

**T.C.  
BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**



**ÖN AKS KOVANLARININ SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ  
İLE GERİLME ANALİZİ VE TEST DEĞERLERİ İLE  
KARŞILAŞTIRILMASI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**GÖKHAN CEN**

**BALIKESİR, MAYIS - 2018**

**T.C.**  
**BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**  
**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**



**ÖN AKS KOVANLARININ SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ**  
**İLE GERİLME ANALİZİ VE TEST DEĞERLERİ İLE**  
**KARŞILAŞTIRILMASI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**GÖKHAN CEN**

**Jüri Üyeleri : Dr. Öğr. Üyesi Yılmaz GÜR (Tez Danışmanı)**

**Prof. Dr. İrfan AY**

**Prof. Dr. Ramazan YAMAN**

**BALIKESİR, MAYIS - 2018**

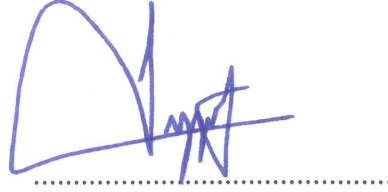
## KABUL VE ONAY SAYFASI

**Gökhan CEN** tarafından hazırlanan “**ÖN AKS KOVANLARININ SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE GERİLME ANALİZİ VE TEST DEĞERLERİ İLE KARŞILAŞTIRILMASI**” adlı tez çalışmasının savunma sınavı 21.05.2018 tarihinde yapılmış olup aşağıda verilen jüri tarafından oy birliği ile Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

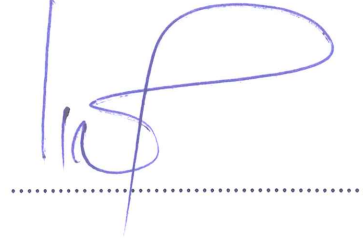
Jüri Üyeleri

İmza

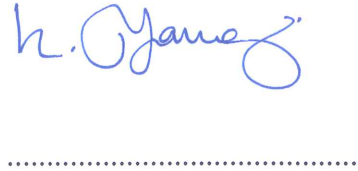
Danışman  
Dr. Öğr. Üyesi Yılmaz GÜR



Üye  
Prof. Dr. İrfan AY



Üye  
Prof. Dr. Ramazan YAMAN



Jüri üyeleri tarafından kabul edilmiş olan bu tez Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunca onanmıştır.

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

Prof. Dr. Necati ÖZDEMİR

.....

## **ÖZET**

### **ÖN AKS KOVANLARININ SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE GERİLME ANALİZİ VE TEST DEĞERLERİ İLE KARŞILAŞTIRILMASI YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**GÖKHAN CEN**

**BALIKESİR ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**(TEZ DANIŞMANI: DR. ÖĞR. ÜYESİ YILMAZ GÜR)**

**BALIKESİR, MAYIS - 2018**

Bu tez çalışmasında, traktör ve iş makinalarındaki ön aks kovanlarının, araç yüklü ağırlığında iken meydana gelen ön dingil reaksiyon kuvvetlerinin etkisi altında oluşan gerilmelerin, sonlu eleman paket programı kullanılarak çözdürülmesi ve elde edilen sonuçların kurulan test düzeneği ile strain gauge üzerindeki direnç değişimi baz alınarak yapılan stress-strain hesaplarının karşılaştırılması amaçlanmıştır.

Analiz ve strain gauge hesapları arasında kurulacak korelasyon ile iş makinası ve traktör ön akslarının, zor şartlar altında maruz kaldıkları kuvvet etkisiyle kovanlarda oluşan gerilmelerin boyutunun analiz ortamında belirlenerek emniyet katsayıları ve ömürleri hakkında yorum yapılabilir. Böylece tasarıma hızlı müdahale edilip prototip maliyetlerinin düşürülmesi sağlanmış olacaktır.

**ANAHTAR KELİMELEER:** Ön aks, sonlu elemanlar yöntemi, gerilme analizi

## **ABSTRACT**

### **STRESS ANALYSIS FOR FRONT AXLE HOUSING BY USING FINITE ELEMENT METHOD AND ITS VALIDATION WITH TEST RESULTS**

**MSC THESIS**

**GÖKHAN CEN**

**BALIKESİR UNIVERSITY INSTITUTE OF SCIENCE**

**MECHANICAL ENGINEERING**

**(SUPERVISOR: DR. YILMAZ GÜR )**

**BALIKESİR, MAY 2018**

In this study, it is aimed to solve the stresses generated under the influence of the front axle reaction forces that occur when the front axle casings of the tractor and the heavy duty machines are under the weight of the vehicle is loaded and compare the stress-strain calculations made based on the changed of resistance on the strain gauge on the test setup with the results are obtained.

Correlation between analysis and strain gauge calculations and the values of stress caused by the exposed force of the heavy duty machine and tractor front axles under hard conditions can be determined in the analysis environment. The safety factors and their life span can be interpreted. Therefore, the design can be quickly intervened and prototype costs are reduced.

**KEYWORDS:** Front axle, finite element method, stress analysis

# İÇİNDEKİLER

## Sayfa

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
ŞEKİL LİSTESİ.....	v
TABLO LİSTESİ.....	viii
ÖNSÖZ.....	ix
<b>1. GİRİŞ.....</b>	<b>1</b>
<b>2. GÜÇ AKTARMA ORGANLARI.....</b>	<b>2</b>
2.1 Güç Aktarma Sistemi Esasları.....	2
2.2 Motor ile Vites Kutusu Arasındaki İlişkiler.....	4
2.3 Kavramalar.....	6
2.3.1 Mekanik Kavramalar.....	7
2.3.2 Hidrolik Kavramalar.....	9
2.4 Vites Kutuları.....	11
2.4.1 Kademeli Vites Kutuları.....	12
2.4.1.1 Kayar Temaslı Vites Kutuları.....	12
2.4.1.2 Tırnak Kavramalı Vites Kutuları.....	12
2.4.1.3 Senkromeçli Vites Kutuları.....	13
2.4.2 Yük Altında Devreye Giren Vites Kutuları.....	14
2.5 Diferansiyel.....	16
2.6 Son Redüksiyon Dişli Mekanizması.....	20
2.7 Kuyruk Mili (PTO).....	21
2.7.1 Motor Kuyruk Mili.....	22
2.7.2 Vites Kuyruk Mili.....	23
2.7.3 Yol Kuyruk Mili.....	23
2.7.4 Serbest Kuyruk Mili.....	23
<b>3. TRAKTÖR MEKANİĞİ.....</b>	<b>24</b>
3.1 Traktör Aks Yükleri.....	24
3.2 Traktör Ağırlık Merkezi.....	25
3.3 Traktör Eğimli Yol Durumdaki Kuvvet İlişkisi.....	27
3.4 Traktör Yan Eğimli Yol Durumdaki Kuvvet İlişkisi.....	29
3.5 Arka Dingilli Tahrik Traktörlerde Kuvvetler.....	30
3.6 Tekerlek Çevre Kuvvetinin Belirlenmesi.....	33
<b>4. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ ÇÖZÜM METODU.....</b>	<b>38</b>
4.1 Programlardaki Sonlu Elemanlar Analiz Prosedürü.....	39
4.2 Üç Boyutlu Eleman Denklemleri.....	41
4.3 Bünye Denklemleri.....	42
4.4 Yer Değiştirme İnterpolasyonu.....	43
4.5 Sonlu Elemanlar Eşitliklerinin Lokal Koordinat Sistemindeki Formasyonu.....	46
4.6 Koordinat Dönüşümü.....	48
4.7 Global Sonlu Eleman Eşitliklerinin Birleştirilmesi Ve Çözümü.....	48
4.8 Lineer Olmayan Davranış.....	49
4.8.1 Geometri Nonlineeritesi.....	50
4.8.2 Malzeme nonlineeritesi.....	51

4.8.3	Kontak Nonlineeritesi .....	52
4.8.3.1	Kuvvet Sınır Koşulu Nonlineeritesi .....	52
4.8.3.2	Yer Değiştirme Sınır Koşulu Nonlineeritesi .....	53
4.8.4	Doğrusal Olmayan Çözümlerin Lineer Çözümlerle Çözdürülmesi	53
4.8.5	Ansyst'e Kontak Problemlerinin Çözümü .....	57
4.8.6	Yakınsama Kriteri .....	61
<b>5.</b>	<b>ÖN AKS SETİNİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE ANALİZİ</b> .....	<b>62</b>
5.1	Analiz Akış Şeması .....	62
5.2	Analiz Yöntemi ve Sonuçlar .....	71
5.2.1	30000 N Yük Altındaki Gerilme Değerleri .....	71
5.2.2	50000N Yük Altındaki Gerilme Değerleri .....	72
<b>6.</b>	<b>STRAIN GAUGE ÖLÇÜMÜ</b> .....	<b>74</b>
6.1	Strain Tanımı .....	74
6.2	Çapraz-Yanal Strain (Poisson Oranı) .....	75
6.3	Strain Tipleri .....	77
6.3.1	Statik Strain .....	77
6.3.2	Dinamik Strain .....	77
6.4	Strain Gauge Yapısı Ve Kullanılışı .....	78
6.4.1	Strain Gauge'ın Yapıştırılması Ve Yerleştirilmesi .....	79
6.5	Strain Gauge Çeşitleri Ve Özellikleri .....	79
6.5.1	Tel Halindeki Strain Gaugeler .....	80
6.5.2	Folye Halindeki Strain gaugeler .....	80
6.5.3	Rozet Halindeki Strain gaugeler .....	82
6.5.4	Yüksek Sıcaklığa Uygun Strain gaugeler .....	82
6.6	Gauge Faktörü Ve Strain Duyarlılığı .....	83
6.7	Strain Gauge Alaşımları .....	85
6.8	Gerinim Ölçer Devreleri .....	85
<b>7.</b>	<b>TEST DÜZENEGİ VE STRAIN GAUGE ÖLÇÜMLERİ</b> .....	<b>88</b>
7.1	Giriş .....	88
7.2	Test Amacı .....	88
7.3	Test Akışı .....	89
7.4	Test Ölçüm Değerleri .....	93
7.5	Analiz Ve Test Değerlerinin Grafiklerle Mukayesesi .....	94
7.5.1	1 Nolu Strain Gauge Analiz Değerleri .....	94
7.5.2	1 Nolu Strain Gauge Test Değerleri .....	94
7.5.3	1 Nolu Strain Gauge Analiz-Test Değerleri .....	95
7.5.4	2 Nolu Strain Gauge Analiz Değerleri .....	96
7.5.5	2 Nolu Strain Gauge Test Değerleri .....	96
7.5.6	2 Nolu Strain Gauge Analiz-Test Değerleri .....	97
<b>8.</b>	<b>SONUÇ VE ÖNERİLER</b> .....	<b>98</b>
<b>9.</b>	<b>KAYNAKLAR</b> .....	<b>100</b>

## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 2.1: Traktör güç aktarma organları temel şeması [1].	3
Şekil 2.2: FENDT 300 gelişmiş güç aktarma sistemleri [1].	4
Şekil 2.3: PERKINS 1103D-33 kodlu motorun karakteristik diyagramı [2].	5
Şekil 2.4: 6 Vitesli bir dişli kutusunda ilerleme hızına göre güç eğrileri [3].	6
Şekil 2.5: Tek diskli kuru tip kavrama ve parçaları [1].	8
Şekil 2.6: Çok diskli (lamelli) kavrama bölümleri [1].	9
Şekil 2.7: Hidrolik kavrama ve bölümleri [1].	10
Şekil 2.8: Hidrodinamik ve mekanik kavrama birlikte kullanılması [3].	11
Şekil 2.9: Tırnak kavramalı vites kutusu [3].	12
Şekil 2.10: Senkromeç tertibatlı vites kutusu ve parçaları [3].	13
Şekil 2.11: Basit planet mekanizması [1].	15
Şekil 2.12: Planet dişli sistemli vites kutusu [1].	16
Şekil 2.13: Taşıt lastiklerinin virajda aldığı yol [1].	17
Şekil 2.14: Diferansiyelin yapısı [1].	18
Şekil 2.15: Kilitli diferansiyel mekanizması [1].	19
Şekil 2.16: İki kademe alın dişli son redüksiyon mekanizması [1].	20
Şekil 2.17: Johnn Deere planet mekanizmalı son redüksiyon [1].	21
Şekil 2.18: Arka kuyruk mili (PTO) [1].	22
Şekil 2.19: Ön kuyruk mili [1].	22
Şekil 3.1: Traktör aks yükleri [1].	24
Şekil 3.2: Ağırlık merkezinin tayini için kantar kullanılması [3].	26
Şekil 3.3: Arka aks tartı yöntemine göre ağırlık merkezi saptanması [3].	27
Şekil 3.4: Traktör lastiği taban desenleri.	32
Şekil 3.5: Traktör dingil ağırlık oranları [1].	33
Şekil 3.6: Farklı lastik ebatlarında ve lastik basınçlarında çeki kuvvetleri [3].	35
Şekil 3.7: Zemin durumunun tahrik kuvveti katsayısına etkisi [3].	36
Şekil 3.8: Zemin durumunun yuvarlanma direnci katsayısına etkisi [3].	36
Şekil 4.1: Ağ örgüsü ve düğüm noktalarının iki boyutlu görüntüsü [5].	39
Şekil 4.2: Ağ örgüsü ve düğüm noktalarının üç boyutlu görüntüsü [5].	39
Şekil 4.3: Programlardaki sonlu elemanlar analiz prosedürü [5].	39
Şekil 4.4: Eleman tipleri [5].	39
Şekil 4.5: Düğüm noktaları, çizgi eleman modeli, modele kuvvet ve sınır şartların uygulanması [6].	40
Şekil 4.6: Sonlu elemanlar metodu çözümü [6].	40
Şekil 4.7: Üç eksenli gerilme durumu [5].	41
Şekil 4.8: Lokal ve global koordinat sistemi [5].	44
Şekil 4.9: Kuvvet ve yer değiştirme arasındaki ilişki [7].	49
Şekil 4.10: Lineer olmayan kuvvet-yer değiştirme ilişkisi [7].	50
Şekil 4.11: Geometri nonlineritesi [7].	51
Şekil 4.12: Gerilim-gerinim grafiği [7].	51
Şekil 4.13: Kontak lineersizliği durumu [7].	52
Şekil 4.14: Newton-Raphson metodu [7].	54



Şekil 4.15: İç ve dış kuvvet dengeleri [7].	54
Şekil 4.16: Yakınsaklık yarıçapı içinde ve dışında başlangıç [7].	55
Şekil 4.17: Adım adım yükleme uygulaması [7].	55
Şekil 4.18: $F_{ave}$ $F_b$ yüklemeleri [7].	56
Şekil 4.19: Lineer ve lineer olmayan denge iterasyonları [7].	56
Şekil 4.20: Penetrasyon ve kontak kuvveti [7].	57
Şekil 4.21: $x_p$ penetrasyon ve kontak kuvveti [7].	58
Şekil 4.22: Analiz akış şeması.	61
Şekil 5.1: Ansys Workbench analiz programının ana klasör menüsü.	62
Şekil 5.2: Static Structural menüsü.	62
Şekil 5.3: Malzeme kütüphanesi.	63
Şekil 5.4: Design modeller'da strain gauge bağlanacak bölgelerin belirlenmesi.	63
Şekil 5.5: Mechanical dosyasında parçaların malzeme tanıtımı.	64
Şekil 5.6: Lokal koordinat tanımlama menüsü (coordinate systems).	64
Şekil 5.7: Lokal koordinat atanmasının model üzerinde gösterimi.	65
Şekil 5.8: Connections menüsü.	65
Şekil 5.9: Mesh menüsü.	66
Şekil 5.10: Mesh global control menüsü.	66
Şekil 5.11: Aks kompleksinin sonlu eleman ağı.	66
Şekil 5.12: Mechanical dosyası içindeki Static Structural menüsü.	67
Şekil 5.13: Aks kompleksinin yükleme ve sınır şartlarının model üzerinde gösterimi.	67
Şekil 5.14: Strain- gauge bağlantı bölgeleri.	68
Şekil 5.15: Mechanical dosyası içindeki solution menüsü.	68
Şekil 5.16: Sonlu eleman yapısı optimizasyonu.	69
Şekil 5.17: Gerilme yakınsama (convergence) kontrol grafiği.	69
Şekil 5.18: Optimizasyon sonrası kovan kompleksinin sonlu eleman yapısı.	70
Şekil 5.19: Uygulanan yük ve sınır şartının mühendislik gösterimi.	70
Şekil 5.20: Solid 185 ve Solid 187 eleman tipleri.	71
Şekil 5.21: 30000N yük altındaki aks kompleksinin gerilme haritası.	72
Şekil 5.22: 1 ve 2 nolu strain gauge bölgelerinin gerilme değerleri (30000N).	72
Şekil 5.23: 50000N yük altındaki aks kompleksinin gerilme haritası.	73
Şekil 5.24: 1 ve 2 nolu strain gauge bölgelerinin gerilme değerleri (50000N).	73
Şekil 6.1: Stress ve Strain tanımı [8].	74
Şekil 6.2: Strain Tanımı [8].	75
Şekil 6.3: Boyuna ve enine strain ve poisson oranı [8].	76
Şekil 6.4: Farklı statik strain tipleri [8].	77
Şekil 6.5: Dinamik Strain [8].	78
Şekil 6.6: Strain gauge yapısı [8].	78
Şekil 6.7: Strain-gauge uygulanması [8].	79
Şekil 6.8: Tel halindeki strain-gaugeler [8].	80
Şekil 6.9: Folye halindeki strain gaugeler [8].	81
Şekil 6.10: Rozet halindeki strain-gauge tipi [8].	82
Şekil 6.11: Yüksek sıcaklık strain gauge tipi [8].	82
Şekil 7.1: Testte Kullanılan Strain gauge Özellikleri [11].	88
Şekil 7.2: Çeyrek Wheatstone köprü devresi.	89
Şekil 7.3: Aks kovanları üzerine strain-gauge bağlantı bölgeleri.	91
Şekil 7.4: Ön Aks kompleksinin piston ve mesnet bağlantısı.	91
Şekil 7.5: Strain gauge bağlantı bölgeleri (sol taraf ön aks alt yüzey).	92

<b>Şekil 7.6:</b> Strain-gauge bağlantı bölgeleri (sağ taraf ön aks alt yüzey). .....	92
<b>Şekil 7.7:</b> 1 nolu strain gauge bölgesi analiz değerleri grafiği. ....	94
<b>Şekil 7.8:</b> 1 nolu strain gauge bölgesi test değerleri grafiği. ....	94
<b>Şekil 7.9:</b> 1 nolu strain gauge bölgesi analiz-test değerleri grafiği. ....	95
<b>Şekil 7.10:</b> 2 nolu strain-gage bölgesi analiz değerleri grafiği. ....	96
<b>Şekil 7.11:</b> 2 nolu strain gauge bölgesi test değerleri grafiği. ....	96
<b>Şekil 7.12:</b> 2 nolu strain gauge bölgesi analiz-test değerleri grafiği. ....	97

## TABLO LİSTESİ

### Sayfa

<b>Tablo 3.1:</b> Lastik tekerli traktörlerde tutunma ve yuvarlanma direnci katsayıları [4].....	31
<b>Tablo 4.1:</b> Kontak formülasyonları karşılaştırma tablosu [7]. .....	60
<b>Tablo 5.1:</b> Malzeme mekanik özellikleri. ....	71
<b>Tablo 7.1:</b> 30.000N kg yük altında kovan gerilme değerleri. ....	93
<b>Tablo 7.2:</b> 50.000N yük altında kovan gerilme değerleri. ....	93

## ÖNSÖZ

2017 yılında başladığım tez çalışmam boyunca bana her konuda destek olan başta değerli Dr. Öğr. Üyesi Yılmaz GÜR hocama, strain gauge konusunda bana destek olan Dr. Öğr. Üyesi Ziya AKSOY hocama, testlerin uygulanması esnasında bana her türlü teçhizat ve desteği sağlayan değerli yöneticilerim, HEMA ENDÜSTRİ AR-GE Teknoloji Geliştirme Merkezi Genel Müdür Yardımcısı Aziz ASRAK Beye, aks temini ve test esnasında her türlü desteği sağlayan Aktarma Organları Müdürü Selim GÜNGÖR Beye, strain-gauge bağlantısı ve ölçümleri esnasında bilgi ve tecrübesi ile desteğini sağlayan Elektronik Bölüm Şefi Raif KARAAHMETOĞLU Beye, özellikle tez çalışmam boyunca bir çok konuda bana yardım eden değerli eşim Endüstri Mühendisi Ayça Irmak KARAGÖZ CEN' e sonsuz teşekkürü bir borç bilirim.

# 1. GİRİŞ

Küreselleşen dünyada ve gün geçtikçe büyüyen ekonomide firmaların en büyük sorunu maliyetlerdir. Seri üretime geçene kadar oluşturulan hatalı prototipler, yüksek maliyet sorunlarının başında gelir. Teknolojinin fazlaca geliştiği çağımızda gerçek hayatta hata yapmak kabul edilemez bir durumdur, çünkü teknoloji bizlere birçok durumu simüle edebilme şansı tanımıştır.

Tarımın yaygın olduğu ülkemizde, engebeli arazide kullanılan traktörlerin ön aksının dayanımı büyük önem taşımaktadır. Ön aks üretilmeden önce, yapılan tasarımın maruz kalacağı yük altındaki mukavemetini öngörebilmemiz yapılacak analizlerle mümkündür.

Sonlu elemanlar yöntemini kullanan paket programlarda analiz doğru kurgulandığında gerçeğe oldukça yakın sonuçlar elde edilebilmektedir. Hataların henüz tasarım aşamasındayken çözümlenmesi, prototiplerin hatalı üretim oranını düşürerek maliyetleri azaltacaktır.

Bu çalışmada, traktör ön aks tasarımına yapılan sonlu elemanlar analizi ile elde edilen gerilme değerlerinin; prototipe yapılan test esnasında kovanların yük altında maruz kaldığı gerilmelerin strain-gage yardımıyla ölçülen değerler ile karşılaştırması yapılarak analizin güvenilirliği sorgulanmıştır.

## 2. GÜÇ AKTARMA ORGANLARI

### 2.1 Güç Aktarma Sistemi Esasları

Traktör motoru ile tahrik tekerlekleri arasında bulunan tüm sistemlere güç aktarma (transmisyon) sistemi adı verilmektedir. Güç aktarma sistemleri traktörün motoru kadar önemlidir, traktör motorlarının sınırlı devir bandında gerekli gücü bu sistemler aracılığıyla ulaştırır. Bu sistemler, kavrama, vites kutusu, takviye kutusu, diferansiyel, son redüksiyon dişli kutusu, kuyruk milinden (PTO) oluşmaktadır. Bu güç iletme sistemleri,

- Mekanik
- Hidrostatik
- Hidrodinamik ve mekanik birlikte konbinasyonu
- Elektrikli
- Hibrit

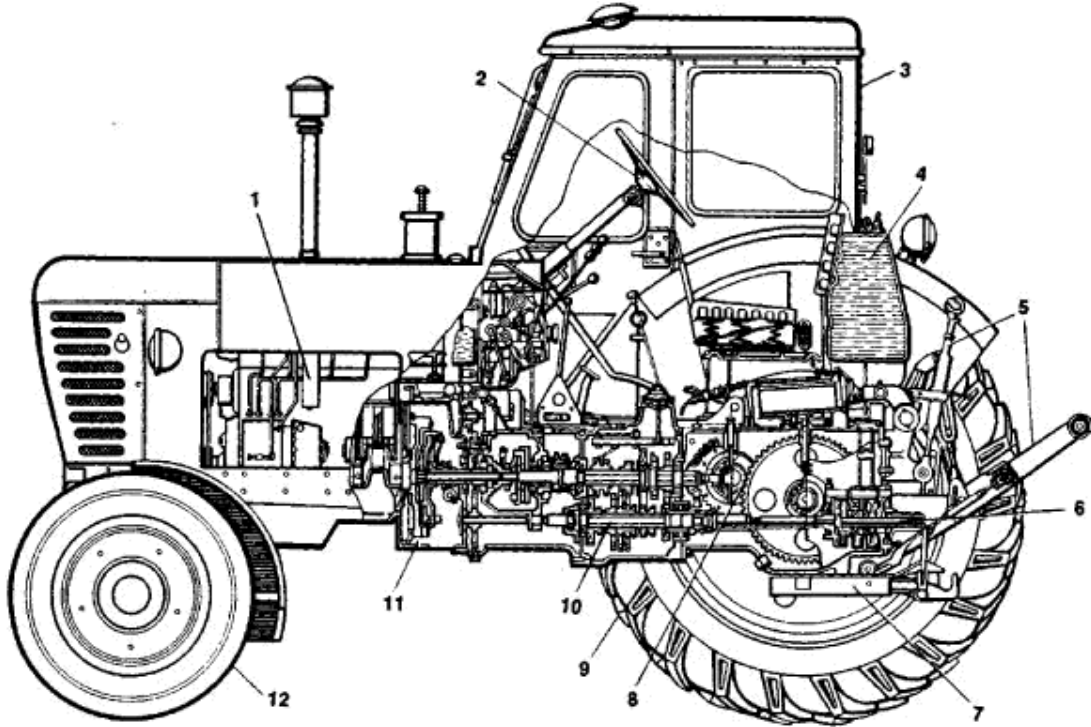
sistemlerinden oluşabilir.

Şekil 2.1 ve Şekil 2.2' de temel ve gelişen teknolojiyle üretilmiş güç aktarma sistemleri gösterilmiştir. Traktör güç aktarma sisteminin temel görevi sıralanmıştır:

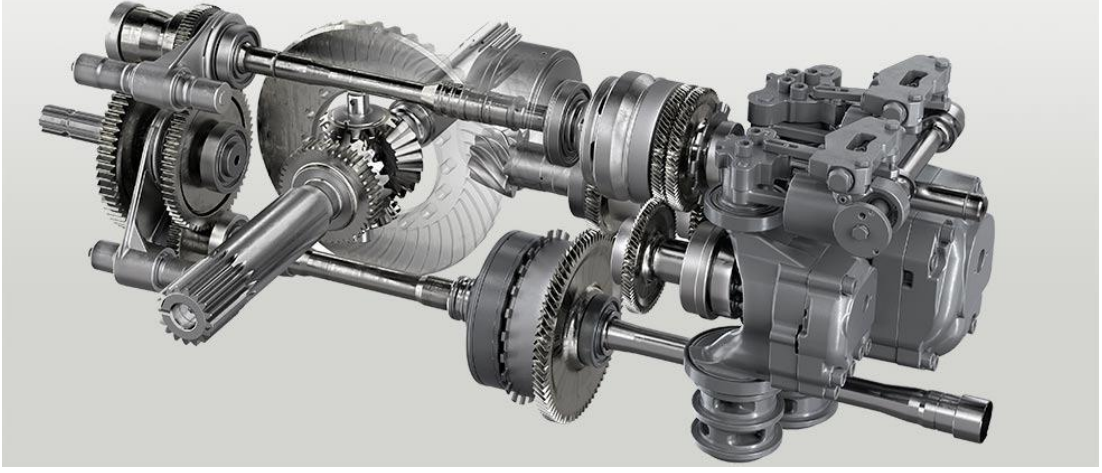
- Motor ile tekerlekler arasındaki bağlantıyı gerektiğinde kesebilmesi
- Motor gücünü ve momentini tekerleklere düzgün, darbesiz, sessiz aktarmak
- Motor devir sayısını ve döndürme momentini tahrik tekerleğinde yapılması düşünülen işin gerektiği devir sayısı ve momente kademeli olarak dönüştürmek

- Kavrama vasıtasıyla ve uygun bir çevrim oranı (transmisyon oranı) seçmekle traktör ilerleme hızını kontrol altında tutabilmek
- Motorun hareketini 90° veya uygun bir açıyla tekerleklere iletebilmesi
- Traktöre gerektiğinde geri hareketini sağlanması
- Traktöre bağlanan ekipmanlara gerekli gücü sağlamak

Güç aktarma mekanizmalarının bu işlevleri yerine getirebilmesi için artan oranda elektronik ve elektro-hidrolik mekanizmalar sisteme eklenmektedir. Traktörün çok geniş kullanım alanına sahip olması nedeni ile güç aktarma sisteminden hız kademelendirilmesi, kuyruk mili tahriki, emniyet ve onarım açısından bir dizi istekleri yerine getirmesi beklenir.



Şekil 2.1: Traktör güç aktarma organları temel şeması [1].

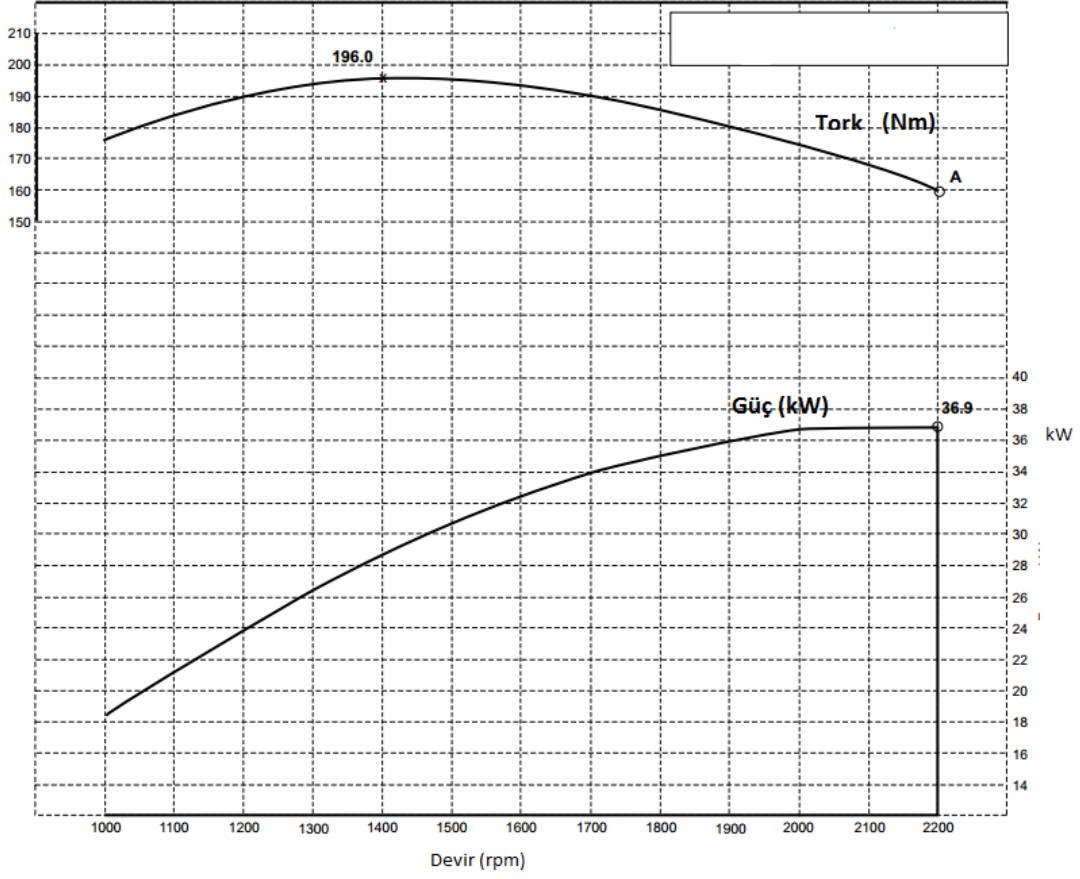


Şekil 2.2: FENDT 300 gelişmiş güç aktarma sistemleri [1].

## 2.2 Motor ile Vites Kutusu Arasındaki İlişkiler

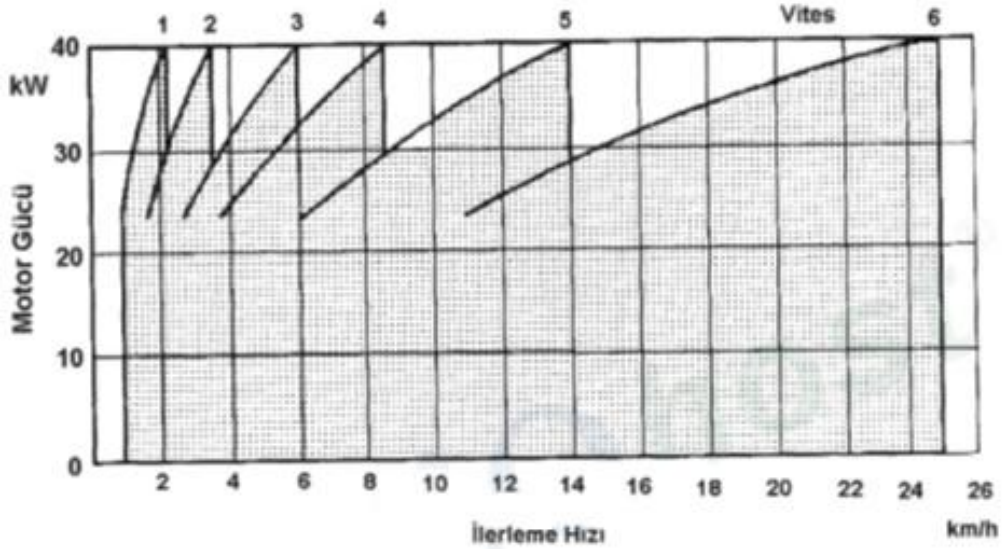
Traktörler tarımsal işlerde çalışırken değişik motor güçlerine ihtiyaç duyarlar ve değişken güç üretirler. Traktörün ürettiği tork ve gücün motorun ürettiği devir sayısı arasında bağlantı vardır. Bu bağlantı bir diyagram eğrileri ile saptanmıştır. Diyagramlar vasıtasıyla motorun hangi devir bandında maksimum tork ve gücün ürettiği tespit edilir ve o devir aralığında traktör kullanılarak minimum yakıt tüketimi ve maksimum verim sağlanır.





