibi bu model için jant parçası güvenli bir tasarıma sahip olduğu sonucuna varılmıştır.

### 5.5.1.3 Akson

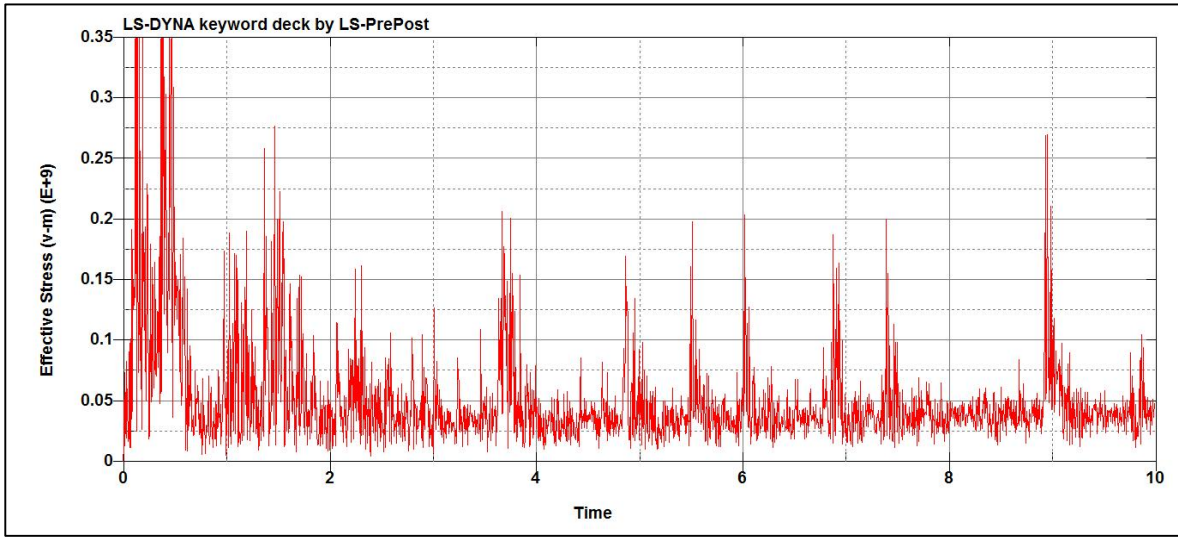
Aşağıda Şekil 5.26'da kasisli yol modelimizde yapılan dinamik analiz sonucunda akson parçamız üzerinde oluşan maksimum gerilmeler Mpa cinsinden verilmiş olup maksimum gerilmenin olduğu elemanda gösterilmiştir. Akson parçamız jant içi elektrik motorumuz ile araç süspansiyonu arasındaki bağlantıyı oluşturmakta bu nedenle özellikle kasise giriş esnasında parça üzerinde gerilmeler artmakta. Akson parçasının stator tutucu ile temas halindeki bölge üzerinde gerilmelerin arttığını



**Şekil 5.26.** Akson Üzerinde ki Gerilme Dağılımı ve Maksimum Gerilme Noktası

gözlemlemiş bulunmaktayız. Aşağıda da görüldüğü gibi akson parçası üzerinde 350 Mpa gerilme değerlerine ulaşılmaktadır.

Akson parçamız üzerindeki gerilmelerin analiz süresi boyunca daha detaylı görülmesi için aşağıda Şekil 5.27'de gerilim zaman grafiği verilmiş olup buradaki ilk 2 saniyelik gerilme değerleri analizin balansa gelmesi için rainflow method dağılımında kullanılmamıştır. Grafik üzerinde ani değer artış anlarının olduğu noktalar modelimizin kaside ilk giriş anlarını temsil etmektedir.



**Şekil 5.27.** Akson Üzerindeki Gerilme-Zaman Grafiği

Tablo 5.10 ve Tablo 5.11'de rainflow methodu kullanılarak çevrim sayılarına göre minimum ve maksimum gerilemeler hesaplanmış ve sonrasında üç farklı hasar ve ömür kriterine göre akson parçasının ömrü bulunmaya çalışılmıştır. Tablo 5.11'de de görüldüğü gibi bu analiz sonucunda parçadaki hasar ve ömür değerleri analiz metodlarına göre verilmiştir.

**Tablo 5.10.** 13 Kolonlu Rainflow Çevrim Tablosu

KOLON SAYISI	MAX GERİLME (Mpa)	MIN GERİLME (Mpa)	ÇEVİRİM SAYISI
1	68,54	49,32	364
2	333,66	19,73	3
3	167,14	27,09	5
4	266,89	61,25	1
5	149,81	96,91	1
6	92,85	91,32	1
7	165,27	51,31	2
8	222,18	24,88	3
9	203,29	54,23	7
10	102,74	47,75	39
11	104,18	28,46	34
12	69,52	31,32	60
13	285,15	21,77	2

**Tablo 5.11.** 13 Kolonlu Rainflow Çevrimi İle Hasar ve Ömür Analiz Sonuçları

HASAR VE ÖMÜR ANALİZİ SONUÇLARI			
HASAR	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	2,0634E-06	5,3229E-07	7,56E-07
ÖMÜR(SAAT)	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	1076.99	4174.83	2937.70

### 5.5.2 Düz Yol Analizleri

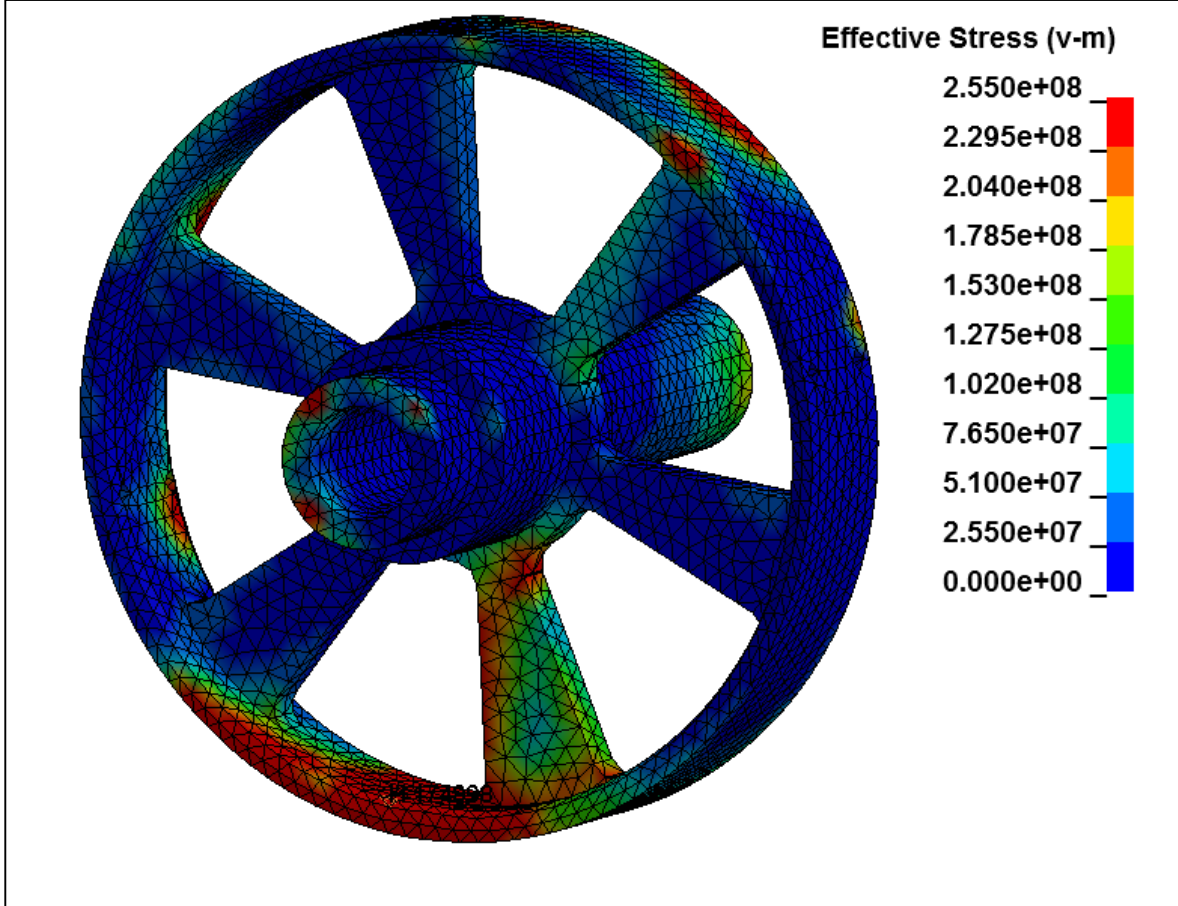
Bu modelde standart düz yol analizleri incelenmiş olup araç 10m/s hızla ilerlerken parçalar üzerindeki gerilmeler incelenmiştir. Aşağıda Şekil 5.28’de modelin genel ve ağ yapısının görüntüsü verilmiştir. Bu modelin ağ yapısında 111752 nod bulunurken 211615 elemandan oluşmaktadır.



**Şekil 5.28.** Düz Yol Modeli Genel ve Ağ Yapısı Görüntüsü

### 5.5.2.1 Stator Tutucu

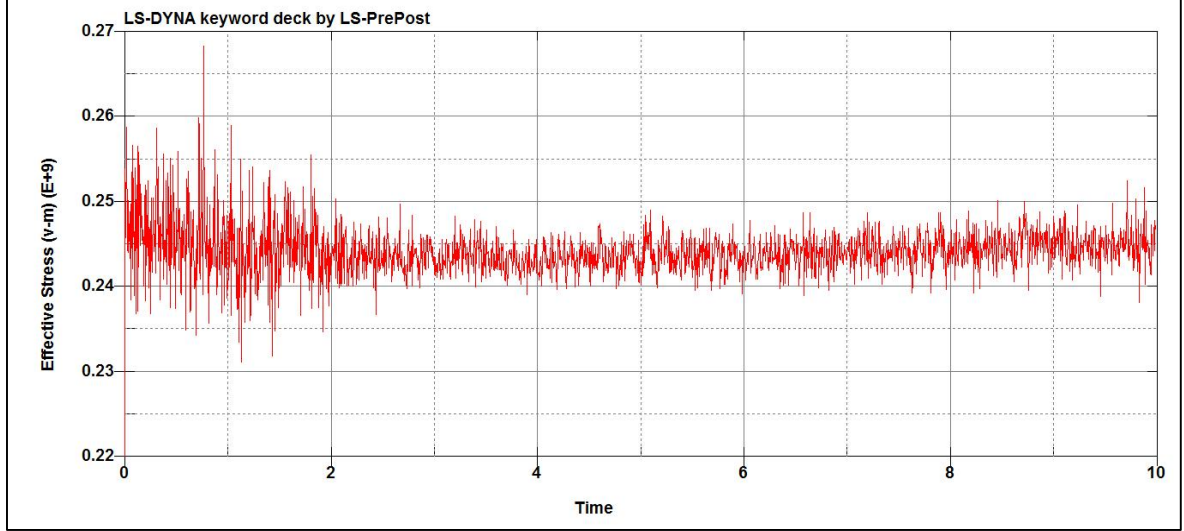
Aşağıda Şekil 5.29'da gösterildiği gibi düz yol analizinde stator tutucu üzerindeki gerilme değerleri Mpa olarak verilmiş ve maksimum gerilme noktası gösterilmiştir. Düz yol analizinde stator tutucu üzerinde maksimum 255 Mpa değerleri okunmuştur.



**Şekil 5.29.** Stator tutucuda ki gerilme dağılımı ve maksimum gerilme noktası

Parça üzerindeki gerilmelerin daha açık bir şekilde gösterilmesi için aşağıda gerilme-zaman grafiği Şekil 5.30'da verilmiştir. Bu analizde de gerilmelerin balansa gelmesi için ilk 2 saniyelik datalar ömür analizlerinde kullanılmamıştır. Bu grafik üzerinden de görüleceği gibi parça üzerinde maksimum 255 Mpa değerlerine ulaşılmış olup zamana bağlı değişim genel olarak stabil olarak görünmektedir.





**Şekil 5.30.** Stator tutucu üzerindeki gerilme-zaman grafiği

Tablo 5.12 ve Tablo 5.13’de rainflow metodu kullanılarak çevrim sayılarına göre minimum ve maksimum gerilme değerleri hesaplanmış ve sonrasında üç farklı hasar ve ömür kriterine göre stator tutucunun çalışma ömrü bulunmaya çalışılmıştır. Yapılan analizler sonucu parça üzerinde yorulma hasarı değerinin düşük değerlerde kaldığı ve ömrün sonsuz ömür olarak sonuçlandığı görülmüştür.

**Tablo 5.12.** 14 Kolonlu Rainflow Çevrim Tablosu

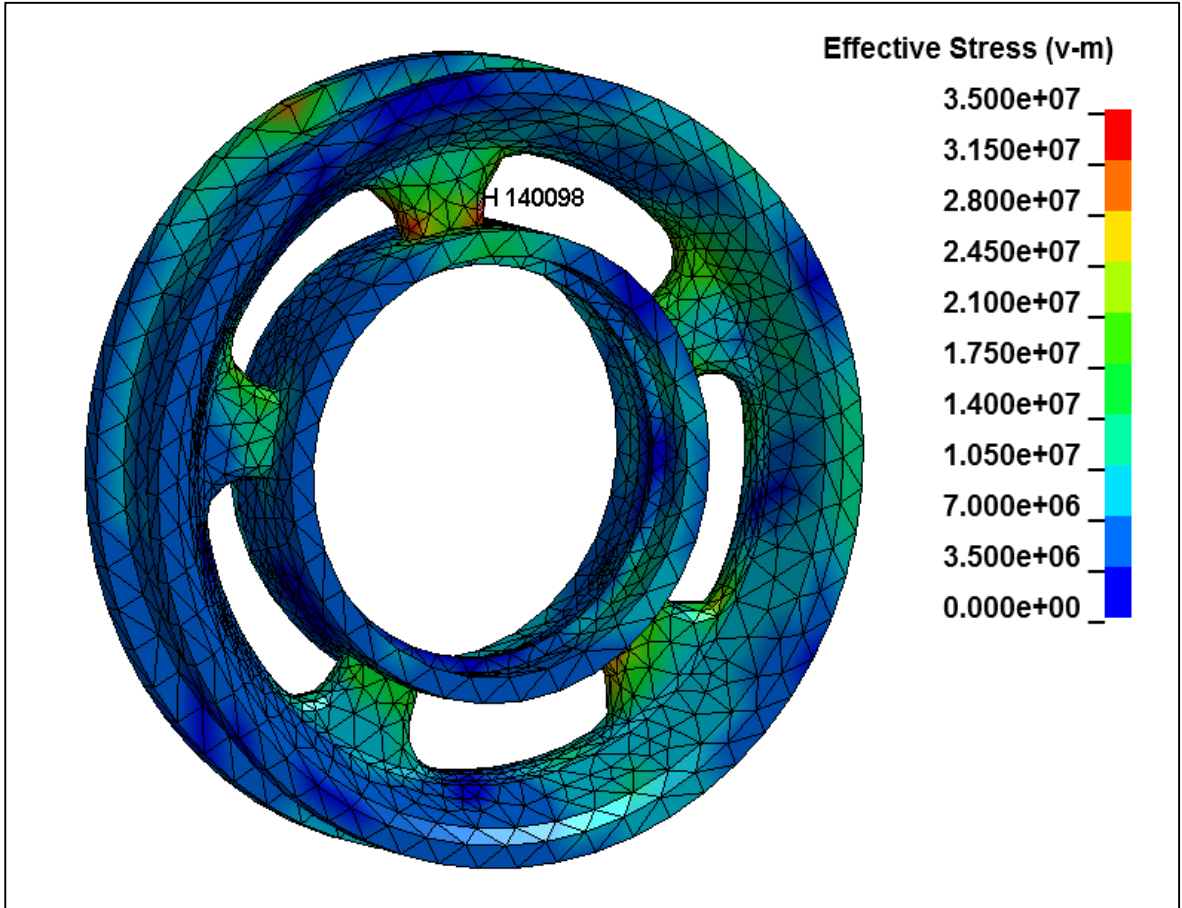
KOLON SAYISI	MAX GERİLME (Mpa)	MİN GERİLME (Mpa)	ÇEVİRİM SAYISI
1	245,54	239,94	2
2	242,71	241,33	118
3	244,22	238,92	10
4	244,09	241,23	20
5	243,03	238,91	6
6	241,64	241,08	127
7	243,91	242,77	1
8	241,57	240,28	118
9	246,58	238,25	1
10	244,17	240,03	23
11	242,86	242,48	22
12	242,08	239,04	1
13	240,44	240,14	5
14	242,73	240,05	115

