

**ESNEK MEKANİZMALARIN  
SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE  
İNCELENMESİ**

**INVESTIGATION OF COMPLIANT MECHANISMS  
BY USING FINITE ELEMENT METHOD**

**GAYE KAPLAN**

Hacettepe Üniversitesi  
Lisansüstü Eğitim – Öğretim ve Sınav Yönetmeliğinin  
MAKİNA Mühendisliği Anabilim Dalı İçin Öngördüğü  
YÜKSEK LİSANS TEZİ  
olarak hazırlanmıştır.

2013

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğü'ne,

Bu çalışma jürimiz tarafından **MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI'nda**  
**YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Doç. Dr. Engin TANIK

Üye (Danışman) : Dr. Volkan PARLAKTAŞ

Üye : Yrd. Doç. Dr. Yiğit KARPAT

ONAY

Bu tez Hacettepe Üniversitesi Lisansüstü Eğitim-Öğretim ve Sınav Yönetmeliği'nin ilgili maddeleri uyarınca yukarıdaki jüri üyeleri tarafından...../...../.....tarihinde uygun görülmüş ve Enstitü Yönetim Kurulunca ...../...../..... tarihinde kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Fatma Sevin DÜZ

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

*Aileme ithafen...*

# ESNEK MEKANİZMALARIN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE İNCELENMESİ

Gaye Kaplan

## ÖZ

Bu çalışmada sahte-rijit-cisim metodu ile link boyları belirlenen esnek mekanizmalar için sonlu elemanlar yöntemi ile bir analiz prosedürü geliştirilmiştir. Mekanizmaların hareketi sonucu esnek parçalar üzerinde oluşan reaksiyon kuvvetleri, reaksiyon momentleri, gerilmeler ve deformasyonlar tespit edilmiştir.

Sonlu elemanlar yöntemi ile esnek mekanizma analizi pek bilinmeyen bir konudur. Bu çalışmada esnek mekanizmaların sonlu elemanlar yöntemi ile çözülebilmesine yönelik bir metodoloji oluşturulmaya çalışılmıştır. Rijit cisim ve esnek cisim kontak tanımları, sınır koşulları ve lineer olmayan çözümlene metodu üzerinde durulmuştur. Mekanizmalar ANSYS Workbench 14.0 versiyonu ile 3 boyutlu olarak lineer olmayan hesaplama yöntemi kullanılarak çözdürülmüştür.

Uygulanan metodolojinin doğruluğu, sahte-rijit-cisim metodu ve test sonuçları ile karşılaştırılarak kontrol edilmiştir. Sonuçların birbirine oldukça yakın olduğu görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Esnek mekanizmalar, sonlu elemanlar metodu, sahte rijit cisim metodu, ANSYS, lineersizlik, esnek mekanizma analizi, esnek mekanizma modelleme

Danışman: Dr. Volkan PARLAKTAŞ, Hacettepe Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Makine Teorisi ve Dinamiği Anabilim Dalı

Eş Danışman: Doç. Dr. Engin TANIK, Hacettepe Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Makine Teorisi ve Dinamiği Anabilim Dalı

# INVESTIGATION OF COMPLIANT MECHANISMS BY USING FINITE ELEMENT METHOD

Gaye Kaplan

## ABSTRACT

In this study, the finite element analysis of compliant mechanisms were performed. The length of the links were established through the pseudo-rigid-body method. For each analysis, the reaction forces and moments, deformations and stresses were obtained as the mechanisms are in motion.

The finite element analysis of compliant mechanisms is not a well-known topic. In this study, a methodology was proposed to analyze compliant mechanisms using the finite element method. It emphasizes on the rigid and flexible body contact definitions, proper boundary conditions, and nonlinear solution methods necessary for such an analysis.

The accuracy of the proposed method is determined through a comparison against the pseudo-rigid-body method and previously established test results. It was observed that the results are in good agreement.

**Keywords:** compliant mechanisms, finite element, pseudo-rigid-body, ANSYS, non-linearity, analysis of compliant mechanism, modeling of compliant mechanism

Advisor: Volkan PARLAKTAŞ Phd., Hacettepe University, Department of Mechanical Engineering, Machine Theory and Dynamics Section

Co-Advisor: Engin TANIK Assoc.Prof., Hacettepe University, Department of Mechanical Engineering, Machine Theory and Dynamics Section

## **TEŞEKKÜR**

Tez çalıőmamın her aşamasında yakın ilgi ve desteğini gördüğüm; çalıőmalarımın yönlendirilmesi ve sonuçlandırılmasında büyük emeği geçen tez danıőmanım sayın Dr. Volkan PARLAKTAŞ' a ve Doç. Dr. Engin TANIK' a teőekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisansım süresince desteklerini benden esirgemeyen baőta eőim Duygu KAPLAN ve oğlum Mert Can KAPLAN olmak üzere tüm aileme sonsuz minnet ve teőekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans çalıőmalarım sırasında, iş yoğunluğu arasında bana vakit ayırarak karşılaőtığım zorlukları aőmama yardımcı olan iş arkadaőım Ersen ARSLAN' a ve diğer tüm iş arkadaőlarıma ayrıca teşekkür ederim.

## İÇİNDEKİLER

ÖZ .....	iv
ABSTRACT .....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
ŞEKİLLER .....	x
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xvi
SİMGELER VE KISALTMALAR .....	xvii
1 GİRİŞ.....	1
1.1 Amaç.....	1
1.2 Esnek Mekanizmaların Tanımı.....	1
1.3 Esnek Mekanizmaların Avantajları .....	3
1.4 Esnek Mekanizmaların Dezavantajları .....	4
1.5 Sahte- Rijit- Cisim Modeli .....	5
1.5.1 Kısa Boylu Esnek Mafsallar .....	7
1.5.2 Aktif ve Pasif Kuvvetler .....	13
1.5.3 Gerilmeler .....	14
1.6 Serbest Ucuna Kuvvet Uygulanan Ankastre Kiriş (Sabit Mesnetli).....	15
1.6.1 Karakteristik Yarıçap Faktörü .....	17
1.6.2 Kiriş Ucunun Koordinatları .....	17
1.6.3 Açısal Deformasyon Yaklaşımı .....	17
1.6.4 Katılık Katsayısı .....	18
1.6.5 Burulma Yay Sabiti .....	19
1.6.6 Gerilmeler .....	19
1.7 Serbest Ucuna Moment Uygulanan Kiriş.....	20
1.8 Başlangıçta Kavisli Ankastre Kiriş .....	21
1.9 Başlangıçta Kavisli Ankastre Kirişte Gerilmeler.....	24
1.10 Esnek Mafsalların Tasarımı.....	24
2 SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ ÇÖZÜM METODU .....	28
2.1 Yazılımlardaki Tipik Sonlu Elemanlar Prosedürü .....	33
2.2 Üç Boyutlu Katı Cisim Eşitlikleri .....	34
2.2.1 Bünye Denklemleri (Constitutive Equations).....	36
2.3 Yer Değiştirme İnterpolasyonu .....	37
2.4 Sonlu Elemanlar Eşitliklerinin Lokal Koordinat Sistemindeki Formasyonu ..	39

2.5	Koordinat Dönüşümü.....	41
2.6	Global Sonlu Elemanlar Eşitliklerinin Birleştirilmesi.....	42
2.7	Global Sonlu Elemanlar Eşitliklerinin Çözümü .....	42
2.8	Statik Analiz .....	42
3	ANSYS PROGRAMINDA RİJİT CİSİMLERİN ÇOKLU CİSİM ANALİZLERİ ..	43
3.1	Katı Cismin Tanımlanması .....	43
3.1.1	Çoklu Cisim Parçaların Mafsallar İle Bağlanması .....	43
3.1.2	MPC184 Elemanı Tanımı (Multipoint Constraint Element); .....	45
3.1.3	MPC184-Uzuv/Kiriş Çoklu Sınırlama Elemanı: Rijit Uzuv veya Rijit Kiriş .....	45
3.1.4	Direk Eleme Metodu .....	46
3.1.5	Lagrange Çarpanı Metodu;.....	46
3.1.6	Lineer Olmayan Davranış.....	47
3.1.7	ANSYS' de Kontak Problemlerinin Çözümü .....	56
4	ESNEK KOL KIZAK MEKANİZMASI ANALİZLERİ .....	61
4.1	Sahte-Rijit-Cisim Metodu ile Çözüm.....	62
4.2	Mekanizmanın Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Analizi .....	67
4.2.1	Analizi Akış Şeması .....	67
4.2.2	Analizi Yapılan Modelin Fiziksel ve Mekanik Özellikleri .....	71
4.2.3	Malzeme Özellikleri.....	72
4.2.4	Sınır Koşulları ve Ağ Örgüsü .....	72
4.2.5	SOLID 185 Elemanı Tanımı.....	73
4.2.6	Yükleme Koşulları .....	74
4.2.7	Analiz Yöntemi ve Sonuçlar .....	75
5	SABİT KUVVET KOL KIZAK MEKANİZMASI ANALİZİ .....	78
5.1	Sabit Kuvvet Mekanizmaları .....	78
5.2	Sahte-Rijit-Cisim Metodu ile Sabit Kuvvet Kayar Kızak Mekanizmasının Çözümü.....	79
5.2.1	Kuvvet Büyüklüğünün Belirlenmesi.....	81
5.2.2	Sahte-Rijit-Cisim Metodu ile Çözüm .....	82
5.3	Mekanizmanın Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Analizi .....	83
5.3.1	Analizi Yapılan Modelin Fiziksel ve Mekanik Özellikleri .....	83
5.3.2	Malzeme Özellikleri.....	84
5.3.3	Sınır Koşulları ve Ağ Örgüsü .....	85



5.3.4	Yükleme Koşulları .....	86
5.3.5	Analiz Yöntemi ve Sonuçlar .....	87
5.3.6	Konfigürasyon-1.....	88
5.3.7	Konfigürasyon 2.....	91
5.3.8	Konfigürasyon 3.....	94
5.3.9	Analitik Çözümün ve Konfigürasyonların Karşılaştırılması.....	97
6	UZAYSAL KOL KIZAK MEKANİZMASI .....	98
6.1	Uzaysal Kol kızak Mekanizması Tanımı .....	98
6.1	Analizi Yapılan Modelin Fiziksel ve Mekanik Özellikleri.....	98
6.2	Malzeme Özellikleri .....	99
6.3	Sınır Koşulları ve Ağ Örgüsü .....	99
6.4	Yükleme Koşulları .....	101
6.5	Analiz Yöntemi ve Sonuçlar .....	102
7	ESNEK KARDAN KAVRAMASI MEKANİZMASI .....	105
7.1	Kardan Kavraması Mekanizması Tanımı .....	105
7.2	Analizi Yapılan Modelin Fiziksel ve Mekanik Özellikleri.....	108
7.3	Malzeme Özellikleri .....	109
7.4	Sınır Koşulları ve Ağ Örgüsü .....	109
7.5	Yükleme Koşulları .....	111
7.6	Analiz Yöntemi ve Sonuçlar .....	113
7.6.1	Kardan Mekanizması Konfigürasyon-1 .....	114
7.6.2	Kardan Mekanizması Konfigürasyon-2 .....	118
7.6.3	Kardan Mekanizması Konfigürasyon-3 .....	122
7.6.4	Kardan Mekanizması Konfigürasyon-4 .....	127
7.6.5	Konfigürasyonların Karşılaştırılması .....	131
8	SONUÇ.....	133