**Şekil 2.3:** PERKINS 1103D-33 kodlu motorun karakteristik diyagramı [2].

Şekil 2.3'te Perkins 1103D-33 kodlu motorun motor karakteristik diyagramında devir, güç, tork ilişkisi bakımından incelendiğinde maksimum tork 1400 d/dk elde edilmektedir ve bu devirden sonra motorun ürettiği torkta azalma görülmektedir. Diyagram devir – güç ilişkisi bakımından incelendiğinde devir arttıkça daha çok güç alınabildiği ve maksimum gücü 2200 d/dk da oluştuğu görülmektedir.



**Şekil 2.4:** 6 Vitesli bir dişli kutusunda ilerleme hızına göre güç eğrileri [3].

Diyagramların değişiminden görüleceği üzere her viteste ulaşılan maksimum güç bu vitesin son hız değerinde elde edilebilmektedir. Sürücü traktörü düz yolda herhangi bir römork çekmezken 5.viteste örneğin 14 km/h'lik hıza vites değiştirmeye lüzum kalmaksızın hızlanabilir. Traktör kendinden ağır bir römork çektiği zaman traktör 5.viteste ürettiği güçle makul olan bir sürede 14 km/h hıza çıkaramaz. Şekil 2.4' de testere dişi şeklindeki eğrilerde boşluklar göze çarpmaktadır. Taranmamış kısımlar güç yetersizliği olan bölgelerdir. Bu bölgelerde düşük devir sayısı nedeniyle motor tam gücünü verememektedir. Bu alana girmek, traktörü verimsiz alandan kurtarmak için vites sayısı arttırmak bu bölgeleri küçültüp azaltacaktır. Güncel traktörlerde 4...6 kademeli ana vites kutusu yanında 2...4 kademeli takviye vites kutusunun da bulunmasıyla bu verimsiz alanlardan uzak durulması sağlanmıştır.

### 2.3 Kavramalar

Kavramalar motor ve vites kutusu arasında çözülebilen bir bağlantı sağlamaktadır. Traktör motorları çalışma prensiplerinden dolayı, hareket edebilmesi için belli bir devire ulaşması ve güç üretmesi gerekir. Bu devir sayısına ulaşıncaya kadar motor ile vites kutusu iletiminin kesilmesi gerekir. Bu nedenle motorla hız kutusu arasında çözülebilen bir bağlantının bulunması gerekmektedir. Kavramanın aktarma organlarına güç girişi sağlaması yanında traktöre farklı ilerleme hızlarının kazandırılmasında da görevi vardır. Ayrıca kavrama tahrik tekerleklerinin darbeleri

çalışmalara maruz kalması halinde motor ve aktarma organları arasında bir emniyet elemanı olarak da görev yapar.

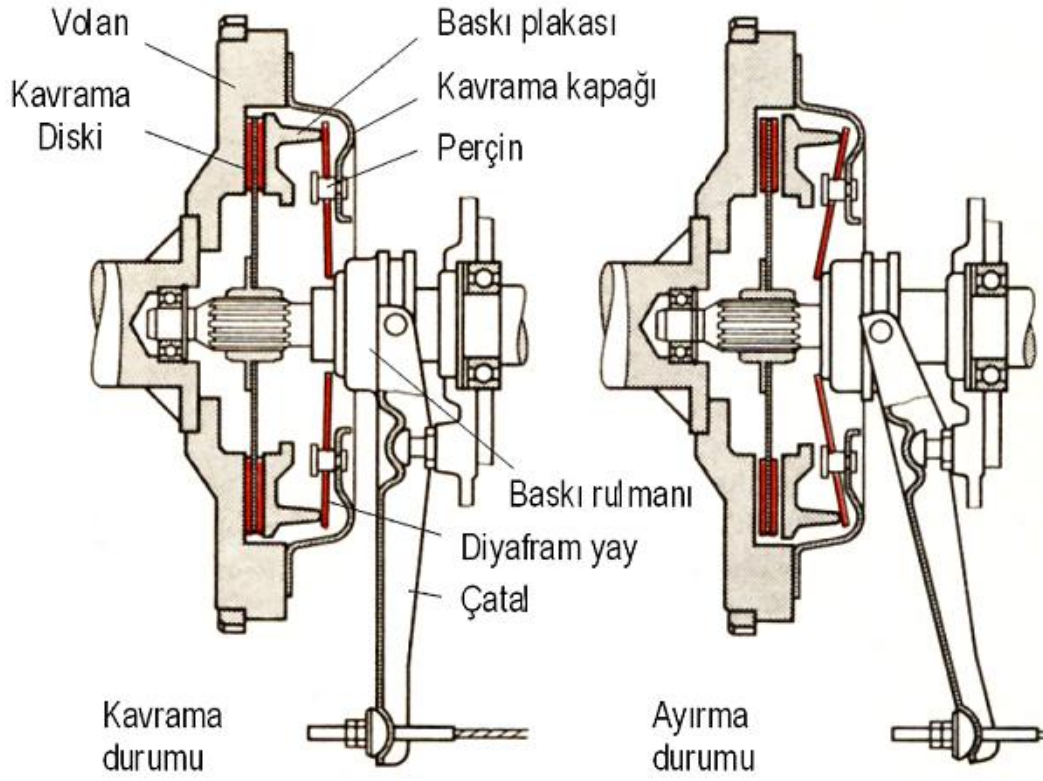
Traktörlerde mekanik veya hidrolik kavramalar kullanılmaktadır.

### **2.3.1 Mekanik Kavramalar**

Mekanik kavramalar, dönme momentinin sürtünme kuvveti vasıtasıyla iletiildiği kavrama tipleridir. Bu kavrama tipinde iki metal yüzey arasında sürtünmeyi artırmak için balata malzemesi konulmuş diskin, karşı diski sıkıştırarak moment iletir. Mekanik kavramaların zamanla gelişiminde konik kavramalar, çok plakalı metal kavramalar, tek veya çok diskli balatalı kavramalar seviyelerine gelinmiştir. Konik ve metal kavramalar iki metal yüzeyin birbiriyle çalışmasından malzeme aşınması fazla ve moment iletimi az olduğundan tercih edilen kavrama modelleri değildirler. Günümüz traktörlerinde tek diskli ve çok diskli kavramalar kullanılmaktadır, Metal yüzeylerine balata malzemesi çakılmış kavramaların birisi motor volanının, diğeri de baskı balatasının iç yüzeyidir.

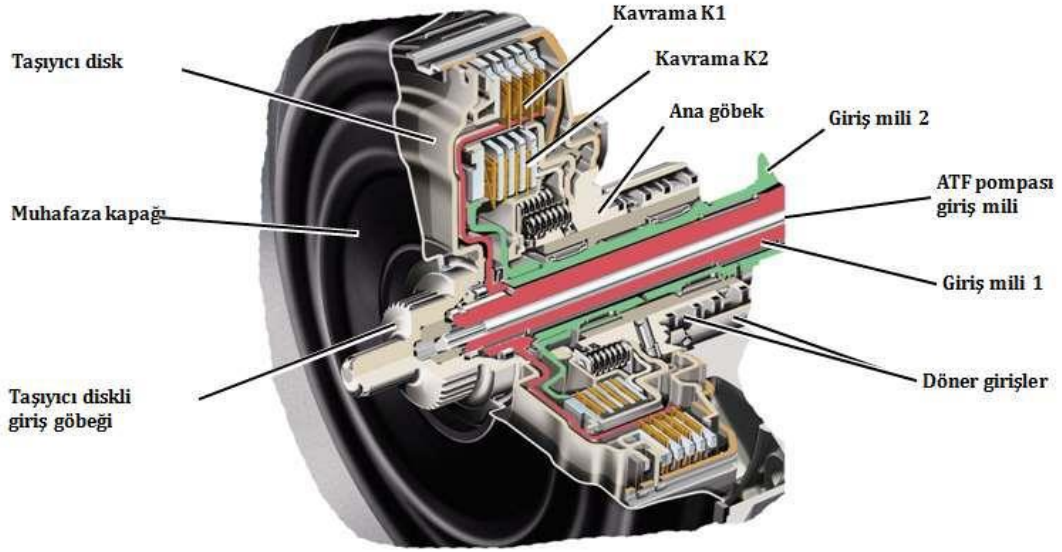
Volan ve baskı diski birbirine sökülebilen elemanlar ile bağlanarak rijit bir şekilde birlikte dönmektedir. Motor krank milindeki döndürme momenti volan, disk ve kamalı mil üzerinden hız kutusuna aktarılmaktadır. Çözücü eleman gerektiğinde sürtünme diskini motor volanından ayırmakta ve böylece güç aktarımı kesilmektedir. Baskı balataları genellikle kır döküm veya temper dökümden veya çelik malzemeden imal edilirler.

Şekil 2.5' te tek diskli kuru tip bir kavrama parçalarıyla incelenmiştir.



**Şekil 2.5:** Tek diskli kuru tip kavrama ve parçaları [1].

Tek diskli kavramaların taşıyacağı dönme momenti, disk sayısı ve çapı ile doğru orantılı artmaktadır. Disk çapını artırmak traktörün tasarımında ve kavrama anındaki çevre hızı sınırlayıcı bir etkidir. Büyük traktörlerde yüksek dönme momentleri iletilmek zorundadır, bu durumlarda tek diskli kavramalar yetersiz kalmış ve çok diskli (lamelli) kavramalar tasarlanmıştır. Şekil 2.6' da çok diskli kavramanın bölümleri incelenmiştir.



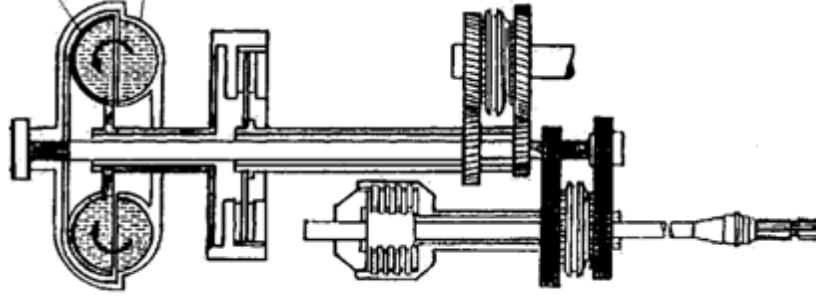
**Şekil 2.6:** Çok diskli (lamelli) kavrama bölümleri [1].

Çok diskli kavramaların diğer bir kullanım yeri, traktörlerde kuyruk mili değişik yerlerden değişik şekillerde hareket alabilir. Kuyruk mili hareketini doğrudan motordan aldığı durumda, motorun ana kavramasına ikinci bir disk yerleştirilerek, buradan kuyruk miline hareket alınabilir. Sürücü her iki diski aynı pedalla çalıştırabilir. Pedala yarıya kadar basıldığında yürüme organlarının hareketi kesilmekte, sonuna kadar basıldığında da kuyruk milinin hareket iletimi kesilir.

### 2.3.2 Hidrolik Kavramalar

Hidrolik kavramalar, hidrodinamik ve hidrostatik yapıda değişik şekillerde uygulanmaktadır. Traktörlerde motoru ve tahrik organlarını titreşimlerden, darbelerden ve aşırı yüklenmelerden korumak amacı ile bağımsız olarak veya mekanik kavrama ile birlikte hidrodinamik kavramalar kullanılmaktadır. Bu kavramada kapalı bir halka oluşturabilen iki adet fan vardır. Fanlardan birisi motor ana miline diğeri de vites kutusu giriş miline bağlıdır. Motor miline bağlı olana pompa, vites kutusuna bağlı olana türbin denilmektedir. Motordan aldığı hareketle dönmeye başlayan fan çarkları bir pompa gibi davranır, Pompanın dönmesiyle içindeki sıvı merkezkaç kuvveti etkisiyle dışa doğru itilmekte ve buradan türbin kısmına geçmektedir. Türbin kısmında kinetik enerjisini türbin çarkına veren akışkan içeriye doğru kaymakta ve buradan tekrar pompa kısmına geçmektedir. Enerji iletimi





**Şekil 2.8:** Hidrodinamik ve mekanik kavrama birlikte kullanılması [3].

## 2.4 Vites Kutuları

Tarımda kullanılan modern traktörler çok geniş hız skalasında çalışmaktadır. Tarlada 0,3 km/h ile pulluk çekerken, 2 saat sonra tarlada işi bittikten sonra 30 km/h hızla asfaltta römork çekebilmek için tasarlanırlar. Hız gereksinimlerinden anlaşılacağı gibi ilk ve son hız arasında neredeyse 100 kat bir fark vardır. Bu geniş hız aralığına traktörler ancak çok sayıda vites kademesiyle ulaşabilir ve traktörün motorunun ölü devir noktalarına girmesi engellenir. (Şekil 2.4)

Tarımsal işlerde kullanılan hızları aşağıdaki gibi sıralandırabiliriz:

- 3km/h altında yapılan, ekim, çapalama, fideleme işleri.
- 3 – 12 km/h arasında yapılan yavaş ve orta hız gerektiren, ekim, bakım, hasat makinalarını işleri gibi arazide yapılan çoğu iş bu gruba girer.
- 12 km/h üzerinde gerçekleştirilen taşıma ve çok hafif arazi işleri.

Motorda üretilen moment kavramada hiç değişikliğe uğramadan vites kutusuna iletilir ve burada devir sayısı ve dönme momenti ihtiyaca göre değiştirilir. Genellikle vites kutuları aşağıdaki gibi sıralanır:

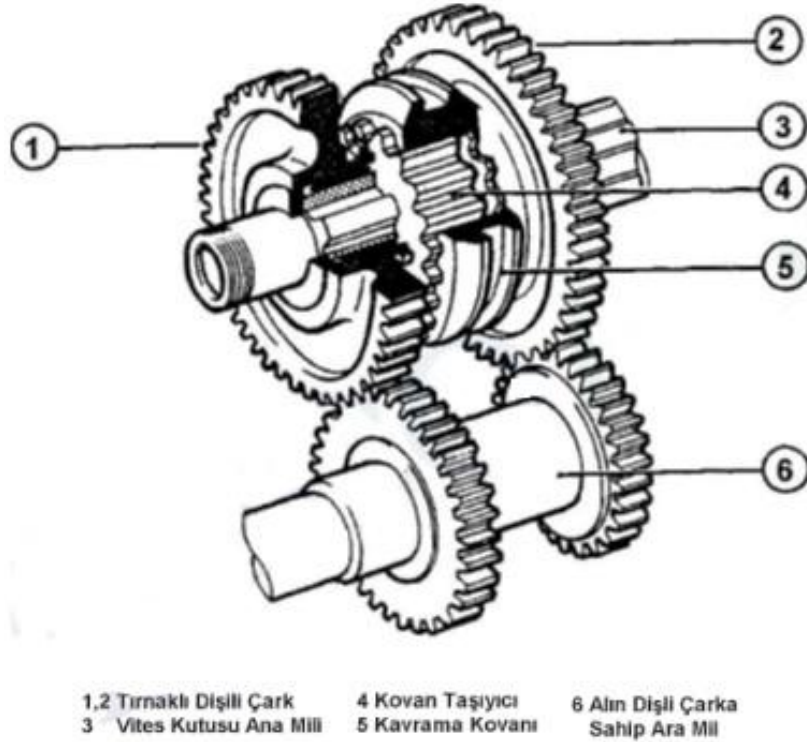
## 2.4.1 Kademeli Vites Kutuları

### 2.4.1.1 Kayar Temaslı Vites Kutuları

Vites kutusu içindeki dişliler birbiriyle sürekli temas halinde değildir. Gerekli vites geçilmek istenildiği zaman vites kolları vasıtasıyla miller üzerindeki dişliler kaydırılarak birbirleriyle çalışır duruma getirilir.

### 2.4.1.2 Tırnak Kavramalı Vites Kutuları

Tırnak kavramalı vites kutuları, kayar temaslı vites kutularının aksine bütün dişliler birbiriyle temas halindedir. Tırnak şekilli dişli ile donatılmış bulunan vites dişlileri transmisyon mili üzerinde serbest dönebilecek şekilde dizilmiştir. Arzu edilen vites dişlisinin devreye sokulması için mile kamalı olan kavrama kovanının yana sürülmesi yeterlidir.

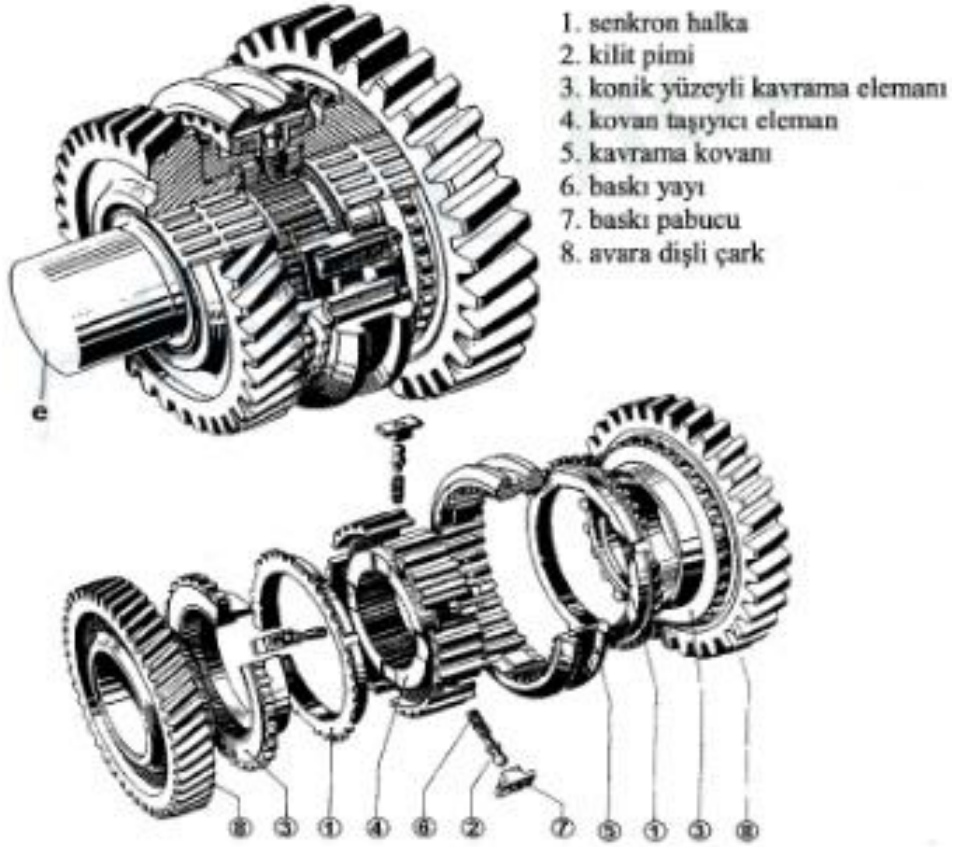


Şekil 2.9: Tırnak kavramalı vites kutusu [3].



### 2.4.1.3 Senkromeçli Vites Kutuları

Kayar temaslı hız kutusunda vites değiştirme esnasında dişlilere zarar gelmemesi ve daimi temaslı dişli kutularında kavrama kovanının kolaylıkla Şekil bağlantısına geçmesi için senkromeç yapı denilen özel bir mekanizma tasarlanmıştır. Birbirine bağlanacak her iki dişli çarkın yaklaşık eşit hıza sahip olması gerekmektedir. Eğer birbirini kavrayacak dişliler farklı hızla dñnyyorlarsa, vites değiştirmede dişli çifti zarar görebilir. Senkromeçlerin görevi, iki dişli arasında bir Şekil bağlantısı kurmadan önce kuvvet bağlantısı kurmak ve dişli çiftinin hızlarını eşit olmasını sağlamak ve bunun arkasından bağlantıyı gerçekteştirmektir.



Şekil 2.10: Senkromeç tertibatlı vites kutusu ve parçaları [3].

Senkromeç sisteminin faydalı yönleri,

- Ara parçalarda çapın küçük olması nedeniyle çevre hızının düşük olması vites değiştirmeyi kolaylaştırır.
- Kavrama ve ayırmada aşınmalar olmadığından dişliler daha dar yapılabilmektedir ve dişlilerin kullanım süreleri uzamıştır.
- Gürültüsüz çalışan ve yerden tasarruf sağlayan eğik veya helisel dişliler sistemde kullanılabilir.

Sistemin bazı noktalarda dezavantajları vardır.

- Tüm eş dişliler sürekli kavradığı için, tesir etkisi daha azdır.
- Parça sayısı diğer vites kutusu sistemlerine göre fazladır bu da maliyeti etkiler.

#### **2.4.2 Yük Altında Devreye Giren Vites Kutuları**

Güç iletimine ara vermeden ve motor devir sayısını değiştirmeden, hareket hızını düzenlemeyi mümkün kılan vites kutusunun traktöre yerleştirilmesi sonucu, iş emniyeti, alet ve makinelerin uygun hızda çalışmaları, motor gücünden tam ve ekonomik olarak yararlanılması sağlanmıştır. Son yıllarda daha da geliştirilen yük altında devreye giren hız kutuları sayesinde traktörü durdurmadan ilerleme hareketini ters yöne çevirmek mümkün olmaktadır. Bir çevrim oranından diğerine atlamak, yani bir vitesten diğerine güç iletimini kesmeden geçmek mümkündür. Hâlbuki bilindiği gibi normal vites kutularında hız değiştirmek için güç akımını durdurmak, yani kavrama ile motordan genel hareketi kesmek ve ancak ondan sonra istenilen vitesi seçmek gerekir. Bu uygulamalar yüksek hızlarda kesintisiz yapılabilmektedir, ancak traktörlerde yavaş hızlarda çalıştığı ve kavrama etkinleştiği zaman traktör durduğu için, tarlada iş verimini olumsuz etkiler ve sürücüyü gereğinden fazla yorar. Taşıma

işleri sırasında, iniş ve çıkışlarda vites değiştirmek aracın kontrolünü kaybetmemize yol açabilir. Bu durumda iş sahasında verim kaybına neden olmaktadır.

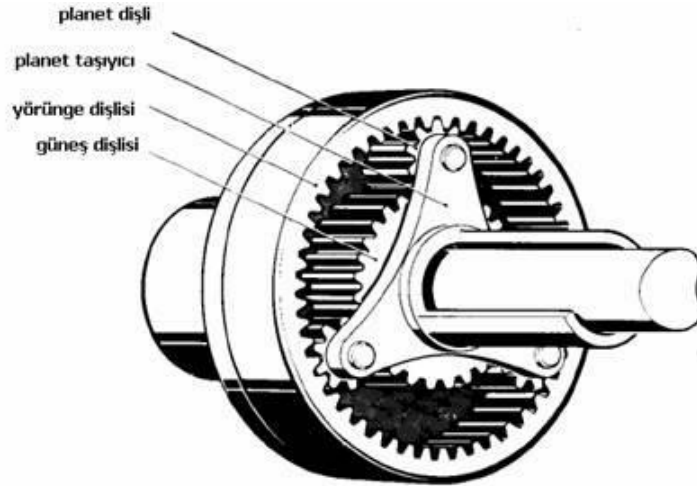
Yük altında devreye giren vites sistemi üç elemandan oluşur,

1.Planet (Güneş) dişli sistemi

2.Kavrama elemanları

3.Frenleme sistemi

Planet, diğer adıyla gezegen dişli sistemi, gezegenler gibi hem kendi etraflarında hemde güneşin etrafında bir yörüngede dönerler. Planet dişli sisteminde Şekil 2.11' de halka dişlisi tam ortaya yerleştirilmiş güneş dişlisi, 3 veya 4 adet planet (uydu) dişlisi ve planetlerin bağlandığı kovandan oluşur. İmalatlarının gittikçe kolaylaşmasından ötürü, planet dişli sistemi makina sanayisinde daha çok kullanılmaya başlanmıştır. Büyük momentlerin ve güçlerin ve yüksek çevirme oranlarının gerçekleştiği sistemlerde kullanılır.



Şekil 2.11: Basit planet mekanizması [1].

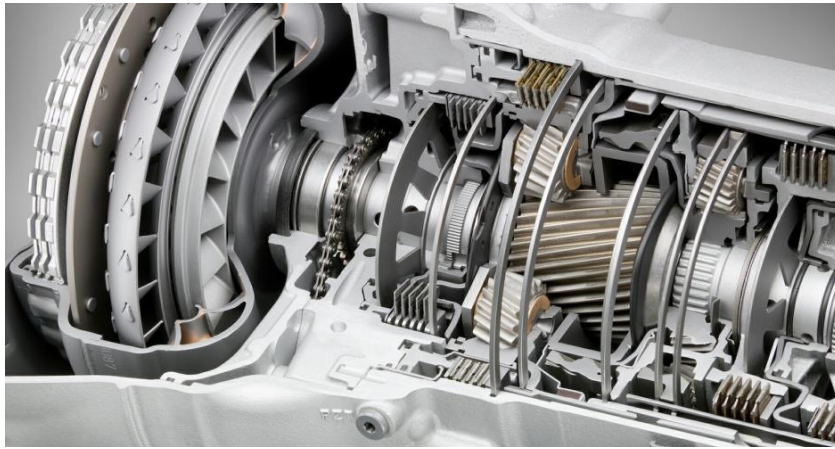
Planet dişli sistemi avantajları,

- Ağırlıkları ve boyutları normal mekanizmalara göre küçüktür.

- Normalde tahrik mili ile çıkış mili aynı eksen üzerindedir. İstenilirse eksenler kaydırılabilir.
- Genelde birden fazla planet olduğundan ve iletilen kuvvet için aynı anda çalıştıklarından normal kademedeki dişlilere göre daha küçük modüllüdürler.
- Planet sistemlerinin verimleri, normal dişli sistemlerinden daha yüksektir. Fakat çok büyük çevirim oranlarında verim düşer.
- Güç, moment veya hareket bir kaç yöne dağıtılabilir.

Planet sistemlerinin yapısal bazı dezavantajları bulunmaktadır,

- Yüksek hızlarda merkezkaç kuvvetinden doğan kuvvetler oluşur ve yataklama ve ısınma sorunları oluşur. [1]

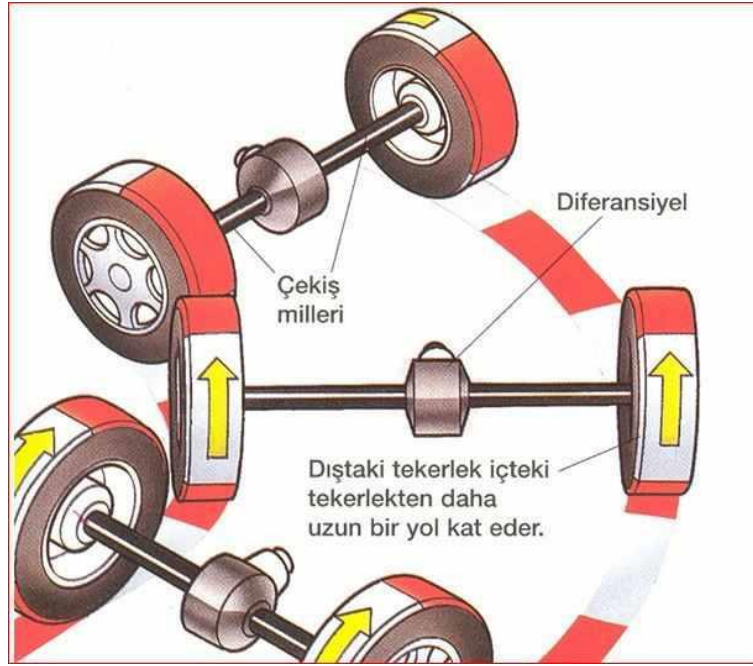


**Şekil 2.12:** Planet dişli sistemli vites kutusu [1].

## 2.5 Diferansiyel

Taşıtlarda kullanılan diferansiyelin iki temel görevi vardır. Vites kutusundan gelen döndürme momentinin değerini ayna- mahruti dişli oranı kadar artırarak, moment eksenini, aksların eksenine ayna ve mahruti dişlileri vasıtasıyla 90° değiştirerek iletilmesidir. Bu nedenle diferansiyele güç dağıtma mekanizması da denilir.

Traktör viraj alırken, tahrik tekerleklerin dönme yarıçapları farklı olduğundan, dıştaki tekerlek içtekinе göre daha uzun yol kat eder (Şekil 2.14). Bu nedenle eğer bu fark patinajla giderilmek istenilmiyorsa, virajlarda tekerlekleri birbirinden farklı devir sayılarıyla döndüren bir sisteme ihtiyaç vardır. Bu görevi taşıtlarda diferansiyel yapmaktadır.

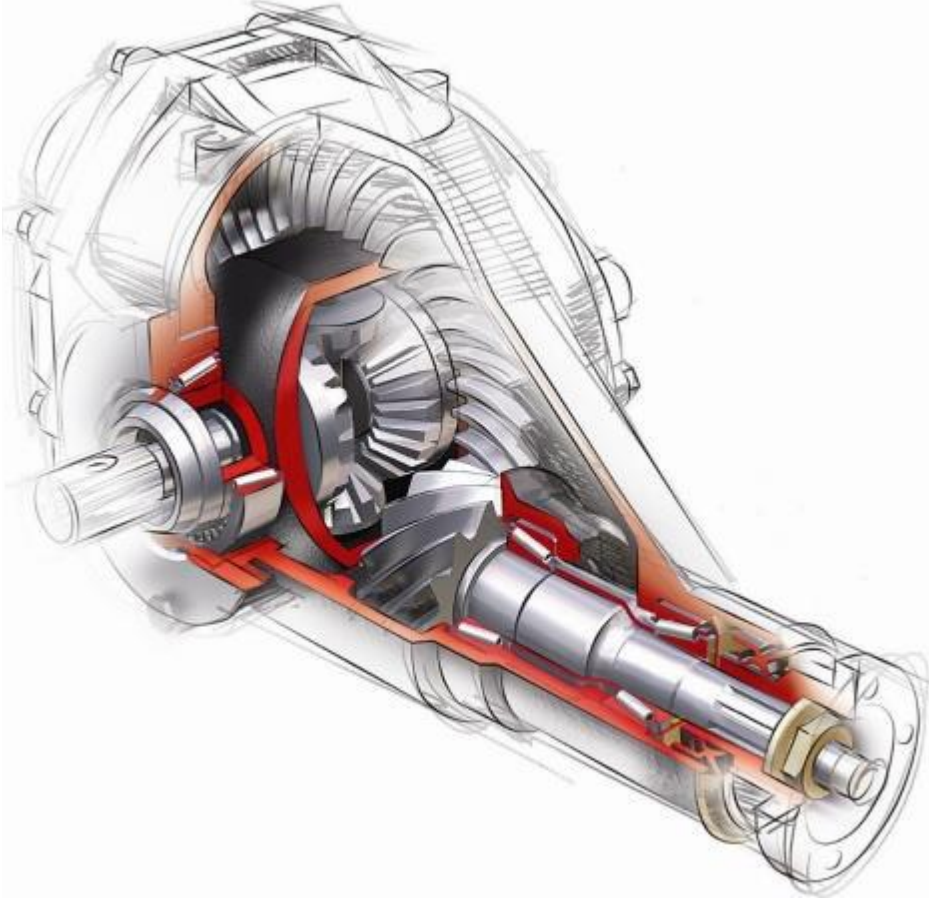


Şekil 2.13: Taşıtların virajda aldığı yol [1].

Şekil 2.15 'de diferansiyelin yapısı gösterilmiş ve birbirini kavrayan ayna-mahruti dişli çifti sayesinde hem hız redüksiyonu sağlanmakta hem de şaft doğrultusunda 90° lik bir eksen yönü değişimi sağlanmaktadır. Ayna, dişli mahruti dişliye nazaran daha büyüktür ve diferansiyel gövdesine bağlanmıştır. Diferansiyel gövdesi, diferansiyel kutusuna rulmanlı yataklarla yataklanmıştır. Aks ve istavroz dişlileri diferansiyel gövdesi üzerine yataklarıdır.

Diferansiyelin çalışmasında iki durum söz konusudur. Her iki tahrik tekerleğin aksına gelen kuvvetler eşit olursa, ayna ile mahrutiye iletilen devir sayısı eşit şekilde aks dişlilerine iletilir ve istavroz dişlileri kendi ekseninde dönmezler. Tekerleklerden gelen kuvvetler eşit olmadığında, daha kolay dönebilen diğer aks

dişlisi istavroz dişlinin de dönmesiyle daha hızlı dönmeye başlayacaktır. Diferansiyel böylece lastiklerin daha az aşınmasını ve traktörün savrulmamasını sağlar.