**Tablo 5.13.** 14 Kolonlu Rainflow Çevrimi İle Hasar ve Ömür Analiz Sonuçları

HASAR VE ÖMÜR ANALİZİ SONUÇLARI			
HASAR	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	0	0	0
ÖMÜR(SAAT)	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	$\infty$	$\infty$	$\infty$

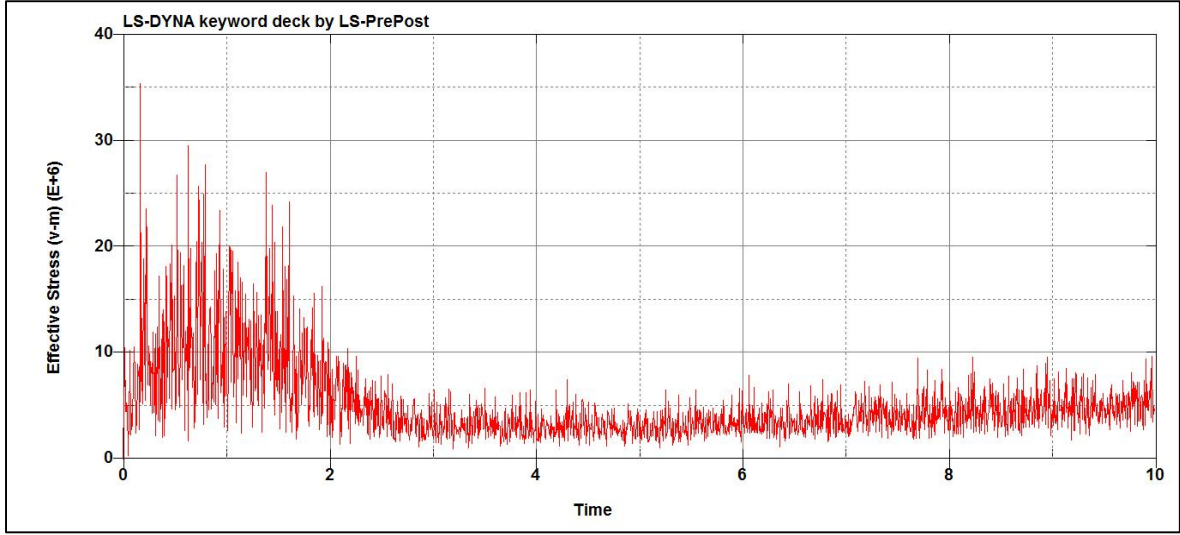
### 5.5.2.2 Jant

Aşağıda Şekil 5.31’de düz yol analizi boyunca jant üzerindeki gerilmeler gösterilmiştir. Jant üzerinde oluşan maksimum gerilmeler Mpa cinsinden verilmiş olup, jant üzerinde maksimum gerilmenin olduğu eleman gösterilmiştir. Jant üzerinde düz yol boyunca önemli derecede bir gerilme oluşmamak ile birlikte jant kolu üzerinde 35 Mpa değerlerine ulaştığı gözlemlenmiştir.



**Şekil 5.31.** Jant üzerindeki gerilme dağılımı ve maksimum gerilme noktası

Parça üzerindeki gerilme dağılımının daha iyi görülebilmesi için aşağıda Şekil 5.32'de analiz boyunca alınan gerilme-zaman grafiği verilmiştir. Yorulma analizi yapılırken analizin dengeye gelmesi için ilk 2 saniyelik datalar kullanılmamıştır. Sonuç olarak gerilme değerleri düşük olduğundan parça üzerinde yorulma hasarı da düşük değerlerde kalmış ve saat olarak  $10^6$  saat üzerinde bir ömür verdiği için sonsuz ömür olarak alınmıştır.



**Şekil 5.32.** Jant üzerindeki gerilme-zaman grafiği

Tablo 5.14 ve Tablo 5.15'de yukarıda verilen grafikteki gerilme değerlerinin rainflow metodu ile yapılan çevrim sayılarına göre maksimum ve minimum gerilme değerleri ve üç farklı metot ile gerçekleştirilen hasar ve ömür analizlerinin sonuçları verilmiştir. Sonuç olarak düz yol analizi sonucu jant güvenli parça olarak tespit edilmiştir.

**Tablo 5.14.** 15 Kolonlu Rainflow Çevrim Tablosu

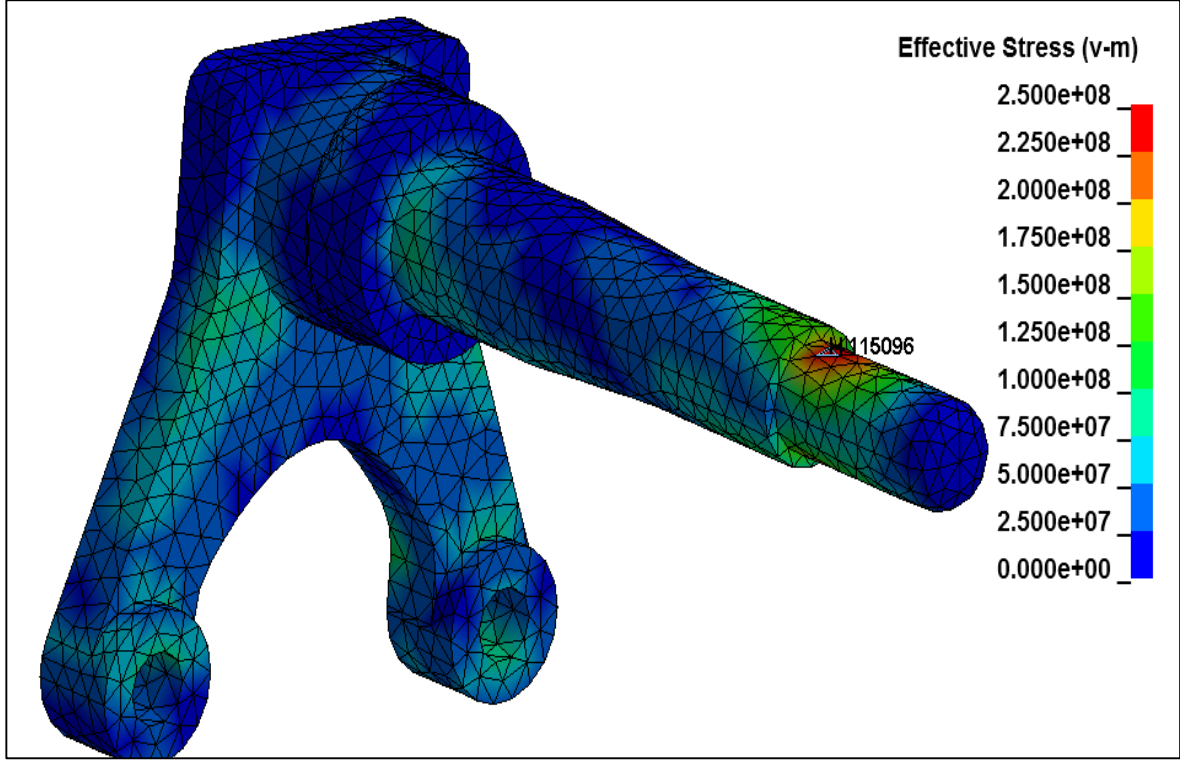
KOLON SAYISI	MAX GERİLME (Mpa)	MİN GERİLME (Mpa)	ÇEVİRİM SAYISI
1	7,232	3,401	2
2	3,912	0,907	38
3	10,576	0,355	1
4	5,569	0,79	13
5	5,589	1,601	13
6	9,846	6,577	1
7	3,952	3,368	12
8	7,581	0,737	7
9	9,56	1,724	1
10	3,634	1,661	159
11	9,221	7,558	1
12	7,408	1,905	4
13	5,172	3,941	4
14	2,311	1,571	264
15	2,2	0,977	14

**Tablo 5.15.** 15 Kolonlu Rainflow Çevrimi İle Hasar ve Ömür Analiz Sonuçları

HASAR VE ÖMÜR ANALİZİ SONUÇLARI			
HASAR	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	0	0	0
ÖMÜR(SAAT)	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	∞	∞	∞

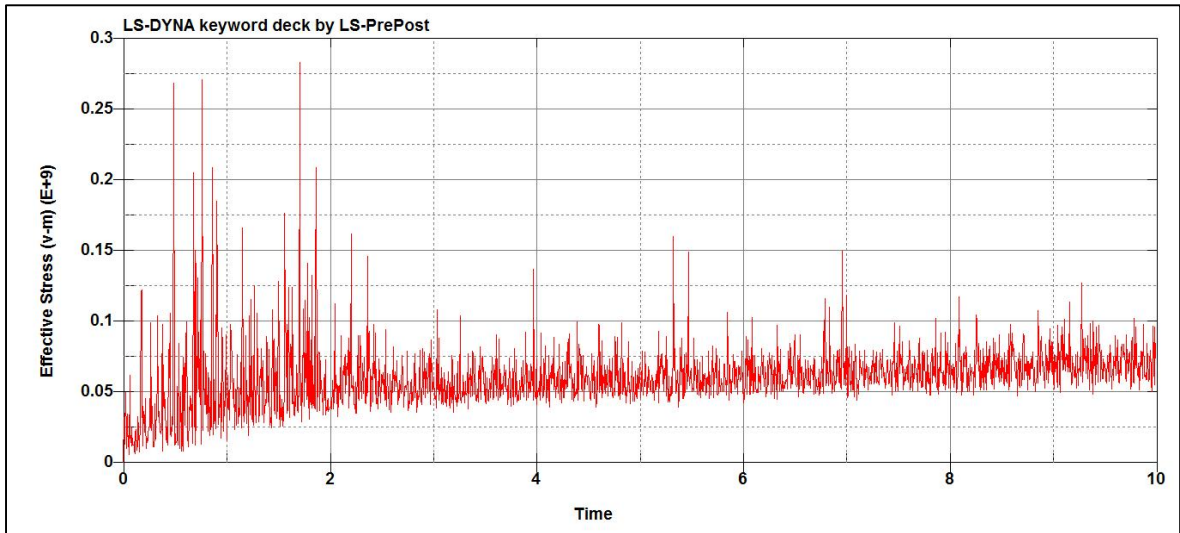
### 5.5.2.3 Akson

Şekil 5.33'de 10 saniye süresince yapılan dinamik analiz boyunca akson parçası üzerinde oluşan gerilmeler Mpa cinsinden verilmiş, parça üzerindeki maksimum gerilmenin olduğu eleman gösterilmiştir. Parça üzerinde maksimum gerilmenin olduğu bölge akson üzerindeki çapın daha küçüldüğü bölge üzerinde olduğu görülmektedir. Akson üzerindeki maksimum gerilme değeri 250 Mpa değerlerindedir



**Şekil 5.33.** Akson'da ki gerilme dağılımı ve maksimum gerilme noktası

Parça üzerindeki gerilmelerin daha detaylı görülebilmesi için analiz boyunca parça üzerinde meydana gelen gerilmelerin zamana bağlı grafiği aşağıda Şekil 5.34'de verilmiştir. Yorulma hasarı hesaplanırken analizin balansa gelmesi beklendiğinden ilk 2 saniyelik gerilme değerleri kullanılmıştır.



**Şekil 5.34.** Akson üzerindeki gerilme-zaman grafiği

Tablo 5.16'da rainflow metodu kullanılarak hesaplanmış çevrim sayılarına göre minimum ve maksimum gerilme değerleri çevrim sayıları ile birlikte verilmiştir.

**Tablo 5.16.** 13 Kolonlu Rainflow Çevrim Tablosu

KOLON SAYISI	MAX GERİLME (Mpa)	MİN GERİLME (Mpa)	ÇEVİRİM SAYISI
1	60,32	58,39	4
2	92,39	73,37	222
3	94,3	86,78	55
4	159,6	56,33	1
5	92,64	58,68	27
6	111,38	72,93	53
7	74,66	58,79	26
8	107,9	89,81	11
9	110,39	58,09	13
10	202,05	90,22	4
11	132,42	57,67	6
12	130,02	68,89	8
13	76,66	69,27	101

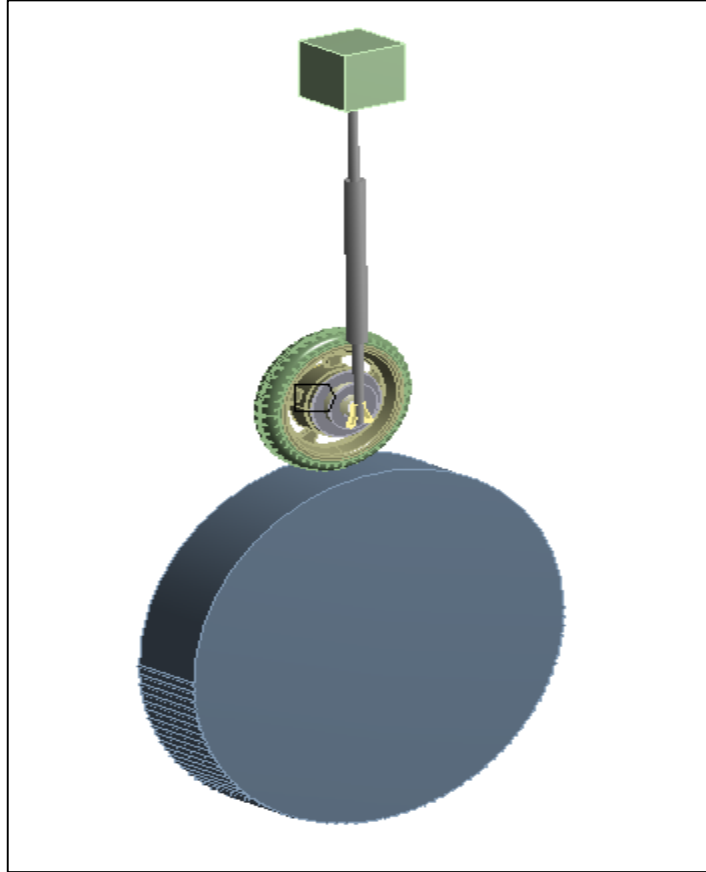
Tablo 5.17'de yukarıdaki çevrim sayılarına göre üç ayrı metot ile hesaplanmış hasar ve ömür analizi sonuçları verilmiştir. Tablo'da da görüleceği gibi parça üzerindeki hasar miktarı düşük değerlerde olup bu nedenle ömür değerimiz yüksek değerlerde sonuçlanmıştır.

**Tablo 5.17.** 13 Kolonlu rainflow çevrimi ile hasar ve ömür analiz sonuçları

HASAR VE ÖMÜR ANALİZİ SONUÇLARI			
HASAR	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	0	0	0
ÖMÜR(SAAT)	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	∞	∞	∞

### 5.5.3 Sürekli Kasisli Ortam Analizi

Bu bölümde jant içi elektrik motorunu sürekli kasisli ortamda yapılan analizleri ve analiz sonuçları paylaşılacaktır. Bu modelde 1 cm çapında parabolik düzende sürekli olarak oluşturulan küçük kasis düzeninde yapılan analizlere yer verilmiştir. Aşağıda Şekil 5.35’de analizi yapılan modelin genel görüntüsü verilmiştir. Bu modelin ağ yapısında 100779 nod bulunurken 475110 elemandan oluşmaktadır.