## ŞEKİLLER

Şekil 1.1 (a) Rijit kol kızak mekanizması–(b) Kısmi esnek kol kızak mekanizması[20] .....	2
Şekil 1.2 (a) Rijit kısaç mekanizması (b) Esnek kısaç mekanizması [1].....	2
Şekil 1.3 Esnek mekanizmalarda enerji akışı [2] .....	2
Şekil 1.4 Rijit ve esnek dolma kalem mekanizması [5].....	3
Şekil 1.5 Rijit ve eşleniği esnek silecek mekanizması [3] .....	3
Şekil 1.6 Pens rijit-cisim-modeli [6].....	4
Şekil 1.7 Pens esnek mekanizma modeli [6] .....	4
Şekil 1.8 Kompleks bir esnek mekanizma [7] .....	5
Şekil 1.9 Esnek mekanizmaların sahte-rijit-cisim modelleri .....	6
Şekil 1.10 Bir esnek mekanizma ve onun sahte-rijit-cisim modeli [1] .....	7
Şekil 1.11 Döner mafsal ile esnek mafsalın karşılaştırılması [2].....	8
Şekil 1.12 Döne rmafsal ile esnek mafsal benzerliği (a) klasik döner mafsal ile sağlanmış eş merkezli dönme (b) esnek bir mafsal ile sağlanmış farklı merkezli dönme [2] .....	8
Şekil 1.13 Serbest ucuna moment uygulanan kiriş [1].....	9
Şekil 1.14 Serbest ucuna moment uygulanan kirişin sahte-rijit-cisim modeli [1]... 10	
Şekil 1.15 Ucundan kuvvet uygulanmış kısa boylu bir esnek mafsalın sahte-rijit-cisim modeli [1] .....	11
Şekil 1.16 Serbest ucuna kuvvet uygulanan iki parçalı kiriş .....	13
Şekil 1.17 (a) Serbest ucundan kuvvet uygulanmış ankastre kiriş, (b) onun sahte-rijit-cisim modeli [1].....	16
Şekil 1.18 Serbest ucuna moment uygulanan kiriş [8].....	20
Şekil 1.19 Esnek, başlangıçta kavisli ankastre kiriş [1].....	21
Şekil 1.20 Farklı $\kappa_0$ değerleri için kiriş şekilleri [1] .....	21
Şekil 1.21 Başlangıçta kavisli bir kirişin sahte-rijit-cisim modeli, serbest ucundan yüklenmiş ankastre kiriş [8] .....	22
Şekil 1.22 Temel esnek bağlantı elemanları [9].....	25
Şekil 1.23 Esnek öteleme bağlantılarının kıyaslanması (-: zayıf, 0: normal, +:iyi) [9] .....	26
Şekil 1.24 Esnek dönme mafsalları kıyaslaması (-: zayıf, 0: normal, +:iyi) [9] .....	27
Şekil 2.1 Ağ örgüsü ve düğüm noktaları [16].....	28
Şekil 2.2 Pasif ve aktif durumdaki kısılcacın sonlu elemanlar analizleri [10] .....	29

Şekil 2.3 Esnek mekanizmanın sonlu elemanlar modeli [11].....	29
Şekil 2.4 Frekans – genlik grafiği [11].....	30
Şekil 2.5 (a) CCAR mafsal tasarımı (b) tasarım parametreleri [12] .....	30
Şekil 2.6 Kontak elemanı sonlu elemanlar modeli [12].....	31
Şekil 2.7 Esnek mafsalardaki yer değiştirme [13] .....	31
Şekil 2.8 Termal genleşme etkisini içeren eşdeğer gerilmeler [14].....	32
Şekil 2.9 Eş değer gerilme dağılımı [15].....	32
Şekil 2.10 Sonlu elemanlar metodu çözümü .....	34
Şekil 2.11 Sonsuz küçük bir küpte 6 bağımsız serbestlik gerilme bileşenleri [16] 35	
Şekil 2.12 Lokal ve global koordinat sistemi [16].....	37
Şekil 3.1 MPC 184 Uzun/kiriş elemanı geometrisi [17].....	46
Şekil 3.2 Kuvvet ve yer değiştirme arasındaki ilişki [17] .....	47
Şekil 3.3 Lineer olmayan durum için kuvvet yer değiştirme ilişkisi [17].....	47
Şekil 3.4 Lineer olmayan duruma örnekler [17] .....	48
Şekil 3.5 Geometrik doğrusalsızlık [17] .....	49
Şekil 3.6 Gerilme gerinim grafiği [17].....	50
Şekil 3.7 Kontak lineersizliği durumu [17].....	51
Şekil 3.8 Doğrusalsızlıklar (Körük) [17] .....	52
Şekil 3.9 Newton-Raphson Metodu [17] .....	53
Şekil 3.10 İç ve dış kuvvet dengeleri [17] .....	53
Şekil 3.11 Yakınsaklık yarıçapı dışında başlangıç [17].....	54
Şekil 3.12 Yakınsaklık yarıçapı içinde başlangıç [17] .....	54
Şekil 3.13 Adım adım yükleme uygulaması [17].....	54
Şekil 3.14 Yakınsama-geliştirme araçlarının kullanımı ile yakınsama yarıçapının büyütülmesi [17] .....	55
Şekil 3.15 Fa ve Fb yüklemeleri [17] .....	55
Şekil 3.16 Lineer ve lineer olmayan denge iterasyonları [17] .....	56
Şekil 3.17 Penetrasyon ve kontak kuvveti [17] .....	56
Şekil 3.18 $X_p$ Penetrasyon ve kontak kuvveti [17] .....	57
Şekil 3.19 Analiz Akış Şeması.....	60
Şekil 4.1 Esnek krank mekanizması ve sahte-rijit-cisim modeli.....	61
Şekil 4.2 Kol kızak mekanizması hareket fonksiyonları .....	62
Şekil 4.3 Kol kızak mekanizması açılar .....	63
Şekil 4.4 $\theta_2$ açısı – kızak hareketi (Sj) grafiği [19] .....	63

Şekil 4.5 $\theta_2 - \theta_3$ grafiği [19].....	64
Şekil 4.6 $\theta_2 - \beta$ grafiği [19] .....	65
Şekil 4.7 Serbest cisim diyagramı .....	66
Şekil 4.8 Analizi yapılan model ölçüleri .....	71
Şekil 4.9 Kontak tanımlamaları .....	72
Şekil 4.10 Ağ örgüsü .....	73
Şekil 4.11 Solid 185 eleman tipi .....	74
Şekil 4.12 Yükleme şekli.....	74
Şekil 4.13 Eşdeğer gerilmeler.....	75
Şekil 4.14 Yer değiştirme - gerilme grafiği.....	76
Şekil 4.15 Kızak hareketi- krank açısı değişimi .....	76
Şekil 4.16 Kızak konumu-krank açısı grafiği.....	77
Şekil 5.1 Örnek bir sabit kuvvet mekanizması [20].....	78
Şekil 5.2 Esnek sabit kuvvet kol kızak mekanizmaları [1].....	79
Şekil 5.3 (a) Esnek kol kızak mekanizması, (b) Sahte-rijit-cisim modeli [1] .....	80
Şekil 5.4 Analizi yapılan model parça tanımlamaları .....	83
Şekil 5.5 Analizi yapılan model ölçüleri .....	83
Şekil 5.6 Parça fiziksel özellikleri.....	85
Şekil 5.7 Kontak ve bağlantı tanımlamaları .....	85
Şekil 5.8 Ağ örgüsü boyutları ve kullanılan yöntemler .....	86
Şekil 5.9 Ağ örgüsü görünüşü .....	86
Şekil 5.10 Yükleme koşulları .....	87
Şekil 5.11 Analiz ayarları .....	87
Şekil 5.12 Pistonda oluşan y yönündeki reaksiyon kuvveti.....	88
Şekil 5.13 Konfigürasyon-1 kuvvet yakınsama grafiği .....	88
Şekil 5.14 Konfigürasyon-1 eşdeğer gerilmeler .....	89
Şekil 5.15 Konfigürasyon-1 y yönündeki reaksiyon kuvvetleri .....	90
Şekil 5.16 Konfigürasyon-1 yer değiştirme-reaksiyon kuvveti grafiği.....	90
Şekil 5.17 Konfigürasyon-1 Zaman adımı-yer değiştirme grafiği .....	90
Şekil 5.18 Konfigürasyon-2 kuvvet yakınsama grafiği .....	91
Şekil 5.19 Konfigürasyon-2 eşdeğer gerilmeler .....	92
Şekil 5.20 Konfigürasyon-2 y yönündeki reaksiyon kuvvetleri .....	93
Şekil 5.21 Konfigürasyon-2 yer değiştirme-reaksiyon kuvveti grafiği.....	93
Şekil 5.22 Konfigürasyon-2 zaman adımı-yer değiştirme grafiği.....	94

Şekil 5.23 Konfigürasyon-3 kuvvet yakınsama grafiği .....	94
Şekil 5.24 Konfigürasyon-3 eşdeğer gerilmeler .....	95
Şekil 5.25 Konfigürasyon-3 y yönündeki reaksiyon kuvvetleri .....	96
Şekil 5.26 Konfigürasyon-3 yer değiştirme- reaksiyon kuvveti grafiği .....	96
Şekil 5.27 Konfigürasyon-3 zaman adımı-yer değiştirme grafiği.....	96
Şekil 5.28 Analitik çözüm ve konfigürasyonlar kıyaslama grafiği.....	97
Şekil 6.1 Uzaysal krank mekanizması [21] .....	98
Şekil 6.2 Analizi yapılan model parça tanımlamaları .....	98
Şekil 6.3 Analizi yapılan model parça ölçüleri.....	99
Şekil 6.4 Parça fiziksel özellikleri ve kontak tanımlamaları .....	100
Şekil 6.5 Ağ örgüsü metodu ve eleman boyutları .....	100
Şekil 6.6 Ağ örgüsü .....	101
Şekil 6.7 Kısa boylu esnek mafsalda oluşan eşdeğer gerilmeler.....	102
Şekil 6.8 Detay-A silindirik kısa boylu esnek mafsalda oluşan eşdeğer gerilmeler .....	103
Şekil 6.9 Toplam yer değiştirme-eşdeğer gerilmeler grafiği.....	104
Şekil 6.10 Toplam yer değiştirmeler ve reaksiyon kuvvetleri .....	104
Şekil 6.11 Teorik- test ve analiz sonuçları karşılaştırma grafiği [22] .....	105
Şekil 7.1 Kardan kavraması mekanizması .....	105
Şekil 7.2 Özdeş iki parçadan oluşturulan esnek kardan kavraması mekanizması [23] .....	106
Şekil 7.3 Belirli bir pozisyonda esnek mafsalin deformasyonu [23] .....	106
Şekil 7.4 Kardan kavraması ölçüleri [23] .....	107
Şekil 7.5 Giriş torku - esnek mafsalsal deformasyonu değişimi ( $\zeta=20^\circ$ ve $T_0=116.3$ Nmm) [23] .....	107
Şekil 7.6 Analizi yapılan kardan mekanizması ölçüleri .....	108
Şekil 7.7 Analizi yapılan kardan mekanizması parça tanımlamaları .....	108
Şekil 7.8 Parçaların ANSYS de tanımlanan direngenlik davranışları.....	109
Şekil 7.9 Kontak tanımlamaları .....	110
Şekil 7.10 (a) Parçalar arasında bağımsız ağ örgüsü (b) Paylaşımlı topoloji ile oluşturulan ağ örgüsü.....	111
Şekil 7.11 Ağ örgüsü .....	111
Şekil 7.12 Yükleme koşulları –eğilme açısı .....	112
Şekil 7.13 Analiz ayarları .....	114