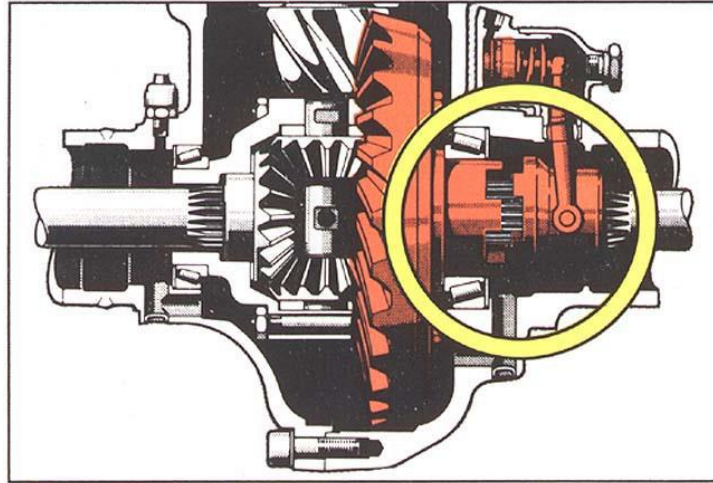
**Şekil 2.14:** Diferansiyelin yapısı [1].

Taşıtlarda tahrik tekerleğin biri patinaja düştüğü zaman, tekerleklerden birisi zemine iyi tutunduğu ve diğerinin de tutunamadığı için taşıtta ilerleme hareketi meydana gelmez. Bu duruma düşmemek için taşıtlarda iki yöntem uygulanır. Traktörün sağ ve sol tekerleklerine ayrı frenleme düzeni koymak ve hangi tekerlek patinaj durumuna girdiyse o tekerleğin frenini aktif ederek ilerleme hareketini sağlamak.

Diğer yöntem, diferansiyel kilidi kullanmaktır. Diferansiyel kilidinin görevi, diferansiyeli kilitleyerek, yani diferansiyel özelliğini etkisiz kılarak, tekerleklere eşit güç dağıtımını sağlamaktır. Bu suretle bir tekerlek patinaj yaptığı takdirde diferansiyelin kilitlemesiyle çeki kaybı önlenmektedir.

Üç tip diferansiyel kilidi vardır:

- Otomatik diferansiyel kilidinde, bir frenleme düzeni yer almaktadır. Aks konik dişlilerinin sağ ve soluna yerleştirilmiş bulunan lamelli frenler, aks konik dişlileri ve diferansiyel gövdesi arasındaki bağımlı harekete karşın aktarılan momente bağımlı olarak bir fren etkisi gösterir. Bu frenleme momenti kilitleme etkisi meydana getirir ve tutunması iyi olan tekerlek tarafındaki momenti artırır.
- Hidrolik diferansiyel kilidinde, diferansiyel kilidini aktif etmek için hidrolik yağ basıncından yararlanır. Basıncı yağ pistonu lamelli kavramaya karşı bastırır. Lameller ayna dişli yivleri ile karşılaşınca ayna dişli kilitletlenirken gövde de çevreden bastırılmak sureti ile pinyon dişliler kilitlenmekte ve diferansiyel etkisi ortadan kalkmaktadır.
- Mekanik diferansiyel kilidi diğerlerine nazaran daha basit yapıdadır. Kilit kolu hareket ettirince çatal döner ve manşonu iter. Bu suretle diferansiyel gövdesinin yivli kısmı manşonun yivli kısmını kavrar. Manşon aks yivli kısmında kaldığı sürece, hem aks hem de gövde bir ünite olarak birlikte dönerler.



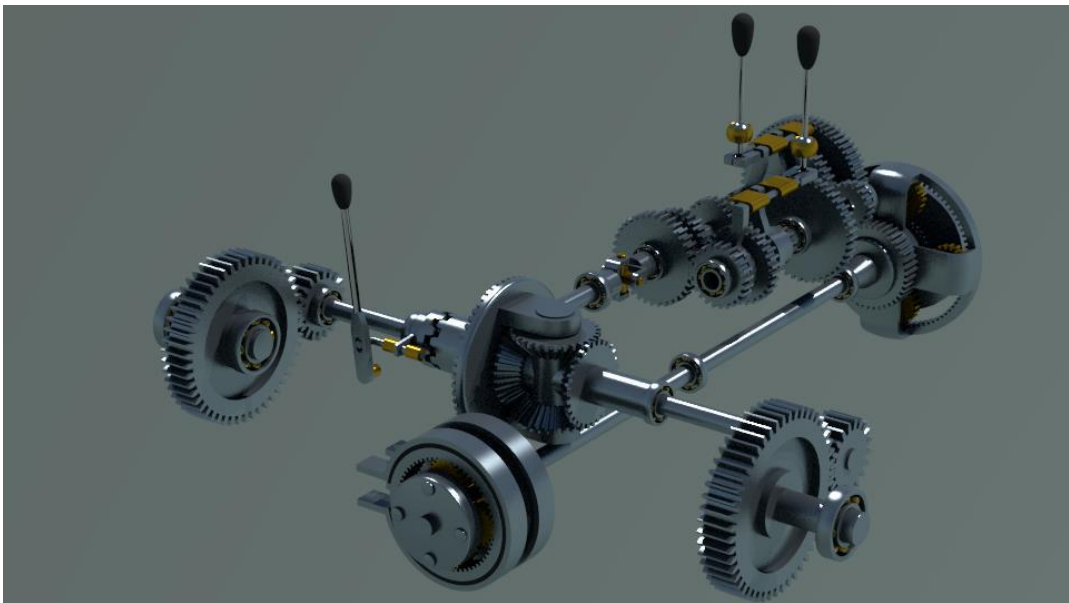
**Şekil 2.15:** Kilitli diferansiyel mekanizması [1].

Otomatik olarak devreye gürmeyen mekanik veya hidrolik diferansiyel kilitlerde dikkat edilmesi gereken husus, sistem devrede iken yüksek hızlarda

virajlara girilmemelidir. Eğer viraja hızlı girilirse, taşıt viraj dışına doğru devrilebilir ve diferansiyelin parçaları kırılabilir [1].

## 2.6 Son Redüksiyon Dişli Mekanizması

Traktörlerde istenilen hıza ve momente ulaşmak için son aktarmanın yapılan kısmıdır. Görevi hızda son bir redüksiyon sağlayarak momenti bir kez daha arttırmaktır. Son redüksiyon hız kutusu da denilen bu dişli mekanizma, diferansiyelden sonra tahrik katarındaki yerini alır ve bu mekanizma sayesinde oldukça büyük çevrim oranlarına ulaşmak mümkündür. Son redüksiyon mekanizması iki kademeli alın dişlileri veya planet dişli mekanizmasıdır. Son yıllarda üretilen traktörlerde kullanılan planet dişli mekanizmasıdır. Diferansiyelden gelen hareket planet dişli mekanizmasının güneş dişlisine gelir. Güneş dişli aks milinin bir parçasıdır ve onunla birlikte döner. Güneş dişli planet dişlilerle temas halindedir. Planet dişliler ise planet dişli taşıyıcıya monte edilmiştir. Güneş dişli dönünce planet dişlileri içten dişli olan ve hareketsiz duran çember dişli üzerinde yuvarlanmaya zorlar. Planet dişli taşıyıcı bu durumda güneş dişli ile aynı yönde olmak üzere dönmeye zorlanır ve böylece motor gücü tahrik tekerleklerine aktarılmış olur. Aktarma organlarında en büyük redüksiyon bu grupta yapılmaktadır. Ayrıca traktörün frenleme sistemide son redüksiyon grubundan önce uygulanır. Bunun sebebi, frenlemeyi en büyük momentin oluşmasından önce uygulamak içindir.



**Şekil 2.16:** İki kademe alın dişli son redüksiyon mekanizması [1].



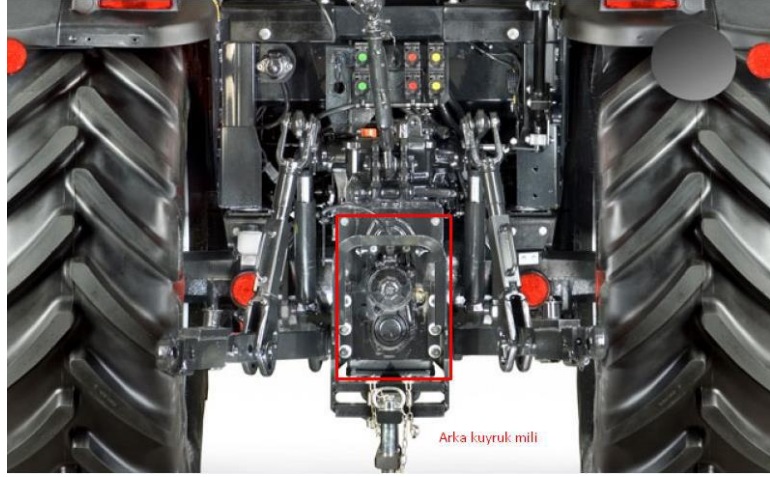


**Şekil 2.17:** John Deere planet mekanizmalı son redüksiyon [1].

## **2.7 Kuyruk Mili (PTO)**

Tarım ekipmanlarının, traktörle arasında güç iletimini sağlayan organdır. Güç iletiminde patinaj gibi kayıplar olmadığından yüksek bir tesir derecesi vardır. Kuyruk milleri traktörün genellikle arka kısmın ortasından çıkar, ayrıca ön ve yan tarafa da çıkış milleri konabilir. Kuyruk milinin devir sayısı, tipi standartlaşmıştır. 540d/dk ve 1000d/dk olarak iki kademe belirlenmiştir.

Kuyruk mili, hareketini motordan veya aktarma organlarından alabilir. Hareketin alındığı yere göre kuyruk millerini dört sınıfta incelenebilir.



Şekil 2.18: Arka kuyruk mili (PTO) [1].



Şekil 2.19: Ön kuyruk mili [1].

### 2.7.1 Motor Kuyruk Mili

Motor kuyruk mili, traktör durdurulduğunda ya da motor ile aktarma organların ilişkisi kesildiğinde, tarım ekipmanının çalışmaya devam etmesi sağlanmaktadır. Bu sistemde kavramada iki ayrı disk vardır. İlk disk kavrama organlarını diğeri de kuyruk milini kontrol eder. Debriyaj pedalına orta konumuna

kadar basıldığında aktarma organlarının, sonuna kadar basıldığında ise kuyruk milinin hareketi kesilmiş olur.

### **2.7.2 Vites Kuyruk Mili**

Trakörlerde genel olarak kullanılan bu tip, hareketini vites grubu milinden almaktadır. Traktörün harekete başlamasıyla kuyruk milini de harekete başlar ve kuyruk miline bağlı ekipmanlarda çalışmaya başlar. Bu tip kuyruk millerinde, traktör ilk hareketini gerçekleştirirken, tarım ekipmanının ataletini ve aktarma organlarının ataletlerini sağlamak zorundadır. Traktör tarlada çalışırken ekipmanda herhangi bir tıkanma meydana geldiğinde durdurulup, tıkanıklık giderildikten sonra tekrar kavrama devreye alıp kuyruk mili harekete geçirilmelidir. Bu durum tarlada çalışırken zaman kaybına da neden olur, ayrıca verim kaybına da yol açar.

### **2.7.3 Yol Kuyruk Mili**

Kuyruk mili, hareketini vites kutusunun çıkışından alır, bundan dolayı vites çıkışındaki milin devir sayısı arttıkça, kuyruk milinin devir sayısı da artar ve traktör hareket ettikçe kuyruk mili aktif olur. Hız değiştikçe, kuyruk milinin devir sayısı arttığı için yol kuyruk milleri, hareketini kuyruk milinden alan tahrik tekerlekli tarım arabaları, ekim makinaları, ilaç ve gübre makinalarıyla birlikte kullanılır. Bu kuyruk mili ile çalışmakla, yapılacak işlem traktörün hızına bağlı olarak değişmeyip sabit kaldığından, traktörün hızı tarlanın durumuna göre değiştirilebilir.

### **2.7.4 Serbest Kuyruk Mili**

Traktör çalışma bağımsızlığı için en ideali olan bu tip kuyruk milinde, ayrı bir kumanda kolu ve motor bölümünde ayrı bir kavrama vardır. Sistem ile yürüme organlarının hareketi birbirine bağlı olmadan kesilebilir veya çalıştırılabilir.

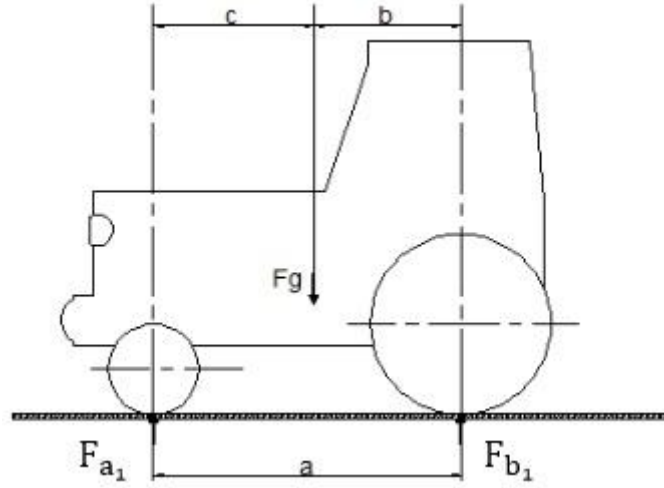
Traktörün aktarma organlarından olan ön aks (diferansiyel), traktör çalışma koşulları esnasında dinamik yüklere maruz kalacaktır. Bu yükleri hesap edebilmek için traktör mekaniğinde geçen denklemlere ihtiyaç duyulmaktadır.

### 3. TRAKTÖR MEKANIĞI

Traktör statik ve dinamik hallerinde oluşan direnç kuvvetlerini yenmek ve bunlardan faydalanmak için kuvvet oluşturur. Bu kuvvetler aşıldığı zaman hareket veya iş yapılmaya başlanır. Mekaniği oluşturan kuvvet ve momentleri bu bölümde incelenecek olup, traktörün iş yapabilme yeteneğinin nasıl iyileştirebileceği analiz edilecektir.

#### 3.1 Traktör Aks Yükleri

Traktörün serbest cisim diyagramı çizilirse  $F_{a_1}$  ve  $F_{b_1}$  statik aks yükleri  $F_g$  traktör ağırlığı ile denge halinde bulunur (Şekil 3.1). Bu nedenle bu yüklere statik aks yükleri adı verilir. Buna karşın çeki geliştiren bir traktörde  $F_{a_2}$  ve  $F_{b_2}$  dinamik aks yükleri söz konusudur. Aks yüklerindeki bu değişme çeki kuvvetinin bir manivela kolunda etki yapmasıdır.



Şekil 3.1: Traktör aks yükleri [1].

Statik traktör aks yükleri:

$$F_{a_1} = F_g \times (b \div a) \quad (3.1)$$

$$F_{b_1} = F_g \times (c \div a) \quad (3.2)$$

$$F_g = F_{a_1} + F_{b_1} \quad (3.3)$$

$F_{a_1}$  = Statik ön aks yükü

$F_{b_1}$  = Statik arka aks yükü

$F_g$  = Traktörün ağırlığı

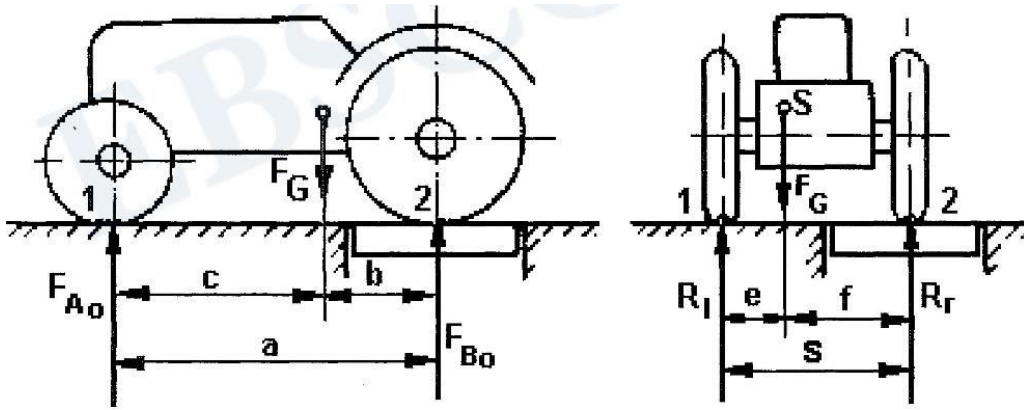
Eşitliğiyle bulunur.

Çeki geliştiren bir traktör göz önüne alınırsa (Şekil 3.1), traktöre etki eden kuvvetler  $F_a$ ,  $F_b$ ,  $F_{Ra}$  ve  $F_t$  dir. Tekerleklerle ayrıca traktörün arkasında bulunan iş makinasından da bir  $F_z$  çeki kuvvetinin etkisinin aktarıldığı (yük transferi) unutulmamalıdır.

### 3.2 Traktör Ağırlık Merkezi

Tarım traktörleri çalışma ortamları yönünden çok değişik koşullarla çalışmaktadır. Traktörün gerek durağan gerekse hareket halinde stabilitesi, etki eden kuvvetlere bağlıdır. Meyilli arazide özellikle, büyük çeki kuvveti isteyen ekipmanlarla çalışırken ortaya çıkan geriye şahlanma ve yan tarafa devrilme sorunlarını çözebilmeye ağırlık merkezinin yeri önemli olmaktadır. Traktör ağırlık kuvvetinin etki noktası traktörün ağırlık merkezidir. Burada ağırlık kuvvetinin ve ivme kuvvetinin büyük önemi vardır. Bu iki kuvvetin bileşkesi cisim için karakteristik olan ve ağırlık merkezi olarak bilinen bir noktaya etki ederler. Traktöre etki eden ve stabiliteyi (dengeyi) de etkileyen kuvvetlerin analizinde, ağırlık merkezinin yerinin bilinmesi çok önemlidir. Ağırlık merkezinin koordinatları bireysel yapı elemanlarının kütlelerine ve bunların hacimsel yerleşimlerine bağlıdır.

Traktör düz zeminde hareketsiz dururken ağırlık merkezinin arka akstan boyuna ve enine eksen doğrultusunda uzaklığı ile yerden yüksekliği deney-hesaplama yöntemi ile saptanabilir. Traktörün ön ve arka aks ağırlıkları bir tartı düzeninde tartılır. Ağırlık merkezinin akslardan uzaklıkları moment eşitliği yardımıyla hesaplanır (Şekil 3.2).



Şekil 3.2: Ağırlık merkezinin tayini için kantar kullanılması [3].

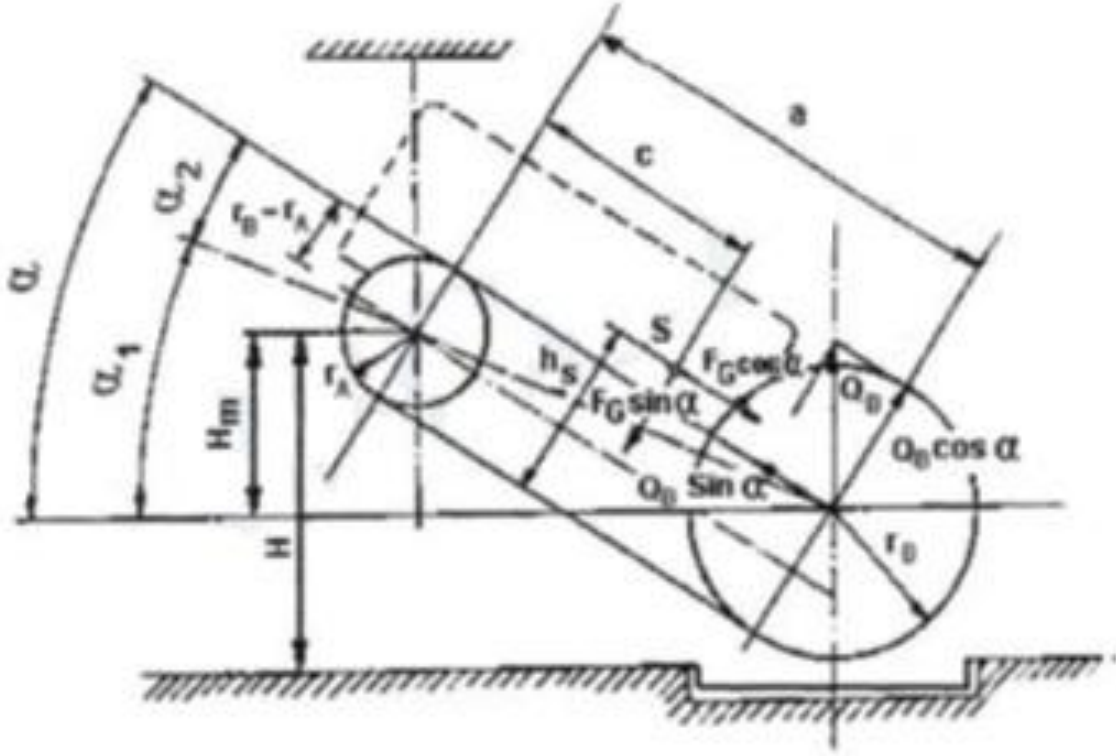
Ağırlık merkezinin boyuna eksenindeki yeri:

$$c = (F_A \times a) / F_G \quad (3.4)$$

Ağırlık merkezinin enine eksenindeki yeri:

$$f = (R_1 \times s) / F_G \quad (3.5)$$

Ağırlık merkezinin yerden yüksekliğinin ( $h_s$ ) belirlenmesi amacıyla arka aks tartı düzeni üzerinde iken ön aks belirli bir yükseklikte yukarıya kaldırılarak asılır.



Şekil 3.3: Arka aks tartı yöntemine göre ağırlık merkezi saptanması [3].

hs aşağıdaki formülle:

$$h_s = Q_b \left[ (a \cdot \cos \alpha + r_b - r_a \cdot \sin \alpha - \frac{F_G \cdot c \cdot \cos \alpha + r_a \cdot \sin \alpha}{F_G \cdot \sin \alpha}) \right] \quad (3.6)$$

bulunur.

### 3.3 Traktör Eğimli Yol Durumdaki Kuvvet İlişkisi

Traktörler her zaman düz arazide çalışma şartlarında kalmazlar. Gerektiğinde meyilli, yanlamasına da hareket ve çeki kuvveti sağlamaları gerekir. Traktörler meyilli arazi şartlarında çalışırken meyil açısından ( $\alpha$ ) ve kendi ağırlığından oluşan bir kuvvet doğar. Traktörün aynı zamanda bu kuvveti yenmesi gerekir ve dikkat edilmesi gereken asıl önemli konu meyil açısı ve traktörün ağırlık merkezi arasındaki ilişkidir. Meyil açısı kritik değeri geldiğinde ve aşmaya başladığında traktörün ön tekerleği zemin ile ilişkisini kesmeye başlar buna şahlanma hareketi denir. Meyilli zeminde ağırlığı iki bileşene ayrılır.

Zemine dik bileşen,

$$G_n = G \cdot \cos \alpha \quad (3.7)$$

Zemine paralel bileşen ise,

$$G_t = G \cdot \sin \alpha \quad (3.8)$$

formülle bulunur, ayrıca:

$$y = x \cdot \cos \alpha \quad (3.9)$$

$$y_1 = x_1 + 1 \cdot \cos \alpha \quad (3.10)$$

$$y_2 = x_2 - 1 \cdot \cos \alpha \quad (3.11)$$

olarak yazılır.

Ön dingile gelen kuvvetler, arka tekerleğin toprağa değdiği noktaya göre moment alarak,

$$(G_{\ddot{o}} \cdot y) - G \cdot y_2 = 0 \quad (3.12)$$

$$G_{\ddot{o}} = G(x_2 - 1)/x \quad (3.13)$$

şeklinde yazılır.

$$G_{\ddot{o}n} = G_{\ddot{o}} \cdot \cos \alpha \quad (3.14)$$

$$G_{\ddot{o}t} = G_{\ddot{o}} \cdot \sin \alpha \quad (3.15)$$

Bunun gibi arka dingile gelen ağırlıkta:

$$G_a = G(x_1 + 1)/x \quad (3.15)$$

$$G_{a_n} = G_a \cdot \cos \alpha \quad (3.16)$$

$$G_{a_t} = G_a \cdot \sin \alpha \quad (3.17)$$

bağıntılarıyla bulunur.

Arka ve ön dingile gelen ağırlıklar, ( l ) mesafesine bağlı olarak değişmektedir.

l = 0 ise, traktör yatay durumdadır.



$l = x_2$  ise, ağırlık vektörünün uzantısı arka tekerlek dayanma noktalarının oluşturduğu hattın üzerine düşmektedir. Bu durumda, traktör şahlanma başlangıcındadır.

$l > x_2$  ise traktör şahlanır.

### 3.4 Traktör Yan Eğimli Yol Durumdaki Kuvvet İlişkisi

Yana doğru meyil açısı ( $\delta$ ) ise ağırlığın zemine paralel bileşeni:

$$G_t = G \cdot \sin \delta \quad (3.18)$$

Dik bileşen ise:

$$G_n = G \cdot \cos \delta \quad (3.19)$$

İz genişliği  $i$  olarak alınır ve sol tekerleklerin toprağa değme hattına göre moment yazarsak,

$$G \cdot i_2 = G_1 \cdot i_2 \quad (3.20)$$

$$G_1 = G \left[ \frac{1}{2} + \frac{y}{i} \right] \quad (3.21)$$

bulunur ve  $i_1 = i \cdot \cos \delta$  alınırsa,

$$i_1 = \frac{i}{2} - 2 \cdot \cos \delta \quad (3.22)$$

$$i_2 = \frac{i}{2} + 2 \cdot \cos \delta \quad (3.23)$$

olmaktadır. Sağ tekerlek toprak tepkileri bileşenleri,

$$G_{1t} = G_1 \cdot \sin \delta \quad (3.24)$$

$$G_{1n} = G_1 \cdot \cos \delta \quad (3.25)$$

Sol tekerlek için de aynı durumda,

$$G_{2t} = G_2 \cdot \sin \delta \quad (3.26)$$

$$G_{2n} = G_2 \cdot \cos \delta \quad (3.27)$$

$y = 0$  koşulunda yana meyil açısı  $\delta = 0$  dır,

$y \geq i/2$  koşulunda traktör stabil dengede değildir yana devrilir.

Yana devrilme başlangıcında  $y \geq i/2$  koşulunda ( $\delta$ ) açısının değeri bulunmak istenirse:

$$\tan \delta = i/2h_s \quad (3.28)$$

### 3.5 Arka Dingilli Tahrik Traktörlerde Kuvvetler

Traktörün motoru tarafından geliştirilen  $M_e$  dönme momenti tahrik tekerleklerde:

$$M_T = M_e \cdot i \cdot n_g \quad (3.29)$$

dönme momentini meydana getirir. Denklemden,

$M_T$  = Tekerlek dönme momenti (Nm)

$M_e$  = Motor dönme momenti (Nm)

$i$  = Toplam transmisyon oranı

$n_g$  = Transmisyon toplam verimi

Tekerlek dönme momenti aynı zamanda,

$$M_T = U \cdot R \quad (3.30)$$

$$U = M_T/R \quad (3.31)$$

burada,

$U$  = Tekerlek çevre kuvveti (N)

$R$  = Etkili lastik yarıçapı (m)

$Z$  = Çeki kuvveti (N)

$W_f$  = Hareket ettirme direnci

$G_{ad}$  = Tahrik dingile gelen dinamik yük (N)

$G$  = Traktör toplam ağırlığı (N)

Çeki kuvveti  $Z$  ve kendi kendini hareket ettirme direnci  $W_f$  olarak alınırsa,

$$U = Z + W_f \quad (3.32)$$

$$W_f = G \cdot F_r \quad (3.33)$$

$$U = G_{ad} \cdot \mu_k \quad (3.34)$$

bağıntıları yazılabilir. Burada  $F_r$  yuvarlanma direnci katsayısıdır. Ayrıca, motor momentinin bir kısmı, bazı durumlarda, kuyruk mili ve hidrolik sistem tarafından da kullanılabilir.

**Tablo 3.1:** Lastik tekerli traktörlerde tutunma ve yuvarlanma direnci katsayıları [4].

Zemin Durumu	Tutunma Katsayısı	
	% 15 Patinaj	% 50 Patinaj
Beton Yol	0,85	1,05
İyi Tarla Yolu	0,7	0,8
Kuru, Sert Tınlı Kil	0,6	0,75
Kuru, Sertçe Çayır	0,5	0,65
Kuru, Normal Tarla	0,45	0,6
Nemli, Biçilmiş Çayır	0,4	0,55
Kuru Tınlı Kum	0,4	0,5
Nemli, Tınlı Kum, Kumlu Tın	0,35	0,45
Nemli Yapışkan, Pancar Tarlası	0,3	0,4
Çok Nemli, Kumlu Tın, Killi Tın	0,25	0,3
Nemli Balçıklı Kum	0,2	0,25
Islak Killi Tın, Yapışkan Tarla	0,15	0,2
Nemli, Gevşek Balçık	0,15	0,2

Yukarıdaki formüllerden görüleceği gibi tekerleğin geliştirebileceği çevre kuvveti  $\mu_k$  tutunma katsayısı ile  $G_{ad}$  dinamik tahrik dingil yüküne bağlı olmaktadır. Tekerleğin toprağa tutunmasının bir ölçüsü olan tutunma katsayısı pek çok değişkene bağlı olmaktadır. Bunların şöyle örnek verebiliriz:

- Lastiğin toprağın temas yüzeyi
- Lastik profili, profilin şekli, sayısı, dizilişi, boyutları
- Lastiğin elastikiyeti ve lastiğin toprağa yaptığı basınç gelmektedir.

Lastiğin toprağa yaptığı basınç:

$$P_m = P_L / F_a \quad (3.35)$$

bağıntısıyla bulunur.

$P_m$  = Lastiğin basıncı (N/mm<sup>2</sup>)

$F_a$  = Lastiğin toprakla temas alanı (m<sup>2</sup>)

$P_L$  = Bir lastiğe gelen dinamik yük (N)

Şekil 3.4' te farklı lastik desenlerinden görüldüğü gibi her tür arazi şartları için özel olarak tasarlanmış desenler mevcuttur. Bu desenleri kullanmak bize daha fazla çevre kuvveti ve moment sağlar.



**Şekil 3.4:** Traktör lastiği taban desenleri.

Lastiğe gelen dinamik yük, dinamik dingil yüküne bağlı olmaktadır. Dinamik dingil yükü ise, traktör ağırlığından arka dingile gelen yük, ek ağırlıklar, lastiğe doldurulan su, ekipmandan gelen ağırlık ve çalışma sırasında ön dingilden arka dingile olan ağırlık transferlerinden oluşmaktadır.

### 3.6 Tekerlek Çevre Kuvvetinin Belirlenmesi

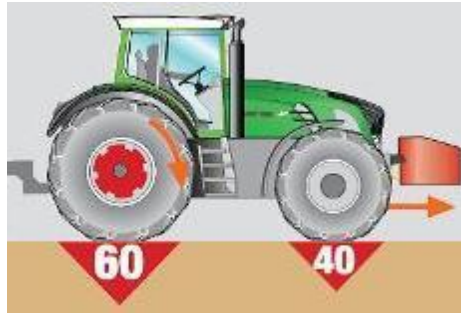
Tekerlek çevre kuvveti, belli bir yüksekliği bulunan tekerleğin zeminde çeki kuvvetinin oluşturmasını sağlar. Bu arada yürüme direnci de tekerlek çevre kuvveti tarafından yenilmektedir. Yürüme direnci ile tekerlek çevre kuvveti aynı eksen üzerinde fakat birbirine ters yönde etki yapmaktadır. Bu durumda:

$$U - W_f - Z = 0 \quad (3.36)$$

Eşitliği genel denklemdir. Çeki kuvveti oluşmadığı durumda yani  $Z = 0$

$$U = W_f = G_{ad} \cdot F_r \quad (3.37)$$

Yukarıdaki denklemden  $G_{ad}$  ile tanımlanan dinamik arka dingil yükü, traktörlerde çoğunlukla dingiller arasında belirli ağırlık dağılımlarını ifade eder ve bu dağılımlardan en çok kullanılanı Şekil 3.5'te gösterilmiştir.