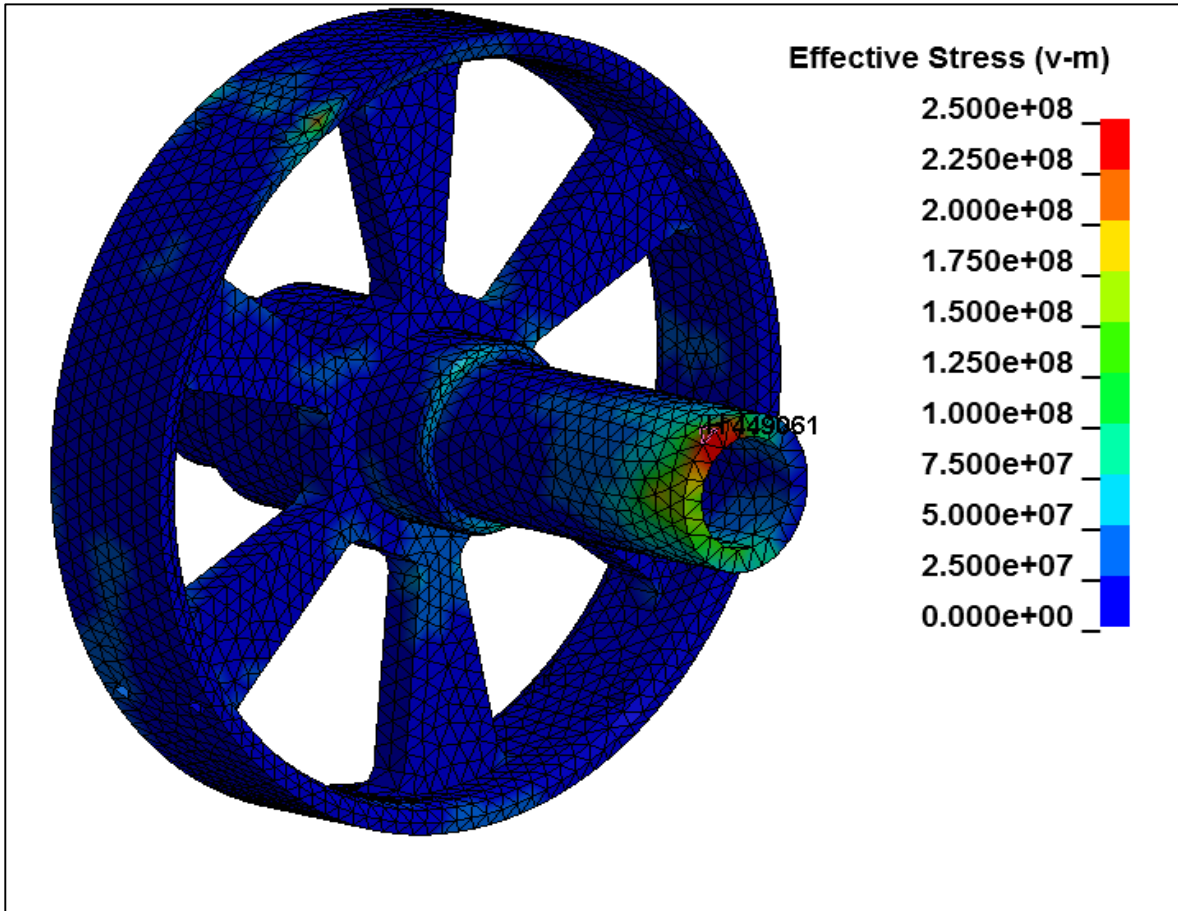


**Şekil 5.35.** Sürekli kasisli model genel görüntüsü

Aşağıda daha önce belirlenmiş olan kritik parçalar üzerinde yapılan hasar ve yorulma analizleri sonuçları verilmiştir.

### 5.5.3.1 Stator Tutucu

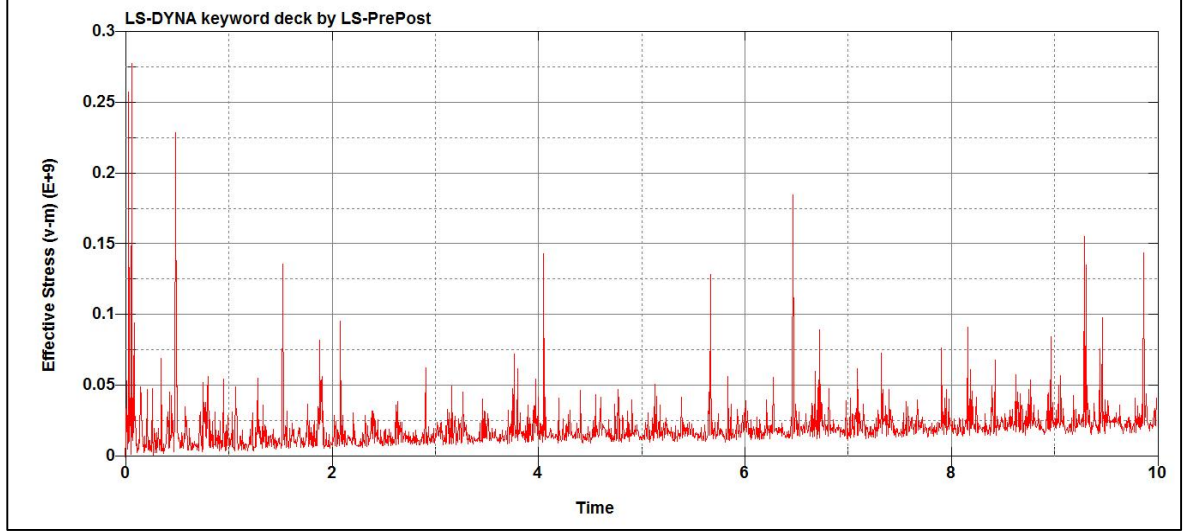
Aşağıda Şekil 5.36'da 10 saniye boyunca dinamik analizi yapılmış olan stator tutucu üzerinde meydana gelen gerilmeler Mpa cinsinden verilmiş ve maksimum gerilmenin olduğu elaman gösterilmiştir. Stator üzerinde çok yüksek değerlerde gerilmeler oluşmamasına rağmen özellikle sürekli kasis ortamındaki gerilme genliğinin değişmesi parça üzerinde yorulma etkisi oluşturmuştur. Parça üzerindeki maksimum gerilme 250 Mpa değerlerinde olurken özellikle akson ile temas kurduğu bölgede maksimum değere ulaşmıştır.



**Şekil 5.36.** Stator tutucuda ki gerilme dağılımı ve maksimum gerilme noktası

Parça üzerinde analiz süresince oluşan gerilmelerin zamana bağlı olarak daha detaylı görülmesi için aşağıda Şekil 5.37'de gerilme-zaman grafiği verilmiştir. Bu analizde de diğer analizlerde olduğu gibi modelin balansa gelebilmesi için ilk 2 saniyelik datalar yorulma analizi hesaplarında kullanılmamıştır.





**Şekil 5.37.** Stator Tutucu Üzerindeki Gerilme-Zaman Grafiği

Tablo 5.18'de rainflow metodu kullanılarak çevrim sayısına göre hesaplanan maksimum ve minimum gerilme değerleri verilmiştir.

**Tablo 5.18.** 13 Kolonlu Rainflow Çevrim Tablosu

KOLON SAYISI	MAX GERİLME (Mpa)	MIN GERİLME (Mpa)	ÇEVİRİM SAYISI
1	65,48	33,94	4
2	89,58	15,93	12
3	38,43	17,23	121
4	147,26	14,44	2
5	102,39	5,71	1
6	115,64	11,25	7
7	176,45	5,22	1
8	42,04	37,71	4
9	165,43	11,64	1
10	102,83	43	1
11	64,62	15,64	30
12	21,28	15,21	352
13	34,27	5,79	1

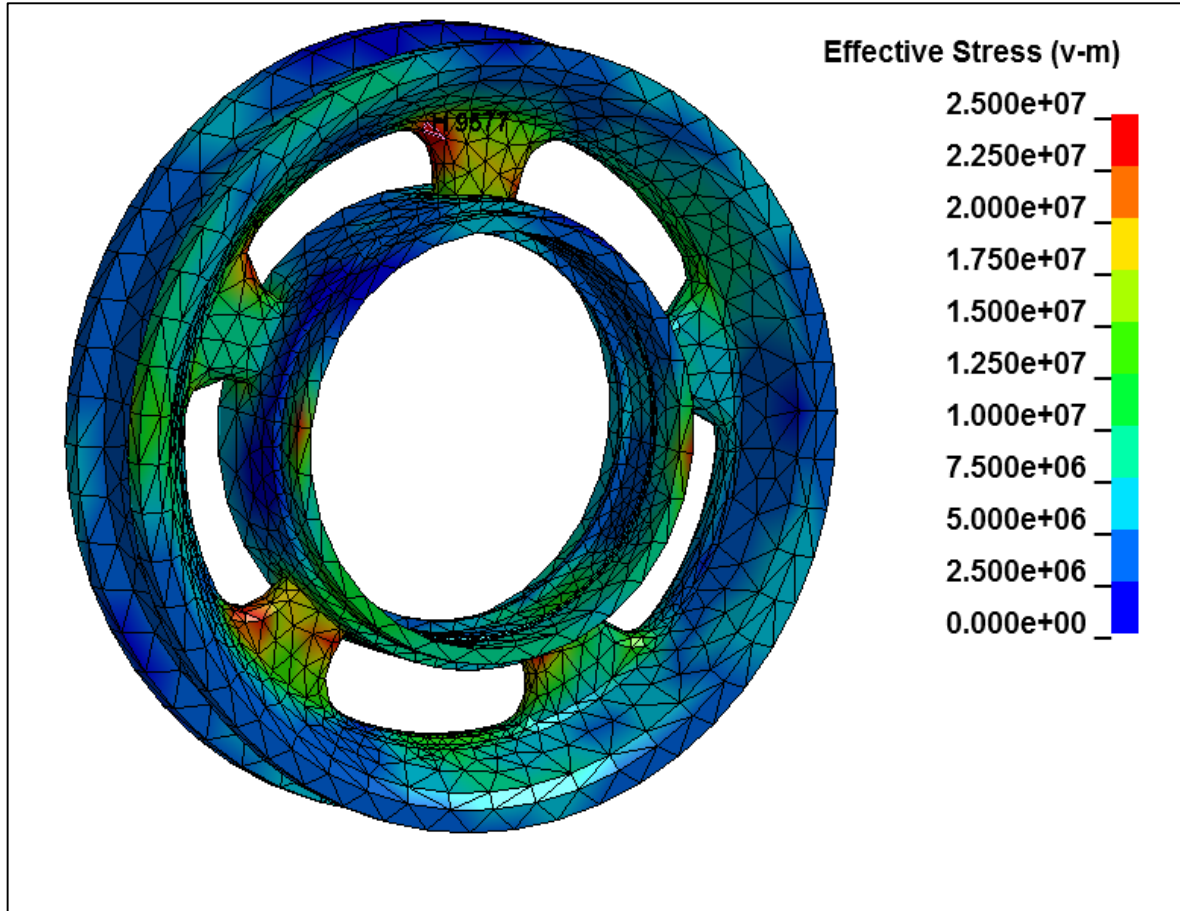
Tablo 5.19'da yukarıdaki rainflow dataları yardımı ile üç farklı metod ile hesaplanmış yorulma hasar ve ömür değerleri verilmiştir. En yüksek ömür değeri Asme kriterine göre hesaplanmıştır.

**Tablo 5.19.** 13 kolonlu rainflow çevrimi ile hasar ve ömür analiz sonuçları

HASAR VE ÖMÜR ANALİZİ SONUÇLARI			
HASAR	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	4,6593E-07	4,0770E-08	2,99E-08
ÖMÜR(SAAT)	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	4769.45	54506.82	74257.44

### 5.5.3.2 Jant

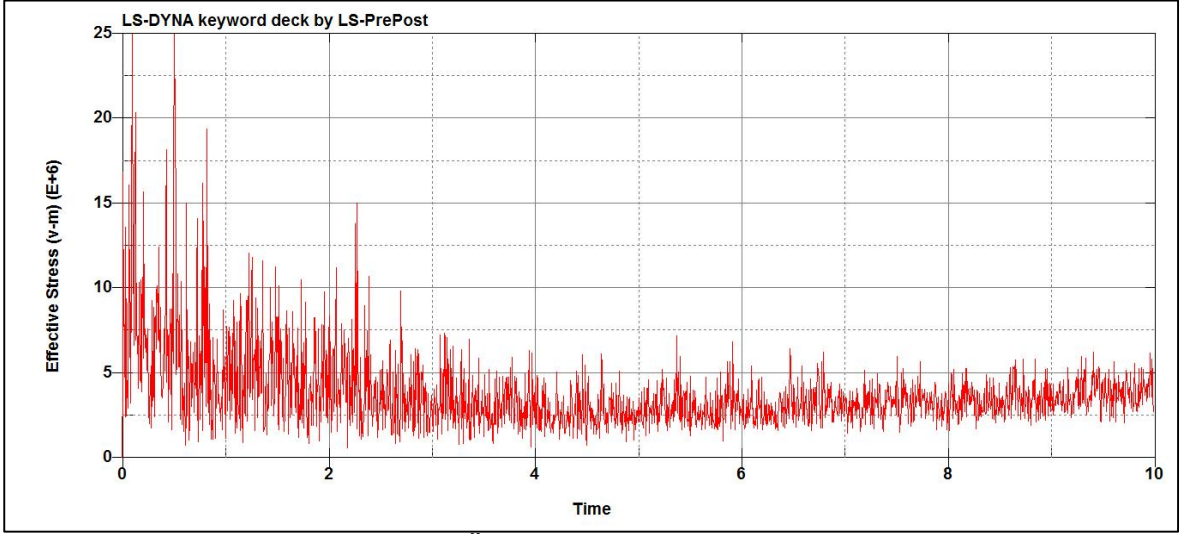
Aşağıda Şekil 5.38'de sürekli kasisli ortamda yapılan dinamik analizde jant üzerinde meydana gelen gerilme değerleri



**Şekil 5.38.** Jant'da ki gerilme dağılımı ve maksimum gerilme noktası

Mpa olarak verilmiştir ve maksimum gerilmenin meydana geldiği eleman gösterilmiştir. Jant üzerindeki maksimum gerilme jant kollarında meydana gelmiştir. Maksimum gerilme 250 Mpa değerlerindedir. Jant içindeki motor göbeği jantın yapısını mekanik olarak desteklediği için jant üzerinde yüksek değerde bir hasar oluşumu görünmemektedir.

Parça üzerindeki gerilmeleri daha detaylı olarak görebilmek için aşağıda Şekil 5.39'da zamana bağlı gerilme grafiği verilmiştir.



**Şekil 5.39.** Jant Üzerindeki Gerilme-Zaman Grafiği

Tablo 5.20'de rainflow metodu kullanılarak çevrim sayılarına bağlı maksimum ve minimum gerilme değerleri verilmiştir.

**Tablo 5.20.** 12 Kolonlu Rainflow Çevrim Tablosu

KOLON SAYISI	MAX GERİLME (Mpa)	MİN GERİLME (Mpa)	ÇEVİRİM SAYISI
1	8,876	8,721	1
2	6,363	4,124	55
3	2,661	2,127	62
4	4,253	2,131	206
5	9,803	4,745	2
6	7,105	6,324	1
7	7,121	0,62	1
8	4,613	3,754	91
9	15,578	0,368	1
10	6,568	2,115	97
11	11,899	1,071	2
12	9,017	1,732	21

Tablo 5.21'de yukarıdaki rainflow çevrimi ile hesaplanmış gerilme değerleri ile 3 farklı yorulma metodu ile yapılan hasar ve ömür analizi sonuçları verilmiştir.