Şekil 7.14 Konfigürasyon-1 eğilme açısı ( $\Theta = 5^\circ$ ) .....	114
Şekil 7.15 Birinci adım sonunda kısa boylu esnek mafsallar üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeler.....	115
Şekil 7.16 Yükleme adımları.....	115
Şekil 7.17 Konfigürasyon-1 için ikinci yükleme adımı .....	116
Şekil 7.18 Konfigürasyon-1 için 2. adım sonunda detay-A kısa boylu esnek mafsal üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeler .....	116
Şekil 7.19 Konfigürasyon-1 için 2. adım sonunda detay-B kısa boylu esnek mafsal üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeler .....	117
Şekil 7.20 Konfigürasyon-1 yükleme adımları- esnek mafsallar üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeler grafiği.....	117
Şekil 7.21 Sabit mafsal üzerinde x yönünde oluşan reaksiyon momenti .....	117
Şekil 7.22 Konfigürasyon-1 yükleme adımları-reaksiyon momenti grafiği .....	118
Şekil 7.23 Konfigürasyon-2 eğilme açısı ( $\Theta = 10^\circ$ ) .....	118
Şekil 7.24 Birinci adım sonunda kısa boylu esnek mafsallar üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeler.....	119
Şekil 7.25 Yükleme adımları.....	119
Şekil 7.26 Konfigürasyon-2 için ikinci yükleme adımı .....	120
Şekil 7.27 Konfigürasyon-2 için 2. adım sonunda detay-A esnek mafsal üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeler .....	120
Şekil 7.28 Konfigürasyon-2 için 2. adım sonunda detay-B esnek mafsal üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeler .....	121
Şekil 7.29 Konfigürasyon-2 yükleme adımları - esnek mafsallar üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeler grafiği.....	121
Şekil 7.30 Sabit mafsal üzerinde x yönünde oluşan reaksiyon momentleri .....	122
Şekil 7.31 Konfigürasyon-2 yükleme adımları-reaksiyon momentleri grafiği .....	122
Şekil 7.32 Konfigürasyon-3 eğilme açısı ( $\Theta = 15^\circ$ ) .....	123
Şekil 7.33 Birinci adım sonunda kısa boylu esnek mafsallar üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeler.....	123
Şekil 7.34 Yükleme adımları.....	124
Şekil 7.35 Konfigürasyon-3 için ikinci yükleme adımı .....	124
Şekil 7.36 Konfigürasyon-3 için 2. adım sonunda detay-A esnek mafsal üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeler .....	125

Şekil 7.37 Konfigürasyon-3 için 2. adım sonunda detay-B esnek mafsallarda oluşan eşdeğer gerilmeler .....	125
Şekil 7.38 Konfigürasyon-3 yükleme adımları - esnek mafsallar üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeler grafiği .....	126
Şekil 7.39 Sabit mafsallarda x ekseninde oluşan reaksiyon momentleri .....	126
Şekil 7.40 Konfigürasyon-3 yükleme adımları-reaksiyon momentleri grafiği .....	127
Şekil 7.41 Konfigürasyon-4 eğilme açısı ( $\Theta = 20^\circ$ ) .....	127
Şekil 7.42 Birinci adım sonunda kısa boylu esnek mafsallar üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeler.....	128
Şekil 7.43 Yükleme adımları.....	128
Şekil 7.44 Konfigürasyon-4 için ikinci yükleme adımı .....	129
Şekil 7.45 Konfigürasyon-4 için 2. adım sonunda detay-A esnek mafsallarda oluşan eşdeğer gerilmeler .....	129
Şekil 7.46 Konfigürasyon-4 için 2. adım sonunda detay-B esnek mafsallarda oluşan eşdeğer gerilmeler .....	130
Şekil 7.47 Konfigürasyon-4 yükleme adımları- esnek mafsallar üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeler grafiği .....	130
Şekil 7.48 Sabit mafsallarda x ekseninde oluşan reaksiyon momentleri .....	131
Şekil 7.49 Konfigürasyon-4 yükleme adımları - reaksiyon momentleri grafiği ....	131
Şekil 7.50 Yükleme adımları-reaksiyon momentleri grafiği .....	132
Şekil 7.51 Eğilme açısı-reaksiyon momentleri grafiği .....	132

## ÇİZELGELER DİZİNİ

### Sayfa

Tablo 1 Bazı n değerlerine karşılık gelen katsayılar [1] .....	20
Tablo 2 Farklı $K_0$ değerleri için $\gamma$ , $K_\theta$ ve $\rho$ değerleri [1].....	24
Tablo 3 ANSYS' de kullanılan bağlantı şekilleri ve serbestlik dereceleri [17] .....	45
Tablo 4 Lineer ve lineer olmayan problemlerin özellikleri [17] .....	49
Tablo 5 Kontak formülasyonları karşılaştırma tablosu [17].....	58
Tablo 6 Malzeme özellikleri .....	72
Tablo 7 Sabit kuvvet mekanizması tasarım değerleri [1] .....	82
Tablo 8 Malzeme Özellikleri .....	84
Tablo 9 Polipropilen malzeme özellikleri .....	84
Tablo 10 Sabit kuvvet mekanizması konfigürasyon tablosu .....	86
Tablo 11 Malzeme özellikleri .....	99
Tablo 12 Malzeme özellikleri .....	109
Tablo 13 Eğilme açısına bağlı yükleme konfigürasyonları.....	112
Tablo 14 Oluşturulan koordinat eksenini .....	113



## SİMGELER VE KISALTMALAR

$DOF$	:	serbestlik derecesi
$S.C.D$	:	serbest cisim diyagramı
$\lambda$	:	ortamın serbestlik derecesi
$\theta$	:	genel açı ölçüsü gösterimi
$\delta_x$	:	x eksenine boyunca sehim
$E$	:	elastik modül
$h*b*l$	:	sırasıyla parça yüksekliği*genişliği*uzunluğu
$\sigma$	:	gerilim (stres)
$\sigma_y$	:	malzeme akma sınırı
$M$	:	moment
$\theta_0$	:	kiriş ucu açısı
$\emptyset$	:	esneyen giriş uç kuvveti açısı
$\theta$	:	esnemeyen giriş açısı
$n$	:	kiriş ucu kuvveti, x-eksenine bileşeni katsayısı
$K$	:	yay sabiti
$\gamma^*$	:	karakteristik yarıçap faktörü
$K_\theta$	:	katılık sabiti katsayısı
$T$	:	tork
$\rho$	:	eğri giriş karakteristik yarıçap faktörü
$\gamma$	:	aktarma açısı
$F_f$	:	sürtünme kuvveti
$\varepsilon$	:	gerinim
$L$	:	parçalı diferansiyel operatörü matrisi
$U$	:	yer değiştirme vektörü
$u$	:	x yönündeki yer değiştirme miktarı

$v$	:	y yönündeki yer değiştirme miktarı
$w$	:	z yönündeki yer değiştirme miktarı
$c$	:	malzeme sabitleri matrisi
$G$	:	kayma modülü
$\nu$	:	poisson oranı
$N$	:	şekil fonksiyonu matrisi
$n_d$	:	düğüm noktaları sayısı
$d_i$	:	düğüm noktasının yer değiştirme miktarı
$n_f$	:	düğüm noktasının serbestlik derecesi
$\Pi$	:	gerinim enerjisi
$L$	:	diferansiyel operatörü
$k_e$	:	direngenlik matrisi
$T$	:	sistemin toplam kinetik enerjisi
$m_e$	:	kütle matrisi
$W_f$	:	dış kuvvetlerin yaptığı iş
$F$	:	düğüm noktasındaki reaksiyon kuvveti
$d_e$	:	yer değiştirme vektörü (lokal koordinat sistemine göre)
$D_e$	:	yer değiştirme vektörü (global koordinat sistemine göre)
$f_e$	:	kuvvet vektörü (lokal koordinat sistemine göre)
$F_e$	:	kuvvet vektörü (global koordinat sistemine göre)
$r_2$	:	krank kol uzunluğu
$r_3$	:	bağlantı kolu uzunluğu
$\theta_2$	:	krank açısı
$\theta_3$	:	krank ile bağlantı kolu arasındaki açı
$\beta$	:	kızak ile zemin arasındaki açı
$s$	:	kızağın pozisyonu
$l$	:	sahte rijit cisim modeline göre krank boyu

## 1 GİRİŞ

Esnek mekanizmalar, geleneksel mafsallı rijit cisim mekanizmaların aksine, istenilen hareketi veya kuvveti elastik deformasyona uğratarak aktaran esnek yapılardır.

Esnek mekanizmaların kinematik hesaplamaları için bazı teoriler geliştirilmiştir. Bu teoriler esnek mekanizmanın tasarımı sırasında, tasarımcıya farklı geometrik konfigürasyonların hızlı bir şekilde tasarımı ve analizine fırsat vermektedir. Ancak detaylı tasarım aşamasında uzuvlardaki yüksek deformasyon nedeni ile bu teorilerde kullanılan lineer kiriş eşitlikleri özellikle karmaşık geometrilere kullanılması zordur ve hata oranı artmaktadır. Bu nedenle yüksek deformasyonun neden olduğu geometrik doğrusalsızlıklar, lineer olmayan eşitlikler ile çözülmelidir.

### 1.1 Amaç

Bu tezin amacı, esnek mekanizmaların sonlu elemanlar yöntemi ile çözülebilmesine yönelik bir metodoloji oluşturmaktır. Bu metodoloji önce düzlemsel, sonra uzaysal mekanizmalar için geliştirilmiştir. Sahte rijit cisim metodu ile ön tasarımları yapılan dört adet farklı esnek mekanizma, sonlu elemanlar yöntemi ile lineer olmayan çözüm metotları kullanılarak çözdürülmüştür. Sonuçlar, sahte rijit cisim metodu kullanılarak bulunan sonuçlarla ve deneysel yöntemler ile elde edilen veriler ile karşılaştırılmıştır. Analizlerde ANSYS Workbench 14.0 programı kullanılmıştır.

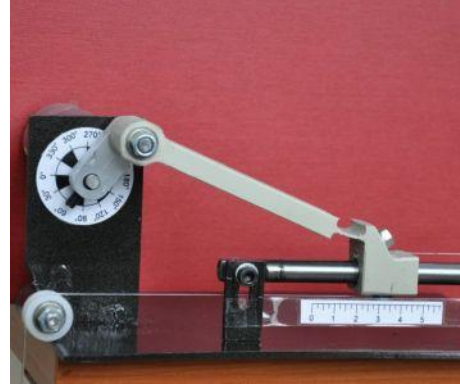
### 1.2 Esnek Mekanizmaların Tanımı

Mekanizmalar, kuvveti veya hareketi transfer eden veya dönüştüren mekanik sistemlerdir. Geleneksel mekanizmalar, hareketli mafsallara bağlı, esnemeyen katı bağlantılardan oluşur.

Rijit cisim mekanizmalara örnek olarak kol kızak mekanizması temsili resmi gösterilmiştir (Şekil 1.1). Bu mekanizmada doğrusal bir girdi hareketi, dairesel harekete, doğrusal girdi kuvveti de çıkış torkuna (veya tam tersine) dönüştürülmektedir. Kol kızak mekanizmasının esnek mekanizma karşılığı Şekil 1.1 (b)'de gösterilmiştir.



(a)



(b)

**Şekil 1.1** (a) Rijit kol kızak mekanizması–(b) Kısmi esnek kol kızak mekanizması[21]

Diğer bir örnek olan Şekil 1.2'deki kılkaç mekanizmasında ise girişten çıkışa enerji aktarımı vardır. Sürtünme kayıplarının ihmal edildiğini varsayarsak giriş ve çıkış enerjisi muhafaza edildiği için, çıkış kuvveti giriş kuvvetinden çok daha büyük fakat çıkış hareketi giriş hareketinden çok daha küçüktür [1].