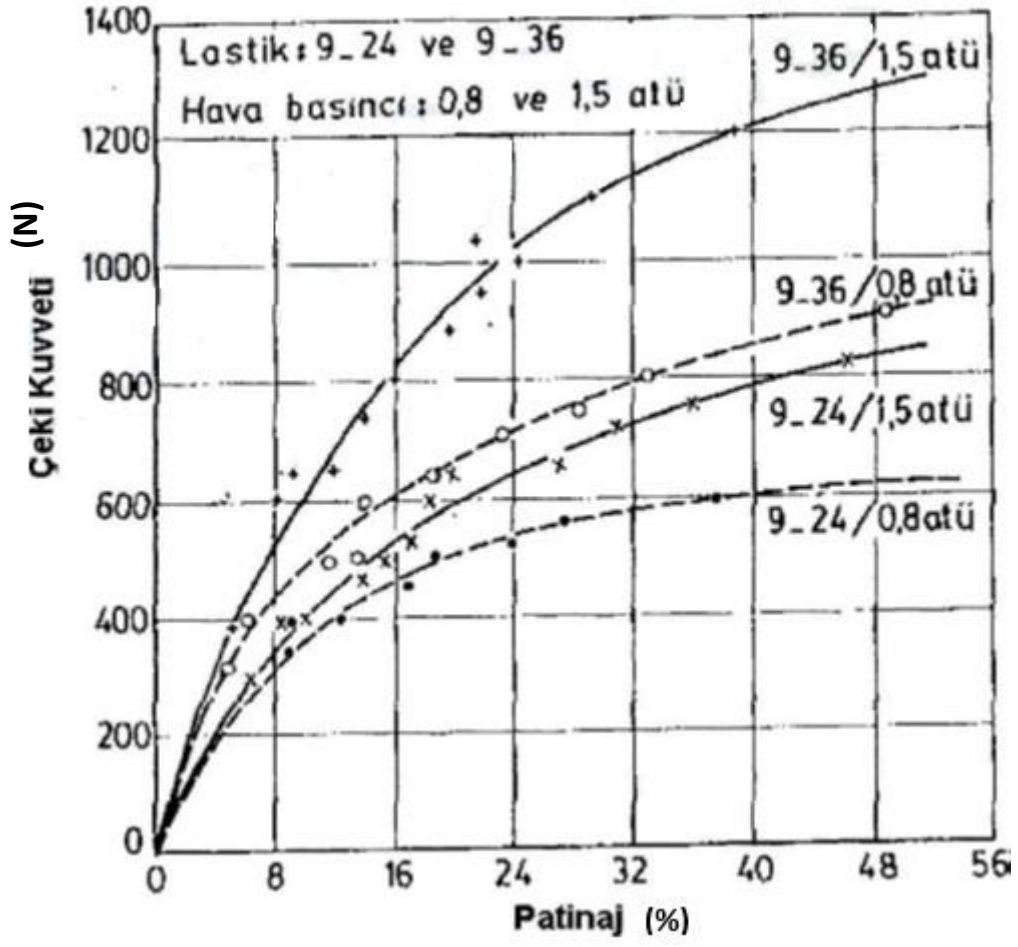


Şekil 3.5: Traktör dingil ağırlık oranları [1].

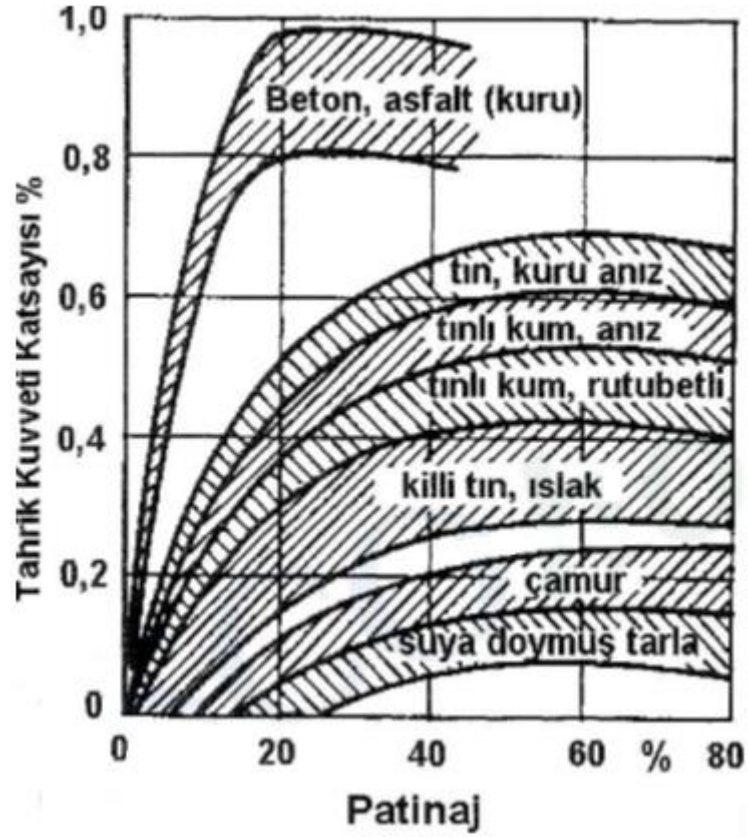
Traktörün güç üreten ünitesinin torku ne kadar çok olursa olsun, traktörün toprağa aktarabileceği tork değeri ve kuvveti tekerlek çevre kuvveti kadardır. Bu kuvvet artırılabilirse zemine uygulanan kuvvet ve tork değeri artacaktır ve dolayısıyla

eki kuvveti artacak ve iş yapabilme kabiliyeti artacaktır. Trakrn motorunda üretilen ve aktarma organları tarafından tekerleklere kadar artırılarak getirilen moment, tekerlek evre kuvvetinin oluşturduğu momentten büyük ise, tekerlek patinaj durumuna geçmeye başlar ve en fazla tekerlek evre momenti kadarını zemine iletebilir. Tekerlek evre kuvveti ve momentini artırmak için:

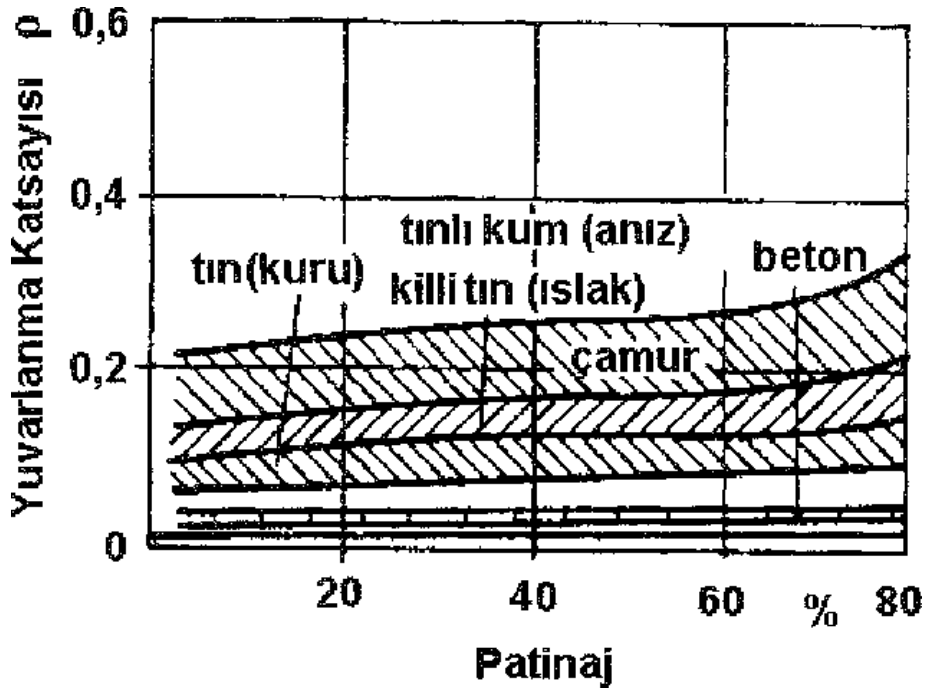
- Traktörün tahrik tekerleğin içine su doldurmak
- Traktöre ek ağırlıklar bağlamak
- Dört tekerlek aktarma sistemi kullanmak
- Lastik iz genişliği verimli lastik deseni kullanmak
- Büyük ebat lastik kullanmak.



Şekil 3.6: Farklı lastik ebatlarında ve lastik basınçlarında çeki kuvvetleri [3].



Şekil 3.7: Zemin durumunun tahrik kuvveti katsayısına etkisi [3].



Şekil 3.8: Zemin durumunun yuvarlanma direnci katsayısına etkisi [3].



Tahrik kuvveti katsayısı (traksiyon katsayısı) üzerine toprağın etkisi Şekil 3.7'de gösterilmiştir. En yüksek tahrik kuvveti katsayısı beton üzerinde elde edilmektedir. Tarım topraklarında elde edilen tahrik kuvveti katsayısı betondakinin çok altındadır.

Yaş ve çamurlu topraklarda tahrik kuvveti katsayısı çok daha düşüktür. Bundan başka patinaj arttıkça belirli bir limite kadar tahrik kuvveti katsayısında artış gözlenmektedir. Büyük patinaj değerlerinde toprak- lastik arasındaki kaymadan dolayı tahrik kuvveti katsayısı düşmektedir.

Benzer tarzda yuvarlanma direnci katsayısı tarım topraklarında artan temas alanı ile artmaktadır, çünkü iz oluşumunun yuvarlanma direnci üzerindeki payı büyüktür. Burada da büyük çaplı lastiğin ve düşük hava basıncının etkisi vardır. Patinajın yuvarlanma direnci katsayısı üzerindeki etkisi azdır (Şekil 3.8).

Aks yüklerinin hesabının tayin edilmesi ile birlikte, aks kovanlarının maruz kalacağı yük değerleri de bilinecektir. Bu yüklerin uygulanacağı analiz aşamasının anlaşılması ve aks kompleksinin sonlu elemanlar ağının doğru kurgulanıp çözdürülebilmesi için sonlu elemanlar çözüm metodunun bilinmesi gerekmektedir.

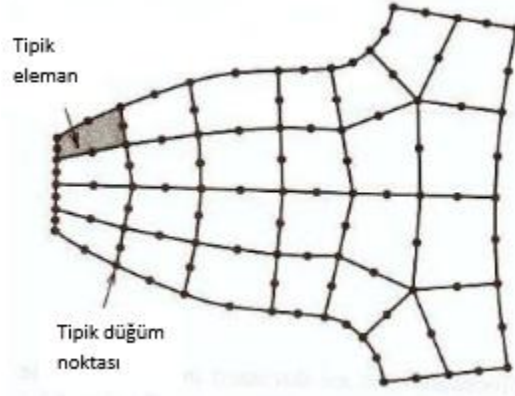
## 4. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ ÇÖZÜM METODU

Sonlu elemanlar metodu kompleks makine, inşaat ve havacılık mühendisliği gibi mühendislik dallarında karşılaşılan elastikiyet, yapısal analiz, termal analizler, akış analizleri ve elektromanyetik gibi farklı disiplinlerdeki problemlerin çözümü için geliştirilmiştir bir yöntemdir. Sonlu elemanlar yönteminin temel yaklaşımı; sıcaklık, basınç, gerilme veya deplasman gibi herhangi bir sürekli büyüklüğün küçük ve sürekli parçaların birleşmesi ile oluşan bir modele dönüştürülmesidir. Sonlu elemanlar yönteminde yapı, davranışı daha önce belirlenmiş olan birçok elemana bölünür. Elemanlar “düğüm” adı verilen noktalarda tekrar birleştirilerek denklem takımları elde edilir.

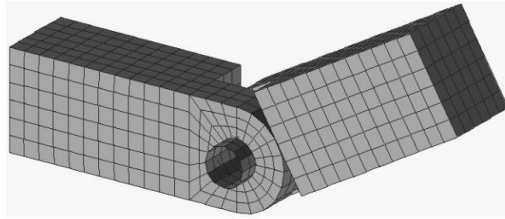
Elemanlar uygun biçimde seçilmeli ve problemin yapısına uygun olarak yerleştirilmelidir. Değişkenin ani değişim gösterdiği yerlerde elemanlar küçük seçilmelidir. Uygun elemanlar seçmek kadar bu elemanları ve onların düğüm noktalarını uygun numaralamak da önemlidir. Sonlu elemanlara ayırma işleminden sonra, ifade edilmek istenen büyüklüğün bölge içerisinde değişimini gösteren bir enterpolasyon fonksiyonu belirlenir. Fonksiyon gerçeğe ne kadar yakın seçilirse çözümdeki yakınsaklık da o kadar iyi olur.

Sonlu elemanlar yöntemiyle, katı mekaniği, sıvı mekaniği, akustik, elektro manyetizma, biyomekanik, ısı transferi gibi alanlardaki problemler çözülebilir. Ayrıca:

- Karmaşık sınır koşullarına sahip sistemlere,
- Düzgün olmayan geometriye sahip sistemlere,
- Kararlı hal, zamana bağlı ve özdeğer problemlerine,
- Lineer ve lineer olmayan problemlere uygulanabilmektedir.



Şekil 4.1: Ağ örgüsü ve düğüm noktalarının iki boyutlu görüntüsü [5].

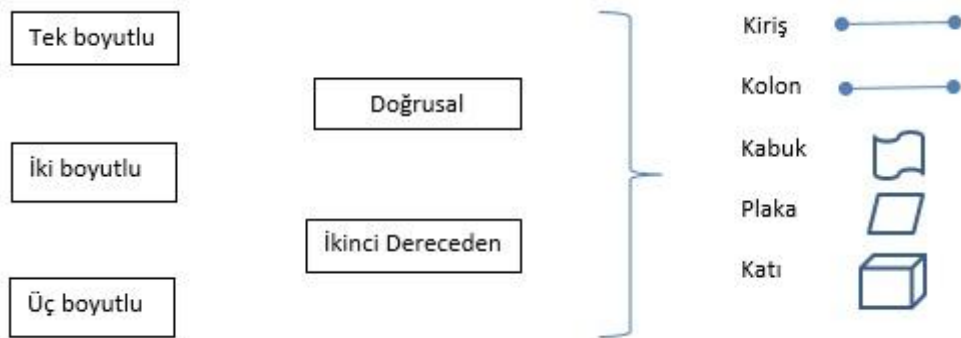


Şekil 4.2: Ağ örgüsü ve düğüm noktalarının üç boyutlu görüntüsü [5].

#### 4.1 Programlardaki Sonlu Elemanlar Analiz Prosedürü

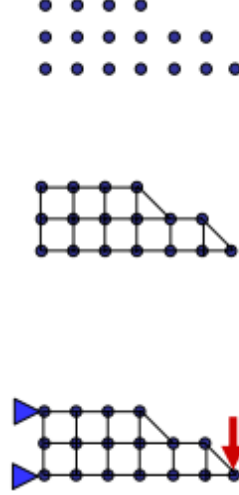


Şekil 4.3: Programlardaki sonlu elemanlar analiz prosedürü [5].



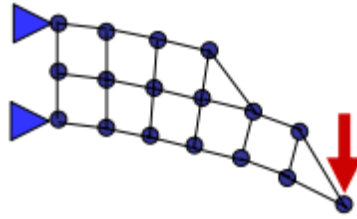
Şekil 4.4: Eleman tipleri [5].

Malzeme özelliklerini tanımlar. (Elastisite modülü, poisson oranı, yoğunluk, vs.) Düğüm noktalarını oluşturur. Düğüm noktalarını bağlayarak elemanları oluşturur. Sınır koşullarını ve yüklemeleri uygular.



**Şekil 4.5:** Düğüm noktaları, çizgi eleman modeli, modele kuvvet ve sınır şartların uygulanması [6].

İşlemci, tanımlanan sınır koşullarına göre problemi çözer. Son işlemci ise yer değiştirmeler, gerilmeler, gerinimler, doğal frekanslar, sıcaklık ve zaman geçmişi gibi sonuçların görüntülendiği kısımdır.



**Şekil 4.6:** Sonlu elemanlar metodu çözümü [6].

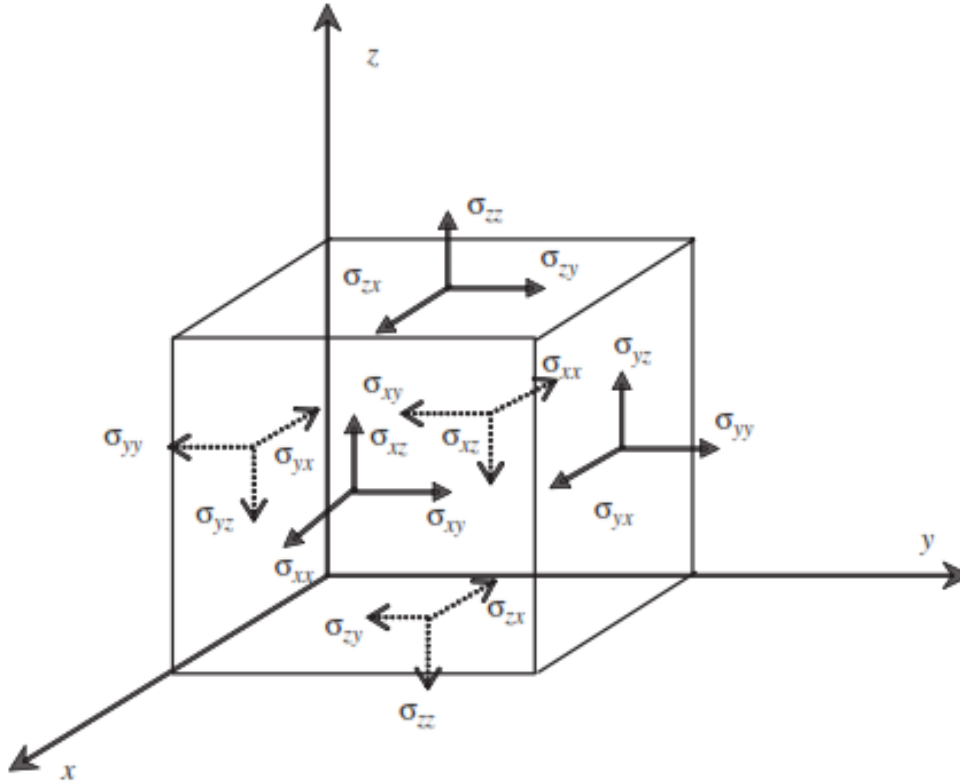
## 4.2 Üç Boyutlu Eleman Denklemleri

Katı cismin herhangi bir noktasındaki son derece küçük bir kübik hacim alındığında, yüzeydeki gerilme bileşenleri Şekil 17'de gösterildiği gibi olmaktadır.

Her yüzeyde, normal gerilme bileşenleri ve iki tane de kayma gerilmesi bileşenleri mevcuttur. Merkez eksene göre kuvvetlerin oluşturduğu momentler denge durumunda olduğundan:

$$\sigma_{xy} = \sigma_{yx} ; \sigma_{xz} = \sigma_{zx} ; \sigma_{yz} = \sigma_{zy} \quad (4.1)$$

şeklinde yazılabilmektedir.



Şekil 4.7: Üç eksenli gerilme durumu [5].

Gerinim, her birim uzunluktaki yer değiştirme olarak tanımlanır ve yer değiştirmelerin türevi ile elde edilebilmektedir.

$$\epsilon_{xx} = \frac{\delta u}{\delta x} \quad (4.2)$$

$$\varepsilon_{yy} = \frac{\delta v}{\delta y} \quad (4.3)$$

$$\varepsilon_{zz} = \frac{\delta w}{\delta z} \quad (4.4)$$

$$\varepsilon_{xy} = \frac{\delta u}{\delta y} + \frac{\delta v}{\delta x} \quad (4.5)$$

$$\varepsilon_{xz} = \frac{\delta u}{\delta z} + \frac{\delta w}{\delta x} \quad (4.6)$$

$$\varepsilon_{yz} = \frac{\delta v}{\delta z} + \frac{\delta w}{\delta y} \quad (4.7)$$

$$\varepsilon = L \cdot U \quad (4.8)$$

U yer değiştirme vektörüdür.

$$U = \begin{pmatrix} u \\ v \\ w \end{pmatrix} \quad (4.9)$$

L diferansiyel operatörü matrisidir.

$$L = \begin{pmatrix} \frac{\delta}{\delta x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\delta}{\delta y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\delta}{\delta z} \\ 0 & \frac{\delta}{\delta z} & \frac{\delta}{\delta y} \\ \frac{\delta}{\delta z} & 0 & \frac{\delta}{\delta x} \\ \frac{\delta}{\delta y} & \frac{\delta}{\delta x} & 0 \end{pmatrix} \quad (4.10)$$

### 4.3 Bünye Denklemleri

Hooke kanunu olarak da bilinen bünye denklemleri, katı cismin malzeme özelliklerindeki gerilme ve gerinim arasındaki ilişkiyi vermektedir.

$$\sigma = c \cdot \varepsilon \quad (4.11)$$

C, deneysel yöntemlerle elde edilen, malzeme özelliğine bağlı sabitlerin bir matrisidir.

$$\begin{array}{cccccccc}
 \sigma_{xx} & c_{11} & c_{12} & c_{13} & c_{14} & c_{15} & c_{16} & \varepsilon_{xx} \\
 \sigma_{yy} & & c_{22} & c_{23} & c_{24} & c_{25} & c_{26} & \varepsilon_{yy} \\
 \sigma_{zz} & = & & c_{33} & c_{34} & c_{35} & c_{36} & \varepsilon_{zz} \\
 \sigma_{yz} & & & & c_{44} & c_{45} & c_{46} & \varepsilon_{yz} \\
 \sigma_{xz} & & & & & c_{55} & c_{56} & \varepsilon_{xz} \\
 \sigma_{xy} & & & & & & c_{66} & \varepsilon_{xy}
 \end{array} \quad (4.12)$$

Anizotropik malzemelerde 21 adet bağımsız  $c_{ij}$  malzeme sabiti mevcuttur. İzotropik malzemeler de ise:

$$\begin{array}{cccccc}
 c_{11} & c_{12} & c_{12} & 0 & 0 & 0 \\
 c_{12} & c_{11} & c_{12} & 0 & 0 & 0 \\
 c_{12} & c_{12} & c_{11} & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & (c_{11} - c_{12})/2 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & (c_{11} - c_{12})/2 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & (c_{11} - c_{12})/2
 \end{array} \quad c = \quad (4.13)$$

$$c_{11} = \frac{E(1-\nu)}{(1-2\nu)(1+\nu)} \quad (4.14)$$

$$c_{12} = \frac{E\nu}{(1-2\nu)(1+\nu)} \quad (4.15)$$

$$G = \frac{c_{11} - c_{12}}{2} \quad (4.16)$$

E,  $\nu$  ve G sırası ile malzemenin elastisite modülü, poisson oranı ve kayma modülüdür.

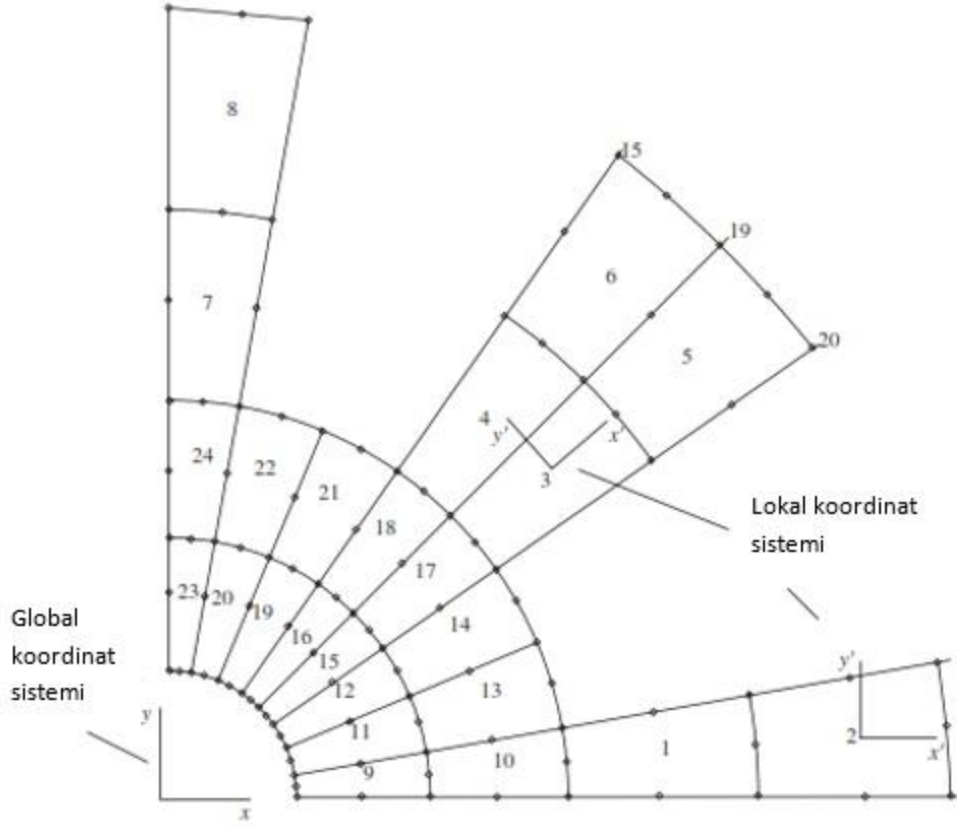
$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (4.17)$$

Yukardaki denklemlerde de görüldüğü üzere izotropik bir malzeme için, üç sabitten ikisi bilindiğinde bilinmeyen sabit tespit edilebilmektedir.

#### 4.4 Yer Değiştirme İnterpolasyonu

Sonlu elemanlar formülasyonu bir koordinat sistem tabanlıdır. Elemanların sonlu elemanlar eşitlikleri oluşturulurken, uygun bir lokal koordinat sistemi

kullanılır. Bu koordinat sistemi eleman için tüm yapıya tanımlanan global koordinat sistemi referans alınarak oluşturulur.



Şekil 4.8: Lokal ve global koordinat sistemi [5].

Bir eleman üzerinde tanımlanan lokal koordinat sistemi esas alınarak, elemanın içindeki yer değiştirme, elemanın düğüm noktalarındaki yer değiştirmelerin kullanıldığı basit polinom interpolasyonları ile tahmin edilir.

$$U^h(x, y, z) = \sum_{i=1}^{n_d} N_i(x, y, z) d_i = N(x, y, z) d_e \quad (4.18)$$

Denklemden h üst simgesi yaklaşımı temsil eder,  $n_d$  elemanı şekillendiren düğüm noktalarının sayısı ve  $d_i$  ise  $i$ ' inci düğüm noktasındaki hesaplanması istenen yer değiştirme miktarıdır.

$$d_i = \begin{bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ \vdots \\ d_{n_f} \end{bmatrix} \quad (4.19)$$



$d_1$ : Yer değiştirme bileşeni 1  
 $d_2$ : Yer değiştirme bileşeni 2  
 $d_{nf}$ : Yer değiştirme bileşeni nf

nf dđđm noktasındaki serbestlik derecesi sayıdır. Üç boyutlu katılar için, nf =3 dđr.

$$d_i = \begin{matrix} u_i \\ v_i \\ w_i \end{matrix} \quad (4.20)$$

$u_i$ : x yönündeki yer değiştirme

$v_i$ : y yönündeki yer değiştirme

$w_i$ : z yönündeki yer değiştirme

Yer değiştirme bileşeni aynı zamanda yapının dönme yönündeki yer değiştirmelerini de içermektedir. Tüm eleman için toplam yer değiştirme vektörüdür  $d_e$  vektörüdür.

$$d_e = \begin{matrix} d_1 \\ d_2 \\ \cdot \\ \vdots \\ d_{nd} \end{matrix} \quad (4.22)$$

$d_1$ :dđđm noktası 1'deki yer değiştirmeler

$d_2$ :dđđm noktası 2'deki yer değiştirmeler

$d_{nd}$ :dđđm noktası nd'deki yer değiştirmeler

Bu nedenle, tüm elemanın toplam serbestlik derecesi nd x nf olmaktadır.

N, elemandaki dđđm noktalarının koordinatlara göre yer değiştirme biçimlerini belirleyebilmek için önceden tanımlanmış olan şekil fonksiyonlarının bir matrisidir.

$$N_{x,y,z} = [N_1 \begin{matrix} \downarrow \\ \text{1. dđđm} \\ \text{noktası için} \end{matrix} x,y,z \quad N_2 \begin{matrix} \downarrow \\ \text{2. dđđm} \\ \text{noktası için} \end{matrix} x,y,z \quad \dots \quad N_{nd} \begin{matrix} \downarrow \\ \text{N. dđđm} \\ \text{noktası için} \end{matrix} x,y,z ] \quad (4.23)$$

$N_i$  düzenlenirse:

$$N_i = \begin{pmatrix} N_{i1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & N_{i2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & N_{in_f} \end{pmatrix} \quad (4.24)$$

Üç boyutlu katılar için,  $n_f = 3$  ve  $N_{i1} = N_{i2} = N_{i3}$  dür. Bir düğüm noktasındaki tüm yer değiştirme bileşenleri için aynı şekil fonksiyonunu kullanmak şart değildir. Öteleme ve dönme hareketleri için ayrı ayrı şekil fonksiyonları kullanılabilir.

Yukarda tanımlanan yöntem “yer değiştirme metodu” olarak bilinmektedir. Sonlu elemanlar yaklaşımlarında gerilmeleri tanımlayabilmek için kullanılan farklı yaklaşımlar da mevcuttur.

#### 4.5 Sonlu Elemanlar Eşitliklerinin Lokal Koordinat Sistemindeki Formasyonu

Şekil fonksiyonları tanımlanan bir eleman için düğüm noktalarının interpolasyon denklemi ve strain-yer değiştirme denklemi, strain enerjisi eşitliğinde yerine konulursa:

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_{V_e} \varepsilon^T c \varepsilon dV = \frac{1}{2} \int_{V_e} d_e^T B^T c B d_e dV = \frac{1}{2} d_e^T \int_{V_e} B^T c B dV d_e \quad (4.25)$$

elde edilir.

B, strain matrisi olarak tanımlanmaktadır.

$$B = LN \quad (4.26)$$

L, farklı problemler için tanımlanan diferansiyel operatörüdür.

Dirençlik matrisi:

$$k_e = \int_{V_e} B^T c B dV \quad (4.27)$$

olarak formüle edilir.

denklem tekrar yazılırsa;

$$\Pi = \frac{1}{2} d_e^T k_e d_e \quad (4.28)$$

elde edilmiş olur. Rijitlik matrisi ke, simetriktir. Sistemin toplam kinetik enerjisi:

$$T = \frac{1}{2} \int_{V_e} \rho U^T U dV = \frac{1}{2} \int_{V_e} \rho d_e^T N^T N d_e dV = \frac{1}{2} d_e^T \int_{V_e} \rho N^T N dV d_e \quad (4.29)$$

Kütle matrisi:

$$m_e = \int_{V_e} \rho N^T N dV \quad (4.30)$$

Kinetik enerji denkleminde yerine yazılırsa;

$$T = \frac{1}{2} d_e^T m_e d_e \quad (4.31)$$

elde edilmiş olur.

Dış kuvvetlerin yaptığı iş;

$$\begin{aligned} W_f &= \int_{V_e} d_e^T N^T f_b dV + \int_{S_e} d_e^T N^T f_s dV \\ &= d_e^T \int_{V_e} N^T f_b dV + d_e^T \int_{S_e} N^T f_s dV \end{aligned} \quad (4.32)$$

şeklinde ifade edilir.

$$F_b = \int_{V_e} N^T f_b dV \quad (4.33)$$

$$F_s = \int_{S_e} N^T f_s dS \quad (4.34)$$

$F_b$  ve  $F_s$  kuvvetleri, elemanın düğüm noktalarına etki eden tüm dış kuvvetlerin toplamına eşit olan reaksiyon kuvvetleridir.

İş denklemi tekrar yazılırsa,

$$W_f = d_e^T F_b + d_e^T F_s \quad (4.35)$$

elde edilir.

Eşitlikler Lagrange fonksiyonunda yazıldığında ve Hamilton prensibi kullanıldığında aşağıdaki forma ulaşılmaktadır.

$$k_e d_e + m_e d_e = f_e \quad (4.36)$$

Rijitlik matrisi  $k_e$ , kütle matrisi  $m_e$  ve elemanın düğüm noktalarına etki eden toplam dış kuvvetlerin vektörel toplamı  $f_e$  olan bir elemanın, sonlu elemanlar eşitliğini göstermektedir.

#### 4.6 Koordinat Dönüşümü

Denklem, bir elemanda lokal koordinat sistemi baz alınarak oluşturulmuştur. Genelde, yapı farklı oryantasyonlardaki birçok elemana bölünerek oluşturulmaktadır. Tüm eleman eşitliklerini global sistem eşitlikleri formunda birleştirmek için, tüm yapı için tanımlanmış olan global koordinat sistemi referans alınarak bir koordinat dönüşümü yapılmalıdır.

Koordinat dönüşümü, lokal koordinat sistemi tabanlı yer değiştirme vektörü  $d_e$  ve aynı eleman için global koordinat sistemi tabanlı yer değiştirme vektörü  $D_e$  arasındaki ilişkiyi ifade etmektedir.

$$d_e = TD_e \quad (4.37)$$

$$f_e = TF_e \quad (4.38)$$

Dönüşüm matrisi, T, kuvvetin lokal ve global koordinat sistemi dönüşümü için de uygulanabilmektedir.