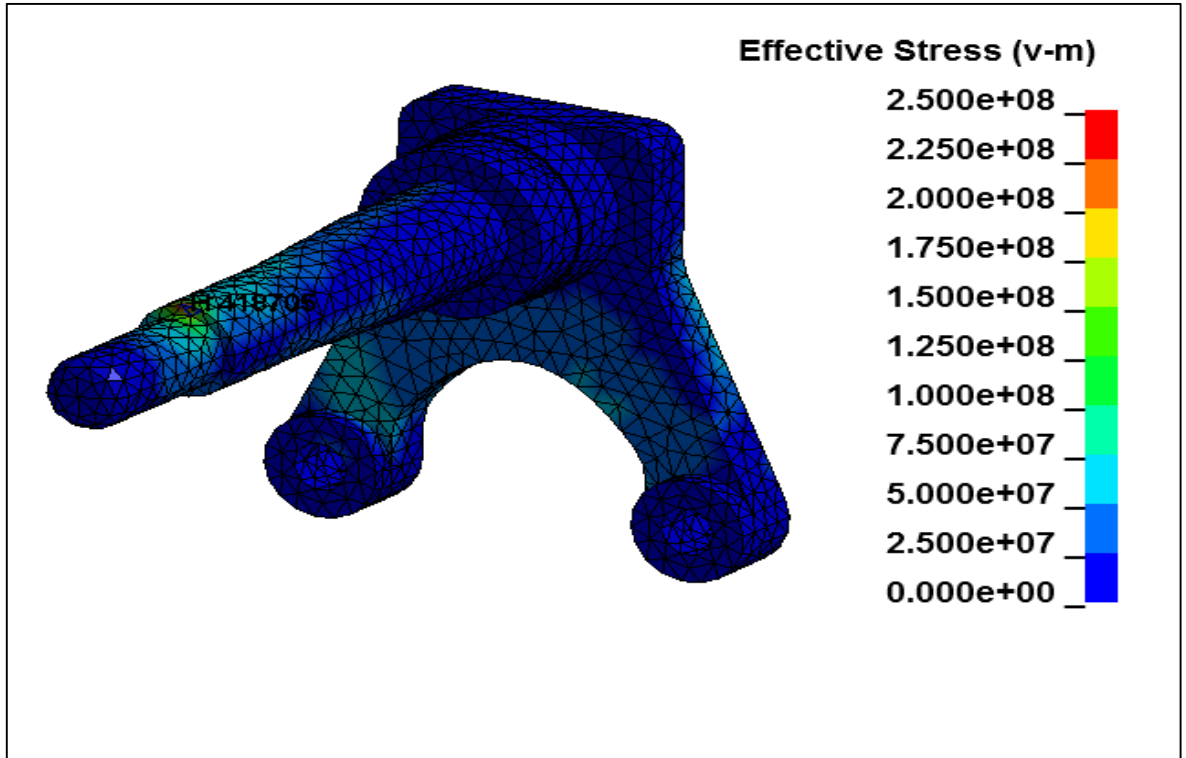
Modelin balansa gelmesi için ilk 2 saniyedeki değerler bu analizde de kullanılmamıştır. Burada jant üzerindeki gerilmeler ve gerilme genliği yorulma üzerinde yüksek bir hasar oluşturmadığından ömür sonsuz ömür olarak bulunmuştur.

**Tablo 5.21.** 12 kolonlu rainflow çevrimi ile hasar ve ömür analiz sonuçları

HASAR VE ÖMÜR ANALİZİ SONUÇLARI			
<u>HASAR</u>	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	0	0	0
<u>ÖMÜR(SAAT)</u>	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	∞	∞	∞

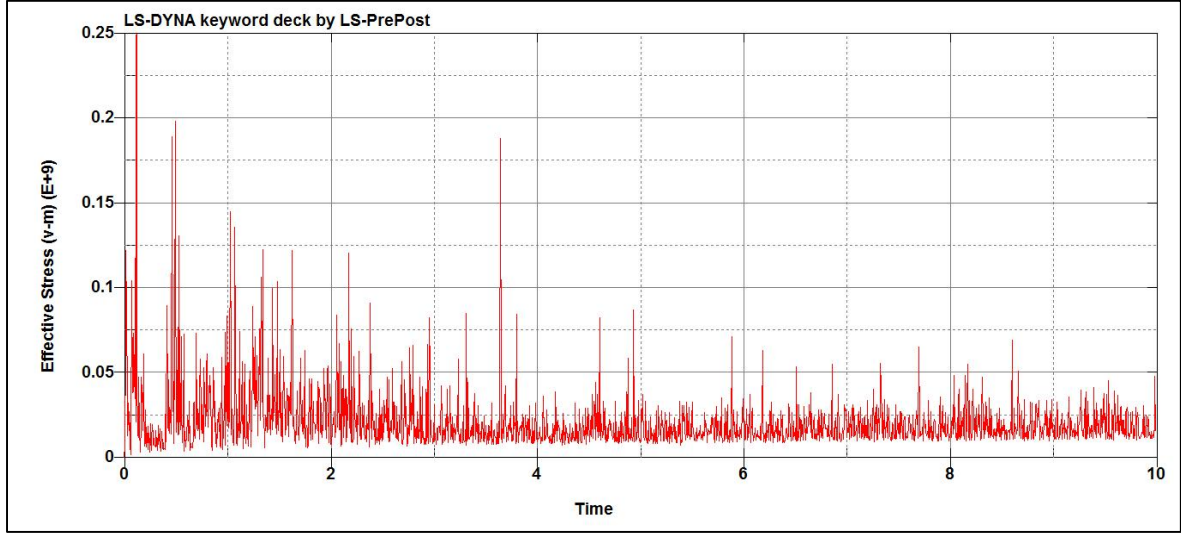
### 5.5.3.3 Akson

Aşağıda Şekil 5.40'da dinamik analiz sonucu akson üzerindeki gerilme değerleri Mpa cinsinden verilmiş ve maksimum gerilmenin olduğu eleman gösterilmiştir. Maksimum gerilme 250 Mpa değerlerinde iken, maksimum gerilme çapın küçüldüğü uç noktada oluşmaktadır.



**Şekil 5.40.** Akson'da ki Gerilme Dağılımı ve Maksimum Gerilme Noktası

Parça üzerinde oluşan gerilmeleri daha detaylı olarak görebilmek için aşağıda Şekil 5.41’de analiz boyunca parça üzerinde meydana gelen gerilmelerin zamana bağlı değişimi verilmiştir. Parça üzerinde gerilme değerleri tehlikeli değerlere ulaşmazken gerilme genliğinin de çok yüksek olmaması parça üzerindeki hasarı azaltmıştır.



**Şekil 5.41.** Akson Üzerindeki Gerilme-Zaman Grafiği

Tablo 5.22’de rainflow metodu yardımı ile çevrim sayısına bağlı olarak maksimum ve minimum gerilme değerleri verilmiştir.

**Tablo 5.22.** 12 kolonlu rainflow çevrim tablosu

KOLON SAYISI	MAX GERİLME (Mpa)	MİN GERİLME (Mpa)	ÇEVİRİM SAYISI
1	139,63	65,16	1
2	87,52	8,32	30
3	61,48	9,39	113
4	64,21	31,91	26
5	89,2	56,35	3
6	35,5	12,29	212
7	18,68	12,85	75
8	111,06	6,99	14
9	90,55	30,97	8
10	146,88	4,35	6
11	65,08	57,08	8
12	37,49	28,49	31

Tablo 5.23’de yukarıda tablo yardımı ile 3 farklı metot ile yapılan hasar ve ömür analizleri sonuçları verilmiştir. Aşağıda da görüldüğü gibi gerilmeler parça üzerinde

yüksek miktarda hasar oluşturmadığından yorulma analizi sonuçları  $10^6$  saat üzerinde çıktığı için parça için sonsuz ömürlü diyebiliriz.

**Tablo 5.23.** 12 kolonlu rainflow çevrimi ile hasar ve ömür analiz sonuçları

HASAR VE ÖMÜR ANALİZİ SONUÇLARI			
HASAR	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	0	0	0
ÖMÜR(SAAT)	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	$\infty$	$\infty$	$\infty$

#### 5.5.4 Çukurlu Model Analizi

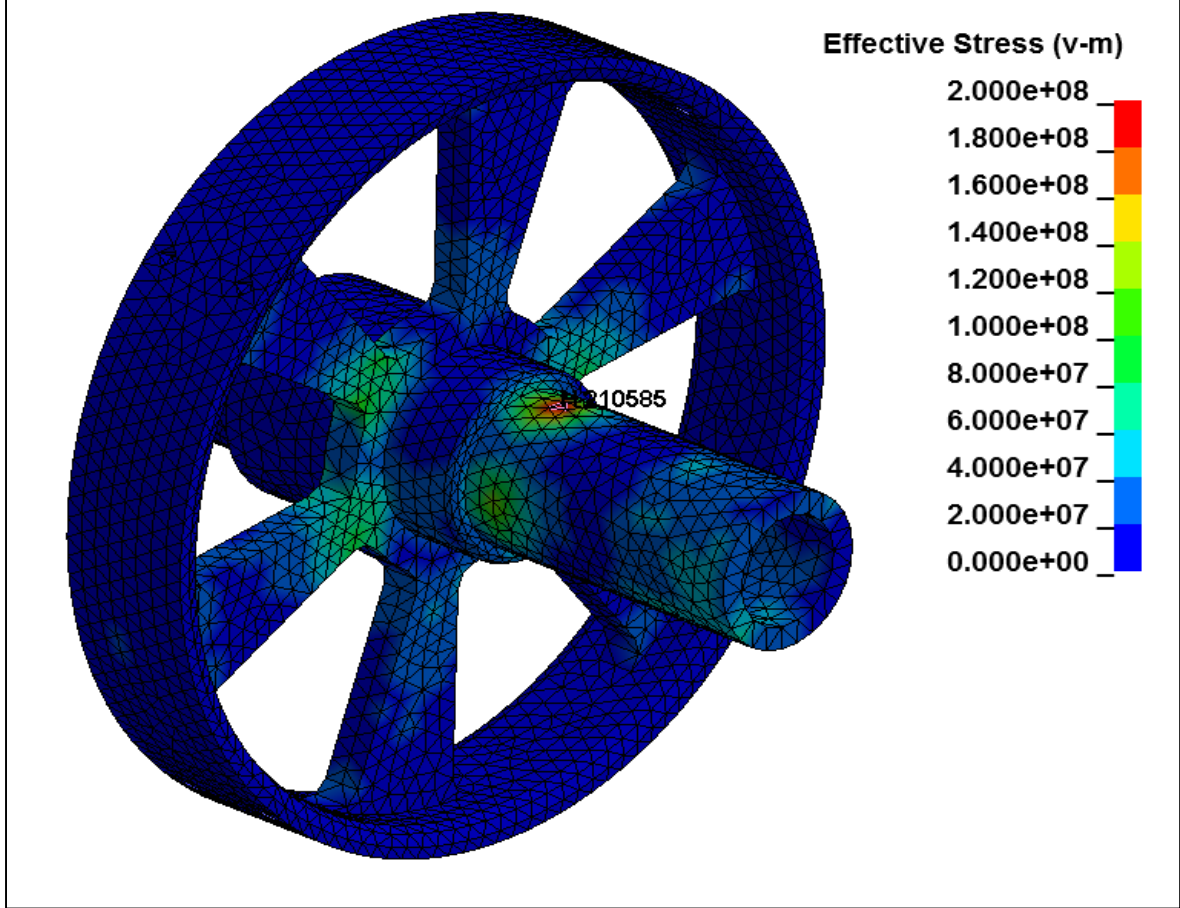
Bu modelde 5 cm yüksekliğinde parabolik bir yapıdan oluşturulmuş kasis modeli kullanılmıştır. Aşağıda Şekil 5.42'de genel ve ağ yapısı görüntüsü verilmiştir. Bu modelin ağ yapısında 143312 nod bulunurken 300685 elemandan oluşmaktadır.



**Şekil 5.42.** Çukurlu model genel ve ağ yapısı görüntüsü

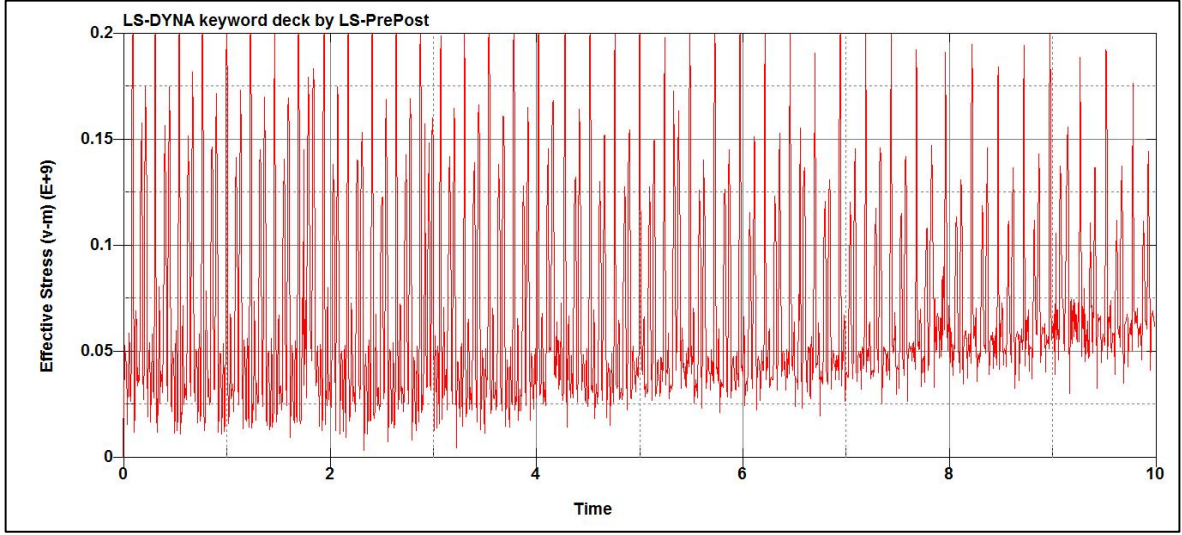
#### 5.5.4.1 Stator Tutucu

Aşağıda Şekil 5.43'de 10 saniye boyunca yapılan dinamik analiz sonucunda parça üzerinde oluşan gerilmeler Mpa cinsinden verilmiş ve maksimum gerilmenin olduğu eleman belirtilmiştir. Parça üzerinde maksimum 200 Mpa değerlerinde gerilme oluşmaktadır fakat gerilme genliğinin genişliği parça üzerindeki hasar miktarını artırırken ömrü kısıltacaktır.



Şekil 5.43. Stator tutucuda ki gerilme dağılımı ve maksimum gerilme noktası

Parça üzerindeki gerilmeleri daha detaylı görebilmek için aşağıda Şekil 5.44'de analiz süresince parça üzerindeki gerilme değerlerinin grafiği verilmiştir. Grafik üzerinden de görüleceği gibi parça üzerindeki maksimum gerilmeler 200 Mpa değerlerindedir. Bu analizde de diğer analizlerde olduğu gibi ilk 2 saniyedeki gerilme değerleri modelin balansa gelmesi için elimine edilmiş ve yapılan ömür analizlerinde kullanılmamıştır.



**Şekil.5.44.** Stator tutucu üzerindeki gerilme-zaman grafiği

Tablo 5.24'de rainflow metodu yardımı ile çevrim sayılarına bağlı maksimum ve minimum gerilme değerleri verilmiştir.