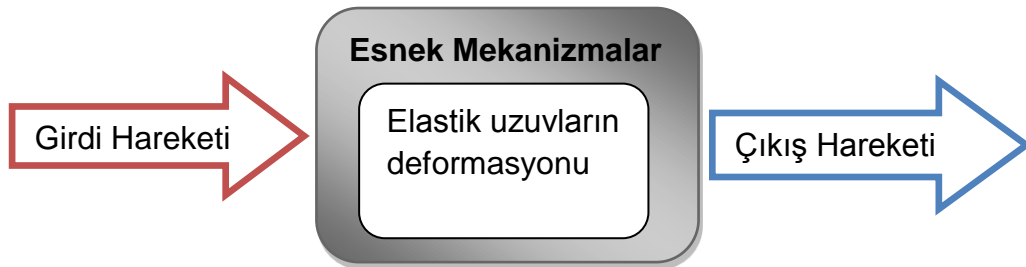
(a)



(b)

**Şekil 1.2** (a) Rijit kılkaç mekanizması (b) Esnek kılkaç mekanizması [1]

Esnek mekanizmalar, bir giriş kuvvetini, momenti veya deplasmanı, cismin elastik deformasyonunu kullanarak aktaran mekanizmalardır (Şekil 1.3).



**Şekil 1.3** Esnek mekanizmalarda enerji akışı [2]

Esnek bir mekanizmada, komple esnek mafsallar ve parçalar olabileceği gibi, esnek veya rijit mafsallar ve parçalar bir arada kullanılabilir. [2]

### 1.3 Esnek Mekanizmaların Avantajları

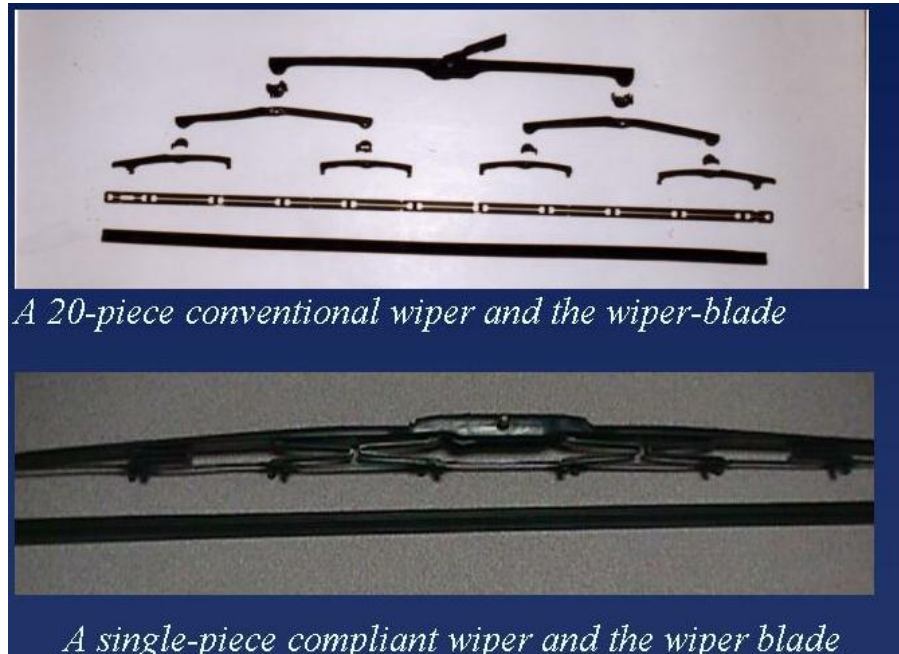
Üretim endüstrisinin büyük bir çoğunluğunda montaj giderleri, toplam üretim giderlerin %50'sinden, işçilik giderlerinin ise %40'ından daha fazlaya mal olmaktadır [3].

- Esnek mekanizmaların en belirgin avantajları, daha az sayıda parçadan oluşması, ucuz ve hafif oluşudur.



**Şekil 1.4** Rijit ve esnek dolma kalem mekanizması [5]

- Bazı parçalar enjeksiyon kalıpları ile yekpare üretilebilmektedir.
- Parça sayısındaki azalma, üretimi basitleştirebilmekte, üretim ve montaj zamanını ve maliyetlerini azaltmaktadır.



**Şekil 1.5** Rijit ve eşleniği esnek silecek mekanizması [3]

- Esnek mekanizmalar daha az sayıda hareketli mafsallı bağlantıya sahiptirler. Bunun sonucu olarak daha az aşınma meydana gelmekte ve

daha az yağlama gerekliliği duymaktadırlar. Ulaşması ve bakım yapması güç olan yerlerde çalışan mekanizmalar için bu özellikler oldukça önemlidir.

- Ayrıca mafsallı bağlantı sayısındaki azalma, mafsallar arasındaki boşlukları ortadan kaldırdığı için mekanizmanın daha hassas çalışmasını sağlamaktadır. Bu özellik sayesinde esnek mekanizmalar hassas toleranslardaki cihaz tasarımlarında sıklıkla kullanılmaktadırlar.
- Hareketin kısa bir periyotta olması gereken durumlar için en uygun çözüm yöntemlerinden biridirler.



**Şekil 1.6** Pens rijit-cisim-modeli [6]

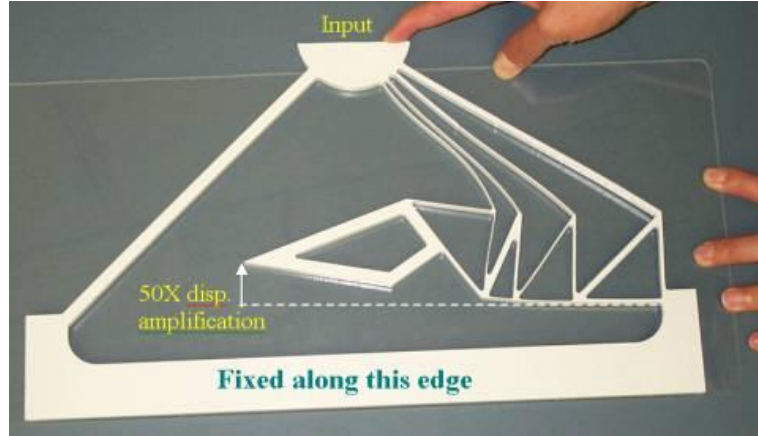


**Şekil 1.7** Pens esnek mekanizma modeli [6]

#### 1.4 Esnek Mekanizmaların Dezavantajları

- Esnek parçalar genellikle yüksek deformasyona uğradıkları için, lineer kiriş eşitlikleri kullanılamaz. Yüksek deformasyonun neden olduğu geometrik doğrusalsızlıklar, lineer olmayan eşitlikler ile çözülmelidir. Bu zorluklar nedeni ile esnek mekanizmalar genelde deneme ve hata yaklaşımları ile tasarlanmaktadır.

- Lineer olmayan modellerin çözümündeki sıkıntılar nedeni ile metotlar sadece basit işlerdeki sistemlerin tasarımında kullanılabilir. Esnek mekanizmaların tasarımı ve analizi için geliştirilmiş olan metotlar vardır.
- Her ne kadar teoriler geliştirilmiş olsa da, esnek mekanizmaların analizi ve tasarımı rijit mekanizmalara göre daha zordur (Bkz. Şekil 1.8).



**Şekil 1.8** Kompleks bir esnek mekanizma [7]

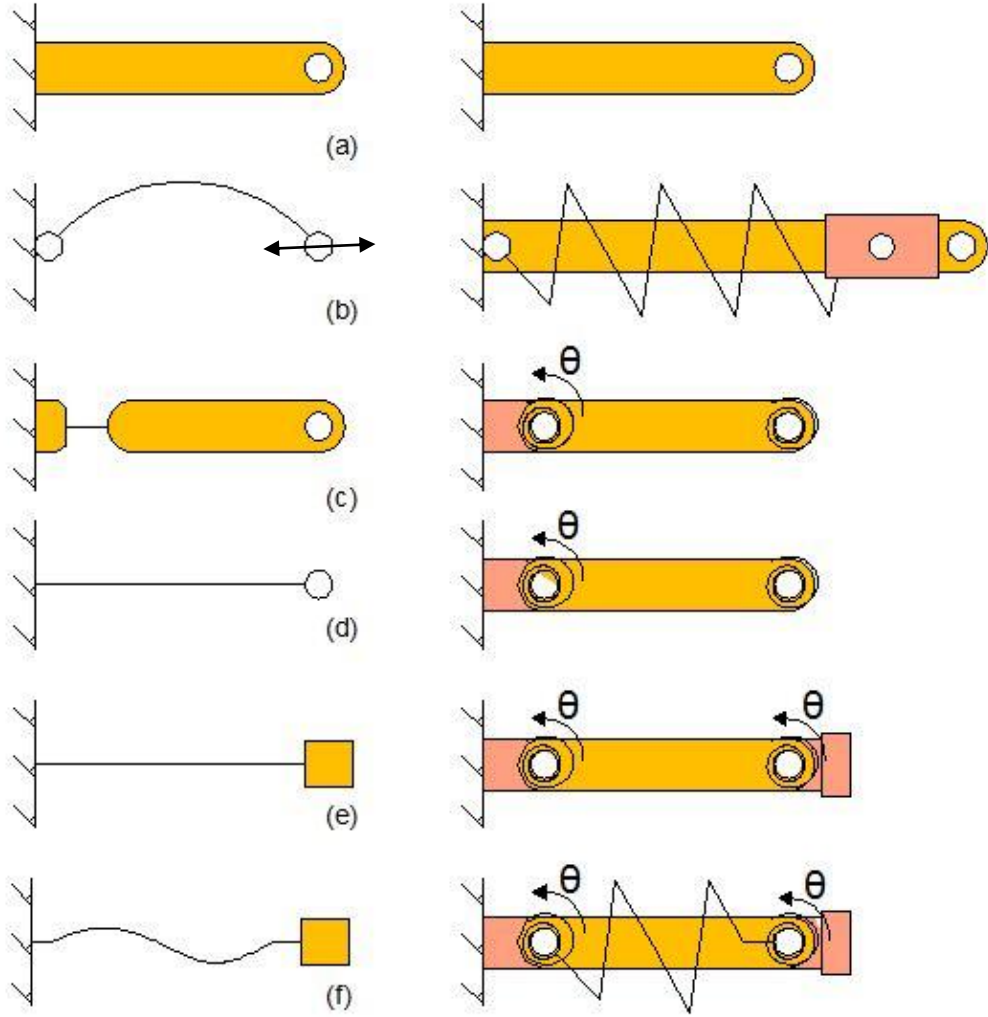
### 1.5 Sahte- Rijit- Cisim Modeli

Sahte-rijit-cisim modeli esnek mekanizmaların analizini ve tasarımını basitleştirmek için kullanılan bir yöntemdir. Metot, esnek mekanizmaların iyi bilinen rijit cisimlerin kinematik analiz metotlarına benzetimi prensibine dayanmaktadır.

Analizlerde, kinematik hareketler ve gerilmeler sahte-rijit-cisim modeli vasıtasıyla hızlıca ve verimli bir şekilde saptanabilmektedir. İlk tasarım aşamalarında, sahte-rijit-cisim modeli spesifik tasarım hedeflerini karşılamak için farklı denemeleri, hızlı ve verimli bir şekilde uygulamaya olanak tanımaktadır. Amacına uygun bir ön tasarım yapıldıktan sonra, model daha sonraki aşamada daha detaylı lineer olmayan sonlu elemanlar analizleri ile iyileştirilebilmektedir. Sahte-rijit-cisim modeli kullanılarak oluşturulan tasarım metotlarındaki gelişmeler önemli bir araştırma konusudur.

Sahte-rijit-cisim modeli, her esnek parça için bir deformasyon yolunu (yörüngesini) ve kuvvet – deformasyon ilişkisini ön görmektedir. Hareket, birbirine pimli bağlantı ile bağlanmış rijit parçalar ile modellenir. Esnek kısmın hassas olarak kuvvet-deformasyon arasındaki ilişkisini tanımlayabilmek için burulma yayları sisteme

eklenmektedir. Tüm sahte-rijit-cisim modellerinin kilit noktası, pimli bağlantının nerede olacağı ve yay sabitinin hangi değer alınacağıın belirlenmesidir [1].