$F_e$  global koordinat sisteminde  $i$  düğüm noktasındaki kuvvet vektörünü simgeler.

Denklem 4.37 ve denklem 4.38, global koordinat sistemi tabanlı eleman denkleminde yerine yazılırsa:

$$K_e D_e + M_e D_e = F_e \quad (4.39)$$

elde edilir.

#### 4.7 Global Sonlu Eleman Eşitliklerinin Birleştirilmesi Ve Çözümü

Her eleman için sonlu elemanlar eşitlikleri global sonlu elemanlar sistemi eşitlikleri formunda birleştirilebilir.

$$KD + MD = F \quad (4.40)$$

K, global rijitlik matrisi, M, global kütle matrisi, D, tüm düğüm noktalarındaki tüm yer değiştirmelerin bir vektörü ve F ise tüm düğüm noktalarındaki eşdeğer kuvvet vektörlerinin bir bileşke vektörüdür.

Global sonlu elemanlar eşitliklerini çözerek, düğüm noktalarındaki yer değiştirmeler hesaplanabilmektedir. Bundan sonra herhangi bir elemandaki strain ve gerilmeler yukardaki eşitlikler kullanarak elde edilebilmektedir. Statik analizlerde denklem verilen kütle matrisine ihtiyaç duyulmadığı için, statik sistem eşitlikleri aşağıdaki formu alır.

$$KD = F \quad (4.41)$$

Ufak sistemlerde bu matris, için Gauss elemesi ve LU ayrıştırması metodu sıklıkla kullanılmaktadır. Büyük sistemler için ise iteratif çözüm yöntemleri uygulanmaktadır.

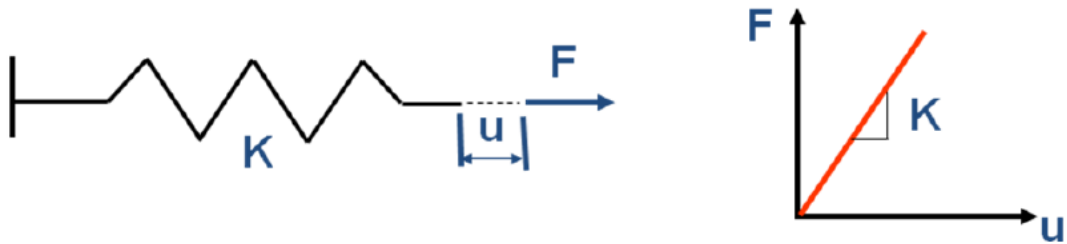
#### 4.8 Lineer Olmayan Davranış

1600'lü yıllarda Robert Hooke'un keşfettiği kuvvet ve yer değiştirme arasındaki basit ilişki Hooke Kanunu olarak adlandırılır.

$$F = Ku \quad (4.42)$$

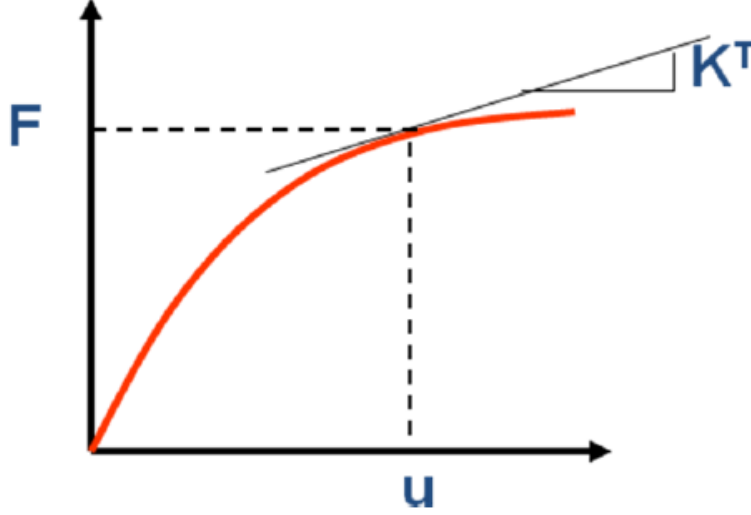
olarak gösterilmektedir. K: Yapısal Rijitliğini, u: Yer Değiştirme Miktarını simgelemektedir.

lineer bir yapının lineer eşitliklere uyması gerekir.



Şekil 4.9: Kuvvet ve yer değiştirme arasındaki ilişki [7].

Lineer yapılar, lineer matris cebirinde oldukları için sonlu elemanlar analizlerinde çözümleri daha kolaydır. Ancak birçok yapı, kuvvet ve yer değiştirme arasındaki ilişki lineer eşitliklere uymamaktadırlar.



**Şekil 4.10:** Lineer olmayan kuvvet-yer değiştirme ilişkisi [7].

Şekil 4.10' daki grafikte gösterildiği üzere, rijitlik sabit değil uygulanan kuvvetin bir fonksiyonu halindedir. ( $K^T$ : teğetsel rijitlik)

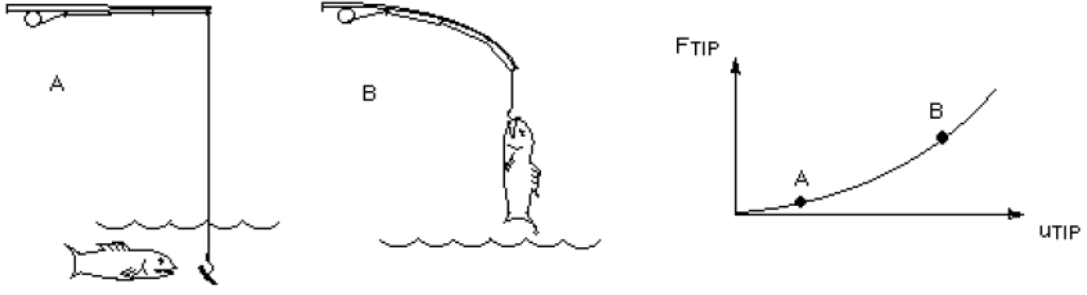
Bir yapıda yükleme rijitlikte kayda değer değişikliklere neden oluyorsa, bu yapı doğrusal değildir.

Rijitliğin değişmesindeki tipik nedenler;

- Elastik limitlerin uzağındaki gerinimler (plastisite)
- Büyük deformasyonlar
- Değişen durumlar (İki eleman arasındaki kontak)

#### 4.8.1 Geometri Nonlineeritesi

Eğer bir yapı yüksek deformasyona maruz kalıyorsa, geometrisinden kaynaklanabilir.



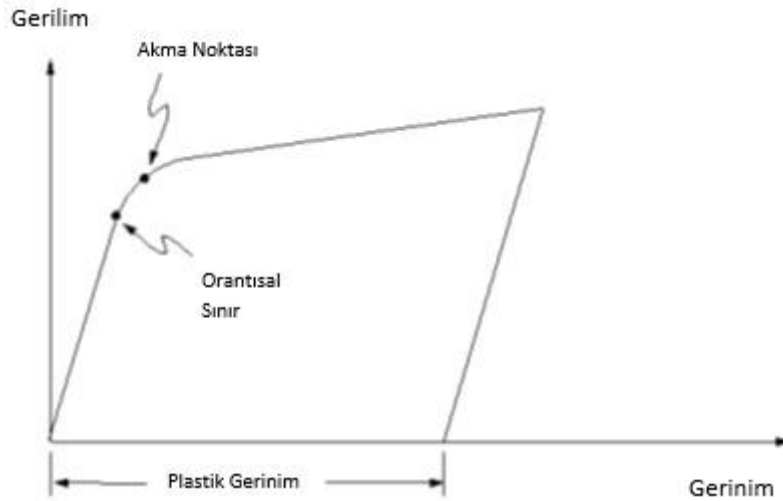
Şekil 4.11: Geometri nonlineeritesi [7].

**Fiziksel kaynak:** Gerilme-yer değiştirme ve denge denklemleri kurulurken, yapı deformasyona uğradığında oluşan geometri değişimleri dikkate alınır. Elastisitenin klasik lineer teorisinde gerilmeler,  $\sigma_{ji} = \sigma_{ij}$  şeklindedir. Fakat geometrik lineersizlik düşünüldüğünde bu durum doğru değildir.

**Uygulamalar:** Havacılıktaki narin yapılar, inşaat ve makine mühendisliği uygulamaları, kablolar veya şişebilir zarlar gibi gergin yapılar, metal ve plastik şekillendirme ve tüm tiplerdeki denge analizleridir.

#### 4.8.2 Malzeme nonlineeritesi

Lineer olmayan gerilme-gerinim ilişkisi, Şekil 4.12’de gösterilmiştir.



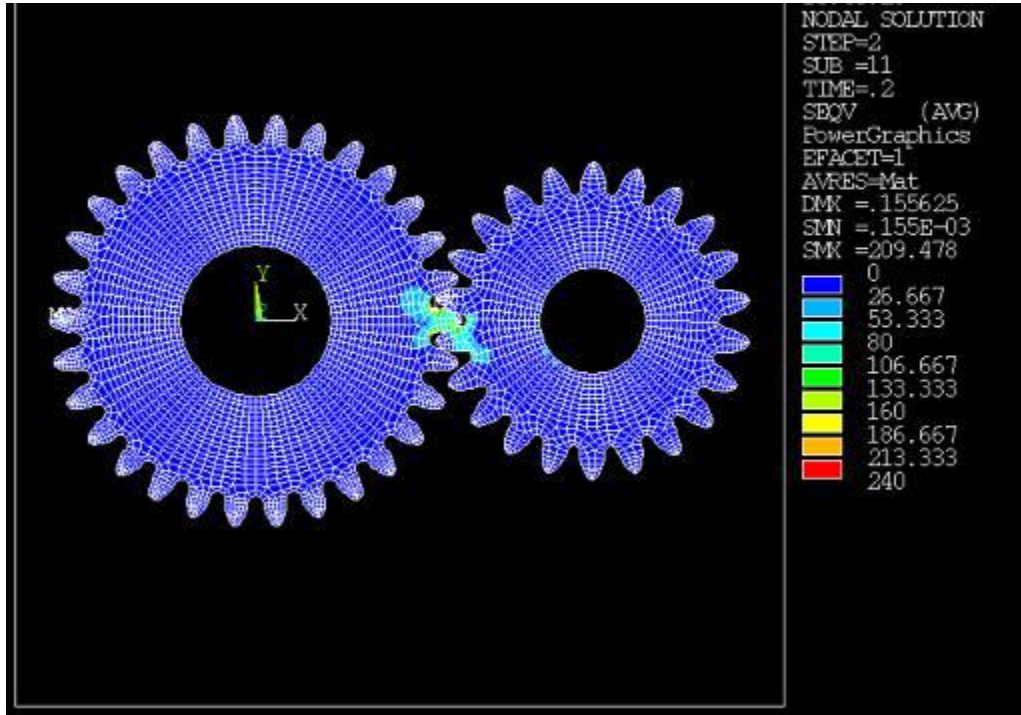
Şekil 4.12: Gerilim-gerinim grafiği [7].

- Zamandan bağımsız davranış, plastisite gibi.
- Zamana bağımlı davranış, sünme gibi.

- Viskoelastik / viskoplastik davranış, plastisite ve sünmenin eş zamanlı olduğu durum gibi.
- Fiziksel kaynak: Malzeme davranışı o anki deformasyon durumuna ve deformasyonun muhtemel eski geçmişine bağlıdır. Diğer temel değişkenleri (ön gerilme, sıcaklık, zaman, nem, elektromanyetik alanlar vs.) kapsayabilir.
- Uygulamaları: Lineer olmayan elastisite, plastisite, viskoelastisite, sünme veya elastik olmayan vb.

#### 4.8.3 Kontak Nonlineeritesi

Değişen durum nonlineeritesi, parçalar birbirine kontak ile temas ederken veya ayrılırken rijitlikteki ani değişikliklerden dolayı oluşabilir.



Şekil 4.13: Kontak lineersizliği durumu [7].

##### 4.8.3.1 Kuvvet Sınır Koşulu Nonlineeritesi

Fiziksel kaynak: Uygulanan kuvvetler deformasyona bağlıdır.



Uygulamalar: En önemli mühendislik uygulamaları, akışkanların basınç yükleri ile ilgilidir. Bu durum su altındaki hidrostatik yükler, aerodinamik ve hidrodinamik yüklerdir (rüzgâr yükleri, dalga yükleri, sürtünme kuvvetleri). Bazı havacılık uygulamalarında görülmektedir.

#### **4.8.3.2 Yer Değiştirme Sınır Koşulu Nonlineeritesi**

Fiziksel kaynak: Yer değiştirme sınır koşulları yapının deformasyonuna bağlıdır.

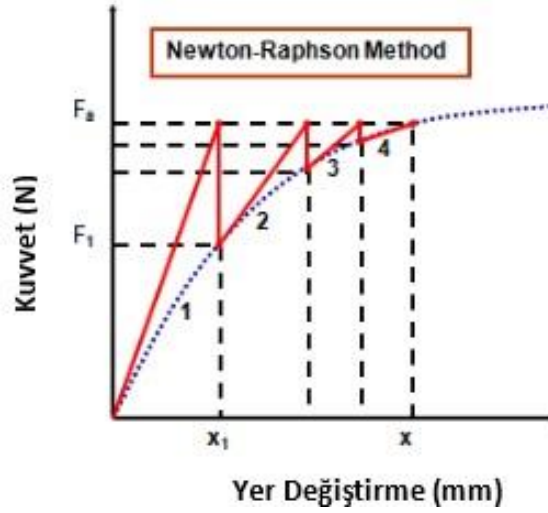
Uygulamaları: En önemli uygulama alanı kontak problemleridir. Örneğin; dinamikte yüklemelerdeki kontak-çarpma durumu. Serbest sınır problemlerinin daha genel bir örneğine ait olan yapısal olmayan uygulama problemleri.

Örneğin; buzun erimesi, faz değişimleri, gözenekli yapıdaki akış gibi. Gerekli sınır koşullarının tanımlanması çözüm prosesi için önemlidir.

#### **4.8.4 Doğrusal Olmayan Çözümlerin Lineer Çözümlerle Çözdürülmesi**

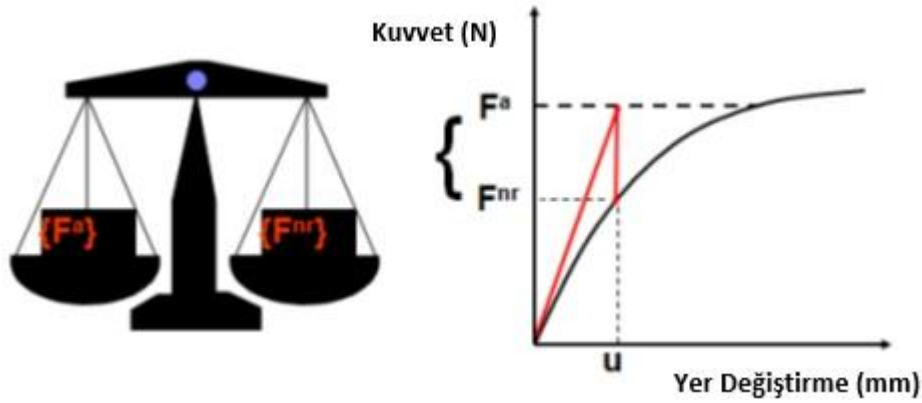
Lineer olmayan analizlerde, tepki lineer eşitlikler ile doğrudan tahmin edilememektedir. Bununla beraber, lineer yaklaşımlar iteratif çözümler kullanılarak analiz edilebilmektedir. ANSYS bu iterasyonlar için Newton-Raphson iteratif çözüm metodunu kullanmaktadır.

Yükleme ve yer değiştirme arasındaki gerçek ilişki (mavi kesik çizgi ile gösterilen) önceden bilinmemektedir. Bir doğrusal yaklaşımlar serisi (düzeltmeler ile) gerçekleştirilir. Newton-Raphson metodunun basit bir açıklaması Şekil 4.14'de gösterilmiştir. (kırmızı renkteki çizgi ile gösterilen)



Şekil 4.14: Newton-Raphson metodu [7].

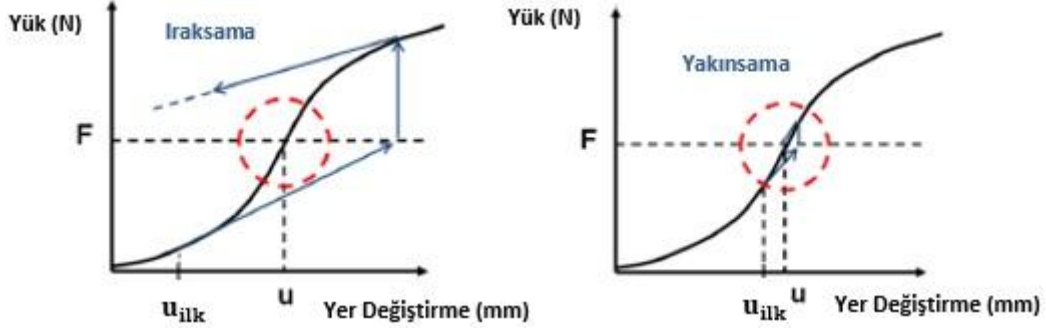
Newton-Raphson metodunda, toplam  $F_a$  yüklemesi birinci iterasyonda uygulanır.  $x_1$  sonucu elde edilir. Yer değiştirmelerden, iç kuvvetler hesaplanır. Eğer  $F_a > F_1$  ise, sistem dengede değildir demektir. Bu nedenle, mevcut koşullar esas alınarak yeni bir direngenlik matrisi (kırmızı çizginin eğimi) hesaplanır.  $F_a - F_1$  arasındaki fark, denge dışı veya diğer bir tabirle artık kuvvetlerdir. Artık kuvvetler, yapıdaki kuvvet dengesizliğinin bir ölçüsüdür ve bir çözümün yakınsanabilmesi için yeterince ufak olmalıdır.



Şekil 4.15: İç ve dış kuvvet dengeleri [7].

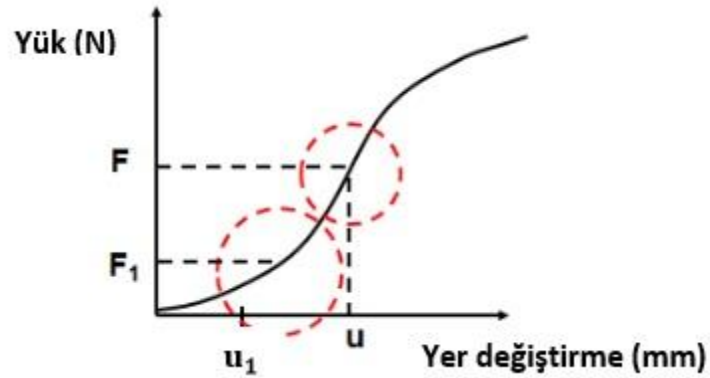
Bu proses  $F_a = F_i$  olana kadar tekrarlanır. Yukarıda Şekil 4.15’de gösterilen örnekte 4. İterasyon sonunda sistem denge durumuna geçmiştir ve çözüm yakınsanmıştır. Newton-Raphson metodu, her koşul için yakınsamayı garanti etmez.

Eğer başlangıç konfigürasyonları (en yüksek ve en küçük adım değerleri) yakınsaklık yarıçapının içinde ise yakınsayabilir.



Şekil 4.16: Yakınsaklık yarıçapı içinde ve dışında başlangıç [7].

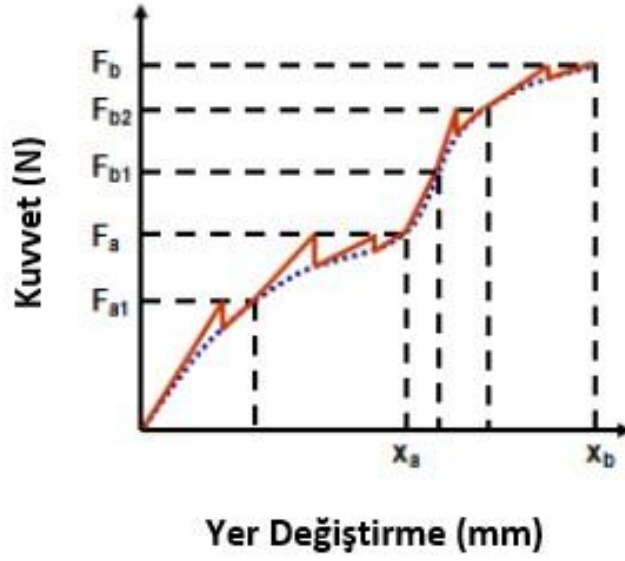
Aşağıda bahsedilen iki teknik bir yakınsanmış çözüm elde etmek için uygulanabilir.



Şekil 4.17: Adım adım yükleme uygulaması [7].

Genel bir kural olarak, ani boyutsal değişimler yakınsama zorluklarına neden olmaktadır. Yüklerin nasıl yönetileceği de oldukça önem arz etmektedir.

Ana yükleme, alt yükleme adımlarına ayrılabilir. Şekil 4.18'de örnek  $F_a$  ve  $F_b$  kuvvetleri yükleme adımları gösterilmiştir.

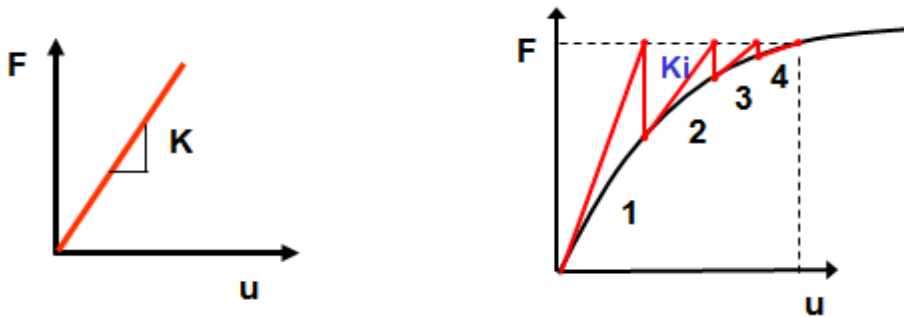


Şekil 4.18:  $F_a$  ve  $F_b$  yüklemeleri [7].

Kompleks tepkiler yüzünden, yükleri artırımlı uygulamak gerekebilir. Örneğin  $F_{a1}$ ,  $F_a$  kuvvetinin %50 si kadardır.  $F_{a1}$  yakınsandıktan sonra,  $F_a$  kuvveti uygulanır. Şekil 4.18'de  $F_a$ , 2 alt adım,  $F_b$  ise 3 alt adımdan oluşmaktadır.

Denge iterasyonları, bir yakınsanmış alt adım elde etmek için düzeltici çözümlerdir. Şekil 4.18'de ki örnekte, noktalı çizgiler arasındaki iterasyonlar denge iterasyonlarını göstermektedir.

Lineer olmayan bir çözümün lineer çözümden farkı, çoklu matris çözümleri uygulanmasıdır. Lineer statikte matris denklem çözücüsü ile sadece tek sefer çözüm gerekir. Lineer olmayan ise her iterasyonda yeni bir sonuç elde eder.



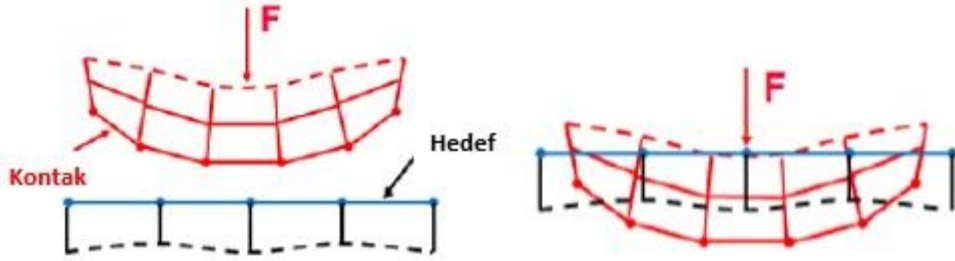
Şekil 4.19: Lineer ve lineer olmayan denge iterasyonları [7].

#### 4.8.5 Ansys'te Kontak Problemlerinin Çözümü

İki ayrı yüzey birbirine dokunduğu zaman, karşılıklı teğet olurlar. Fiziksel olarak, kontakta olan yüzeyler şu karakteristiklere sahiptirler.

- Birbirleri içine geçmezler.
- Basma normal kuvvetlerini ve teğetsel sürtünme kuvvetlerini iletebilirler.
- Çekme normal kuvvetini ise genelde iletmezler. Bu nedenle birbirlerinden ayrılmakta serbesttirler.
- Kontak, bir değişen durum doğrusalsızlığıdır. Parçalar dokunuyor veya ayrılmış iken, sistemin direngenliği kontak durumuna bağlıdır.

Fiziksel temas eden parçalar birbirlerini içine geçmezler. Bir kontak bölgesinde uyumluluğun sağlanması için program yüzeylerin penetrasyonunu önlemek adına iki kontak yüzeyi arasında bir ilişki kurar. ANSYS, kontak ara yüzünde uyumluluğu sağlamak için farklı kontak formülasyonlarını sunmaktadır.

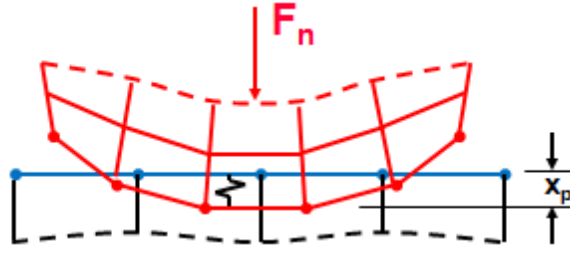


Şekil 4.20: Penetrasyon ve kontak kuvveti [7].

Kontak uyumluluğu sağlanmadığında, iç içe geçmeler meydana gelir. Yüzeylerin lineer olmayan katı cisim kontakları için, Pure Penalty veya Artırılmış Lagrange formülasyonları kullanılabilir.

- Her ikisi de penalty- tabanlı kontak formülüdür.

- Sonlu bir kontak kuvveti  $F_{normal}$  ve kontak rijitliği  $k_{normal}$  olarak tanımlanır. Daha yüksek kontak direngenliği, daha düşük penetrasyon  $x_{penetrasyon}$ , anlamına gelir.
- Sonsuz bir  $k_{normal}$  için, sıfır penetrasyon elde edilir. Bu nümerik olarak penalty metodu ile mümkün olmamakla beraber,  $x_{penetrasyon}$  ihmal edilebilir derecede küçük olduğu durumda, çözüm sonuçları doğrudur.



Şekil 4.21:  $x_p$  penetrasyon ve kontak kuvveti [7].

Pure Penalty ve Artırılmış Lagrange metodu arasındaki ana fark, ikinci metodun kontak kuvvetini (kontak basıncı) artırmasıdır. Ekstra  $\lambda$  terimi nedeni ile artırılmış Lagrange metodu, kontak direngenliğinin ( $k_{normal}$ ) büyüklüğü için daha az hassastır.

$$\text{Pure Penalty: } F_{normal} = k_{normal}x_{penetration} \quad (4.43)$$

$$\text{Augmented Lagrange: } F_{normal} = k_{normal}x_{penetration} + \lambda \quad (4.44)$$

Diğer bir seçenek ise “Lagrange Çarpanı Formülasyonu” dur. Normal Lagrange Formülasyonu kontak uyumluluğunu tatmin edebilmek için bir ekstra serbestlik derecesi ekler (kontak basıncı). Sonuç olarak, kontak kuvvetini, kontak direngenliği ve penetrasyon gibi yeniden çözmek yerine, bir ekstra serbestlik derecesi için çözer.

$F_{normal}$ : DOF(Degree of Freedom; Serbestlik Derecesi)

- Baskı serbestlik derecesi ile sıfır veya sıfıra yakın penetrasyona zorlar.
- Normal kontak rijitliğine ihtiyaç duymaz.
- Direkt çözücülere gerek duyar.

İki yüzey arasındaki bağı ve ayrılma olmayan özel kontak tiplerinde, “Çoklu Nokta Sınırlaması (MPC) Formülasyonu” uygun olmaktadır.

- MPC metodu, kontak yüzeyleri arasındaki deplasmanı bağlamak için iç sınır eşitlikleri ekler.
- Bu yaklaşım, Penalty tabanlı veya Lagrange çarpanı tabanlı değildir. Bağlı kontak yüzeyleri bölgesini ilişkilendirmek için kullanılan direk ve etkili bir yoldur.
- Yüksek deformasyon etkisi, MPC tabanlı bağı-kontakt (bonded-contact) ile desteklenebilir.

**Tablo 4.1:** Kontak formülasyonları karşılaştırma tablosu [7].

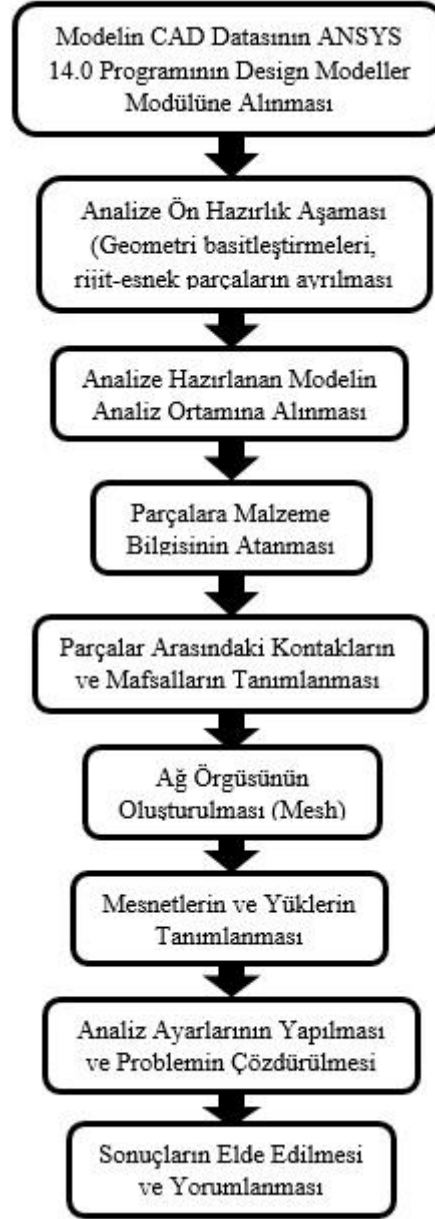
Pure Penalty		Augmented Lagrange		Normal Lagrange		MPC	
+	İyi yakınsama davranışı (birkaç eşitlik iterasyonu)	-	Penetrasyonun fazla olduğu durumlarda ek eşitlik iterasyonları gerekebilir	-	Titreşimin olduğu durumlarda, ek eşitlik iterasyonları gerekebilir	+	İyi yakınsama davranışı (birkaç eşitlik iterasyonu)
-	Kontak direngenliği seçimi, hassas	-	Kontak direngenliği seçimi, daha az hassas	+	Kontak direngenliği seçimine gerek yok	+	Kontak direngenliği seçimine gerek yok
-	Kontak penetrasyonu gerçekleşir ve kontrol edilemez	-	Kontak penetrasyonu gerçekleşir fakat bir miktar kontrol edilebilir	+	Genelde, penetrasyon sıfıra yakındır	+	Penetrasyon yoktur
+	Tüm kontak davranışları için uygundur	+	Tüm kontak davranışları için uygundur	+	Tüm kontak davranışları için uygundur	-	Sadece bağlı (bonded) ve ayrılma olmayan (no separation) kontak davranışına uygundur
+	Hem iteratif hem de direk çözümler kullanılabilir	+	Hem iteratif hem de direk çözümler kullanılabilir	-	Sadece direk çözümler kullanılabilir	+	Hem iteratif hem de direk çözümler kullanılabilir
+	Simetrik ve asimetric kontaklar mevcuttur	+	Simetrik ve asimetric kontaklar mevcuttur		Simetrik ve asimetric kontak mevcuttur		Simetrik ve asimetric kontak mevcuttur
+	Birleşme noktalarında kontak tespiti	+	Birleşme noktalarında kontak tespiti		Düğüm noktalarında kontak tespiti		Düğüm noktalarında kontak tespiti



#### 4.8.6 Yakınsama Kriteri

Nümerik çözüm tekniklerini uygularken, tabiatında var olan zorluklarla karşılaşılması muhtemeldir. Her iterasyon eşitliğindeki artık kuvvetler sıfıra yakın olsa dahi, yakınsama toleransının özgün tanımlanması önemlidir.

ANSYS programı çözümün başında atadığı yakınsama kriterini denge eşitlikleri iterasyonları sonuçları ile karşılaştırır. Denge eşitlikleri iterasyonlarını yakınsama kriterini yakalayana kadar devam ettirir.



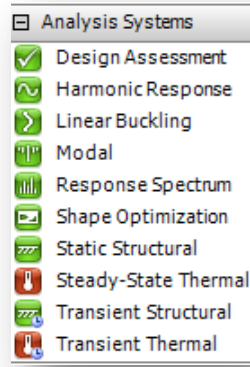
Şekil 4.22: Analiz akış şeması.