**Tablo 5.24.** 14 kolonlu rainflow çevrim tablosu

KOLON SAYISI	MAX GERİLME (Mpa)	MİN GERİLME (Mpa)	ÇEVİRİM SAYISI
1	51,76	21,76	75
2	55,12	45,66	7
3	92,45	28,81	4
4	131,74	24,02	28
5	31,6	21,32	144
6	244,6	6,95	1
7	192,85	10,82	27
8	137,59	50,11	15
9	203,94	8,03	2
10	82,88	50,57	1
11	118,65	118,58	1
12	148,42	51,95	2
13	151,37	15,3	23
14	109,85	109,54	1



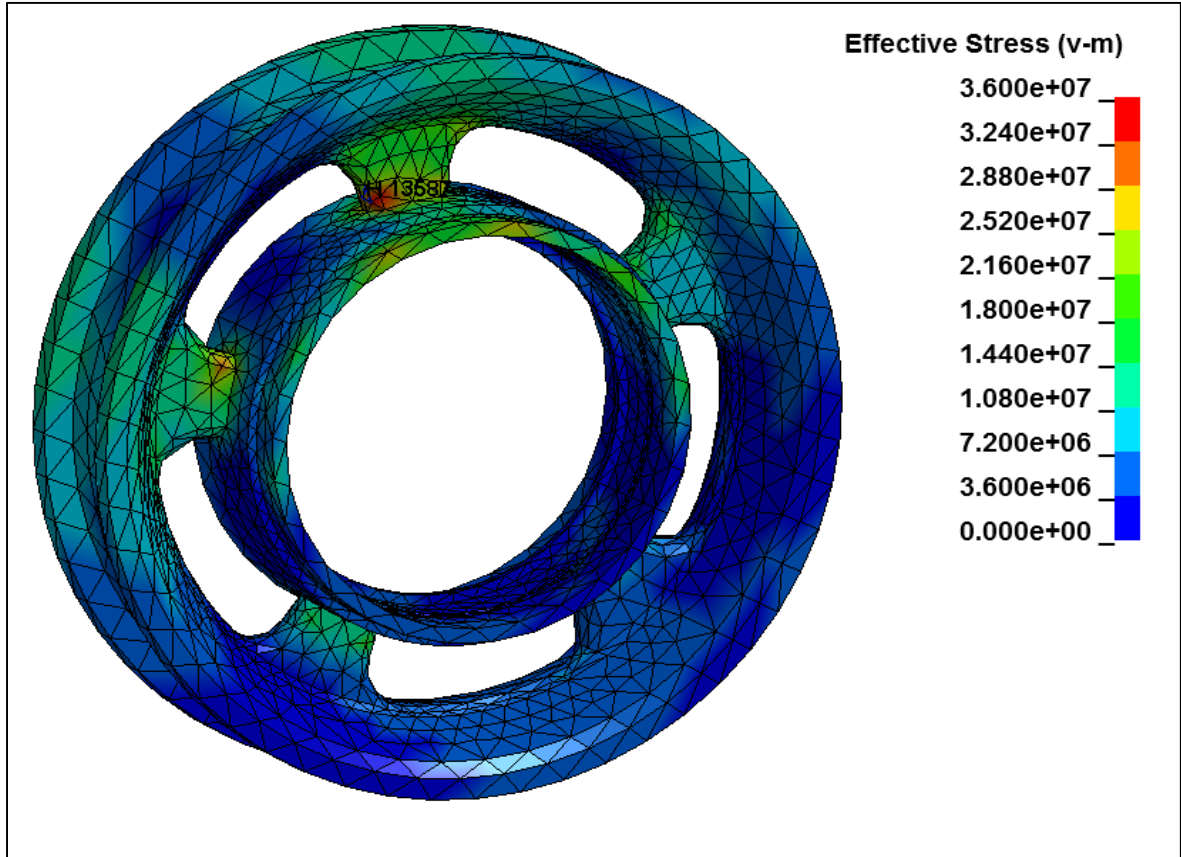
Aşağıda Tablo 5.25'de rainflow çevrimi değerleri 3 ayrı metot yardımı ile hesaplanmış hasar değerleri ve ömür değerleri verilmiştir. Bu modelde özellikle kasis ile ilk temas esnasında parça üzerindeki gerilmelerin arttığını görebiliyoruz bununla birlikte parçadaki gerilme genliğinin genişliği parçanın ömrünü ters yönde etkilemektedir. Bu modelde en uzun ömür Asme modelinde elde edilmiştir.

**Tablo 5.25.** 14 Kolonlu Rainflow Çevrimi İle Hasar ve Ömür Analiz Sonuçları

HASAR VE ÖMÜR ANALİZİ SONUÇLARI			
HASAR	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	6,0528E-05	3,4502E-06	2,13E-06
ÖMÜR(SAAT)	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	36.71	644.08	1043.43

#### 5.5.4.2 Jant

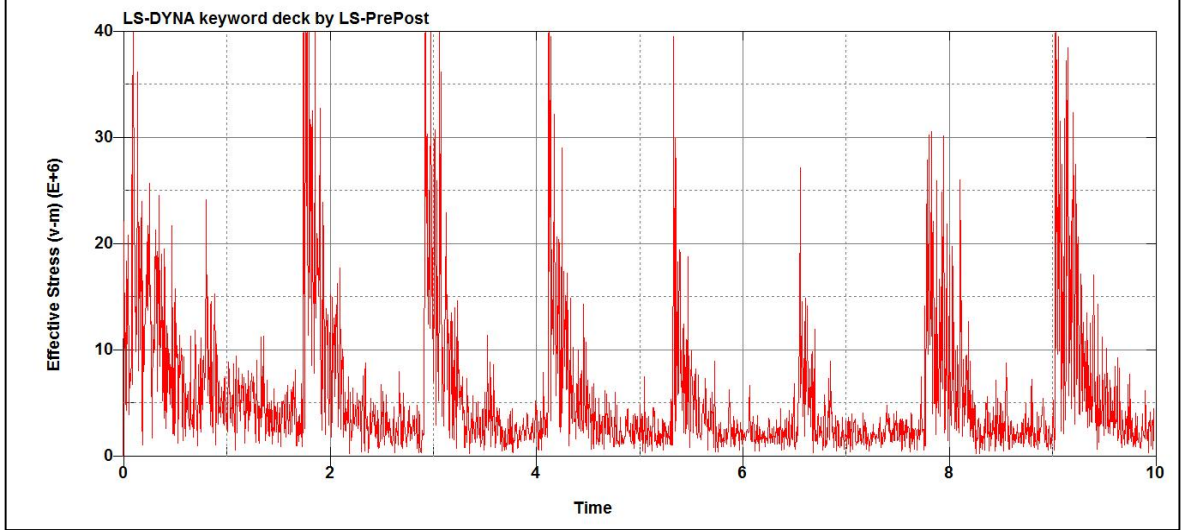
Şekil 5.45'de 10 saniye boyunca yapılan dinamik analiz sonuçlarına bağlı olarak parça üzerindeki gerilme değerleri Mpa olarak verilmiş olup maksimum gerilmenin olduğu eleman gösterilmiştir.



**Şekil 5.45.** Jant Üzerinde ki Gerilme Dağılımı ve Maksimum Gerilme Noktası

Parça üzerinde maksimum gerilme değeri 40 Mpa değerlerinde olup maksimum gerilmenin olduğu bölgeler jant kollarındadır.

Parça üzerindeki gerilmeleri daha detaylı olarak görebilmek için aşağıda Şekil 5.46'da analiz süresi boyunca parça üzerindeki gerilme değerleri verilmiştir.



**Şekil 5.46.** Jant üzerindeki gerilme-zaman grafiği

Yukarıda grafik üzerinde de görüleceği gibi parça üzerindeki gerilme değerleri sadece model kasis girerken artmakta.

**Tablo 5.26.** 13 Kolonlu Rainflow Çevrim Tablosu

KOLON SAYISI	MAX GERİLME (Mpa)	MİN GERİLME (Mpa)	ÇEVİRİM SAYISI
1	22,793	5,163	2
2	32,133	0,417	1
3	38,837	0,343	2
4	22,241	1,675	5
5	27,017	1,559	2
6	5,286	1,69	92
7	11,215	2,176	23
8	2,121	1,174	347
9	6,997	5,057	19
10	14,461	12,999	1
11	17,865	5,107	2
12	17,645	2,084	9
13	11,917	5,083	17

Tablo 5.26'da rainflow metodu yardımı ile çevrim sayısına bağlı olarak maksimum ve minimum gerilme değerleri verilmiştir.

Bu değerler ile yapılan ömür ve hasar değerlerinde analizin balansa gelmesi için ilk 2 saniyedeki gerilme değerleri analizde kullanılmamıştır.

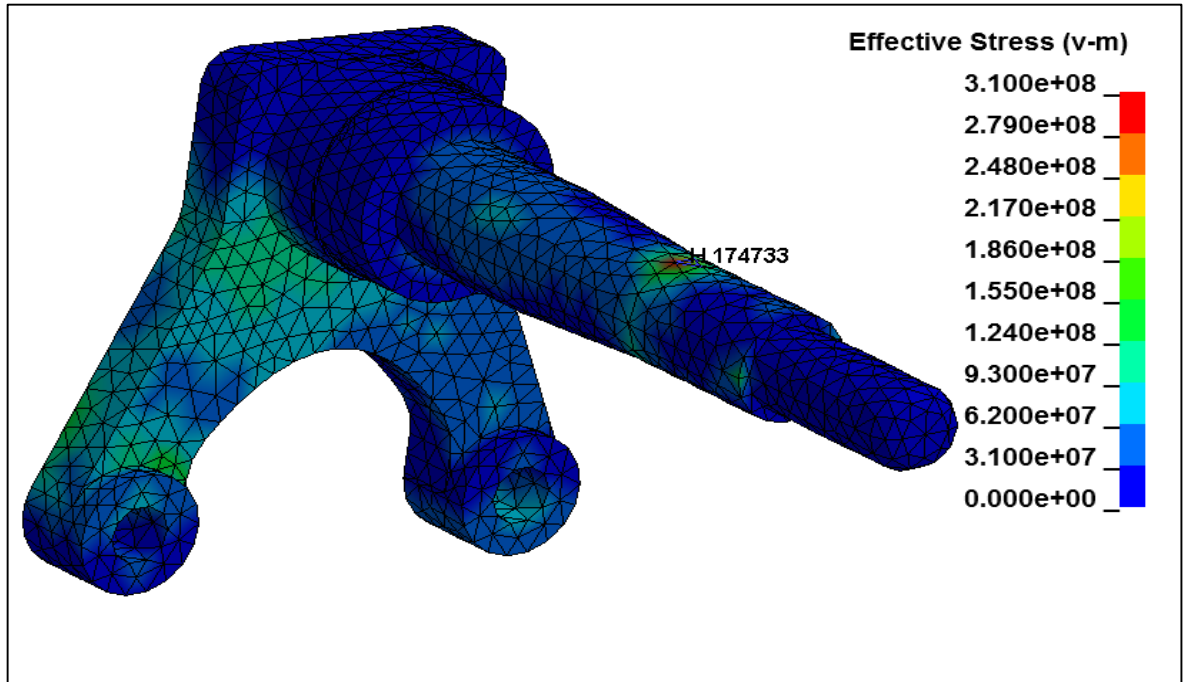
Aşağıda Tablo 5.27'de yapılan 3 farklı yorulma analizin hasar ve ömür sonuçları verilmiştir. Tabloda da görülebileceği gibi hasar değeri düşük değerlerdedir bu nedenle ömür sonuçlarımızda bununla ters orantılı olarak  $10^6$  saatin üzerinde geldiği için sonsuz ömür olarak kabul edilmiştir.

**Tablo 5.27.** 13 kolonlu rainflow çevrimi ile hasar ve ömür analiz sonuçları

HASAR VE ÖMÜR ANALİZİ SONUÇLARI			
HASAR	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	0	0	0
ÖMÜR(SAAT)	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	$\infty$	$\infty$	$\infty$

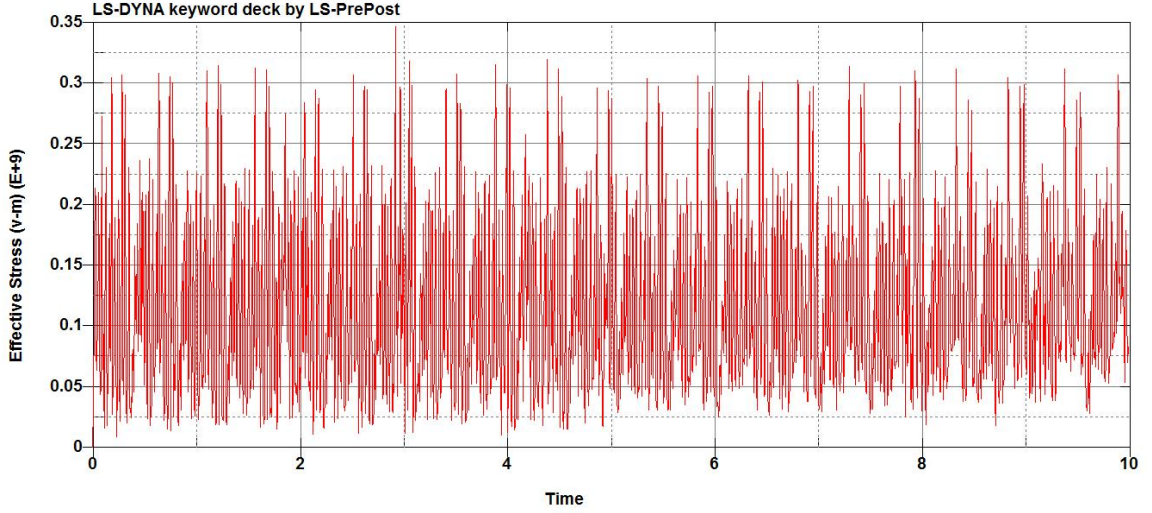
#### 5.5.4.3 Akson

Aşağıda Şekil 5.47'de dinamik analiz sonucu parça üzerinde meydana gelen gerilme değeri Mpa cinsinden verilmiş olup bununla birlikte parça üzerindeki maksimum gerilmenin meydana geldiği eleman gösterilmiştir.



**Şekil 5.47.** Aksonda ki gerilme dağılımı ve maksimum gerilme noktası

Parça üzerindeki gerilme dağılımını daha iyi anlayabilmek için aşağıda Şekil 5.48'de parça üzerindeki gerilme-zaman grafiği verilmiştir. Grafikte de görüldüğü gibi maksimum gerilme değeri 310 Mpa değerlerindedir.



**Şekil 5.48.**Akson Üzerindeki Gerilme-Zaman Grafiği

Tablo 5.28'de rainflow metodu yardımı ile çevrim sayılarına bağlı olarak maksimum ve minimum gerilme değerleri verilmiştir. Bu analizde de modelin dengeye gelmesi için ilk 2 saniyede ki gerilme dataları kullanılmamıştır.

**Tablo 5.28.** 13 Kolonlu Rainflow Çevrim Tablosu

KOLON SAYISI	MAX GERİLME (Mpa)	MIN GERİLME (Mpa)	ÇEVİRİM SAYISI
1	127,09	42,52	11
2	262,54	162,36	5
3	267,45	109,69	5
4	122,29	94,84	19
5	167,86	61	23
6	302,77	14,15	2
7	238,62	158,9	13
8	224,24	109,54	41
9	228,72	219,64	14
10	227,54	58,34	38
11	174,81	166,42	19
12	283,16	34,83	17
13	178,13	106,75	52

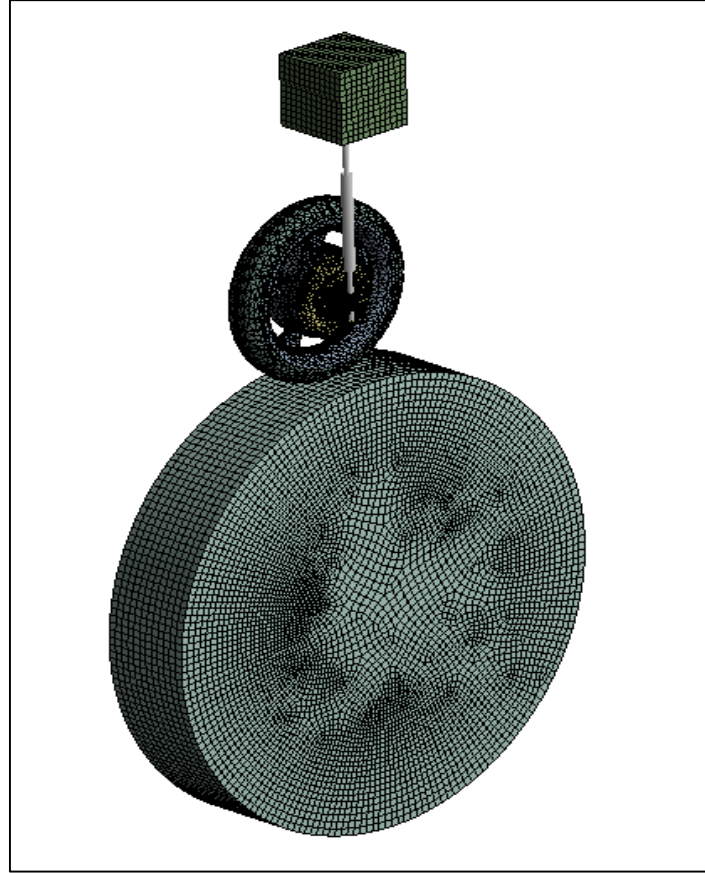
Tablo 5.29'da rainflow metodu yardımı ile 3 farklı metod ile hesaplanmış yorulma analizleri sonuçları verilmiştir. Parça üzerindeki hasar değerleri ve ömürleri verilmiştir.