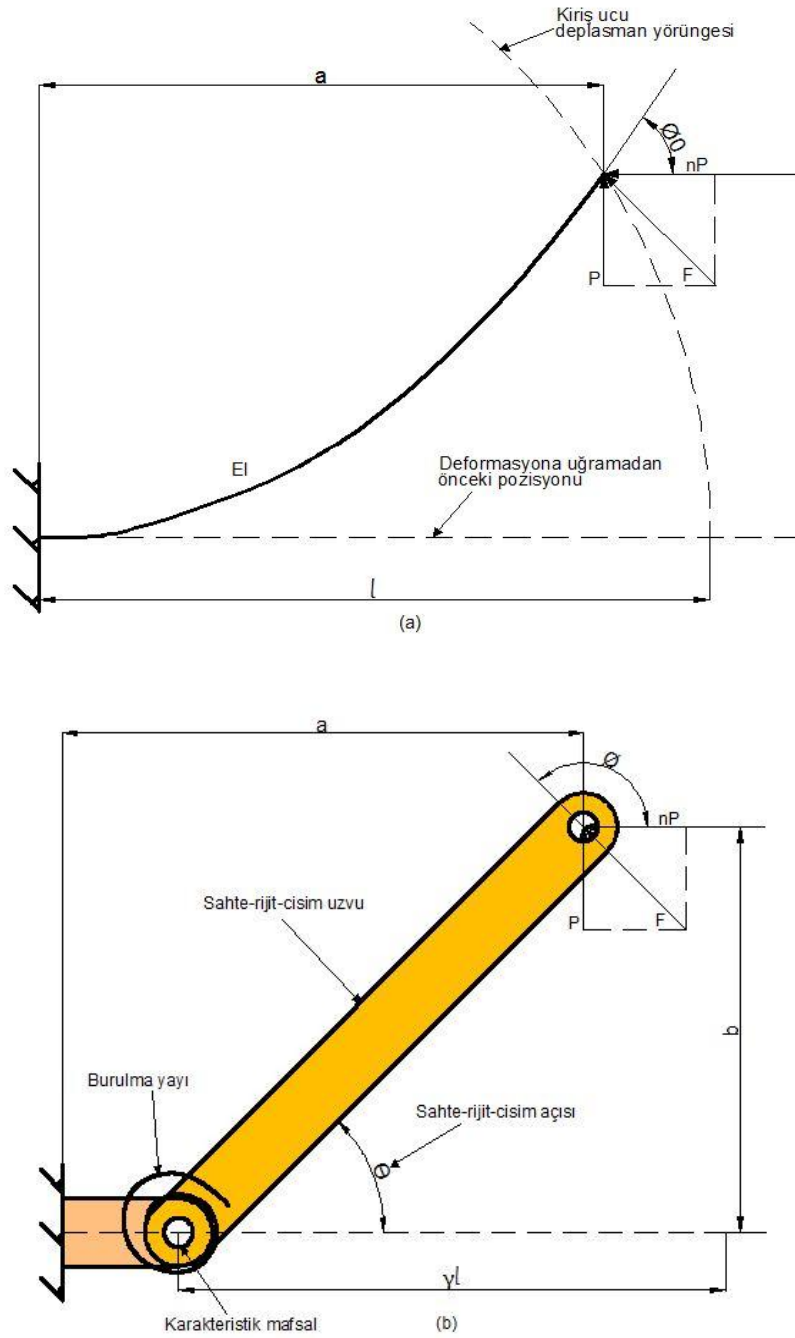
**Şekil 1.9** Esnek mekanizmaların sahte-rijit-cisim modelleri

Howell ve Midha (1992) lineer malzeme özelliklerine sahip başlangıçta düz ve esnek bir parçanın deplasman yaklaşımını geliştirmek için kapalı-form eliptik-integral çözümler kullanmışlardır. Şekil 1.10'da bu şekilde bir eleman ve onun sahte-rijit-cisim modeli görülmektedir. Model, yer değiştirmeyi temsil etmek için birbirine karakteristik mesnet ile bağlı iki adet rijit kinematik elemandan oluşmaktadır. Bir burulma yayı, kiriş direngenliğini ve uygulanan kuvvete karşı direnci simgelemek adına modele eklenmektedir. Bu model, uygulanan bir uç yükü için kirişin deformasyon eğrisine uymaktadır.

Karakteristik mesnetin yeri "karakteristik yarıçap faktörü" ile ifade edilir ve  $\gamma$  işareti ile gösterilir. Bu faktör, mesnetin bulunduğu yerdeki kiriş boyunun bir



oranını temsil etmektedir ve  $\gamma$  bir kez belirlendikten sonra, deformasyon yolu (yörüngesi)  $\theta$  "sahte-rijit-cisim açısı" ile parametrize edilebilmektedir [1].

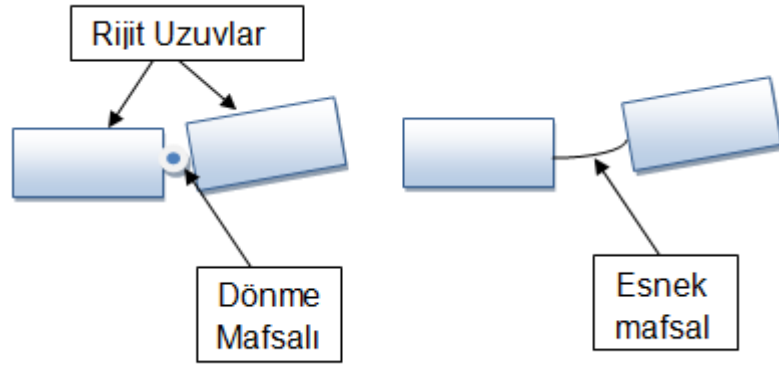


**Şekil 1.10** Bir esnek mekanizma ve onun sahte-rijit-cisim modeli [1]

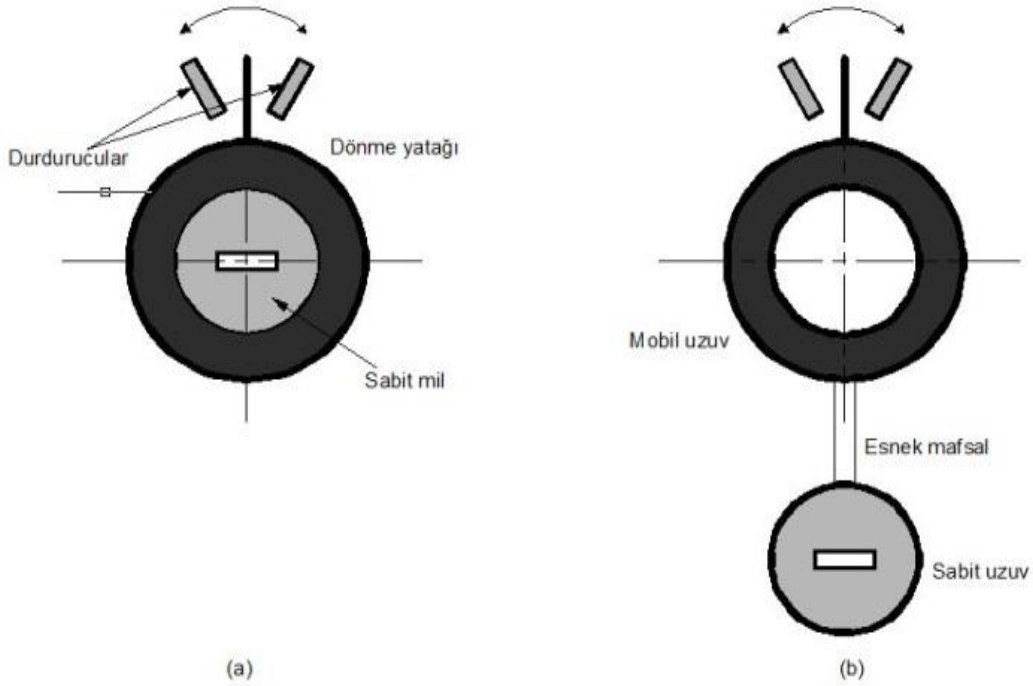
### 1.5.1 Kısa Boylu Esnek Mafsallar

Kısa boylu esnek bir mafsal iki rijit parça arasında esneyerek göreceli dönme hareketi sağlayan elemanlardır. Şekil 1.11' de standart döner mafsal bağlantısı ile esnek bir mafsalın karşılaştırılması gösterilmiştir. Bir eksenli esnek mafsalın

yapısal olarak karşılığı limitli dönme yeteneğine sahip bir döner mafsal gibi düşünülebilir [2].



**Şekil 1.11** Döner mafsal ile esnek mafsalın karşılaştırılması [2]



**Şekil 1.12** Döner mafsal ile esnek mafsal benzerliği (a) klasik döner mafsal ile sağlanmış eş merkezli dönme (b) esnek bir mafsal ile sağlanmış farklı merkezli dönme [2]

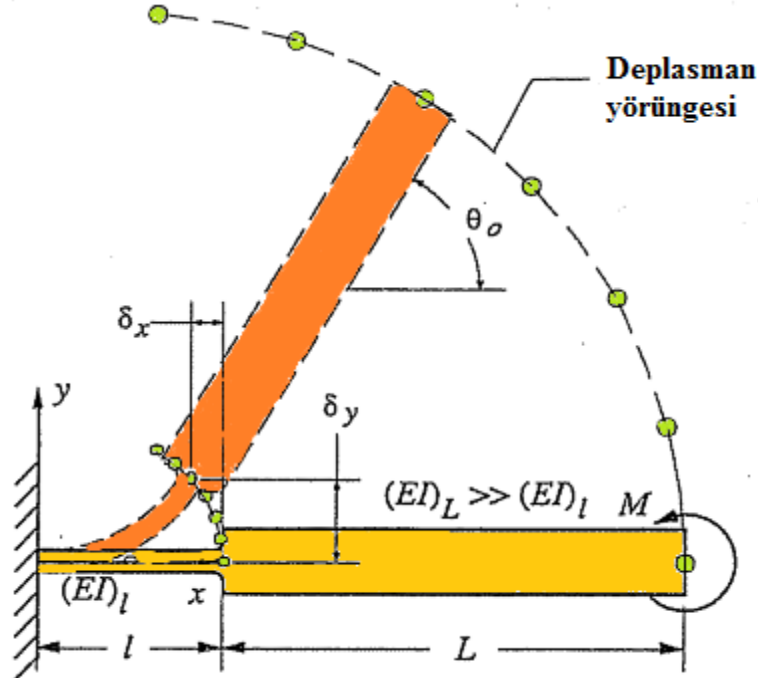
Bükülgen parçaların boyları, rijit parça boylarına göre daha küçüktürler. Bükülgen parçalar, merkezlerinde kinematik mafsallar varmış gibi modellenirler. Eleman direngeliklerini tanımlayabilmek adına da burulma yayları kullanılmaktadır. Bu metodun hassasiyeti göreceli olarak bükülgen parçaların boyları arttıkça azalır. Bu nedenle daha uzun bükülgen mesnetler içeren esnek mekanizmalar için farklı bir

yaklaşımına ihtiyaç duyulmaktadır. Yukarıda bahsedilen konu ile ilgili aşağıda bir grup basit esnek elemanın sahte-rijit-cisim modeli gösterilmiştir [1].