## 5. ÖN AKS SETİNİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE ANALİZİ

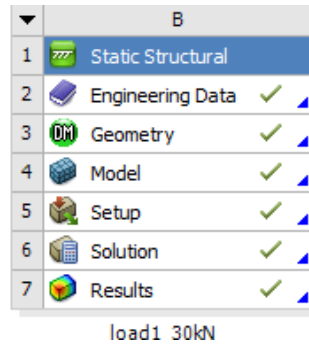
### 5.1 Analiz Akış Şeması

Ön aks setinin sonlu elemanlar analizleri aşağıda detayları açıklanan şekilde gerçekleştirilmiştir.

Aşağıdaki şekilde gösterilen Ansys workbench analiz programının ana klasörünün menüsünden analiz türü belirlenir. Teze konu olan analizde Static Structural seçeneğine tıklanır.



Şekil 5.1: Ansys Workbench analiz programının ana klasör menüsü.



Şekil 5.2: Static Structural menüsü.

Static Structural menüsünden “Engineering Data” seçeneği ile açılan malzeme kütüphanesinden (Şekil 5.3) malzeme özellikleri girilir. Malzeme

kütüphanesinden ilgili malzeme seçilebileceği gibi manuel malzeme de tanımlanabilir. Bu analiz için GGG 50 malzeme tanımlanmıştır.

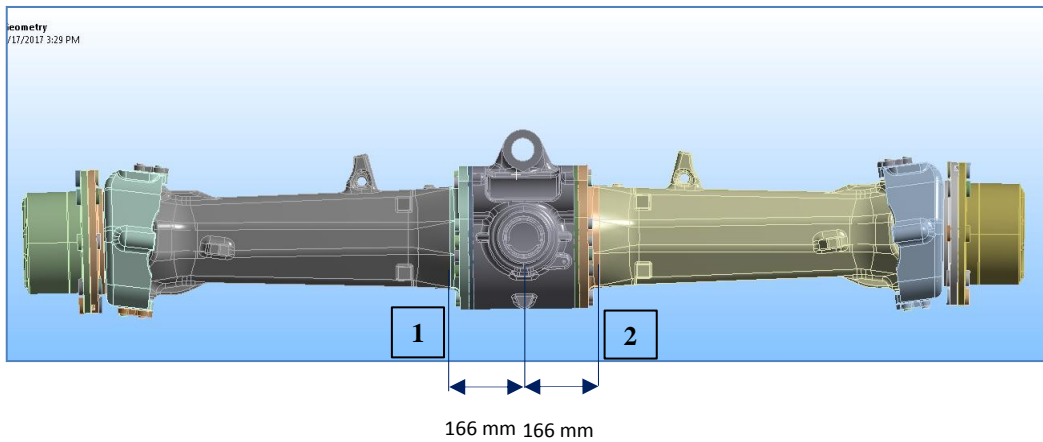
Outline of Schematic B2: Engineering Data				
	A	B	C	D
1	Contents of Engineering Data		§...	Description
2	Material			
3	ggg40	<input type="checkbox"/>		
4	ggg50	<input type="checkbox"/>		
5	Structural Steel	<input type="checkbox"/>		Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table
*	Click here to add a new material			

Properties of Outline Row 4: ggg50			
	A	B	
1	Property	Value	
2	Density	7100	kg m <sup>-3</sup>
3	Isotropic Elasticity		
4	Derive from	Young's Modulus and...	
5	Young's Modulus	1.69E+05	MPa
6	Poisson's Ratio	0.275	
7	Bulk Modulus	1.2519E+11	Pa
8	Shear Modulus	6.6275E+10	Pa
9	Tensile Yield Strength	350	MPa
10	Tensile Ultimate Strength	500	MPa

Şekil 5.3: Malzeme kütüphanesi.

Şekil 5.2’ de gösterilen menüden “Geometry” seçeneğine tıklanarak, Modelin Ansys Design Modeler kısmında analize hazır hale getirilmesi için civata, king-pin gibi parçalar hexahedral elemana uygun hale getirilerek bozuk yüzeyler temizlenmiştir.



Şekil 5.4: Design modeler’da strain gauge bağlanacak bölgelerin belirlenmesi.

Strain gauge bağlanan kısımlar Design Modeler içerisinde şekilde belirtilen ölçülerde kesilerek form new part yöntemiyle tekrar birleştirilmiştir. Bu yöntem kesilen yüzeylerdeki düğüm noktaları tekrar birleştirilerek sistemin parçaları tek bir part görmesini sağlamaktadır.

Analiz aşamasına geçebilmek için yine Şekil 5.2 'deki static structural menüsünden "Model" seçeneğine tıklanır. Açılan "Mechanical" dosyası içinde Engineering Data kısmında tanımlanan malzemeler parçalar için tanıtılır.

Definition	
<input type="checkbox"/> Suppressed	No
Stiffness Behavior	Flexible
Coordinate System	Default Coordinate System
Reference Temperature	By Environment
Material	
Assignment	ggg50
Nonlinear Effects	Yes
Thermal Strain Effects	Yes
Bounding Box	
Properties	
Statistics	

Şekil 5.5: Mechanical dosyasında parçaların malzeme tanıtımı.

Mechanical dosyası içerisinde Şekil 5.5' te gösterilen menü yardımıyla civatalara ön yüklemeye yapılabilmesi için lokal koordinat tanımlanır.

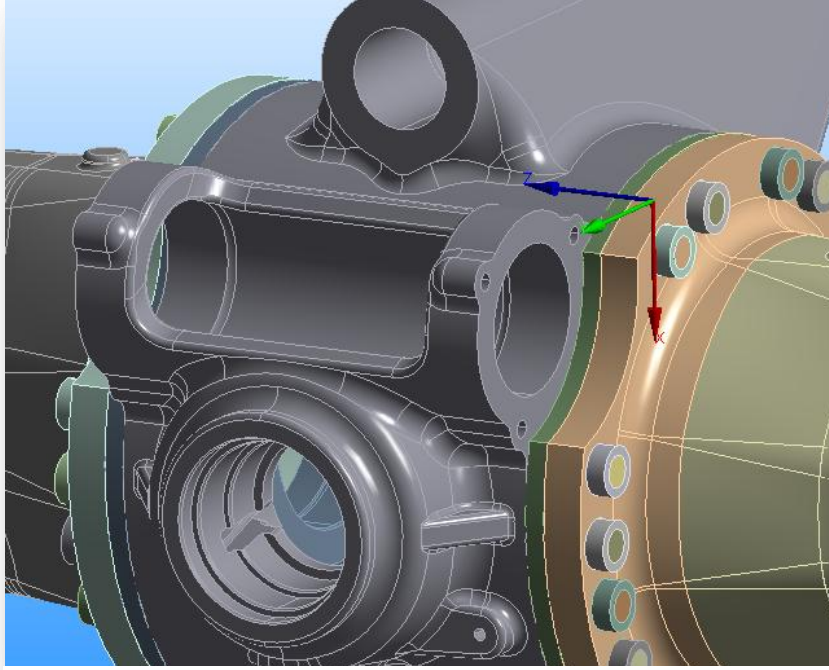
Definition	
Type	Cartesian
Coordinate System ID	Program Controlled
Origin	
Define By	Geometry Selection
Geometry	Click to Change
Origin X	-133.78 mm
Origin Y	-2. mm
Origin Z	-35.846 mm
Principal Axis	
Axis	X
Define By	Fixed Vector
Orientation About Principal Axis	

Outline

Project

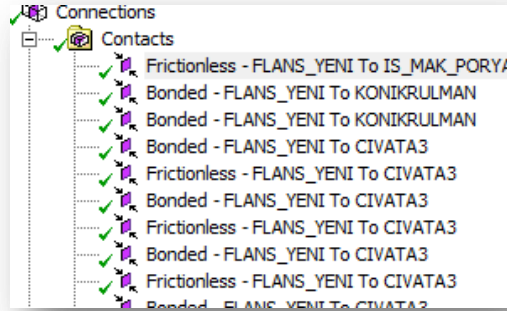
- Model (B4)
  - Geometry
  - Coordinate Systems
    - Global Coordinate System
    - Coordinate System
    - Coordinate System 2
    - Coordinate System 3
    - Coordinate System 4
    - Coordinate System 5
    - Coordinate System 6
    - Coordinate System 7

Şekil 5.6: Lokal koordinat tanımlama menüsü (coordinate systems).



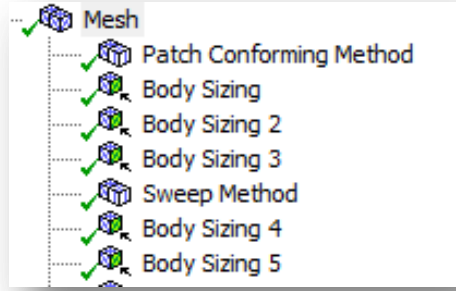
**Şekil 5.7:** Lokal koordinat atanmasının model üzerinde gösterimi.

Mechanical dosyası içerisinde yer alan Şekil 5.7 ‘deki “Connections” menüsünden parçalar arası (kontak) fiziksel bağ tanımlamaları gerçekleştirilir.



**Şekil 5.8:** Connections menüsü.

Genel olarak temasta olan parçalar arası (frictionless) sürtünmesiz temas, civatanın dişi ile tutan parça arasına (bonded) bağ fiziği tanımlanmıştır. Ayrıca rulmanlar ile çakıldığı gövdeler arasında da (bonded) bağ fiziği tanımlanmıştır.



Şekil 5.9: Mesh menüsü.

Şekil 5.8’ de gösterilen “Mesh” menüsü yardımıyla ağ örgüsü oluşturulur.

Defaults	
Physics Preference	Mechanical
<input type="checkbox"/> Relevance	0
+ Sizing	
+ Inflation	
+ Advanced	
+ Defeaturing	
Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	792419
<input type="checkbox"/> Elements	466821
Mesh Metric	Element Quality
<input type="checkbox"/> Min	7.07792961595623E-03
<input type="checkbox"/> Max	0.999999421149089
<input type="checkbox"/> Average	0.716131960476216
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0.222231768563914

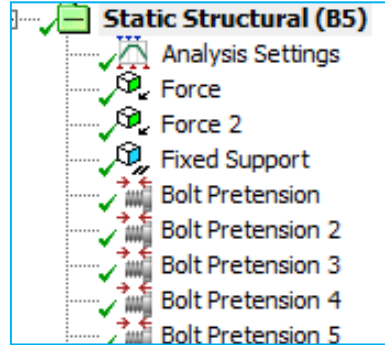
Şekil 5.10: Mesh global control menüsü.

Ayrıca mesh global control menüsü (Şekil 5.9) yardımıyla mesh boyut kontrolü yapılabilir. Genel olarak civata ve king-pinler hexahedral diğer parçalar tetrahedral eleman ile örülerek ağ yapısı oluşturulmuştur. (Şekil 5.10) Mesh boyutu genel olarak 4-12 mm arası değişmektedir.



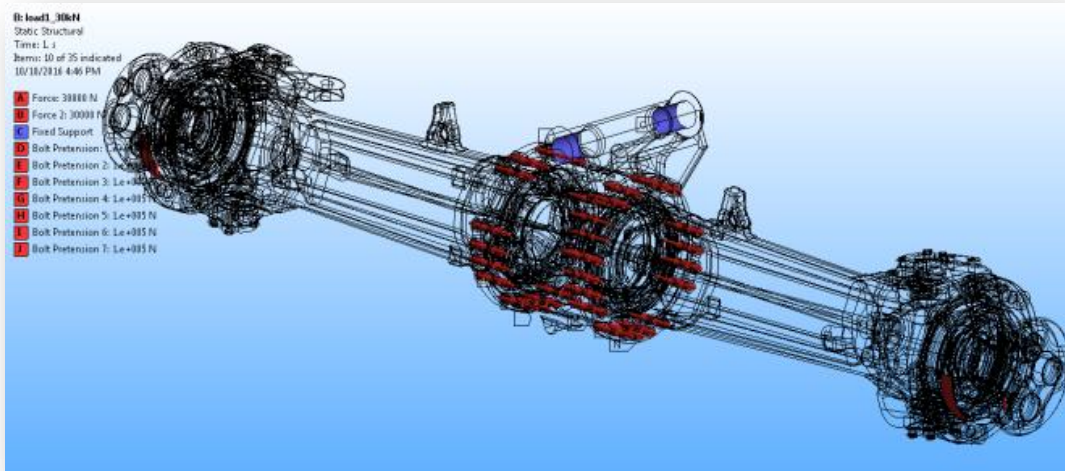
Şekil 5.11: Aks kompleksinin sonlu eleman ağı.

Mechanical dosyası içinde “Static Structural” menüsü (Şekil 5.11) yardımıyla kuvvet ve sınır şartlarının yükleme koşulları belirlenir.



Şekil 5.12: Mechanical dosyası içindeki Static Structural menüsü.

Osilasyon noktasından sabitlenerek her iki porya başına sırasıyla 30.000 N ve 50.000 N kuvvet uygulanmıştır. Ayrıca kovanları orta gövdeye bağlayan civatalara ön gerilme uygulanmıştır.



Şekil 5.13: Aks kompleksinin yükleme ve sınır şartlarının model üzerinde gösterimi.

Civata Öngerilme Hesabı (M16):

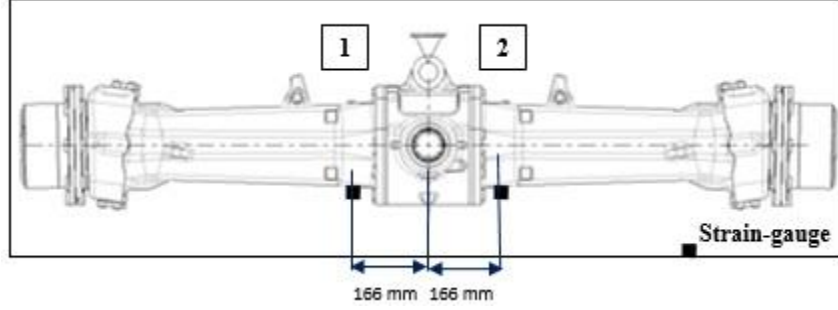
$$M_{\ddot{o}} = 0.2 \times F_{\ddot{o}} \times d_2 \quad (5.1)$$

Denklemi ile

$$320.000(\text{Nmm}) = 0,2 \times F_{\ddot{o}} \times (16)$$

$$F_{\ddot{o}} = 100.000 \text{ N}$$

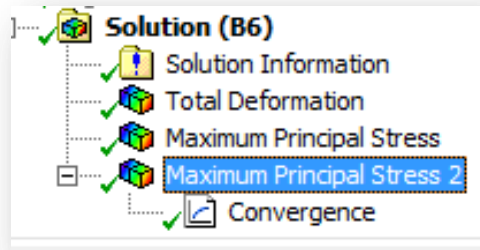
hesaplanır. Bu kuvvet değeri kovan-orta gövde montajında tüm civatalara uygulanır.



**Şekil 5.14:** Strain- gauge bağlantı bölgeleri.

Şekil 5.14 te görüldüğü gibi strain-gauge ler aks osilasyon ekseninden 166 mm uzaklıkta olacak şekilde bağlanmışlardır. Radyuslu bölgeden biraz uzakta olmasının nedeni bağlanacak olan strain gauge lerin zarar görmesini engellemektir.

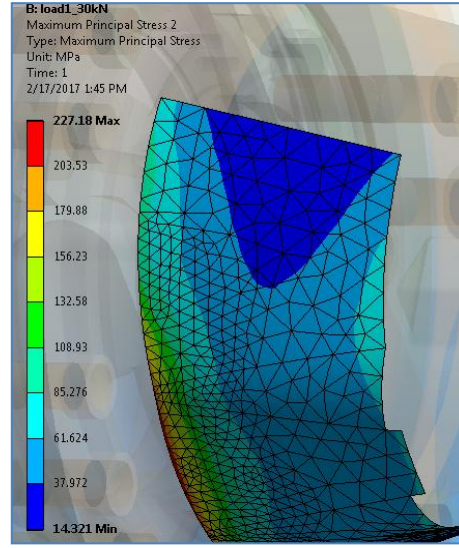
Analizi yapılacak olan aks kovanının malzemesi kırılma teorisi olarak gevrek davranış gösteren küresel grafitli dökme demir (sfero) olduğundan mukavemet teorisi olarak maksimum normal gerilme hipotezi kullanılmalıdır. Kritik bölgede gerilme yakınsama kontrolünün (convergence) yapılabilmesi için Şekil 5.2’ deki “mechanicals” menüsünden “solution” seçeneğine tıklanır. Şekil 5.15’te verilmiş olan “solution” menüsünden Maximum Principal Stress (Maksimum Gerilme Hipotezi) seçeneğine tıklanarak “convergence” seçilir.



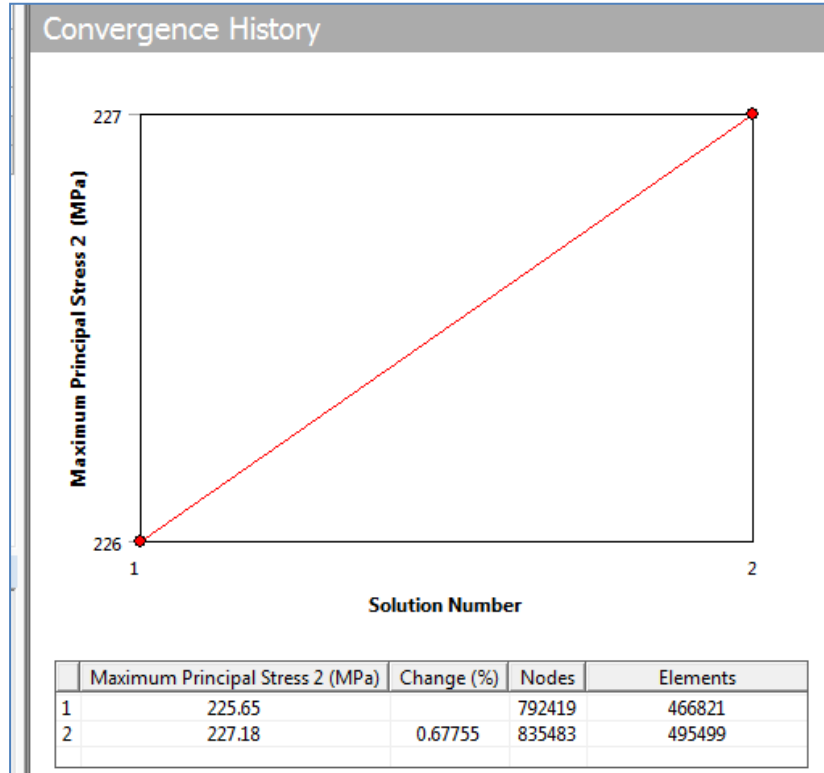
**Şekil 5.15:** Mechanical dosyası içindeki solution menüsü.

Strain gauge bağlantı bölgelerine gerilme yakınsama kontrolü yapılmıştır. Değişim % 0.67 olarak uygundur.

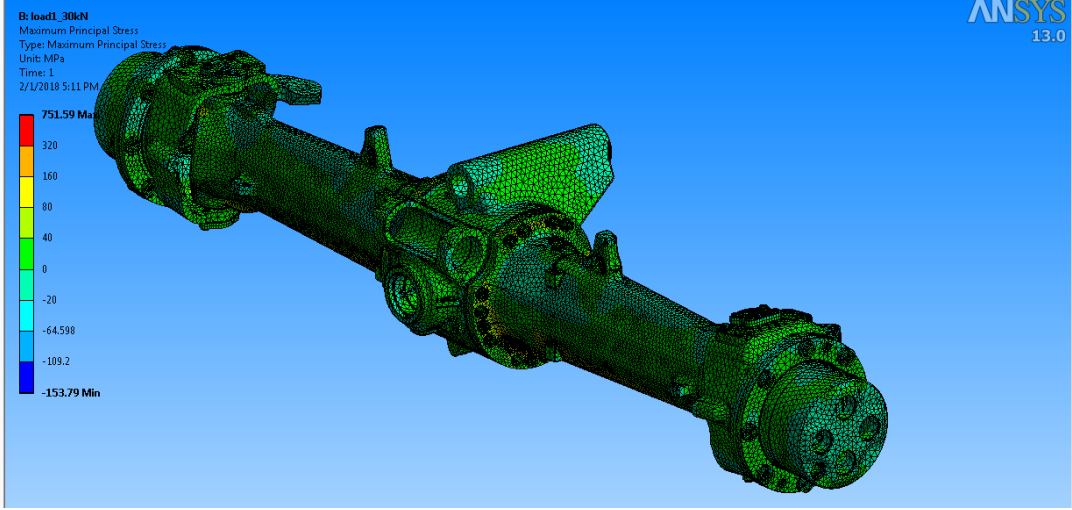




Şekil 5.16: Sonlu eleman yapısı optimizasyonu.

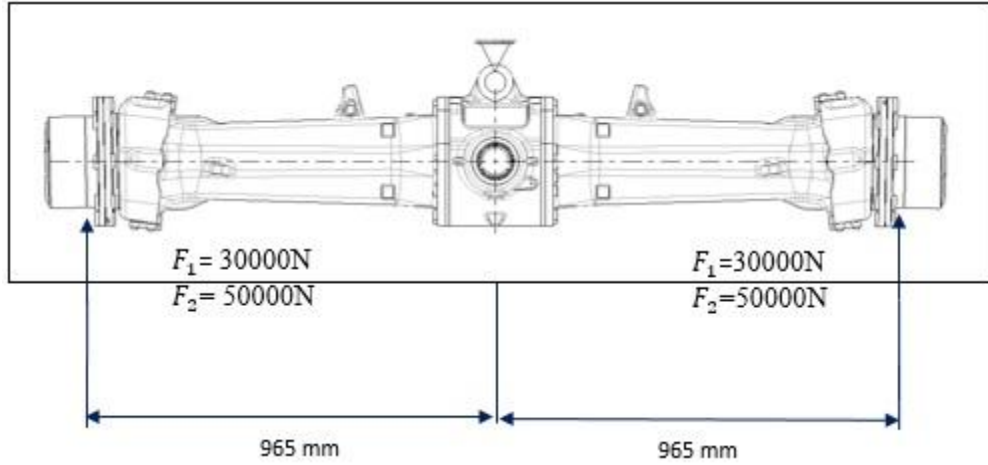


Şekil 5.17: Gerilme yakınsama (convergence) kontrol grafiği.



**Şekil 5.18:** Optimizasyon sonrası kovan kompleksinin sonlu eleman yapısı.

792.419 düğüm noktası ve 466.821 eleman sayısı olan sistem, yapılan kritik yakınsama kontrolü ile birlikte 835.483 düğüm noktası ve 495.499 eleman sayısına ulaşmaktadır. Bu durum, maksimum gerilme değeri 225,65 Mpa iken 227,18 Mpa değerine ulaşması sistemin yakınsadığını göstermektedir.



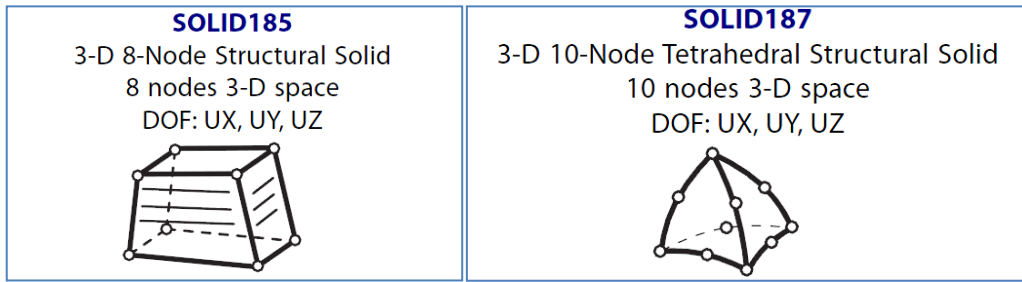
**Şekil 5.19:** Uygulanan yük ve sınır şartının mühendislik gösterimi.

Analizi yapılan ön aks kompleksine ait parçaların malzeme verileri Tablo 5.1’de gösterildiği gibidir. Akma mukavemeti analiz sonuçlarını etkileyen bir değer olmamakla beraber, sistemin emniyet katsayısı kontrol edilirken dikkate alınmaktadır.

**Tablo 5.1:** Malzeme mekanik özellikleri.

Malzeme	Elastisite (Gpa)	Poisson Oranı	Yoğunluk ( $kg m^3$ )	Akma Mukavemeti (Mpa)
Çelik	200	0.3	7850	250
GGG 40	169	0.275	7100	250
GGG 50	169	0.275	7100	350

Solid 185 ve Solid 187 üç boyutlu katı yapıların modellenmesinde kullanılan eleman tipleridir. Solid 185 üçer serbestlik derecesi bulunan 8 düğüm noktalı eleman tipidir. Solid 187 ise üçer serbestlik derecesi bulunan 10 düğüm noktalı eleman tipidir. Her iki eleman da plastisite, hiperelastisite, gerilme sertleşmesi, sünme, yüksek deformasyon ve yüksek strain kapasitesine sahiptir.



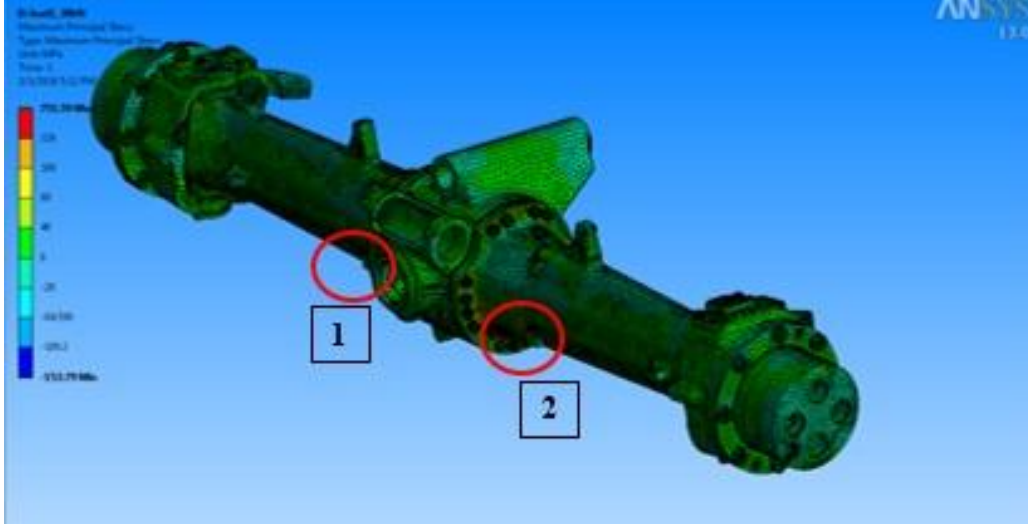
**Şekil 5.20:** Solid 185 ve Solid 187 eleman tipleri.

## 5.2 Analiz Yöntemi ve Sonuçlar

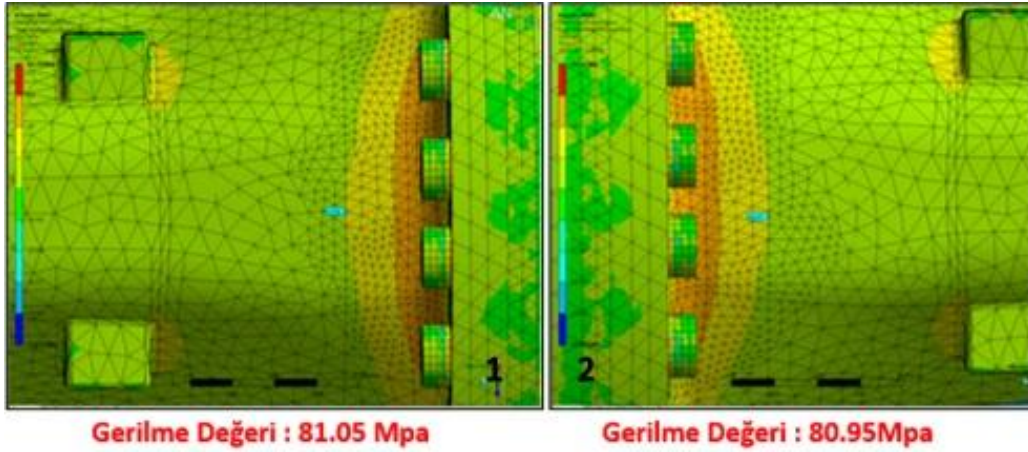
Analiz nonlinear kontak algoritması içermektedir. Problem lineer çözüm yöntemi olan Newton-Raphson iterasyon yöntemiyle çözdürülmüştür.

### 5.2.1 30000 N Yük Altındaki Gerilme Değerleri

30000N yük altındaki sistemde yukarıda belirtilen strain gauge bölgelerinde gerilme değerleri ölçülmüştür. Gerilme teorisi; aks kovanın sfero döküm malzeme olması dolayısıyla Max Principle Stress teorisi kullanılmıştır. (Maksimum Çeki Gerilme Hipotezi)



Şekil 5.21: 30000N yük altındaki aks kompleksinin gerilme haritası.

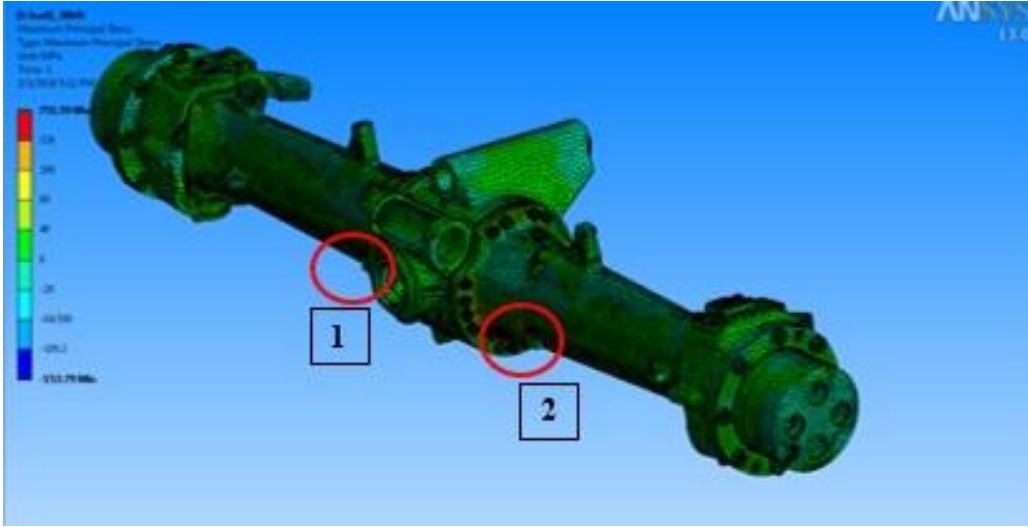


Şekil 5.22: 1 ve 2 nolu strain gauge bölgelerinin gerilme değerleri (30000N).

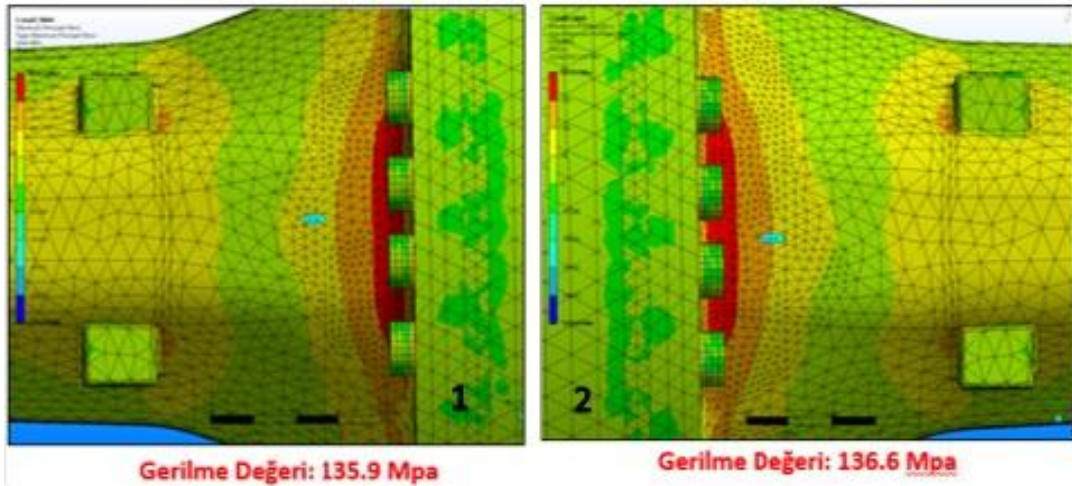
30 kN yük altında analiz sonuçları değerlendirildiğinde; strain gauge bağlanan bölgelerde görülen gerilme değerleri sırasıyla, 1 nolu strain gauge bağlantı noktasında 81.05 MPa ve 2 nolu strain gauge bağlantı noktasında ise 80.95 MPa görülmektedir.

### 5.2.2 50000N Yük Altındaki Gerilme Değerleri

50000N yük altındaki sistemde yukarıda belirtilen strain gauge bölgelerinde gerilme değerleri ölçülmüştür.