**Tablo 5.29.** 13 Kolonlu Rainflow Çevrimi İle Hasar ve Ömür Analiz Sonuçları

HASAR VE ÖMÜR ANALİZİ SONUÇLARI			
HASAR	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	2,9242E-06	1,1189E-06	1,82E-06
ÖMÜR(SAAT)	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	759.94	1986.01	1224.07

### 5.5.5 Frenleme Modeli

Bu modelde motor üzerinde frenleme analizleri gerçekleştirilmiştir. Aşağıda Şekil 5.49'da analizi yapılan modelin genel ve ağ yapısının görüntüsü verilmiştir. Bu modelin ağ yapısı 111752 nod ve 211615 elemandan oluşmaktadır.



**Şekil 5.49.** Frenleme Modeli Genel ve Ağ Yapısı Görüntüsü

Frenleme modeli için tekerlek ve tamburun atalet momentleri eşitlenmelidir bu nedenle aşağıda yapılan hesaplar ile tambur malzemesinin yoğunluğu hesaplanarak bu eşitlik sağlanmıştır.

$$J = MR^2 \quad (5.18)$$

Burada modelimiz çeyrek model olarak tanımlandığı için araç ağırlığı 62,5 Kg olarak alınmıştır.

$$J = 62,5kg \times (0.2463)^2 = 3.79kgm^2 \quad (5.19)$$

$$M_t R_t = 3.79kgm^2 \quad (5.20)$$

Denklem 5.3 yardımı ile tamburun olması gereken kütlesi bulunmuştur.

$$M_t = 9.7kg \quad (5.21)$$

$$V_t = 0.29445m^3 \quad (5.22)$$

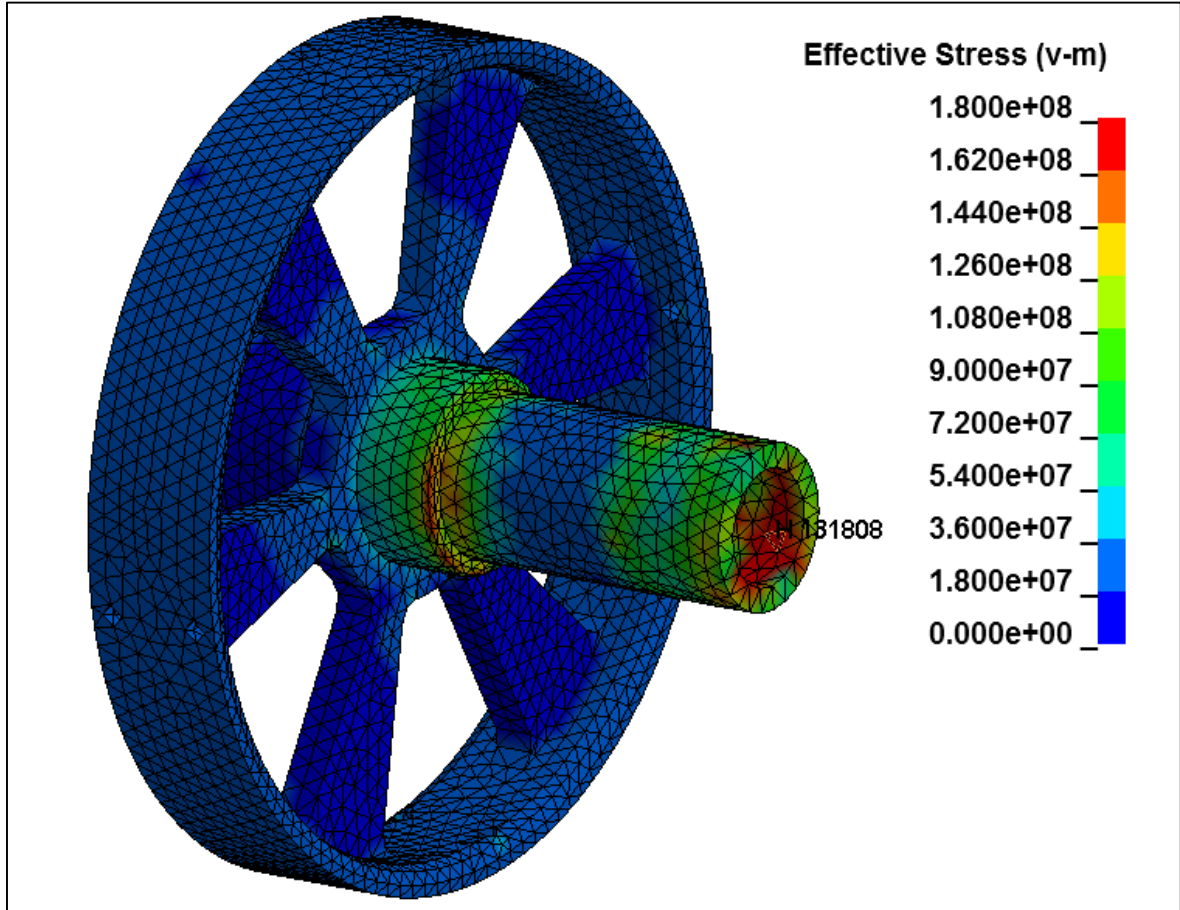
Modelin hacmi Ansys yardımı ile hesaplanmıştır.

$$\rho = \frac{M_t}{V_t} = \frac{9.7}{0.29445} = 32.9kg / m^3 \quad (5.23)$$

Bu modelde tekerleğe tork uygulanıp daha sonrasında ters tork uygulanarak frenleme yapılmıştır.

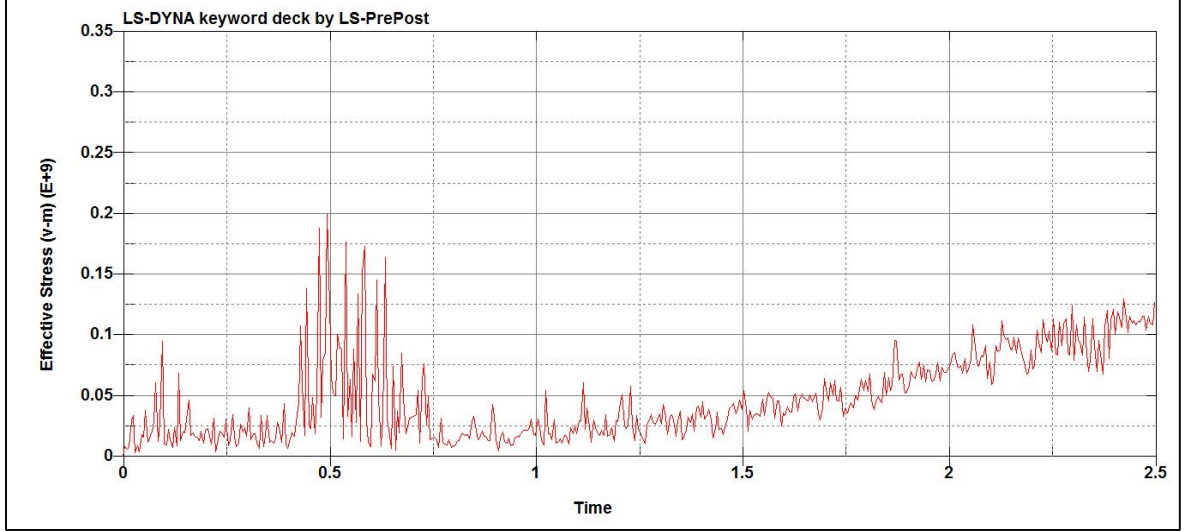
### 5.5.5.1 Stator Tutucu

Aşağıda Şekil 5.50'de dinamik analizi yapılan modelin üzerinde oluşan gerilmeler ve maksimum gerilmenin olduğu eleman gösterilmiştir. Parça üzerindeki maksimum gerilme 180 Mpa değerindedir.



**Şekil 5.50.** Stator tutucuda ki gerilme dağılımı ve maksimum gerilme noktası

Parça üzerindeki gerilmelerin daha detaylı olarak görülebilmesi için analiz süresince oluşan gerilmelerin zamana bağlı grafiği Şekil 5.51'de verilmiştir. Frenleme modelimizde de modelin balansa gelmesi için ilk 2 saniyedeki gerilme değerleri dikkate alınmamış olup model 2.01.saniyede frenlemeyi başlatıp 2.5 saniyenin sonunda frenlemeyi tamamlamaktadır. Bu durumda ömür analizlerinde toplam süre 0.5 saniye olarak alınmaktadır.



**Şekil 5.51.** Stator tutucu üzerindeki gerilme-zaman grafiği

Tablo 5.30'da rainflow metodu yardımı ile çevrim sayısına bağlı olarak maksimum ve minimum gerilme değerleri verilmiştir. Grafik üzerinde de görüldüğü gibi model üzerinde maksimum 180 Mpa değerlerine ulaşılmaktadır.

**Tablo 5.30.** 14 kolonlu rainflow çevrim tablosu

KOLON SAYISI	MAX GERİLME (Mpa)	MİN GERİLME (Mpa)	ÇEVİRİM SAYISI
1	144,43	105,53	1
2	120,21	119,88	1
3	180,94	132,34	2
4	150,56	135,35	5
5	144,62	140,32	1
6	134,24	118,9	1
7	185,25	119,35	1
8	178,71	158,06	3
9	170,37	162,89	2
10	162,29	146,02	4
11	189,64	99,8	1
12	160,93	131,13	4
13	178,39	149,19	4
14	134,1	130,45	2

Tablo 5.31'de yukarıdaki gerilme değerlerine göre yapılan 3 farklı yorulma analizi sonuçları verilmiştir.

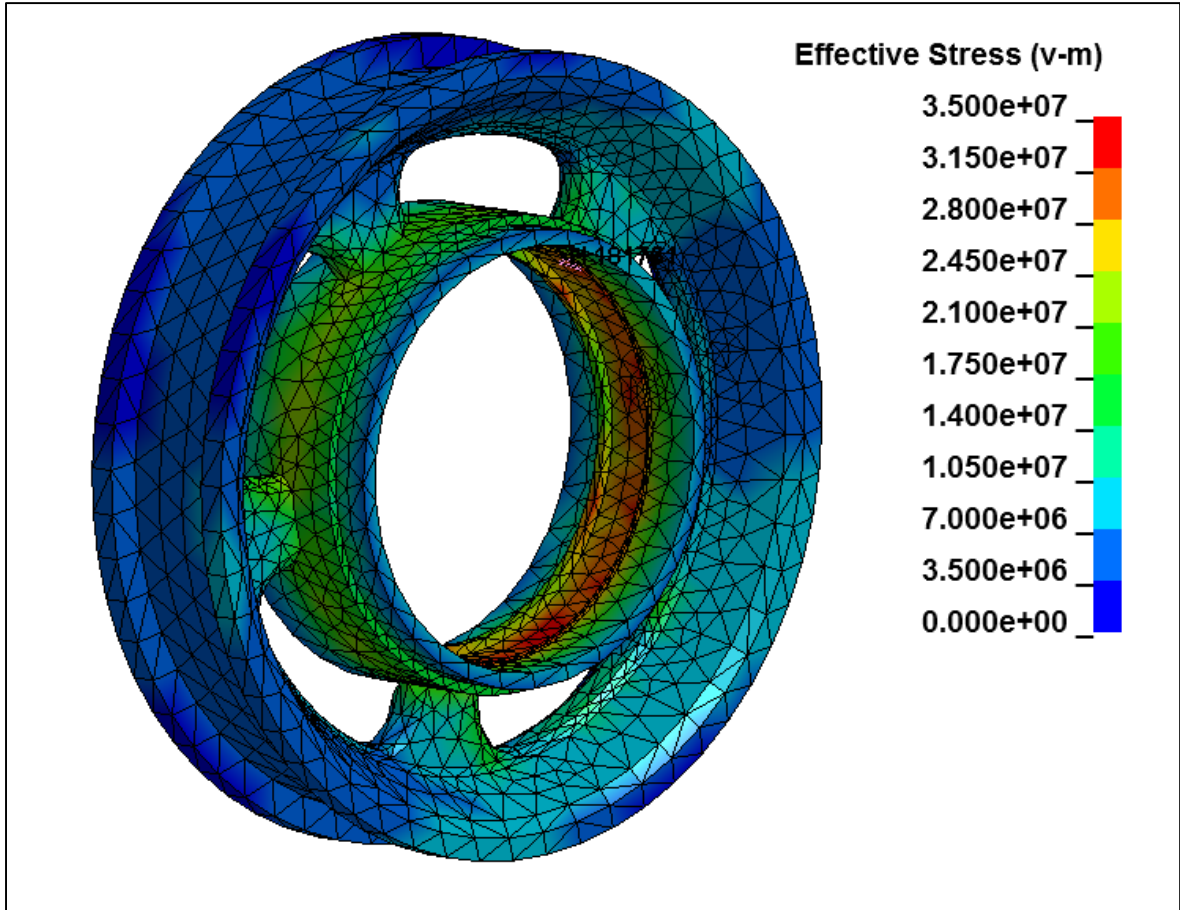


**Tablo 5.31.** 14 Kolonlu Rainflow Çevrimi İle Hasar ve Ömür Analiz Sonuçları

HASAR VE ÖMÜR ANALİZİ SONUÇLARI			
HASAR	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	1,1376E-08	0	0
ÖMÜR(SAAT)	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	12209.41	∞	∞

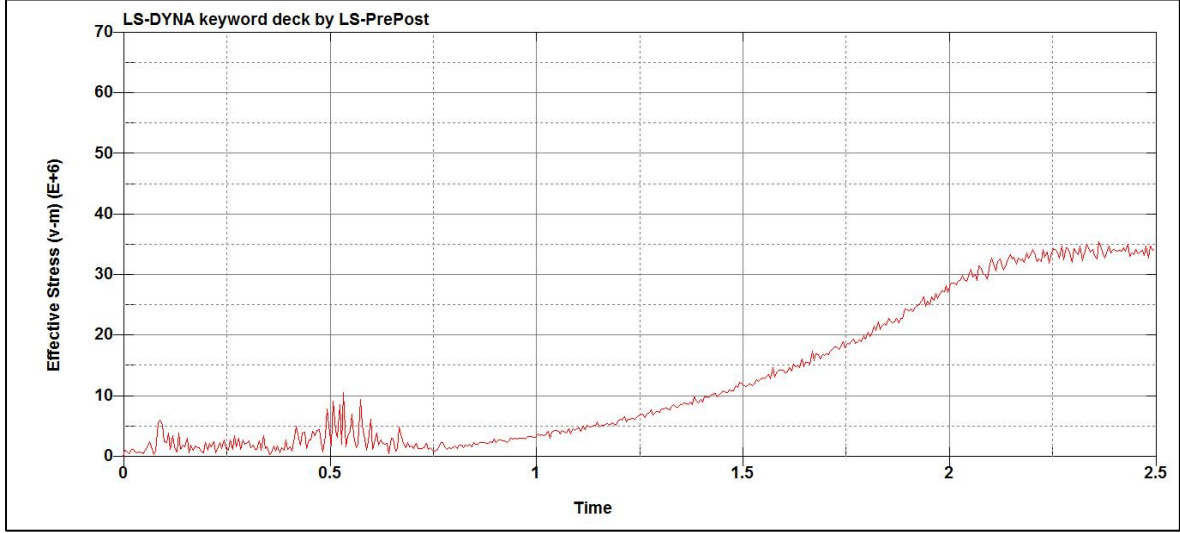
### 5.5.5.2 Jant

Aşağıda Şekil 5.52’de 2.5 saniye boyunca analizi yapılmış olan modelin üzerinde meydana gelen gerilmelerin dağılımı ve maksimum gerilmenin olduğu eleman gösterilmiştir. Model üzerindeki maksimum gerilme 35 Mpa değerlerindedir.