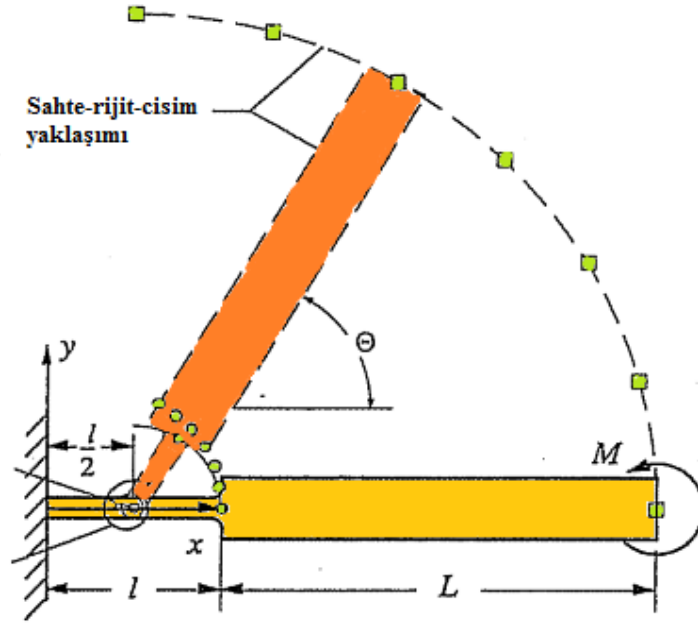
Esnek mafsalların bazı dezavantajları şu şekilde belirtilebilir;

- Bir esnek mafsal limitli dönme yeteneğine sahiptir.
- Esnek mafsallın deformasyonu komplekstir. Eksenel kesme, eğilme ve burulma yüklerine maruz kalabilmektedir.
- Dönme merkezi rölatif dönme boyunca sabit değildir. Kombine yüklemelerde, hareket halinde dönme merkezi yer değiştirmektedir.
- Polimerlerden oluşturulan esnek mafsallar sıcaklık farklılıklarına oldukça duyarlıdır. Bu nedenle termal genişlemelerden dolayı ölçüleri değişir. Bunun sonucu da orijinal değerlerde sapmalara neden olmaktadır [2].

Şekil 1.13’de ki kiriş iki farklı kesitten oluşmaktadır. Bir tanesi kısa ve esnek diğeri ise daha uzun ve rijit kısımdır. Eğer kısa parça uzun kısımdan kayda değer şekilde daha kısa ve daha esnek ise, bu parça kısa boylu esnek pivot olarak adlandırılır. Genelde rijit kısmın boyu ( $L$ ) esnek kısmın boyundan ( $l$ ) 10 kat veya daha fazla büyüktür [1].



Şekil 1.13 Serbest ucuna moment uygulanan kiriş [1]



**Şekil 1.14** Serbest ucuna moment uygulanan kirişin sahte-rijit-cisim modeli [1]

$$L \gg l, (E I)_L \gg (E I)_l \quad (1.1)$$

Ucuna moment uygulanmış basit bir kirişte sehim eşitliği:

$$\theta_0 = \frac{M_0 l}{EI} \quad (1.2)$$

$$\frac{\delta_y}{l} = \frac{1 - \cos \theta_0}{\theta_0} \quad (1.3)$$

$$\frac{\delta_x}{l} = 1 - \frac{\sin \theta_0}{\theta_0} \quad (1.4)$$

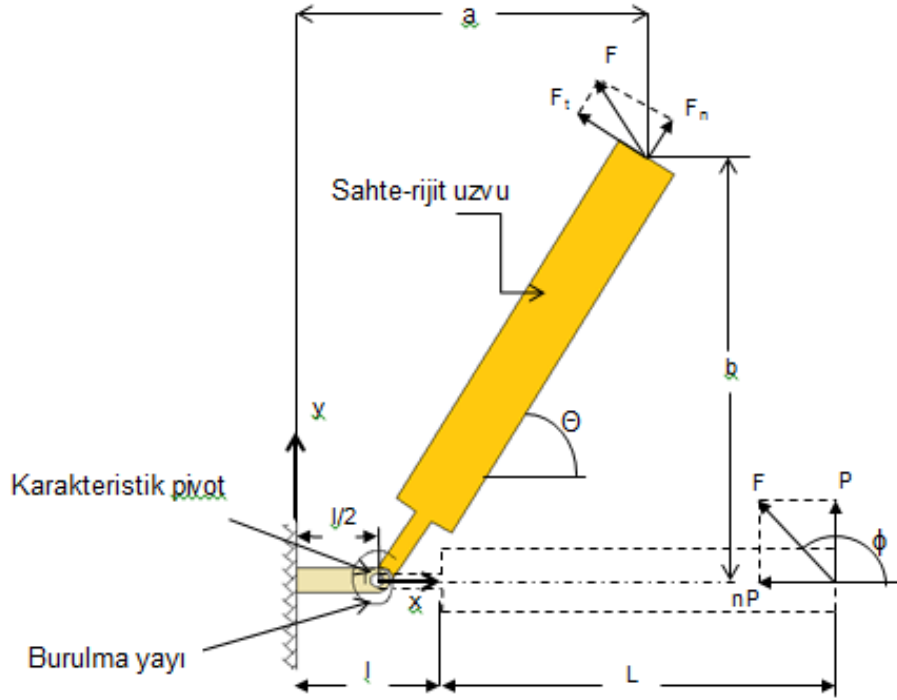
şeklinde yazılabilir.

Denklemler, kısa boylu esnek mafsallar için basit bir sahte-rijit-cisim modeli tanımlanabilmesinde kullanılmaktadır. Esnek kısım rijit parçaya oranla çok kısa olduğu için, sistemin hareketi bir pim ile bağlanmış iki rijit parça gibi modellenebilmektedir ve bu bağlantı karakteristik mafsal olarak tanımlanmaktadır.

Deformasyon esnek kısımda meydana geldiği için karakteristik mafsalın esnek uzun tam ortasında yer aldığı varsayılır. Aynı sebep nedeni ile esnek kısım

boyunca hemen hemen her nokta karakteristik mafsall için kabul edilebilir bir konum tanımlamaktadır. Merkez noktası kolaylık sağlamak için kullanılmaktadır.

Sahte-rijit-elemanının düzlem ile yaptığı açı, "sahte-rijit -cisim açısı" olarak ifade edilir [1].



**Şekil 1.15** Ucundan kuvvet uygulanmış kısa boylu bir esnek mafsallın sahte-rijit-cisim modeli [1]

$$\Theta = \theta_0 \text{ (Kısa boylu esnek mafsallar için)} \quad (1.5)$$

Kiriş ucundaki x ve y koordinatları (a ve b uzunlukları) için şu şekilde bir yaklaşım yapılabilir:

$$a = \frac{1}{2} + (L + \frac{1}{2}) \cos \Theta \quad (1.6)$$

$$b = (L + \frac{1}{2}) \sin \Theta \quad (1.7)$$

veya boyutsuz formda yazılırsa:

$$\frac{a}{l} = \frac{1}{2} + (\frac{L}{l} + \frac{1}{2}) \cos \Theta \quad (1.8)$$

ve

$$\frac{b}{l} = (\frac{L}{l} + \frac{1}{2}) \sin \Theta \quad (1.9)$$

olur.

Burulma yayını,  $\theta$  açısı boyunca deforme etmek için gerekli tork;

$$T = K\theta \quad (1.10)$$

Yay sabiti,  $K$ , temel kiriş teorileri ile bulunabilir. Ucunda moment uygulanan basit bir kiriş için deplasman açısı:

$$\theta_0 = \frac{Ml}{(EI)_1} \quad (1.11)$$

Eşitlikte moment ( $M$ ) çekilirse:

$$M = \frac{(EI)_1}{l} \theta_0 \quad (1.12)$$

(1.11) ve (1.12) eşitlikleri karşılaştırılırsa, daha önceki  $M = T$  ve  $\theta = \theta_0$  eşitlikleri ile

$K$  yay sabiti ;

$$K = \frac{(EI)_1}{l} \quad (1.13)$$

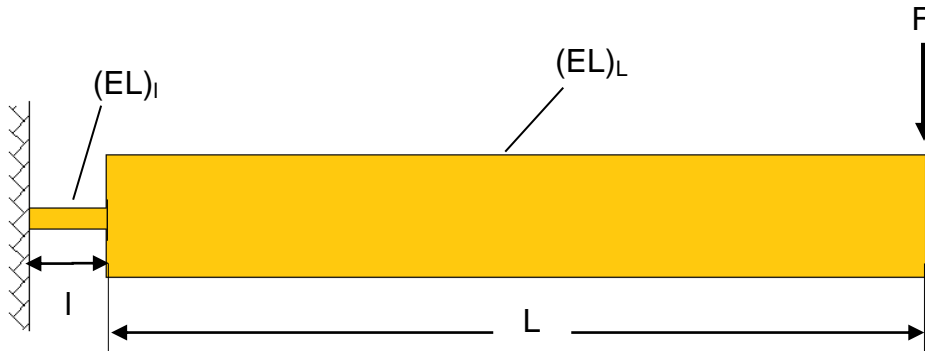
elde edilmektedir.

Kısa boylu esnek mafsallar doğası gereği, çoğu uygulamada eğilme yüklemesinin baskın olduğu varsayımını garanti eder. Bunun sebebi Şekil 1.16' da gösterilmiştir ki burada kiriş serbest ucuna dikey yükleme uygulanmıştır. Esnek uzuv dibindeki reaksiyon momentleri:

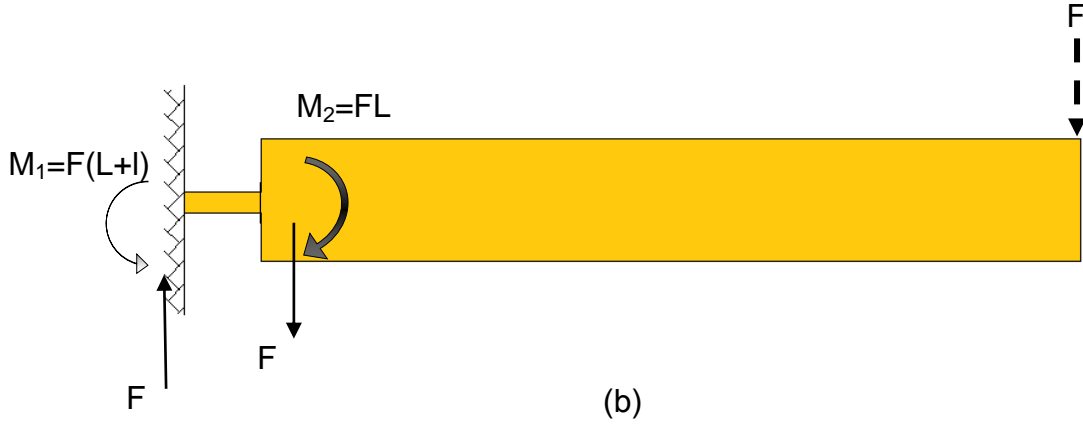
$$M_1 = F(L+l) \text{ ve } M_2 = FL \quad (1.14)$$

Saf moment yüklemesi için:

$$\frac{M_1}{M_2} = 1 \quad (1.15)$$



(a)



**Şekil 1.16** Serbest ucuna kuvvet uygulanan iki parçalı kiriş

Şekil 1.16' de gösterilen kısa boylu esnek mafsall için, küçük deformasyon kabulü ile,

$$\frac{M_1}{M_2} = 1 + \frac{l}{L} \quad (\text{kiriş serbest ucunda kuvvet uygulandığı durum}) \quad (1.16)$$

şeklinde yazılabilir.

L boyu l uzunluğundan çok büyük olduğundan dolayı ( $L \gg l$ ), (1.15) ve (1.16) eşitlikleri oranları yaklaşık olarak aynıdır. Sahte-rijit-cisim modelinde burulma yayı üzerindeki tork, (T), esnek uzvun ortasındaki momente eşittir.

### 1.5.2 Aktif ve Pasif Kuvvetler

Şekil 1.15'de kısa boylu esnek mafsallı ve serbest ucunda kuvvet uygulanmış bir ankastre kiriş gösterilmiştir. Kuvveti tanımlayabilmek için hem kuvvetin büyüklüğü hem de yönü bilinmelidir. Şekilde görülen  $\emptyset$  açısı dikey bileşen (P) ve yatay bileşen (nP)'nin fonksiyonu olarak tanımlanabilir. Bu kuvvet, kirişin deformasyonundan bağımsız olarak aynı açıda kalır. Bu durumda,

$$F = P\sqrt{n^2 + 1} \quad (1.17)$$

$$\emptyset = \text{atan} \frac{1}{-n} \quad (1.18)$$

olur.