**Şekil 5.23:** 50000N yük altındaki aks kompleksinin gerilme haritası



**Şekil 5.24:** 1 ve 2 nolu strain gauge bölgelerinin gerilme değerleri (50000N).

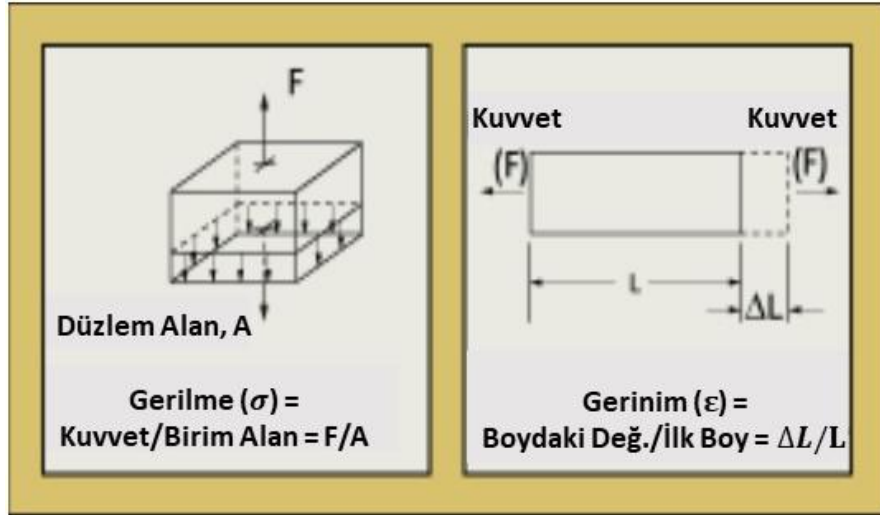
50 KN yük altında analiz sonuçları değerlendirildiğinde; strain gauge bağlanan bölgelerde görülen gerilme değerleri sırasıyla, 1 nolu strain gauge bağlantı noktasında 135,9 MPa ve 2 nolu strain gauge bağlantı noktasında ise 136,6 MPa görülmektedir.

Analizi yapılan aks kovanlarının deneysel çalışmadaki strain gauge hesaplarıyla mukayese edilmesi için strain gauge tipi ve çeşitlerinin bilinmesi ile birlikte deneysel çalışmada doğru strain gauge seçilip uygulanması için strain gauge konusunun bilinmesi gerekmektedir.

## 6. STRAIN GAUGE ÖLÇÜMÜ

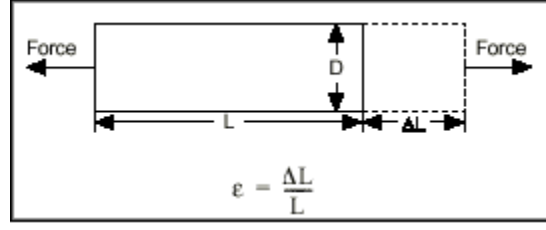
### 6.1 Strain Tanımı

Dış kuvvetlere maruz kalan bir parça, gerilim ve strain altındadır. Gerilim direk ölçülmez. Ancak etkisi ölçülebilir. Gerilme; gerilim ile strain arasındaki bağıntı bilindiği takdirde hesaplanabilmesi mümkündür.



Şekil 6.1: Stress ve Strain tanımı [8].

Strain tanımını anlayabilmek için şöyle bir örnek verelim. Şekil 6.1 deki  $L$  boyunda bir çubuk olsun. Bu çubuğu  $P$  kuvvetinde çekmeye veya basmaya maruz bırakalım. Çubuk kendi eksenini boyunca uzar veya kısalır. Bu  $\delta L$  boydaki uzama miktarı çubuğun  $L$  boyuna bağlıdır. Özetle, strain her iki durumda da birim uzunluk başına uzama yada kısalımadır. Strain formülü  $\epsilon = \delta L/L$  dir.



Şekil 6.2: Strain Tanımı [8].

## 6.2 Çapraz-Yanal Strain (Poisson Oranı)

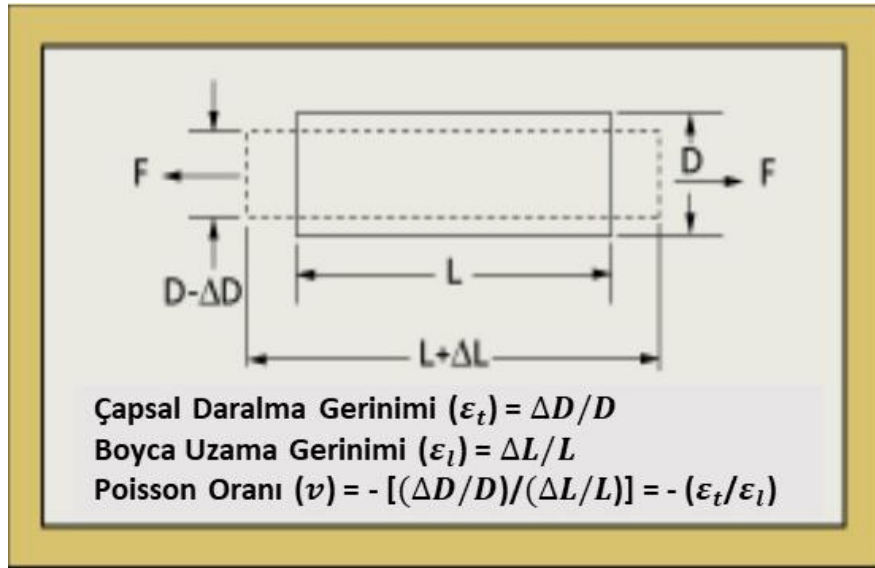
Çapraz strain, yük uygulanan cismin kesitindeki (kesit yük doğrultusuna dik olmalı) meydana gelen daralma veya genişlemeye denir. Aynı biçimde hesaplanır. Çapraz-yanal strain in dik straine oranına poisson oranı denir. Pozitif bir değerdir. Poisson değeri ( $\nu$ ) her malzeme için farklıdır.(Metal, alaşım, plastik..)Metallerde en düşük değer  $\nu = 0.21$  ile çinkoda, en büyük değeri ise  $\nu = 0.35$  ile piriñtedir. Çeliklerde bu değer  $\nu = 0.29$  ile  $0.33$  arasında değışkenlik gösterebilir.

Günümüzdeki mühendislik ürünlerinin tasarımı en ekonomik ve en yüksek yüke dayanabilecek şekilde tasarlanır. Dolayısıyla tasarımların testlerinde ve üretimleri esnasında gerilme ve gerinimlerin göz önünde bulundurulması ve ölçülmesi son derece önemlidir. [12]

Günlük yaşamın birçok alanında insanlar, gerinim ölçerleri doğrudan ya da dolaylı olarak sürekli kullanırlar. Sıkça rastlanılan, modern tasarımlı, ısıl değışimlerden etkilenmeyen, bağı direnç tipindeki gerinim ölçerler basit yapılarına karşı oldukça gelişmiş ölçüm cihazlarıdır. Gerçekte yüksek elektriksel dirence sahip bu cihazlar günümüzde doğru, dayanıklı, kararlı ve kolay kullanıma sahip algılayıcılar olarak değerlendirilmektedir. Kullanımları ve uygulamaları oldukça kolay, düşük maliyetli ve farklı amaçlar için çeşitli şekillerde üretilebilen bu dirençler aynı zamanda, oldukça geniş bir sıcaklık aralığında da hizmet verebilirler. Bu üstün özellikleri gerinim ölçerleri ticari olarak sürekli geliştirilen bir ürün haline getirmiştir. [15]

Geçmiş ve günümüzde gerinim ölçerlerle ilgili yapılan çalışmaların birçoğu, metalurjik olarak daha iyi özelliklere sahip elektriksel direnç alaşımlarının incelenmesine odaklanmıştır. Bu sayede gerilme ölçümüne ihtiyaç duyulan yerlerde ve farklı birçok uygulamada gerinim ölçer kullanımı hızla artmıştır. [16]

Elektriksel gerinim ölçerler, boyları 25 mm ile 0.2 mm arasında değişen metal veya yarıiletken malzemelerdir. Bu malzemeler sıcaklık değişimine mümkün olan en az ve gerinime en büyük direnç değişimini gösterecek şekilde farklı alaşımlardan üretilirler. Yarıiletken gerinim ölçerler, metal gerinim ölçerler ile karşılaştırıldıklarında gerinim altında çok büyük direnç farkı göstermelerine karşı sıcaklık değişikliklerine hassasiyetleri çok yüksektir. Bu nedenle yarıiletken gerinim ölçerler daha çok ısıl değişimlerin uygun tasarım altında ihmal edilebilir düzeye indirildiği dönüştürücülerde kullanılırlar. Elektriksel direnç gerinim ölçerleri, gerinimin analizi amacıyla birçok deneysel uygulamada kullanılmaktadırlar. [17]



**Şekil 6.3:** Boyuna ve enine strain ve poisson oranı [8].

Yük dolayısıyla gerilme altındaki elastik malzemeler için E elastisite modülü;  
E = Gerilme ( $\sigma$ ) / Strain ( $\epsilon$ ) dir. Yani gerilim/strain eğrisinin eğimidir.  $\sigma = E \cdot \epsilon$  dur.

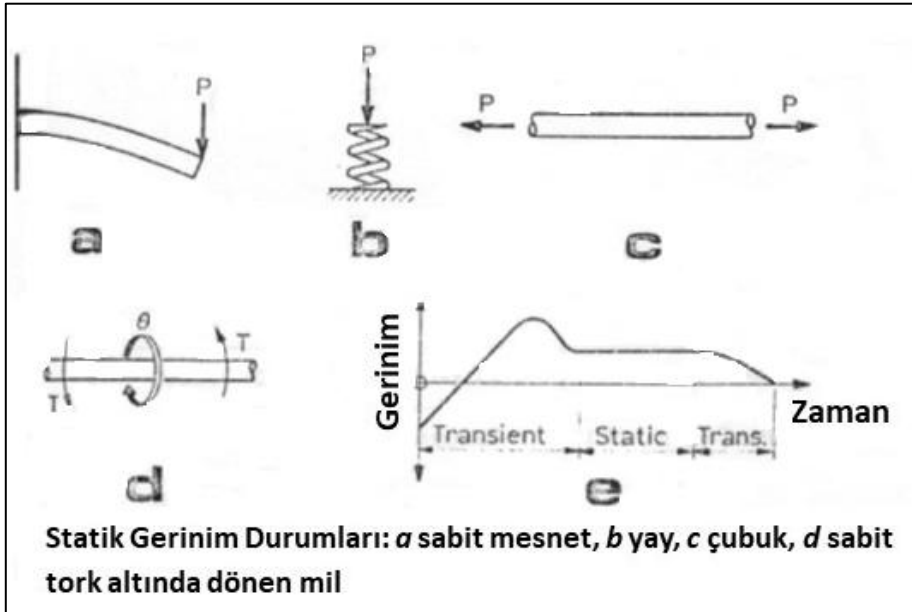


### 6.3 Strain Tipleri

Strain tipleri statik ve dinamik strain olarak ikiye ayrılır.

#### 6.3.1 Statik Strain

Belirli zaman aralığında değişkenlik göstermeyen straine, **statik strain** denir. Sabit parçalarda meydana gelebileceği gibi hareketli parçalarda da oluşabilir. Sabit bir tork altında dönen bir makine mili çok az değişen, yada sabit bir strain'e maruz kalır diyebiliriz.

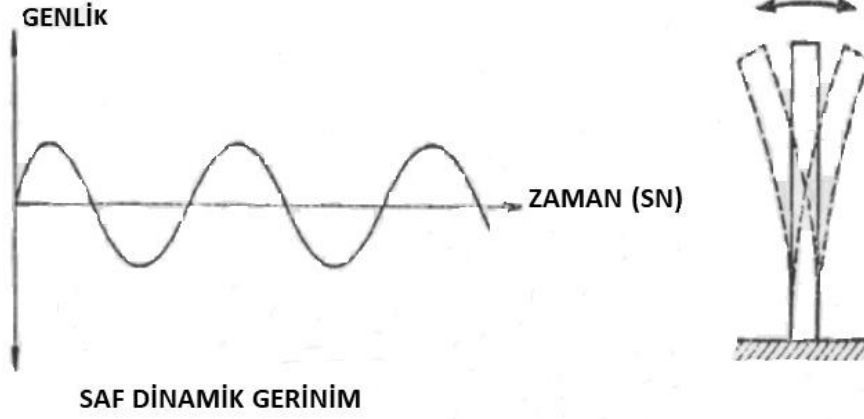


Şekil 6.4: Farklı statik strain tipleri [8] .

#### 6.3.2 Dinamik Strain

Zamana bağlı değişkenlik gösteren strain tiplerine dinamik strain denir. Strain değişme hızı, strainlerin ölçülmesi esnasında problem çıkarabilir.

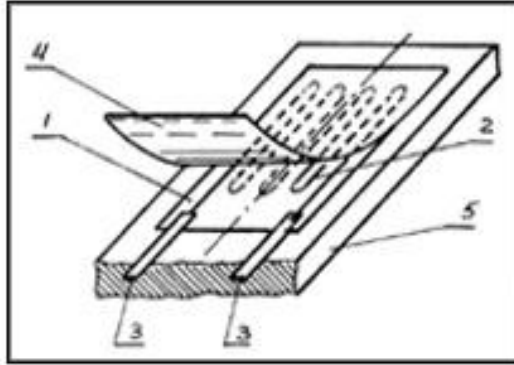
Bunun yanında bir makina parçası statik ve dinamik strain'e aynı anda maruz kalabilir.



Şekil 6.5: Dinamik Strain [8].

#### 6.4 Strain Gauge Yapısı Ve Kullanılışı

Özel bir yöntemle üretilmiş olan ince bir tel, Şekil 6.6' daki gibi ince plastik bir yaprağın üzerine yerleştirilir. Aynı plastik malzeme ile örtülür. Lüzum görülen gölgelerdeki sağlamlaştırma bandları ve bağlantı kolları yapıştırılarak bir strain gauge yapılmış olur.



Şekil 6.6: Strain gauge yapısı [8].

Metal Tel Bağlı Strain gauge Yapısı:

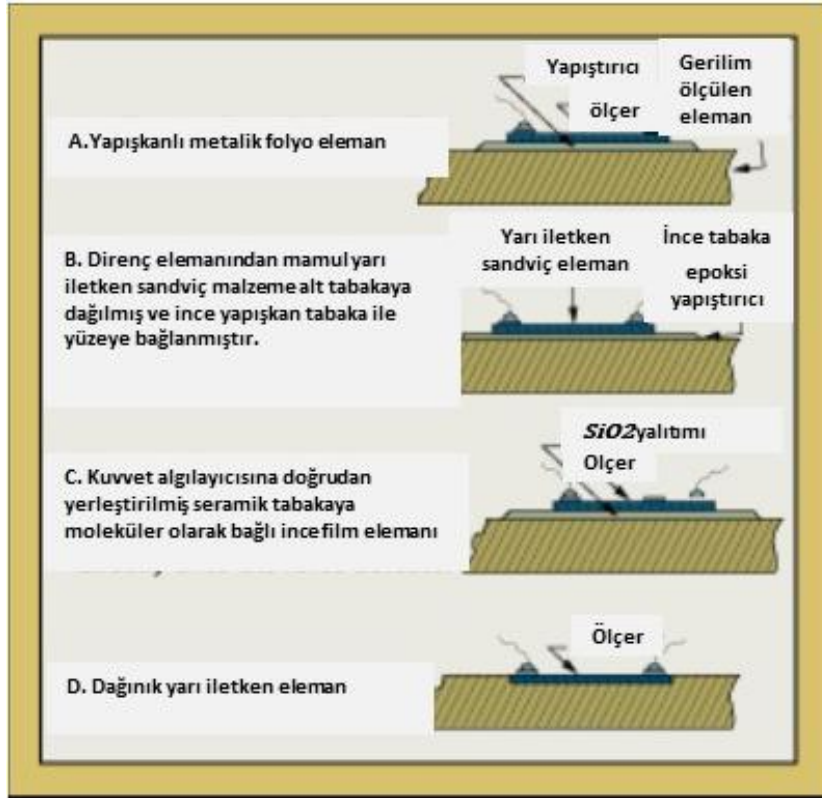
- 1 = substrate (alt tabaka)
- 2 = strain-sensitive wire (strain hassas ölçüm teli)
- 3 = leads (kablolar)
- 4 = protective film (koruyucu film)
- 5 = measured surface (ölçüm yüzeyi)

#### 6.4.1 Strain Gauge'ın Yapıştırılması Ve Yerleştirilmesi

Strain gauge kullanılacak yer metalik bir yüzey ise, yüzey ilk önce taşlanır, ardından zımparalanır ve daha sonra eter gibi sıvılarla yüzey yağ ve kirinden temizlenir.

Genellikle strain gauge'ler için iki bileşenli yapıştırıcılar kullanılır. Bu yapıştırıcılar ölçüm yapılacak yere sürülür. Ölçümü yapılacak strain gauge üzerine yerleştirilir. Ardından özel bir plastik folye ile üzeri kaplanır.

Üzeri hafifçe birkaç dakika bastırılır. Strain gauge yapıştırma ve yerleştirme işlemi imalatçı firmanın kullanma talimatına uygun şekilde yapılmalıdır.



Şekil 6.7: Strain-gauge uygulanması [8].

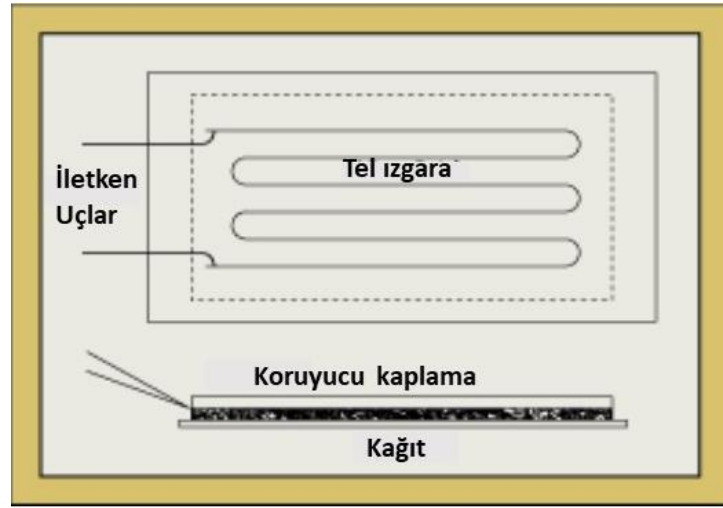
#### 6.5 Strain Gauge Çeşitleri Ve Özellikleri

Kullanım yerleri ve üretimleri açısından strain gauge çeşitleri çok fazladır. Strain gauge'lerin düz yüzeylerde gerinim ölçümü yapabilenleri gibi küresel yüzeylerde de genleşme gerinim ölçümü yapabilen tipleri de mevcuttur.

### 6.5.1 Tel Halindeki Strain Gaugeler

Bu tip strain gauge'lerin bir düzlemde sağa sola kıvrılarak yerleştirilmiş olanları olduğu gibi, ince bir spiral şeklinde başlayıp ardından yassılaştırılması ile imal edilmiş olan tipleri de mevcuttur.

Bu tip strain gauge'lerin bağlantı bandları kalın ve mukavim yapılarak dayanıklılık süreleri arttırılır. Strain gauge telinin bu banda bağlantısı çok özel bir kaynak işlemi ile gerçekleşir. Lehim yapması tercih edilmez.



Şekil 6.8: Tel halindeki strain-gaugeler [8].

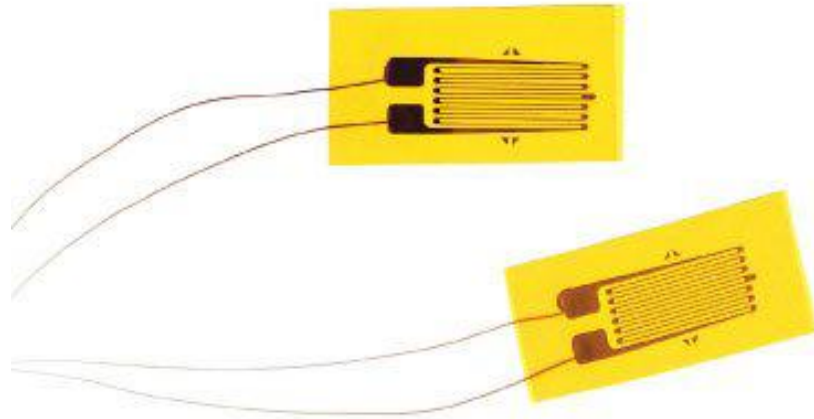
### 6.5.2 Folye Halindeki Strain gaugeler

1950' lerde basılı devre tekniklerinin hız kazanması ile birlikte bu teknolojiyi kullanarak üretilen folye gerinim ölçerler, öncelikle İngiltere' de ve daha sonra ABD' de üretilmeye başlanmış ve kullanımları zamanla yaygınlaşmıştır. Folyo tipi gerinim ölçerlerin üretimlerinde, uygun alaşıma ait ince folye halindeki metalin kimyasal olarak aşındırılması veya kesilmesi ile istenilen şeklin kazandırılması tekniği kullanılmaktadır. Bazen yapıları ve üretim teknikleri nedeniyle folye gerinim ölçerler, tel halindeki gerinim ölçerlerin birçok özelliğine de sahiptirler. [9]

İlk ince film yapısındaki folyo gerinim ölçer Saunders ve Roe tarafından 1952 yılında İngiltere’ de üretilmiştir. Bu tip gerinim ölçerlerde ızgara deseni, litografik aşındırma yöntemi kullanılarak gerçekleştirilir. Yöntem oldukça kullanışlı olduğundan, çok çeşitli boyut ve şekilde üretmek mümkündür. İnce film gerinim ölçerlerde en kısa ve uzun gerinim ölçer boyutları sırasıyla 0.2 mm ve 102 mm dir. Standart gerinim ölçer elektriksel dirençleri 120 ve 350  $\Omega$  kadardır.

Folye tipindeki ince film gerinim ölçerler oldukça kırılğan, biçimleri bozulmaya uygun ve kırışabilir yapıdadırlar. Bu nedenle bu tarz gerinim ölçerler, öncelikle ince plastik bir taşıyıcı altlığa bağlandıktan litografik aşındırma işlemine tabi tutulur. Süz konusu bu plastik aynı zamanda gerinim ölçer, gerinimi ölçülecek yüzeye yapıştırıldıktan sonra da, yalıtım elemanı olarak da iş görür. [10]

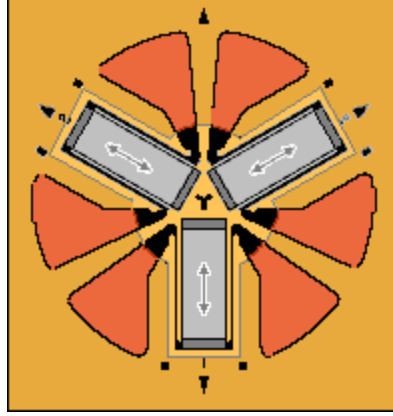
Folye halindeki strain gauge’ler, 2-10  $\mu m$  kalınlığındaki valslenerek inceltilmiş metal bandın, bir tarafını bir plastik reçine ile diğer tarafını ışığa hassas cila tabakası ile kaplayarak elde edilirler. Ciladan açık kalan kısımlar uygun bir ışığa tutularak kimyasal yolla eritilir. Böylece hassas straingauge’ler elde edilmiş olur. Bu tip strain gauge’ ler tel strain gaugelere göre daha uzun ömürlüdürler. Hassasiyetleri fazladır. Bağlantı uçları olan ve olmayan da vardır. Olmadığı durumda uçların straingauge teline bağlanması gerekir. Bu işlem dikkatli yapılmadığı takdirde strain gauge’ in ömrü etkilenecektir.



**Şekil 6.9:** Folye halindeki strain gaugeler [8].

### 6.5.3 Rozet Halindeki Strain gaugeler

Bu tür strain gaugeler genellikle 3 strain gauge' in belli açılarla bir araya getirilmiş halidir. Aralarındaki açının  $120^\circ$  derece olanına yani 3 lü tipe delta rozet,  $135^\circ$  olanına  $135^\circ$ 'lik,  $90^\circ$  olanına da  $90^\circ$  lük rozet denir. Bu tip strain gauge rozetlerinde farklı yönlerdeki uzama ve gerilmelerin ölçümü aynı anda yapılabilir.

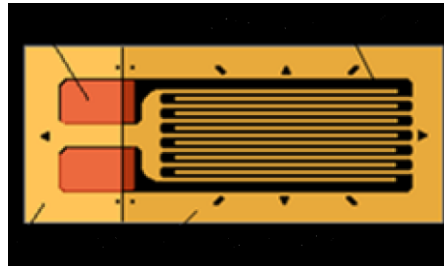


Şekil 6.10: Rozet halindeki strain-gauge tipi [8].

### 6.5.4 Yüksek Sıcaklığa Uygun Strain gaugeler

Strain gaugeler genel itibariyle  $200^\circ\text{C}$  sıcaklığa kadar kullanılabilirler. Daha yüksek sıcaklıklara çıktıklarında yandıkları için özelliklerini yitirirler. Bu yüzden sıcak bölgelerde yapılması gereken ölçümler için seramik yüzeye yerleştirilmiş strain gauge türleri tercih edilir. Bazı özel durumlarda ince metal boru içerisine saf metaloksit tozları ile birlikte yerleştirilmiş ince strain gauge teli kullanılmaktadır.

Statik deneylerde  $300^\circ\text{C}$ , dinamik deneylerde  $600^\circ\text{C}$  nin üstünde sağlıklı ölçümler yapılamayacağından yüksek sıcaklıklara uygun strain gauge imalat eden firmaların kurallarına uyulmalıdır.



Şekil 6.11: Yüksek sıcaklık strain gauge tipi [8].

Strain gauge seçerken dikkat edilecek hususlar:

- Strain gauge türü ve k faktörü
- Strain gauge' in ölçümü yapılacak yerin sıcaklığına olan uygunluğu
- Strain gauge' in bağlandığı yerin uygulanacak yüke olan dayanıklılığı
- Strain gauge'nin enine genişmesi ve süneklilik sınırı
- Ölçüm esnasında kullanılacak olan ölçüm aletlerinin strain gauge ile uygunluğu [18]

## 6.6 Gauge Faktörü Ve Strain Duyarlılığı

$R = \rho \cdot l / A$  formülüne göre bir metal iletkenin direnci; metalin öz direnci ve uzunluğuyla doğru, kesitiyle ters orantılıdır. Çekme yükü uygulanan bir strain gauge'nin kesidi azalır ve uzunluğu arttığı zaman, iletkenin metalik kafesinde çarpılmaya izin verilerek direncinde artış görülür. Fakat bu olay dirençteki değişimi tamamen açıklayamaz. İletken metal kafesindeki diğer değişimler de öz dirençte değişim meydana getirdiği ortaya konmalıdır. Örneğin sıcaklığın da öz direnci değiştirdiği dikkate alınmalıdır.

$$k = (\Delta R / R) / (\Delta l / l) \quad (6.1)$$

dir.

k = Gauge faktörü

Burada ( R ) strain gauge'nin normal direncidir.

Gauge faktörü olan (k), imalatçı firmalar tarafından belirlenir. Genellikle tel ve folye halinde üretilen gaugelerin, gauge faktörü yaklaşık 2 olmasına rağmen gauge'nin uzunluğuna ve büyüklüğüne bağlı olarak 1,7-4 arasında değişkenlik gösterir.

Gauge faktörü (k) nün matematiksel formülünü şöyle gösterelim; bir metal iletkenin kuvvetle yüklenmeden önceki direnci,

$$R = \frac{\rho \cdot l}{A} \quad (6.2)$$

olarak ifade edilir.

Bu formülde;

$\rho$ : Özgül direnç

L: Tel boyu

A: Tel kesidi

Kuvvet yüklemesinden dolayı oluşan değişimi incelemek için yukarıdaki denklemin kısmi türevi alınır. Her terim kendi ana büyüklüğüne oranlanırsa;

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{\Delta \rho}{\rho} + \frac{\Delta L}{L} - \frac{\Delta A}{A} \quad (6.3)$$

denklemini elde edilir. Telin kesiti

$$A = \pi D^2 / 4 \quad (6.4)$$

olduğundan;

$$\frac{\Delta A}{A} = 2 \cdot \frac{\Delta D}{D} \quad (6.5)$$

yazılabilir. Ayrıca bu ifade enine uzama oranı için

$$\frac{\Delta D}{D} = \varepsilon \cdot \rho = -v \cdot \varepsilon \cdot l = -v \cdot \Delta l / l \quad (6.6)$$

eşitliği kullanılabilir. ( $v$  = Poisson oranı ve  $v = 0,33$ )

$$\Delta R / R = [1 + 2v + (\Delta \rho / \rho) \cdot (l / \Delta l)] \cdot (\Delta l / l) \quad (6.7)$$

ifadesi yazılabilir. Parantez içindeki kısım “k” ile gösterilirse;

$$\Delta R / R = k \cdot \varepsilon \quad (6.8)$$

denklemini elde edilir.



## 6.7 Strain Gauge Alaşımları

Statik ve dinamik ölçümler için kullanılacak olan strain gauge tiplerinin alaşımları farklıdır. Statik strain gaugelerin alaşımı %55 Cu %45 Ni dir. Dinamik strain gaugeler için alaşım miktarları ise %52 Fe, %36 Ni, %8 Cr, %5Mo dir. (Cu-Ni) alaşımlarının gauge faktörü k=2 olarak bilinir. Strain gauge dirençlerinin sıcaklık katsayısı

$$\alpha = \pm 2\mu\text{ohm} \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{ohm}} \quad (6.9)$$

Bu alaşımların korozyon direnci 400 °C üzerine kadar çıkar ve gayet iyidir.

(Fe-Ni) alaşımlarında ise;

$$\alpha = +175\mu\text{ohm} \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{ohm}} \quad (6.10)$$

k=3.5. Bu alaşımlarla sadece dinamik strain ölçümü yapılır. Bu tip ölçümlerde strain hızlı değişkenlik gösterdiğinden sıcaklığın etkisi önemsiz kalır.

Gerinim ölçerler gerçekte birer direnç telidir ve direnç olarak kullanılacak bir malzemenin öz direncinin yüksek olması beklenir. Ni-Cr un diğer alaşımlara göre yüksek elektriksel dirence sahip olması, bu malzeme ile daha küçük gerinim ölçerlerin tasarlanabilmesine de imkân verir. [13]

Bunlara ilave olarak, gerinim ölçerlerin üretimi amacıyla seçtiğimiz Ni-Cr alaşımının kullanımı sadece gerinim ölçerle sınırlı değildir. Ni-Cr mikro elektronik, MEMS gibi ince filmlerin yaygın olarak kullanıldığı alanlarda direnç malzemesi olarak kullanılmaktadır. [14]

## 6.8 Gerinim Ölçer Devreleri

Gerinim ölçer ile direnç değişimi üzerinden gerinim değerlerinin hesaplanabilmesi için gerinim altındaki yapının elektriksel direncinin çok hassas olarak ölçülebilmesi gerekir. Söz konusu hassasiyet gerinim hassasiyeti, gerinim

ölçer alaşımının kendisine ve uygulanan gerinim değerine bağlıdır. Ancak her koşulda ölçülecek direnç değişimleri çok küçük olacağından bahsedilen direnç değişimleri de çok küçük olur ve ölçümlerin doğru yapılabilmesi için özel bir elektrik devresine ihtiyaç duyulur. Wheatstone köprüsü olarak bilinen bu özel elektrik devresi, 1843 yılında Londra'daki King's College fizik profesörü Sir Charles Wheatstone tarafından geliştirilmiştir. Wheatstone köprüsü günümüzde de elektriksel direncin ölçülmesinde kullanılan en güvenilir ve doğru yöntemlerden bir tanesidir. Yöntem kabaca iki direncin oranının, dirençlerden birinin değeri kullanılarak hesaplanabilmesi prensibine dayanmaktadır. [19]

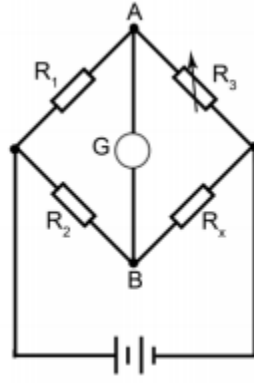
Bir DC akım köprüsü olan Wheatstone köprüsünde statik ve dinamik tipteki ölçümler gerçekleştirilebilmektedir. Sistemde direnç ölçümleri, voltaja ya da akıma duyarlı olarak yapılabilir. Her iki koşulda da ölçüm ekipmanı üzerinden mümkün olan en küçük akım geçirilir ve ekipmanın en az şekilde yüklenmesi sağlanır. Ölçümler ister dinamik, ister statik olarak yapılsın, köprü kullanımının en önemli avantajlarından biri sıcaklık etkisi gibi değerlerin köprünün uygun kollarına karşılayıcı ekipmanlar konulması ile ihmal edilebilir kılınmasıdır.