**Şekil 5.52.** Jant’daki gerilme dağılımı ve maksimum gerilme noktası

Parça üzerindeki gerilme değerlerini daha ayrıntılı olarak görebilmek için 2.5 saniye boyunca oluşan tüm gerilme değişimlerini aşağıda Şekil 5.53’de verilmiştir.



**Şekil 5.53.** Jant üzerindeki gerilme-zaman grafiği

Tablo 5.32’de rainflow metodu yardımı ile çevrim sayılarına bağlı olarak minimum ve maksimum gerilme değerleri verilmiştir. Bu modelde de ilk 2 saniye analizde kullanılmamıştır modelin balansa gelebilmesi için.

**Tablo 5.32.** 14 Kolonlu Rainflow Çevrim Tablosu

KOLON SAYISI	MAX GERİLME (Mpa)	MİN GERİLME (Mpa)	ÇEVİRİM SAYISI
1	35,933	22,346	1
2	32,184	30,191	6
3	32,665	28,512	2
4	34,686	28,415	3
5	30,618	28,297	3
6	34,382	29,701	4
7	31,46	23,716	1
8	35,726	26,199	1
9	34,678	32,016	2
10	28,439	26,978	1
11	27,098	25,317	2
12	30,912	29,759	3
13	32,736	32,385	1
14	31,61	26,548	1

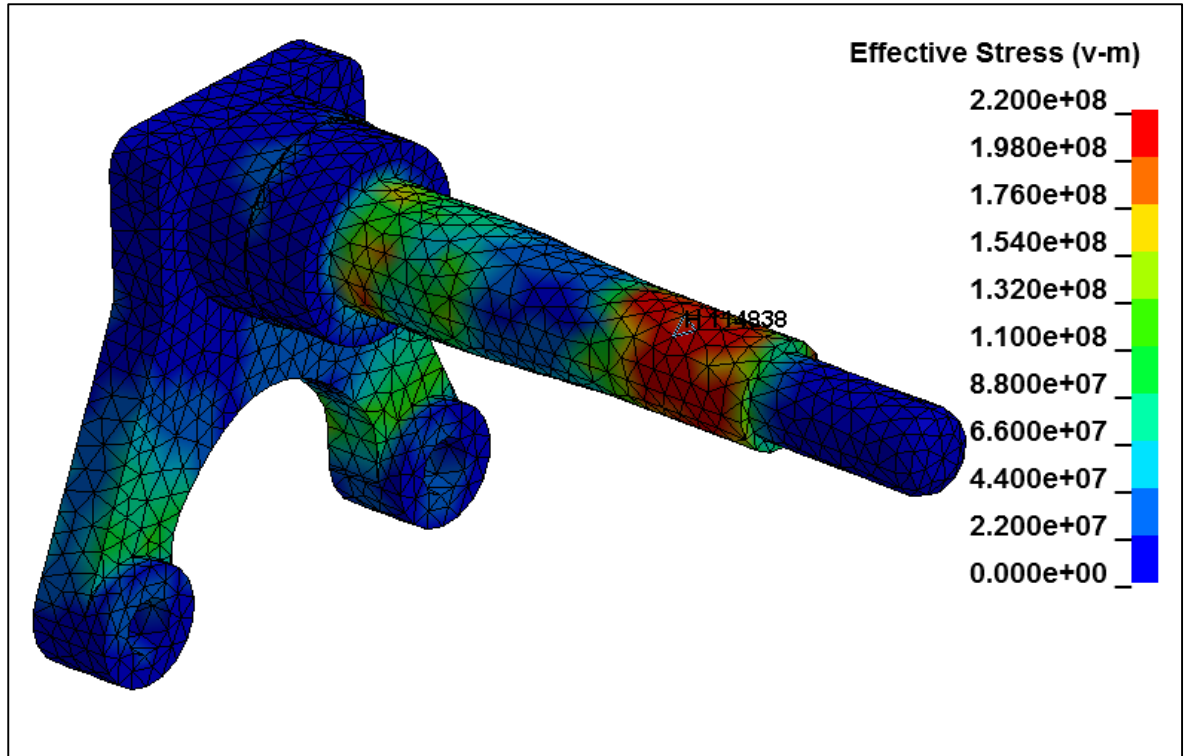
Tablo 5.33'de yukarıdaki değerlere bağlı olarak 3 farklı yorulma analizi metodu ile hesaplanmış olan hasar ve ömür değerleri verilmiştir.

**Tablo 5.33.** 14 Kolonlu Rainflow Çevrimi İle Hasar ve Ömür Analiz Sonuçları

HASAR VE ÖMÜR ANALİZİ SONUÇLARI			
HASAR	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	0	0	0
ÖMÜR(SAAT)	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	$\infty$	$\infty$	$\infty$

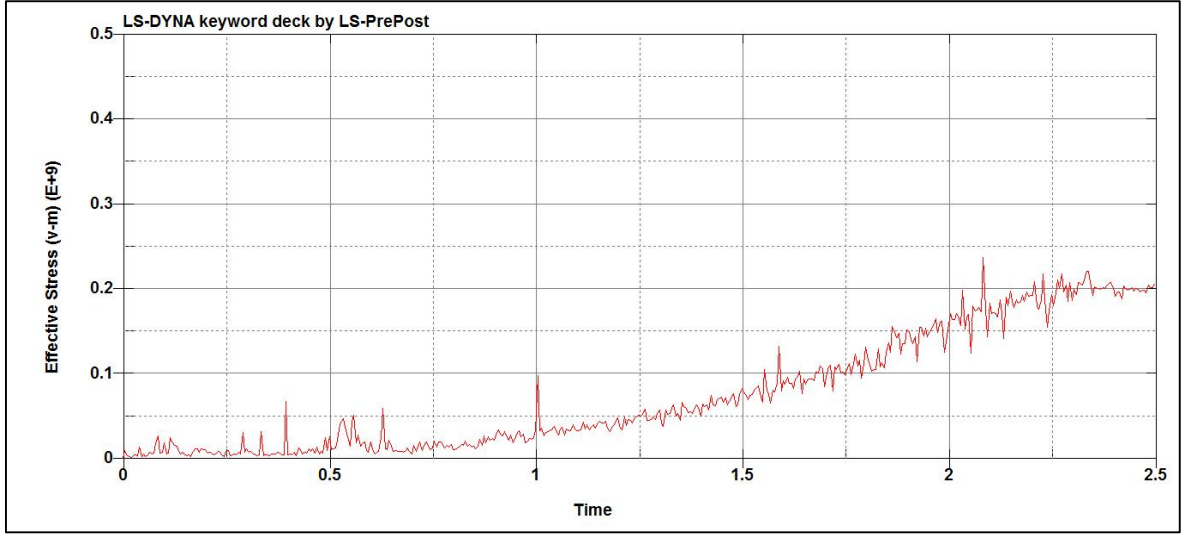
### 5.5.5.3 Akson

Aşağıda Şekil 5.54'de 2.5 saniye boyunca dinamik analizi yapılan parçanın üzerindeki gerilme dağılımı Mpa cinsinden verilmiş olup parça üzerindeki maksimum gerilmenin olduğu eleman belirtilmiştir. Parça üzerinde oluşan maksimum gerilme değeri 220 Mpa değerlerindedir.



**Şekil 5.54.** Aksonda ki gerilme dağılımı ve maksimum gerilme noktası

Parça üzerinde oluşan gerilmelerin zamana bağlı grafiği aşağıda Şekil 5.55'de verilmiştir.



**Şekil 5.55.** Akson üzerindeki gerilme-zaman grafiği

Tablo 5.34'de rainflow metodu yardımı ile elde edilen maksimum ve minimum gerilme değerleri mevcuttur ve bu değerler çevrim sayılarına bağlı olarak hesaplanmıştır. Bu analizde de modelin balansa gelebilmesi için ilk 2 saniye analiz de kullanılmamıştır.

**Tablo 5.34.** 13 Kolonlu Rainflow Çevrim Tablosu

KOLON SAYISI	MAX GERİLME (Mpa)	MİN GERİLME (Mpa)	ÇEVİRİM SAYISI
1	193,21	141,77	2
2	156,36	127,23	1
3	177,78	177,34	1
4	132,64	112,34	2
5	147,38	142,48	5
6	166,01	118,32	1
7	202,07	104,96	1
8	173,81	148,12	2
9	174,3	158,22	3
10	113,83	111,48	1
11	144,73	131,05	3
12	159,31	149,51	4
13	161,1	158,64	3

Tablo 5.35’de yukarıda ki değerlerden faydalanılarak yapılan yorulma analizlerinde 3 farklı metod kullanılmıştır ve 3 metod için de akson parçası sonsuz ömür vermiştir.

**Tablo 5.35.** 13 Kolonlu Rainflow Çevrimi İle Hasar ve Ömür Analiz Sonuçları

HASAR VE ÖMÜR ANALİZİ SONUÇLARI			
HASAR	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	0	0	0
ÖMÜR(SAAT)	GOODMAN KRİTERİ	GERBER KRİTERİ	ASME KRİTERİ
	∞	∞	∞

### 5.5.6 İstatistikî Ömür Hesapları

Yukarıda ömür analizleri yapılmış parçaların tüm ömürleri boyunca analizleri yapılmış ortam koşullarında kullanılmayacak oldukları için istatikselsel bir hesaplama yöntemi ile ortalama ömür hesapları yapılmıştır. Aşağıda ortalama ömür hesaplamasında kullanılan formülasyon verilmiştir. Bununla birlikte tüm analizlerde analiz süresi 8 saniye olarak alındığından, frenleme analizinde 8 saniye için genişletilerek hasar değeri alınmıştır.

$$(8\text{saniye} / (\text{Hasar Miktarı} \times \% \text{Analiz Modeli})) / 3600\text{saniye} = \text{saat} \quad (5.24)$$

Aşağıda modeller için oluşturulan şartlar verilmiştir.

- 1.Durum ; %60 Düz yol, %10 Çukurlu Yol, %10 Kasisli Yol, %10 Sürekli Kasisli, %10 Frenleme
- 2.Durum ; %70 Düz yol, %5 Çukurlu Yol, %5 Kasisli Yol, %5 Sürekli Kasisli, %15 Frenleme
- 3.Durum ; %80 Düz yol, %3 Çukurlu Yol, %3 Kasisli Yol, %4 Sürekli Kasisli, %10 Frenleme
- 4.Durum ; %85 Düz yol, %1 Çukurlu Yol, %1 Kasisli Yol, %3 Sürekli Kasisli, %10 Frenleme

Aşağıda Tablo 5.36-37-38'de ortalama ömür hesapları verilmiştir.

**Tablo 5.36.** Stator tutucu üzerindeki istatistiki ömür hesapları

<b>STATOR TUTUCU</b>			
	GOODMAN KRİTERİ(SAAT)	GERBER KRİTERİ(SAAT)	ASME KRİTERİ(SAAT)
<b>1.Durum</b>	88,09	2943,29	6204,7
<b>2.Durum</b>	175,93	5886,58	11541,46
<b>3.Durum</b>	292,98	9793,34	20624,88
<b>4.Durum</b>	872,08	29118,42	61026,95

**Tablo 5.37.** Jant üzerindeki istatistiki ömür hesapları

<b>JANT</b>			
	GOODMAN KRİTERİ(SAAT)	GERBER KRİTERİ(SAAT)	ASME KRİTERİ(SAAT)
<b>1.Durum</b>	∞	∞	∞
<b>2.Durum</b>	∞	∞	∞
<b>3.Durum</b>	∞	∞	∞
<b>4.Durum</b>	∞	∞	∞

**Tablo 5.38.** Akson üzerindeki istatistiki ömür hesapları

<b>AKSON</b>			
	GOODMAN KRİTERİ(SAAT)	GERBER KRİTERİ(SAAT)	ASME KRİTERİ(SAAT)
<b>1.Durum</b>	4455,52	13458,04	8640,44
<b>2.Durum</b>	8911,04	26916,07	17280,87
<b>3.Durum</b>	14851,73	44860,10	28801,45
<b>4.Durum</b>	44555,18	134580,01	86404,25

### 5.5.7 Sonuçların Değerlendirilmesi ve neriler

- Jant gövdesinin takviyeli yapıya sahip olması nedeni ile üzerinde gelen gerilmeleri absorbe edebiliyor ve maksimum gerilmelerin jant kollarında olması beklendiği gibi bu gerilmeler düşük düzeyde kalıyor.
- Döner elemanlar'dan stator tutucu, özellikle en kötü durumların incelendiği çukurlu ve kasisli yollarda yüksek ve srekliyiği olan gerilmelere maruz kaldığından ömürlü bir parça olarak tespit ediliyor.
- Araç süspansiyonu ile motor arasındaki bağlantı elemanı akson üzerinde de özellikle çukurlu ve kasisli yollarda gerilmeler artmakta, kalınlığının azaldığı bölgelerde gerilme yoğunluğu artmakta ve ömürlü parça olarak tespit edilmektedir.
- Kritik parçalardan n gördüğümüz jant üzerinde optimizasyon çalışması yapılarak jant üzerinde tasarım değişikliği yapılarak ağırlık azaltılmaya gidilebilir.
- Akson parçası üzerinde özellikle incelme blgesi kalınlaştırılarak parçanın dayanımı arttırılabilir.

## KAYNAKLAR

- [1] Chang, L, 'Comparison of AC drives for electric vehicles – A report on experts' opinion • survey', *IEEE Aerospace and Electronic Systems Magazine*, Vol. 9, issue 8, pp 7-11 **2004**.
- [2] Caricchi, F, Crescimbin, F, Mezzetti, F & Santini, E, 'Multistage Axial-Flux PM • Machine for Wheel Direct Drive', *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol. 32, No. 4, pp 882-888 **1996**.
- [3] Xiaoyuan, W, Fang, Z, Jingjuan, D & Renyuan, T, 'The Magnetic Field Simulation • of Multi-disc Coreless Permanent Magnet Synchronous Motor Based on Halbach Array', *Proceedings of the 8th International Conference on Electrical Machines and Systems, ICEMS2005*, Vol. 3, pp. 2083-2086 **2005**
- [4] Yang, Y, Luh, Y & Cheung, C 2004, 'Design and Control of Axial-Flux Brushless DC Wheel • Motors for Electric Vehicles', *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol. 40, No. 4, Pp 1873 - 1891
- [5] Rahman, K, Patel, N, Ward, T, Nagashima, J, Caricchi, F & Crescimbin, F 2006, 'Application • of Direct-Drive Wheel Motor for Fuel Cell Electric and Hybrid Electric Vehicle Propulsion System', *IEEE Transactions on Industry Applications*, Vol. 42, No. 5, pp. 1185-1192
- [6] Kim, YK, Cho, YH, Park, NC & Mok, HS 2009, 'In-Wheel motor drive system using 2-phase • PMSM', *Power Electronics and Motion Control Conference '09*, pp. 1875-1879
- [7] YASA Motors: YASA-750. • Available from: <<http://www.yasamotors.com/technology/products/yasa-750>>. [**12 Şubat 2017**]
- [8] Brand, S, Ertugrul, N & Soong, W 2004, 'Investigation of an Electric Assisted Bicycle and • Determination of Performance Characteristics', *Australasian Universities Power Engineering Conference (AUPEC04)*, Christchurch.