Kuvvet bileşenlerini değişimini, kiriş uç noktasının sehim yörüngesi boyunca görmek (normal ve teğetsel yönde) daha kullanışlı olmaktadır.

Yörüngeye paralel olan teğetsel kuvvet (sahte-rijit-uzvu eksenine dik olan), ( $F_t$ ), burulma yayında momente neden olmaktadır (Şekil 1.17) [1].

$$T = F_t(L + \frac{1}{2}) \quad (1.19)$$

Yörüngeye dik olan kuvvet, ( $F_n$ ), deformasyona katkısı olmadığı için pasif kuvvet olarak tanımlanır. Eğer uygulanan kuvvetin açısı kiriş deplasmanı boyunca aynı kalırsa, aktif ve pasif kuvvetler değişir.

Bileşke kuvvet, sahte-rijit-uzvun deformasyonuna katkıda bulunduğu için, aktif kuvvet olarak adlandırılmaktadır.

Aktif kuvvet:

$$F_t = F \sin(\emptyset - \Theta) \quad (1.20)$$

$$\text{Eğer } F \text{ dikey ise ( } \emptyset = \pi/2 \text{ de olduğu gibi) , } F_t = F \cos \Theta \quad (1.21)$$

olur.

### 1.5.3 Gerilmeler

Serbest ucundan kuvvet uygulanan bir ankastre kirişte, en yüksek gerilme,  $\sigma_{maks}$ , sabit mesnet ucunda oluşur. Maksimum büyüklük, kirişin eğilme yönüne ve uygulanan kuvvetin yönüne bağlı olarak, kirişin alt ve üst kısmında oluşur. [1]

Şekil 1.15'de gösterilen kiriş için, en yüksek moment,  $M_{maks}$ , şu şekilde ifade edilmektedir.

$$M_{maks} = Pa + nPb \quad (1.22)$$

“c” tarafsız eksenenden olan uzaklık olmak üzere, kiriş üst ve alt yüzeyindeki gerilmeler:

$$\sigma_{maks} = \frac{-(Pa+nPb)c}{I} - \frac{nP}{A} \quad (1.23)$$

$$\sigma_{maks} = \frac{(Pa+nPb)c}{I} - \frac{nP}{A} \quad (1.24)$$

Genişliği w ve yüksekliği h olan bir kiriş için gerilmeler;

$$\sigma_{üst} = \frac{-6(Pa+nPb)c}{wh^2} - \frac{nP}{wh} \quad (1.25)$$

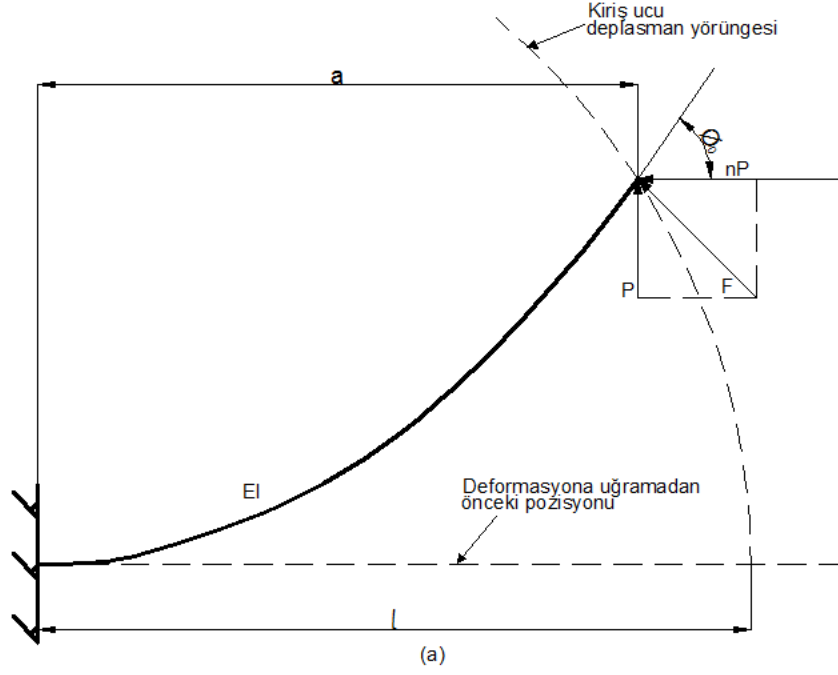
$$\sigma_{alt} = \frac{6(Pa+nPb)c}{wh^2} - \frac{nP}{wh} \quad (1.26)$$

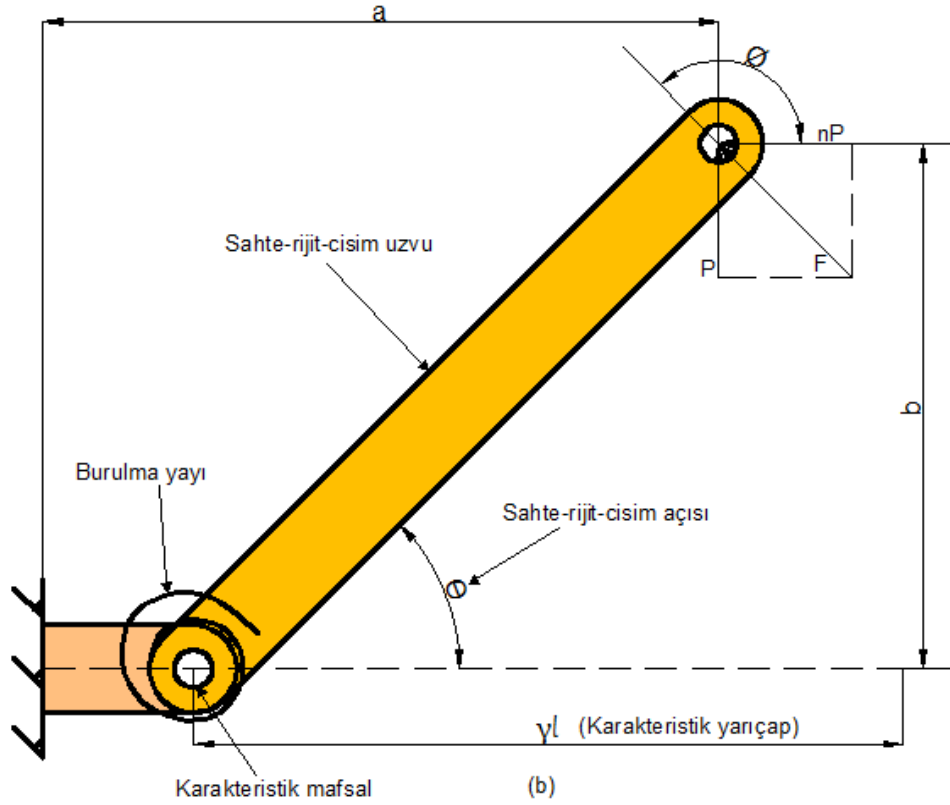
şekilde yazılmaktadır. [1]



## 1.6 Serbest Ucuna Kuvvet Uygulanan Ankastre Kiriş (Sabit Mesnetli)

Sabit kesit alanı ve lineer malzeme özelliklerine sahip bir ankastre kiriş incelendiğinde, eğer deplasman fazla ise, lineer kiriş sehim eşitliklerinin dışına çıkılabilir. Bu durumda eliptik integral çözümleri veya lineer olmayan sonlu elemanlar analizleri kullanılması gerekmektedir (Şekil 1.17).





**Şekil 1.17** (a) Serbest uçundan kuvvet uygulanmış ankastre kiriş, (b) onun sahte-rijit-cisim modeli [1]

Aşırı deformasyon eliptik-integral eşitlikleri, serbest ucuna kuvvet uygulanan bir ankastre kiriş için, serbest ucun yaklaşık dairesel bir yörüngeyi takip ettiğini göstermektedir. Bu fikir, kirişin deplasman yörüngesi için parametrik yaklaşımlar geliştirmekte kullanılmaktadır [1].

Yaklaşık dairesel bir yörüngede deplase olan bir aşırı deformasyon kirişinin sahte-rijit-cisim modeli, kiriş boyunca bir mafsalda bağlanmış iki adet rijit uzuv ile modellenebilir (Şekil 1.17). Burulma yayı, kiriş deplasman direncini temsil etmektedir. Sahte-rijit-cisim karakteristik mafsalının yeri, karakteristik yarıçap faktörü ile deforme olmadan önceki esnek kiriş boyunun çarpımından elde edilir [1].

Yukarıdaki bahsedilen sahte-rijit-cisim yaklaşımı deplasman yörüngesini parametrize etmek için kullanılır. Sahte-rijit-cisim açısı,  $\Theta$ , sahte-rijit-cisim uzvunun deformasyona uğramadan önceki ve deformasyona uğradıktan sonraki pozisyonu arasındaki açıdır [1].

Kirişin sehim x ve y koordinatları, a ve b dir. P kuvvetinin dikey bileşeni, eksenal kuvvet nP (burada n'nin pozitif değeri deformasyona uğramamış kirişte basmaya çalışan kuvveti temsil etmektedir) ve F toplam kuvvet ise:

$$F = P\sqrt{n^2 + 1} \quad (1.27)$$

yazılır.  $\emptyset$ , bu kuvvetin açısıdır ve

$$\emptyset = \text{atan} \frac{1}{-n} \quad (1.28)$$

şeklinde ifade edilir. [1]

### 1.6.1 Karakteristik Yarıçap Faktörü

Karakteristik yarıçap faktörü,  $\gamma$ , deformasyondaki kabul edilebilir en yüksek yüzde hatanın tanımlanması ile bulunabilir. Eşitlikler sonunda kuvvetin yatay bileşeni ile karakteristik yarıçap faktörü arasındaki elde edilen ilişki:

$$\gamma = \begin{cases} 0.841655 - 0.0067807n + 0.000438n^2 & (0.5 < n < 10.0) \\ (0.852144 - 0.0182867n) & (-1.8316 < n < 0.5) \\ (0.912364 + 0.0145928n) & (-5 < n < -1.8316) \end{cases} \quad (1.29)$$

şeklindedir. [1]

### 1.6.2 Kiriş Ucunun Koordinatları

Deformasyona uğramış kirişin uç koordinatları, sahte-rijit-cisim açısının,  $\Theta$ , bir fonksiyonu olarak yazılabilir.

$$\frac{a}{l} = 1 - \gamma(1 - \cos\Theta) \quad (1.30)$$

$$\frac{b}{l} = \gamma \sin\Theta \quad (1.31)$$

### 1.6.3 Açısal Deformasyon Yaklaşımı

$\theta_0$  ve  $\Theta$  arasındaki nerdeyse doğrusal olan ilişki:

$$\theta_0 = c_\theta \Theta \quad (1.32)$$

Denklemdaki  $c_\theta$ , parametrik açı sabitidir.

#### 1.6.4 Katılık Katsayısı

Kirişin deformasyona karşı gösterdiği direnç, katılık katsayısı adı verilen boyutsuz burulma yayı sabiti,  $K_\theta$ , ile modellenir. Sahte-rijit-cisim modelinin geometrik ve malzeme özellikleri, yay sabitinin değerini belirlemek için kullanılmaktadır [1].

Kiriş ucuna etki eden toplam kuvvet,  $F$ :

$$F = \sqrt{P^2 + (nP)^2} = \eta P \quad (1.33)$$

ve

$$\eta = \sqrt{1 + n^2} \quad (1.34)$$

yazılır.