Wheatstone köprüleri, köprü kurulurken kullanılan dirençlerin sayısına göre çeyrek köprü, yarım köprü ya da tam köprü olarak adlandırılır. Çeyrek köprü sadece bir direnç ile kurulurken, yarım köprüde iki ve tam köprüde ise köprünün her bir koluna bir direnç şeklinde toplam dört direnç kullanılır. [20]

Wheatstone köprüsü şematik olarak Şekil 6.12' de gösterilmektedir. Köprü direnci, bilinen üç elektrik direnci kullanarak direnci bilinmeyen dördüncü direncin değerinin hesaplanabilmesini sağlamaktadır. Şekilde A ve B kolları arasında yerleştirilen galvanometre ile öncelikle bilinmeyen  $R_x$  ile aynı koldaki  $R_3$  ayarlanabilir direnci kullanılarak  $V_A$  ve  $V_B$  potansiyelleri birbirlerine eşitlenir. Bu koşul altında köprü denge konumuna getirilir. Denge durumunda kollardaki potansiyellerin eşit olmasından yararlanılarak;

$$R_1 \times R_x = R_2 \times R_3 \quad (6.11)$$

$R_x$  direnci hesaplanabilir.



**Şekil6.12:** Wheatstone köprüsünün şematik gösterimi [21]

## 7. TEST DÜZENEĞİ VE STRAIN GAUGE ÖLÇÜMLERİ

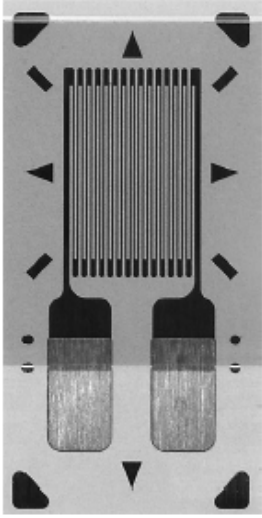
### 7.1 Giriş

Yapısal dayanım test tezgahında daha önceden simülasyon ortamında analizi yapılmış ön aks kompleksinin, aks kovanı üzerindeki kritik noktalarında oluşan gerilmeler straingauge'ler vasıtasıyla tespit edilmiştir.

### 7.2 Test Amacı

İş makinası ön aksının yapısal dayanım testi esnasında gövde üzerindeki kritik noktalarında oluşan gerilmelerin straingauge'ler vasıtasıyla tespit edilmesi ve mukavemet analiz sonuçlarıyla kıyaslanması amacıyla yapılmıştır.

**General Purpose Strain Gages—Linear Pattern**

GAGE PATTERN DATA							
			<b>GAGE DESIGNATION</b> See Note 1	<b>RESISTANCE (OHMS)</b>	<b>OPTIONS AVAILABLE</b> See Note 2		
			CEA-XX-125UN-120 CEA-XX-125UN-350	120 ± 0.3% 350 ± 0.3%	P2 P2		
<b>DESCRIPTION</b> General-purpose gage with narrow geometry. Exposed solder tab area 0.06 x 0.05 in (1.5 x 1.1 mm). See also 125UW pattern.							
<b>GAGE DIMENSIONS</b>		<b>Legend</b>			<table border="1"><tr><td>Inch</td></tr><tr><td>millimeter</td></tr></table>	Inch	millimeter
Inch							
millimeter							
ES = Each Section S = Section (S1 = Section 1)	CP = Complete Pattern M = Matrix						
<b>Gage Length</b>	<b>Overall Length</b>	<b>Grid Width</b>	<b>Overall Width</b>	<b>Matrix Length</b>	<b>Matrix Width</b>		
0.125	0.275	0.100	0.120	0.38	0.19		
3.18	6.99	2.54	3.05	9.7	4.8		
<b>GAGE SERIES DATA</b> — See Gage Series datasheet for complete specifications							
<b>Series</b>	<b>Description</b>	<b>Strain Range</b>	<b>Temperature Range</b>				
CEA	Universal general-purpose strain gages.	±5%	-100° to +350°F (-75° to +175°C)				

Şekil 7.1: Testte Kullanılan Strain gauge Özellikleri [11].

Şekil 7.1' de testte kullanılan strain-gage in özellikleri yer almaktadır. Linear uzamaya karşı hassasiyet gösteren strain gage tipi olması analiz ile paralel sonuç vermesini sağlamaktadır.

### 7.3 Test Akışı

İş makinası ön aksı üzerindeki yüksek gerilim oluşturan bölgeler tespit edilmiş ve strain gauge yapıştırılacak yüzeyler çeşitli kalınlıklarda zımparalar ve özel yüzey temizleyiciler ile temizlenmiştir.

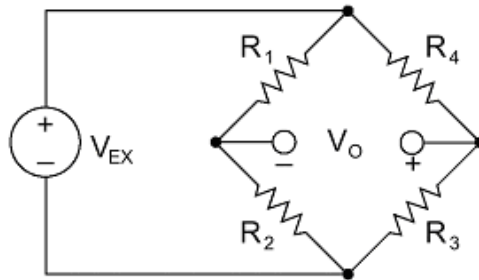
Straingauge bant üzerine yapıştırılarak, yapıştırıcı ve kuvvetlendirici yardımı ile döküm gövde üzerine sabitlenmiştir.

Straingauge'ler üzerine kablo özel kaynak yöntemi ile kaynaklanmış ve daha sonra üzeri bant ile yapıştırılarak zarar görmesi engellenmiştir (Şekil 7.2).

İş makinası ön aksı uygun aparatlar vasıtası ile test tezgahına bağlanmış ve test düzeneği kurularak, sistem çalışır hale getirilmiştir.

Sistem serbest halde iken (yükleme yok) strain gauge'ler üzerindeki direnç değerleri multimetre ile (Fluke 179) ölçülmüştür.

Cihaz tek aktif strain gauge üzerinden çeyrek köprü hesabına göre hesaplama yaparak direnç değeri göstermektedir.



Şekil 7.2: Çeyrek Wheatstone köprü devresi.

Cihaz tarafından sağlanan 5volt akım köprü devresinden geçerken aktif olan strain gauge üzerinde yük yok iken diğer dirençler değeri eşittir. Dolayısıyla  $V_0=0$  dir.

30KN yükleme yapıldığında aktif olan strain gauge üzerindeki değer değişeceğinden  $V_0$  değeri değişecektir.

Bu değişim;

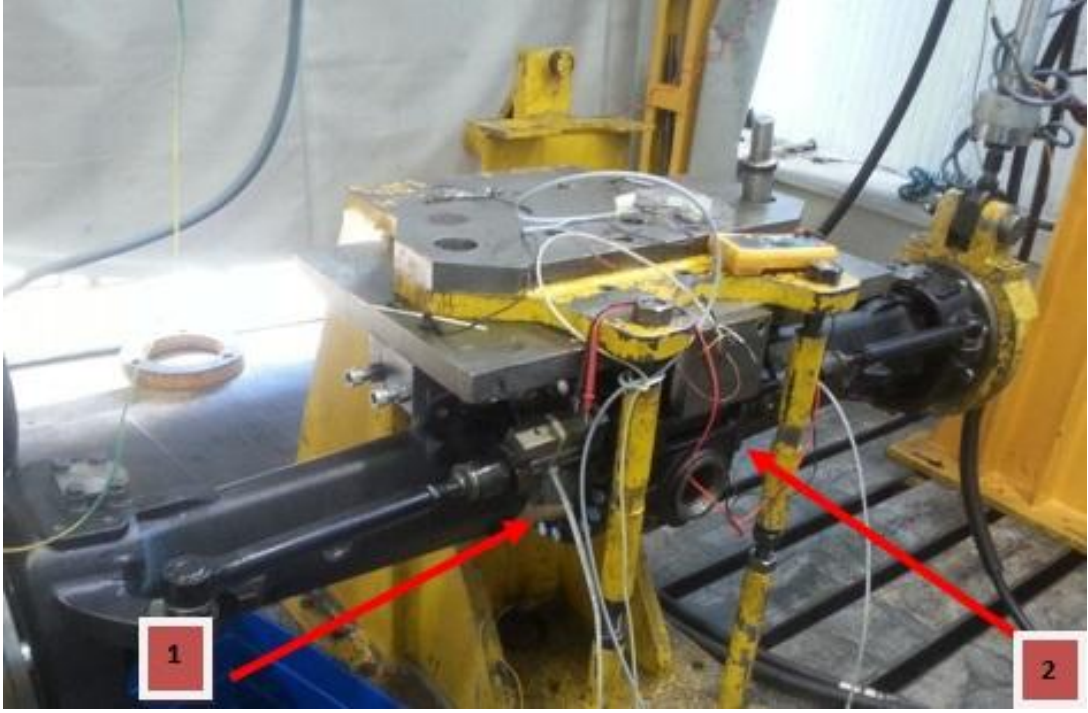
$$V_0 = \frac{R_3}{R_3+R_4} - \frac{R_2}{R_1+R_2} * V_{EX} \quad (7.1)$$

denkleminde hesaplanır.

$V_{EX} = 5 Volt$  akım verildiğinde denkleme göre  $V_0 = 0.001249 Volt$  potansiyel farkından,  $R_2 = 350.45 \Omega$  hesaplanır. Multimetre bize  $R_2$  strain gauge üzerindeki değişimi göstermektedir. Wheatstone köprü hesabını kendi bünyesinde hesaplayarak bize direnç değişimini göstermektedir. Aynı durumu diğer değerler içinde hesaplayıp, direnç değerlerindeki değişimi bize verir.

Daha sonra silindirler vasıtası ile Tablo 7.1 ve Tablo 7.2’de belirtilen yükleme koşulları altında sınır yüke ulaştığında strain gauge’ler üzerindeki direnç değerleri tekrar ölçülmüştür.

İlk ölçüm ile son ölçüm arasındaki direnç değerleri alındıktan sonra strain gauge faktöründe hesaba katılarak gerinim ve gerilme değerleri bulunmuştur.



Şekil 7.3: Aks kovanları üzerine strain-gauge bağlantı bölgeleri.



Şekil 7.4: Ön Aks kompleksinin piston ve mesnet bağlantısı.



**Şekil 7.5:** Strain gauge bağlantı bölgeleri (sol taraf ön aks alt yüzey).



**Şekil 7.6:** Strain-gauge bağlantı bölgeleri (sağ taraf ön aks alt yüzey).



## 7.4 Test Ölçüm Değerleri

**Tablo 7.1:** 30.000N kg yük altında kovan gerilme değerleri.

Yük: 30000N Sağ aks ve 30000N Sol aks		
STRAINGAUGE BAĞLANTI BÖLGELERİ	1	2
$R_1 (\Omega)$	350.62	350.10
$R_2 (\Omega)$	350.95	350.45
$\varepsilon(\text{Gerinim})=(R_2 - R_1)/(R_1 \times k)$	0,0004700	0,0004650
$\sigma(\text{Gerilme}) (N/mm^2)$	79.43	78.5

**Tablo 7.2:** 50.000N yük altında kovan gerilme değerleri.

Yük: 50000N Sağ Aks ve 50000N Sol Aks		
STRAINGAUGE BAĞLANTI BÖLGELERİ	1	2
$R_1 (\Omega)$	350.62	350.10
$R_2 (\Omega)$	351.23	350.71
$\varepsilon(\text{Gerinim})=(R_2 - R_1)/(R_1 \times k)$	0,0008073	0,0008085
$\sigma(\text{Gerilme}) (N/mm^2)$	136.43	136.64

$$\varepsilon (\text{Gerinim}) = \Delta R / (R \cdot k)$$

$$= (R_1 - R_2) / (R_1 \cdot k)$$

$$k(\text{Strain gauge faktörü})=2,150$$

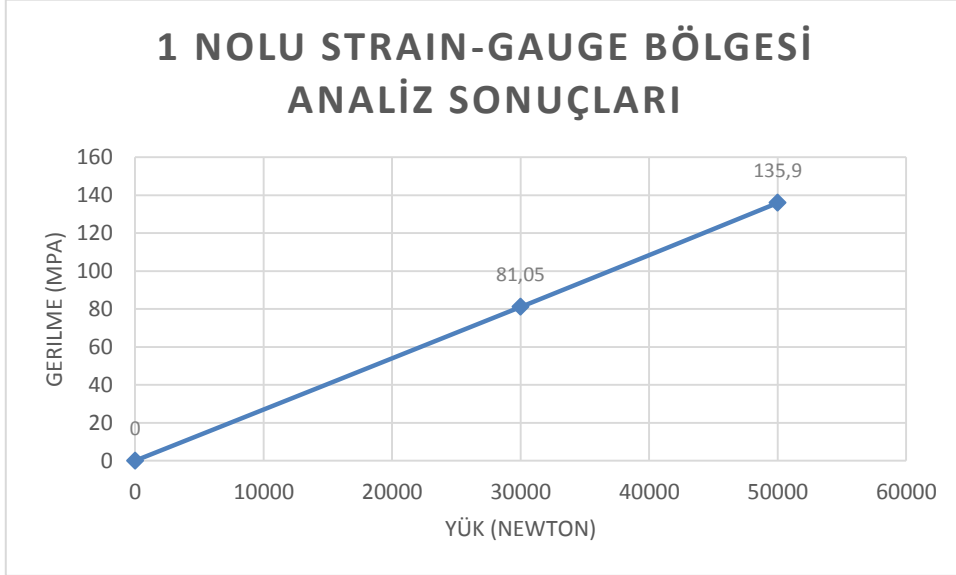
$$E(\text{Elastisite modülü})=169000N/mm^2$$

$$\sigma(\text{Gerilme}) (N/mm^2) = E \cdot \varepsilon$$

1 ve 2 nolu (ön aks alt yüzeyler) işaretli bölgelerde belirtilen şartlar altında yapılan ölçümler sonucunda, bu bölgelerde strain gauge ölçümleri sonucu hesaplanan gerilme değerleri ile mukavemet analiz programında elde edilen değerlerin uyduğu görülmektedir.

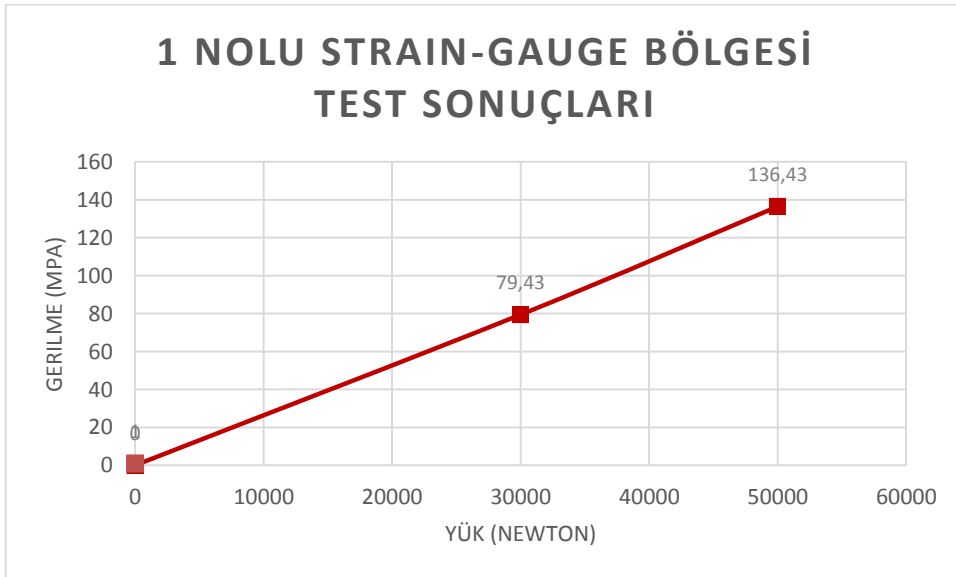
## 7.5 Analiz Ve Test Değerlerinin Grafiklerle Mukayesesi

### 7.5.1 1 Nolu Strain Gauge Analiz Değerleri



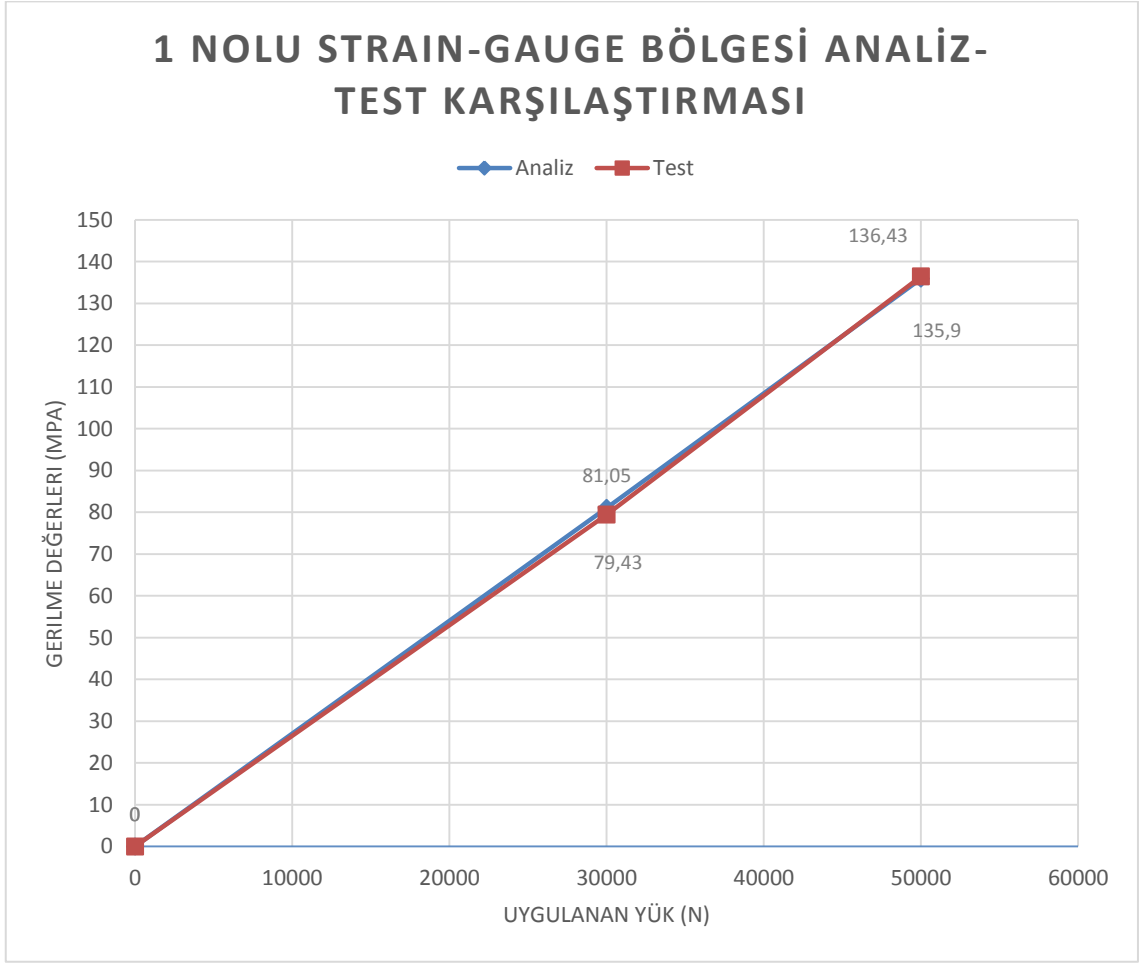
Şekil 7.7: 1 nolu strain gauge bölgesi analiz değerleri grafiği.

### 7.5.2 1 Nolu Strain Gauge Test Değerleri



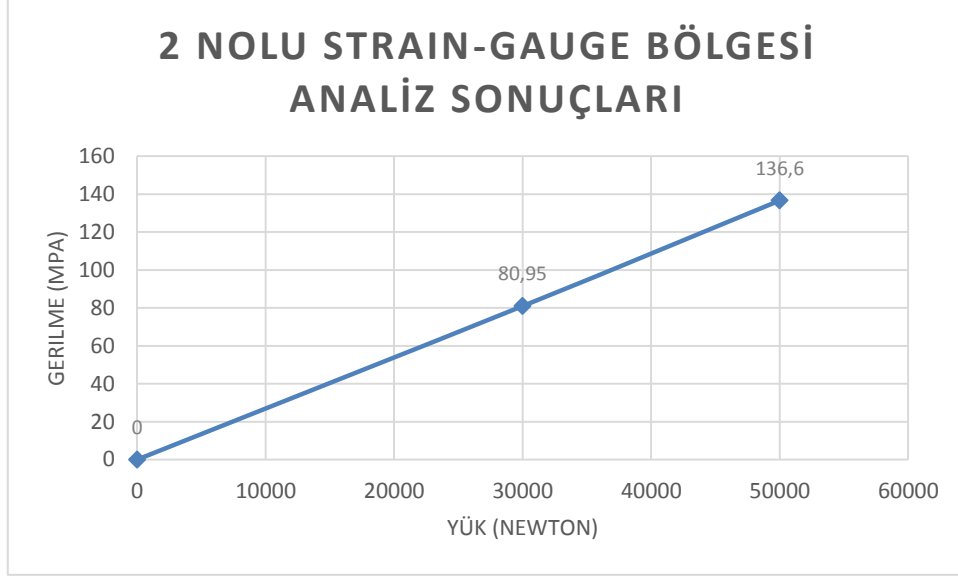
Şekil 7.8: 1 nolu strain gauge bölgesi test değerleri grafiği.

### 7.5.3 1 Nolu Strain Gauge Analiz-Test Değerleri



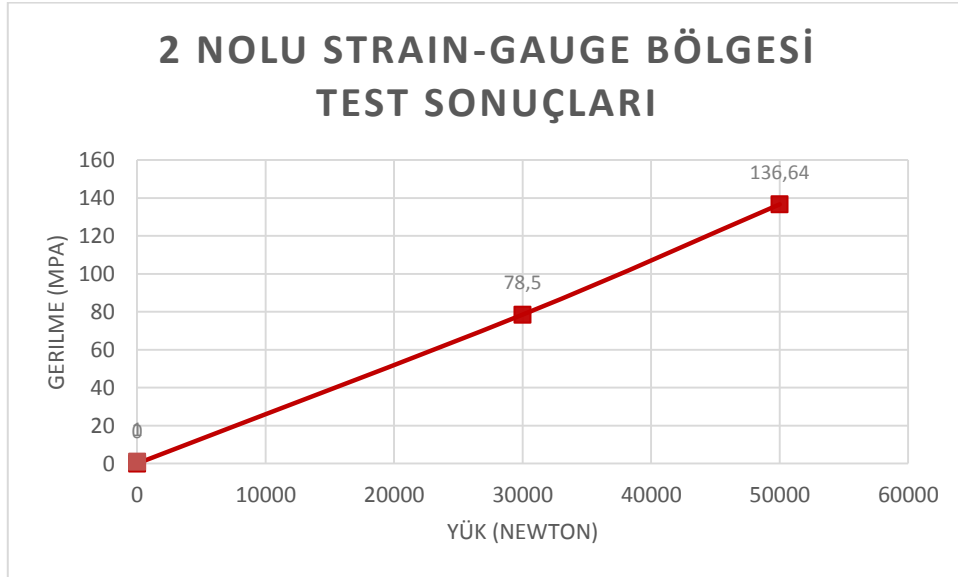
**Şekil 7.9:** 1 nolu strain gauge bölgesi analiz-test değerleri grafiği.

#### 7.5.4 2 Nolu Strain Gauge Analiz Değerleri



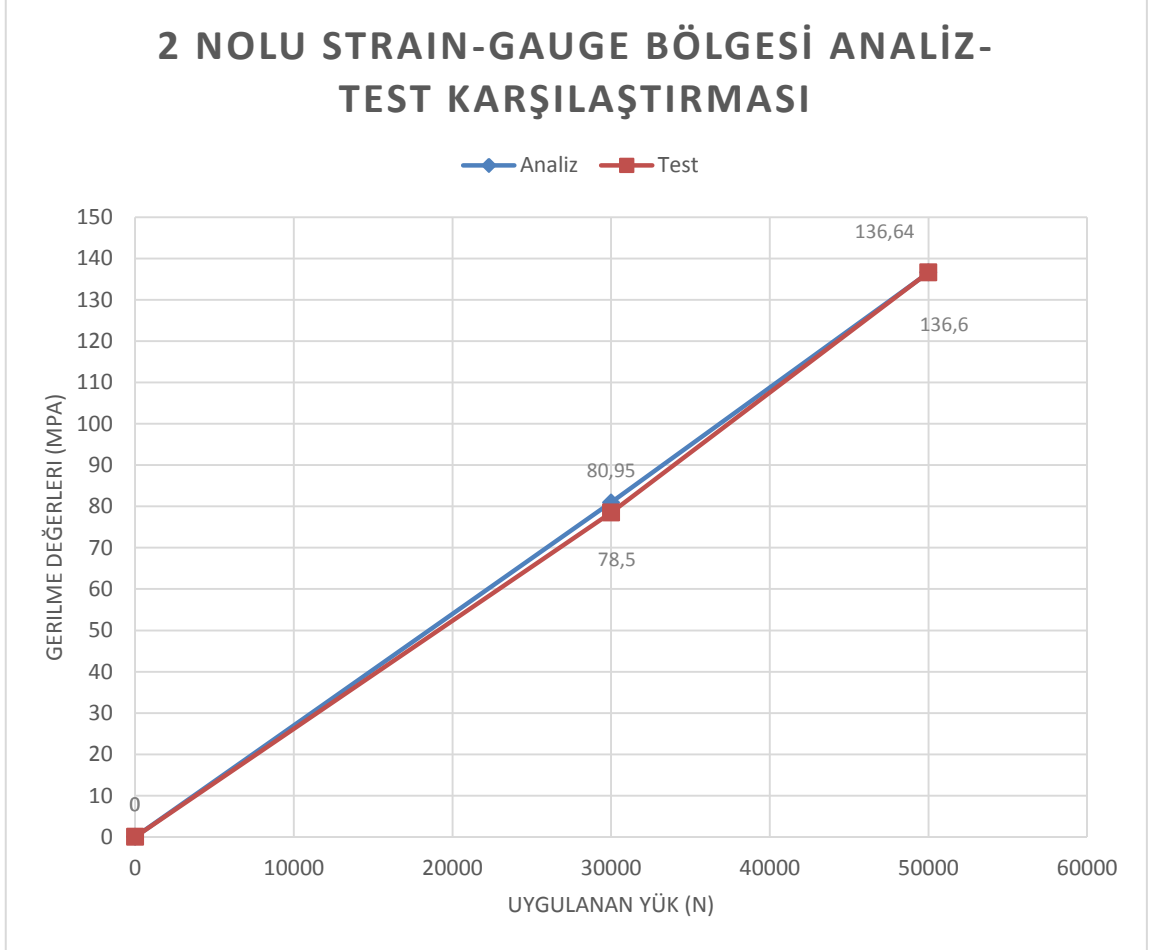
Şekil 7.10: 2 nolu strain-gage bölgesi analiz değerleri grafiği.

#### 7.5.5 2 Nolu Strain Gauge Test Değerleri



Şekil 7.11: 2 nolu strain gauge bölgesi test değerleri grafiği.

### 7.5.6 2 Nolu Strain Gauge Analiz-Test Değerleri



Şekil 7.12: 2 nolu strain gauge bölgesi analiz-test değerleri grafiği.

## 8. SONUÇ VE ÖNERİLER

Çalışma sonlu elemanlar yöntemini ihtiva eden analiz kısmı ile strain gauge kullanılarak stress-strain hesaplamalarını içeren deneysel çalışmadan oluşmaktadır.

1. Ansys paket programı kullanılarak yapılan sonlu elemanlar analizi ile ürünlerin çeşitli yükler altında mukavemet davranışları önceden öngörülebilmektedir.
2. Strain gaugeler kullanılması günümüz teknolojisinde kullanılan paket programlar kadar önem arz etmektedir.
3. Yapılan mühendislik yaklaşımları ile uygulanan analizlerin doğruluğu günümüzde halen tartışılmaktadır.
4. Analiz-ölçüm ile yapılan bu çalışmada yapılan mühendislik yaklaşım ve çalışmalarının %99 a varan doğrulukta bir korelasyon oluşturulabileceği görülmektedir.
5. Klasik mühendislik hesaplarına göre akma mukavemetinin %60 değerini geçmeyen gerilme değeri için minimum emniyet katsayısı  $s_f = 1.67$  olacak şekilde tasarım ve malzeme koşulları öngörülmektedir.
6. Sonlu elemanlar paket programı kullanılması ile emniyet katsayısının minimum 1.67 olacak şekilde tasarım yapılması ya da revize edilmesi hızlı çözüm olanağı sunmaktadır.

7. Minimum emniyet katsayısının 1.67 olacak şekilde tasarım ve/veya malzeme değişikliği durumlarında yine hızlı çözüm sunmaktadır.
8. Elastik strain sınırı kabul edilen emniyet kat sayısı olan 1.67 değeri ile yapılacak yorulma (fatigue) testleri korelasyonu da bu sayede daha hızlı kurulabilecektir.
9. Ömür testlerinin başlangıcı sayılan yorulma testlerinin başarılı şekilde tamamlanmasında yine sonlu elemanlar paket programlarının katkısı büyüktür.
10. Yorulma (fatigue) testinde uygulanan yükte dinamik faktör olarak (2g) etkisi hesaba katılmakta olup, sonlu eleman paket programda (ANSYS) yapılan statik analizde aynı değer alınmaktadır.
11. Sonlu eleman paket programında yapılan statik analiz üzerinden Goodman dinamik yorulma teorisi kullanılarak çevrim (cycle) ömür hesabı yapılabilir.
12. Saha testlerinde aksın maruz kaldığı dinamik etkiler frekansa bağlı olarak farklılık arz edeceği için daha sonra yapılacak olan dinamik analizler için öncü niteliği de teşkil etmektedir.
13. Bu sayede daha doğru ürünlerin kısa sürede ve düşük maliyetli prototip üretimi analiz-ölçüm korelasyonu ile sağlanabilecektir.

## 9. KAYNAKLAR

- [1] Yılmaz, M., C., “Traktörlerin Güç Aktarma Organları Tasarımı”, Yüksek Lisans Tezi, *Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul, (2016).
- [2] Perkins Motor, “1103D-33 Serisi Motorun Diyagramı [online]”, (12 Ocak 2016), [https://www.perkins.com/en\\_GB/products/new/perkins/industrial/industrial/1000002498.html](https://www.perkins.com/en_GB/products/new/perkins/industrial/industrial/1000002498.html), (2016).
- [3] Keçecioğlu, G. ve Gülsoylu, E., *Tarım Traktörleri*, 2.Basım, İzmir, Ege Üniversitesi Basımevi, (2005).
- [4] Saral, A. ve Avcıoğlu, A., *Motorlar ve Traktörler*, Düzeltilmiş 2.Basım, Ankara, Ankara Üniversitesi Basımevi, (2012).
- [5] Liu G.R. and Quek S.S., *Finite Element Method A Practical Course*, Elsevier Science Ltd., 1-71, (2003)
- [6] Kaplan, G., “Esnek Mekanizmaların Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Ankara, (2013)
- [7] *ANSYS-Mechanical-Nonlinear 13.0 1st-edition*, Inc. Lectures, ANSYS, Chapter 00-09, (2010).
- [8] Ay, İ., “Strain Ölçme [online]” <http://w3.balikesir.edu.tr/~ay/lectures/ot/strain.olcme.pdf>.



- [9] Dally J.W. and Riley W.F., *Experimental Stress Analysis*, Tokyo, McGraw-Hill, (1978).
- [10] Hannah R.L. and Reed S.E, *Strain Gage Users' Handbook*, London, Chapman&Hall, (1992).
- [11] Micro Measurement, "General Purpose Strain Gages-Linear Pattern [online]" <http://www.vishaypg.com/docs/11224/11224-125UN.pdf>, (2016).
- [12] Jain K.C. ve Chitale A.K., , *Text Book of Production Engineering*, New Delhi, PHI Learning Private Limited, Bölüm 8:187-196. (2010).
- [13] Window A.L., "*Strain Gage Technology*", Springer, Bölüm 1:4-24. (1992).
- [14] Jaeger R.C., "*Introduction to microelectronic fabrication*", Prentice Hall, (2001).
- [15] Robinson M., "*Strain Gage Materials Processing, Metallurgy and Manufacture*", Techniques. (2006).
- [16] Hosford W.F. "*Mechanical Behaviour of Materials*", New York, Cambridge University Press, Bölüm 1:1-3, (2005).
- [17] Young W.C., Roak' s Formulas for Stress and Strain, NY, McGraw-Hill, Bölüm 6:81, (2001).
- [18] Murray W.M. ve Miller W.R., *Bonded Electrical Strain Gages*, Oxford University Press, New York, Oxford, Bölüm 1:4-32, (1992).
- [19] Sarkar D., *Physical and Chemical Methods on Soil Analysis*, New Delhi, New Age International Ltd. Publishers, Bölüm 1:10-12, (2005).
- [20] Gosh A.K., *Introduction to Measurements and Instrumentation*, India, 2nd Edition, Prentice Hall, Bölüm 7, 119-128, (2007).
- [21] Bird J., "*Electrical Circuit Theory and Technology Third Edition*", Newnes Burlington, USA, Elsevier Science, Ma, 10:98, 99, (2007).