- [9] Espanet, C, Kauffmann, J & Bernard, R 2006, 'Comparison of Two In-Wheel Permanent • Magnet Motors for Military Applications', *Vehicle Power and Propulsion Conference, IEEE*.
- [10] Cakir, K , • *In-Wheel Motor Design for Electric Vehicles*. Masters Thesis, Sabanci University, Istanbul **2004**.
- [11] Wang, S et al 2005, 'Implementation of a 50-kW Four-Phase Switched Reluctance Motor • Drive System for Hybrid Electric Vehicle', *IEEE Transactions on Magnetics*, vol. 41, no. 1, pp. 501-504
- [12] Brooke, L 2010, 'Protean Electric courts partners for wheel motor applications', • *Automotive Engineering International Online*.  
<http://www.sae.org/mags/aei/8458>
- [13] *Michelin Active Wheel Press Kit*• , 2008 Paris Motor Show
- [14] Siemens VDO visualises the electric wheel hub motor  
<http://newatlas.com/go/5996> (10.04.2017)
- [15] Arıduru, S. . Fatigue life calculation by rainflow cycle counting method, *Master Thesis*, Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Ankara **2004**.
- [16] Ereke, M. . Taşıtlarda ömür testleri ders notları, İstanbul Teknik Üniversitesi, Ders Sunum 1-8 **2010**.
- [17] Yaşar, M. . Dizel otomobil pompa milinin yorulma kırılması analizi, 8. *Uluslar Arası Kırılma Konferansı Bildiriler Kitabı*, İstanbul **2007**.
- [18] Ay, İ. (t.y). Strain ölçme ders notları, Konstrüksiyon ve İmalat Anabilimdalı, Balıkesir Üniversitesi, Balıkesir
- [19] Schluter, L. L., Sutherland H. J., (Users Guide for LIFE2's Rainflow Algorithm, *Sandia National Laboratories Report*, Wind energy research division, California **1991**.
- [20] Bertsche, B., . Reliability in automotive and mechanical engineering, Springer Verlag, 309-331, Berlin, Germany **2008**.

- [21] Ekberg, A. (t.y). Dynamic loading presentation, *Chalmers Solid Mechanics*, The department of applied mechanics, Göteborg, Sweden
- [22] Url-4 <[http://www.guven-kutay.ch/index\\_9.htm](http://www.guven-kutay.ch/index_9.htm)>, alındığı tarih: **05.02.2017**  
Kutay, G., Malzemenin mukavemet değerleri
- [23] Url-5 <<http://www.ux.uis.no/~hirpa/KdB/ME/S-N%20diagram.pdf>>, alındığı tarih: **05.02.2017**
- [24] Fatigue, (t.y). Engineering machine design, *lecture notes*, Lecture 10, The University of Tennessee at Martin, Martin, Tennessee, USA
- [25] Liu, G.R., Quek, S.S., The Finite Element Method: a Practical Course, Ed: Liu G.R. and Quek S.S. Butterworth Heinemann, Oxford, 1-11, **2003**.
- [26] Fish, J., Belytschko, T., A First Course in Finite Elements. John Wiley & Sons, Chichester, England, 1-9, **2007**.
- [27] Ledley, R.S., Huang, H.K. Linear Model of Tooth Displacement by Applied Forces. *J Dent Res.*, 47, 427-432., **1968**.
- [28] Farah, J.W., Craig, R.G., Finite Element Stress Analysis of a Restored Axisymmetric First Molar. *J Dent Res.*, 53, 859-866, **1974**.
- [29] Cook, R.D., Finite Element Modeling for Stress Analysis. New York, Wiley, 1-15, **1995**.
- [30] Craig, R.G., Powers, J.M., Restorative Dental Materials, *11th ed. St. Louis*, Mosby, 287-327, **2002**.
- [31] Geng, J.P., Tan, K.B., Liu, G.R., Application of Finite Element Analysis in Implant Dentistry: a Review of the Literature. *J Prosthet Dent*, 85, 585-598, **2001**.
- [32] Güler M.S., Doktora Tezi, Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum, **2013**.
- [33] Asmussen, E., Peutzfeldt, A., Class I and Class II Restorations of Resin Composite: an FEM Analysis of the Influence of Modulus of Elasticity on Stresses Generated by Occlusal Loading. *Dent Mater.*, 24, 600-605, **2008**.

- [34] Arıkan M.A.S., Sonlu Elemanlar Metodunun Mühendislikte Uygulamaları, Orta Doğu Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü.
- [35] Balaban H., Beyaz Eşya Sektöründe Uygulana Düşürme Testlerinin Bilgisayarda Simülasyonu. *Yüksek Lisans Tezi*, Gebze İleri teknoloji Enstitüsü Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, Tasarım ve İmalat Mühendisliği Anabilim Dalı, Gebze, **2006**.
- [36] Özdemir N.Ö., Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Yorulma Mekaniği ve Uygulamaları, KTÜ, Mühendislik Fakültesi, Bitirme Çalışması, Trabzon, **2009**.
- [37] İren M., Sonlu Elemanlar Yöntemi ve Bu Yöntemin Sınır Değer Problemlerine Uygulanması.
- [38] Çayiroğlu İ., Bilgisayar Destekli Tasarım ve Analiz (Ansys), Karabük Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Karabük.
- [39] LS-DYNA, Introduction to Explicit Dynamics, **2014**.
- [40] Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
- [41] General aluminum alloy. Fatigue properties come from MIL-HDBK-5H, page 3-277.

# EKLER

## EK 1: Rainflow Metodu Yardımı İle Hasar Hesaplama İşlem Akışı

```
Inputmatrix=*****;

clc
format long

Se=***;Sut=***;Sf=***;A=***;b=***;
loop_l=size(Inputmatrix);
%% Goodman Life Cycle Method
disp('Calculations for Goodman Life Cycle Method:')
for i=1:1:loop_l(1,1)
    S_mean_S(i)=(Inputmatrix(i,1)+Inputmatrix(i,2))/2;
    S_alt_S(i)=(Inputmatrix(i,1)-Inputmatrix(i,2))/2;
    n_S(i)=(Se*Sut)/((S_alt_S(i)*Sut)+(S_mean_S(i)*Se));
    if n_S(i)>=1
        Nf_S(i)=1E16;
        S_alt_p_S(i)=0;
    else
        S_alt_p_S(i)=S_alt_S(i)/(1-(S_mean_S(i)/Sut));
        if S_alt_p_S(i)<Se
            Nf_S(i)=1E16;
        else
            Nf_S(i)=(S_alt_p_S(i)/A)^(1/b);
        end
    end
    D_S(i)=Inputmatrix(i,3)/Nf_S(i);
end
fprintf('\tCycle\tSigma_M\t\Sigma_A\t\Safety_F\t\Sigma_A_P\t\tCycle_Count\t\t\t\t\tDamage\n');
for i=1:1:loop_l(1,1)
    fprintf('%7.0f\t %10.4f\t %10.4f\t %10.4f\t %14.4f\t %20.0f\t %1.12f\r',i,S_mean_S(i),S_alt_S(i),n_S(i),S_alt_p_S(i),Nf_S(i),D_S(i))
end
disp('-----')
%% Gerber Life Cycle Method
disp('Calculations for Gerber Life Cycle Method:')
for i=1:1:loop_l(1,1)
    S_mean_G(i)=(Inputmatrix(i,1)+Inputmatrix(i,2))/2;
    S_alt_G(i)=(Inputmatrix(i,1)-Inputmatrix(i,2))/2;
    K_G(i) = sqrt(1+(2*S_mean_G(i)*Se/(Sut*S_alt_G(i)))^2)-1;
    n_G(i) = 0.5*((Sut/S_mean_G(i))^2)*(S_alt_G(i)/Se)*K_G(i);
    if n_G(i)>=1
        Nf_G(i)=1E16;
        S_alt_p_G(i)=0;
    else
        S_alt_p_G(i)=S_alt_G(i)/(1-((S_mean_G(i)/Sut)^2));
        if S_alt_p_G(i)<Se
            Nf_G(i)=1E16;
        else
            Nf_G(i)=(S_alt_p_G(i)/A)^(1/b);
        end
    end
    D_G(i)=Inputmatrix(i,3)/Nf_G(i);
end
fprintf('\tCycle\tSigma_M\t\Sigma_A\t\Safety_F\t\Sigma_A_P\t\tCycle_Count\t\t\t\t\tDamage\n');
for i=1:1:loop_l(1,1)
    fprintf('%7.0f\t %10.4f\t %10.4f\t %10.4f\t %14.4f\t %20.0f\t %1.12f\r',i,S_mean_G(i),S_alt_G(i),n_G(i),S_alt_p_G(i),Nf_G(i),D_G(i))
end
disp('-----')
```

```

%% ASME Life Cycle Method
disp('Calculations for ASME Life Cycle Method:')
for i=1:1:loop_l(1,1)
    S_mean_A(i)=(Inputmatrix(i,1)+Inputmatrix(i,2))/2;
    S_alt_A(i)=(Inputmatrix(i,1)-Inputmatrix(i,2))/2;
    K_A(i) = ((S_alt_A(i)/Se)^2) + ((S_mean_A(i)/Sf)^2);
    n_A(i) = sqrt(1/K_A(i));
    if n_A(i)>=1
        Nf_A(i)=1E16;
        S_alt_p_A(i)=0;
    else
        S_alt_p_A(i)=sqrt(((S_alt_A(i)^2)/(1-((S_mean_A(i)/Sf)^2)));
        if S_alt_p_A(i)<Se
            Nf_A(i)=1E16;
        else
            Nf_A(i)=(S_alt_p_A(i)/A)^(1/b);
        end
    end

    end

    D_A(i)=Inputmatrix(i,3)/Nf_A(i);
end
fprintf('\tCycle\tSigma_M\t\tSigma_A\t\tSafety_F\t\tSigma_A_P\t\tCycle_Count\t\t\t\tDamage\n');
for i=1:1:loop_l(1,1)
fprintf('%7.0f\t %10.4f\t %10.4f\t %10.4f\t %14.4f\t %20.0f\t %1.16f\r',i,S_mean_A(i),S_alt_A(i),n_A(i),S_alt_p_A(i),Nf_A(i),D_A(i))
end
disp('-----')
%% Damage Summations and Life Cycles
fprintf('\tTotal_Damage_S\t\t\t\t\tTotal_Damage_G\t\t\t\t\tTotal_Damage_A\n');
fprintf('%10.20f\t %1.20f\t %1.20f\r',sum(D_S),sum(D_G),sum(D_A));
disp('-----')
fprintf('\tTotal_Life_S_Hours\t\t\t\t\tTotal_Life_G_Hours\t\t\t\t\tTotal_Life_A_Hours\n');
fprintf('%f\t %f\t %f\r',(8/sum(D_S))/3600,(8/sum(D_G))/3600,(8/sum(D_A))/3600)
disp('-----')

```

- Input matrisi rainflow saydırma yöntemi ile hesaplanan maksimum, minimum ve döngü sayısından oluşan üç kolonlu bir matristen oluşmaktadır. Öncelikle olarak bu matris koda tanımlanır.
- Se, Sf ve Sut malzeme değerleri malzeme özelliğine bağlı olarak girilir. Bununla birlikte denklem 3.8’de verilen formül yardımı ile S-N eğrileri yardımı ile malzemenin a ve b katsayıları hesaplanarak bu değerler koda girilir.
- Maksimum ve minimum gerilme değerleri yardımı ile “Mean ve Alternating” gerilmeler bulunur.
- Denklem 3.12, 3.13 ve 3.14’de verilen Goodman, Gerber ve Asme metodları yardımı ile hasar hesaplamaları yapılır. Bu hesaplamalar yapılırken eğer güvenlik katsayısı 1’den büyük gelirse bu durumda sonsuz döngü olarak kabul edilir fakat bu değer 1’den küçük gelirse bu durumda yeni bir alternating gerilme hesaplanır ve bu yeni gerilme eğer endurance değerinden küçük ise bu durumda gene sonsuz döngü kabul edilir. Yeni alternating değeri endurance değerinden küçük gelirse bu durumda denklem 3.8’de verilen formül yardımı ile yeni döngü sayısı hesaplanır.

- Daha sonra denklem 3.9 yardımı ile ilk hesaplanan döngü sayıları, yeni hesaplanan döngü sayılarına bölünerek hasar miktarı hesaplanır ve hasar miktarı 1 değerine ulaşıncaya kadar ki ömür hesabı saat olarak yapılır.

## ÖZGEÇMİŞ

### Kimlik Bilgileri

Adı Soyadı : UĞUR GÖRKEM ÇAKICI  
Doğum Yeri : ERZİNCAN  
Medeni Hali : Bekar  
E-posta : gorkemcakici@gmail.com  
Adresi : Mahatma Gandhi Cad. No:54 KSB POMPA ARMATÜR SAN.  
Ve Tic.A.Ş. 06700 ÇANKAYA/ANKARA/TÜRKİYE

### Eğitim

Lise : Afyon Süleyman Demirel Fen Lisesi  
Lisans : Gazi Üniversitesi

### Yabancı Dil ve Düzeyi

İngilizce : İyi düzeyde

### İş Deneyimi

KSB POMPA ARMATÜR SAN ve Tic A.Ş.- Proje Geliştirme  
Mühendisi (2015)

### Deneyim Alanları

Mekanik Tasarım ve Analiz

### Tezden Üretilmiş Projeler ve Bütçesi

-

### Tezden Üretilmiş Yayınlar

-

### Tezden Üretilmiş Tebliğ ve/veya Poster Sunumu ile Katıldığı Toplantılar

-



HACETTEPE ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
YÜKSEK LİSANS/DOKTORA TEZ ÇALIŞMASI ORJİNALLİK RAPORU

HACETTEPE ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLER ENSTİTÜSÜ

Makine Mühendisliği ANABİLİM DALI BAŞKANLIĞI'NA

Tarih: 19/04/2017

Tez Başlığı / Konusu: Linear Olmayan Sonlu Elemanlar Metodu Kullanılarak Jant İsi  
Elektrik Motorunun Mekanik ve Yorulma Analizinin Yapılması

Yukarıda başlığı/konusu gösterilen tez çalışmamın a) Kapak sayfası, b) Giriş, c) Ana bölümler ve d) Sonuç kısımlarından oluşan toplam 122 sayfalık kısmına ilişkin, 19/04/2017 tarihinde şahsım/tez danışmanım tarafından TURNITIN adlı intihal tespit programından aşağıda belirtilen filtrelemeler uygulanarak alınmış olan orijinallik raporuna göre, tezimin benzerlik oranı % 12 'tür.

Uygulanan filtrelemeler:

- 1- Kaynakça hariç
- 2- Alıntılar hariç/dâhil
- 3- 5 kelimedenden daha az örtüşme içeren metin kısımları hariç

Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Çalışması Orijinallik Raporu Alınması ve Kullanılması Uygulama Esasları'nı inceledim ve bu Uygulama Esasları'nda belirtilen azami benzerlik oranlarına göre tez çalışmamın herhangi bir intihal içermediğini; aksinin tespit edileceği muhtemel durumda doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi ve yukarıda vermiş olduğum bilgilerin doğru olduğunu beyan ederim.

Gereğini saygılarımla arz ederim.

Tarih ve İmza

Adı Soyadı: Uğur Gürkem ÇAKICI  
Öğrenci No: N13224910  
Anabilim Dalı: Makine Mühendisliği ANB  
Programı: Makine Mühendisliği  
Statüsü:  Y.Lisans  Doktora  Bütünleşik Dr.

19.04.2017

DANIŞMAN ONAYI

UYGUNDUR.

(Unvan, Ad Soyad, İmza)

Prof. Dr. Bora YILDIRIM