Kuvvetin teğetsel bileşeni,  $F_t$ ;

$$F_t = F \sin(\theta - \Theta) = \eta P (\theta - \Theta) \quad (1.35)$$

Kuvvet boyutsuz hale getirilirse;

$$(\alpha^2)_t = \frac{F_t l^2}{EI} \quad (1.36)$$

elde edilir.

Sahte-rijit-cisim açısı aşağıdaki formül kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$\Theta = \text{atan} \frac{b}{a - l(1 - \gamma)} \quad (1.37)$$

Kuvvet ve deformasyon arasındaki eşitlik;

$$(\alpha^2)_t = K_\theta \Theta \quad (1.38)$$

Eşitlik basit görünse de, tüm kinematik model için aynı doğrulukta olamayabilir, limitlerinin farkında olmak gerekmektedir.

$$K_\theta = 3.024112 + 0.121290n + 0.003169n^2 \quad (-5 < n \leq -2.5)$$

$$K_\theta = 1.967647 - 2.616021n - 3.738166n^2 - 2.649437n^3 - 0.891906n^4 \\ - 0.113063n^5 \quad (-2.5 < n \leq -1)$$

$$K_\theta = 2.654855 - 0.509896 \times 10^{-1}n + 0.126749 \times 10^{-1}n^2 - 0.142039 \times 10^{-2}n^3 \\ + 0.584525 \times 10^{-4}n^4 \quad (-1 < n \leq -10)$$

(1.39)

Sahte-rijit-cisim açısı aralığı;

$$\Theta = \Theta_{\max} \approx 0.7 \tanh^{-1} \frac{1}{-n} = 0.7\phi \quad (-5.0 < n < 10) \quad (1.40)$$

$K_{\Theta}$  en yüksek ve en küçük değeri, geniş aralıklı yükleme için sadece 0,3 kadar değişmektedir. Bu, sabit bir  $K_{\Theta}$  yaklaşımına müsaade eder. Ortalama  $K_{\Theta}$  değeri:

$$K_{\Theta\text{ave}} = \frac{\int_{n_1}^{n_2} K_{\Theta} dn}{\int_{n_1}^{n_2} dn} \quad (1.41)$$

şeklinde hesaplanır.

### 1.6.5 Burulma Yayı Sabiti

Daha önce de bahsedildiği üzere F kuvvetinin yatay bileşeni, kirişin deformasyonuna neden olur. Pimli bağlantıdaki dönme momenti, T, burulma yayı sabiti ile deformasyon açısının çarpımına eşittir.

$$T = K\Theta \quad (1.42)$$

Bu moment kuvvetin, kuvvet kolu ile (sahte-rijit-uzvu) çarpımı şeklinde de yazılabilmektedir.

$$T = F_t \gamma l \quad (1.43)$$

Bu iki eşitlikten;

$$F_t = \frac{K\Theta}{\gamma l} \quad (1.44)$$

$$K = \gamma K_{\Theta} \frac{EI}{l} \quad (1.45)$$

eşitliklerine ulaşılabilir.

### 1.6.6 Gerilmeler

Ankastre bir kirişte en yüksek gerilme sabit mesnet bölgesinde oluşmaktadır. En yüksek moment;

$$M_{\text{ort}} = Pa + nPb \quad (1.46)$$

Kiriş üst ve alt yüzeyinde oluşan gerilmeler:

$$\sigma_{\text{üst}} = \frac{-(Pa+nPb)c}{I} - \frac{nP}{A} \quad (1.47)$$

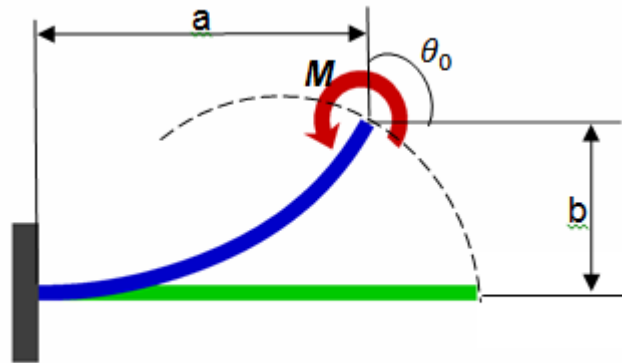
$$\sigma_{\text{alt}} = \frac{(Pa+nPb)c}{I} - \frac{nP}{A} \quad (1.48)$$

$n$	$\gamma^*$	$\theta_{\max}(\gamma^*)$	$c_{\theta}$	$K_{\theta}$	$\theta_{\max}(K_{\theta})$
0	0.8517	64.3	1.238	2.67	58.5
2	0.8276	108.9	1.2511	2.60	69
5	0.8192	121.4	1.2557	2.56	67.5
-0.5	0.8612	47.7	1.2348	2.70	44.4
-3	0.8669	16	1.2119	2.69	12.9

**Tablo 1** Bazı  $n$  değerlerine karşılık gelen katsayılar [1]

### 1.7 Serbest Ucuna Moment Uygulanan Kiriş

Serbest ucuna kuvvet uygulanan ankastre kirişteki yöntemle benzer bir yöntem serbest ucuna moment uygulanan bir kirişin sahte-rijit-cisim modelini elde etmek üzere de kullanılabilir (Şekil 1.18) [1].



**Şekil 1.18** Serbest ucuna moment uygulanan kiriş [8]

$$a = l[1 - 0.7346(1 - \cos\theta)] \quad (1.49)$$

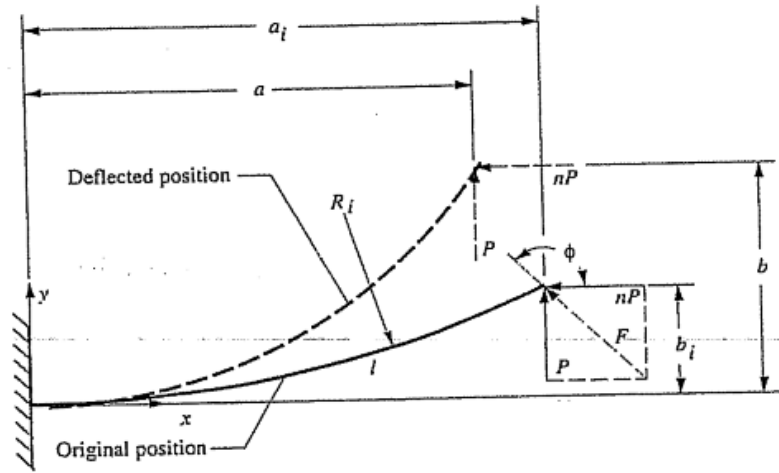
$$b = 0.7346l\sin\theta \quad (1.50)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{Mc}{I} \quad (1.51)$$

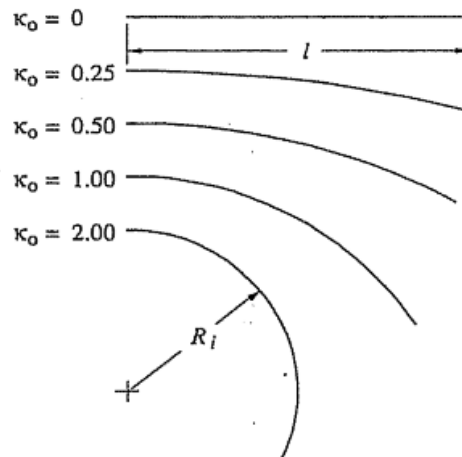
$$K = c_{\theta} \frac{EI}{l} \quad (1.52)$$

### 1.8 Başlangıçta Kavisli Ankastre Kiriş

Şekil 1.19'de gösterilen kiriş  $R_i$  ile ifade edilen yarıçapta bir başlangıç kavisine sahiptir. Bu şekilde bir kirişin uzunluğu, boyutsuz  $\kappa_0$  parametresi ile ilişkilendirilebilir.

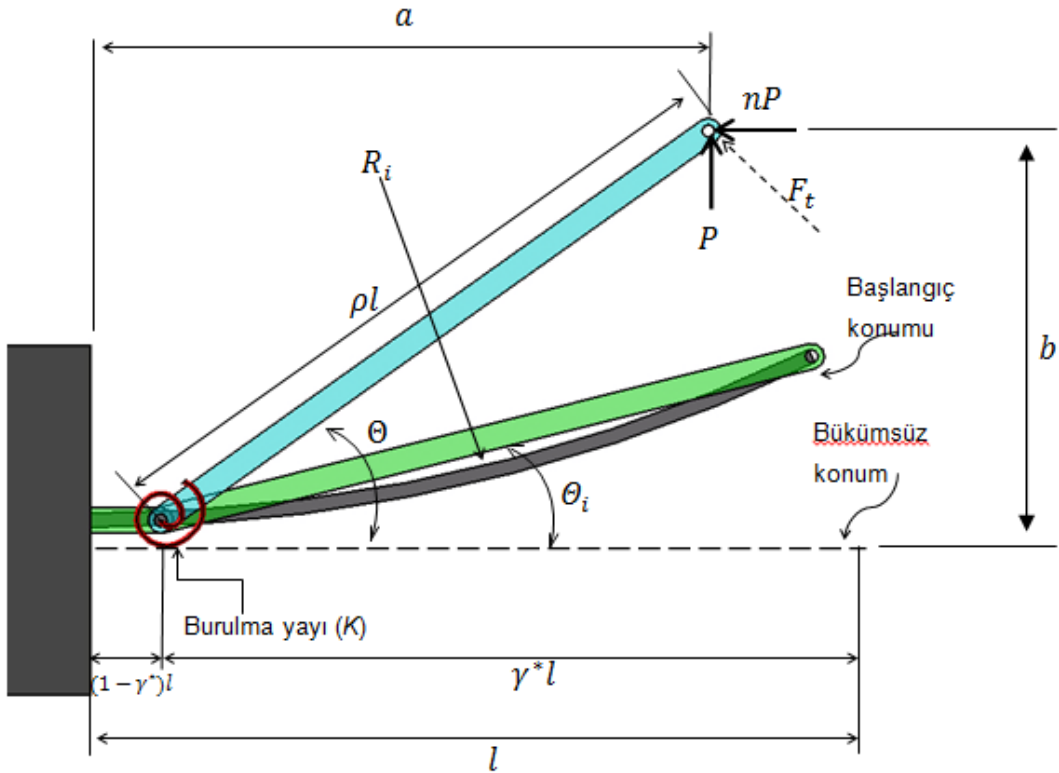


Şekil 1.19 Esnek, başlangıçta kavisli ankastre kiriş [1]



Şekil 1.20 Farklı  $\kappa_0$  değerleri için kiriş şekilleri [1]

$$\kappa_0 = \frac{1}{R_i} \quad (1.53)$$



**Şekil 1.21** Başlangıçta kavisli bir kirişin sahte-rijit-cisim modeli, serbest ucundan yüklenmiş ankastre kiriş [8]

Esnek mekanizmalar konusunda çalışırken zaman zaman önceden belli bir yarıçapta bükülmüş kirişlerin deformasyonlarını incelemek gerekebilir. Bu durumda yine sahte rijit yapıdan faydalanılarak bir hesap yöntemi geliştirilebilir [8].

$i$  alt indisi başlangıç durumunu ifade etmek üzere:

$$\theta_i = \text{atan} \frac{b_i}{a_i - l(1 - \gamma^*)} \quad (1.54)$$

Daha önceki konularda bahsedilen düz ankastre kirişlerde, sahte rijit yapının karakterize edilmesi için  $\gamma^*$  değeri kullanılmaktaydı. Başlangıçta kavisli olan kirişler için  $\gamma^*$ 'nin bir fonksiyonu olmak üzere yeni bir karakteristik yarıçap faktörüne ( $\rho$ ) ihtiyaç vardır [1].



$$\rho = \left\{ \left[ \frac{a_i}{l} - (1 - \gamma^*) \right]^2 + \left( \frac{b_i}{l} \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (1.55)$$

Denklemdaki  $a_i$  ve  $b_i$  başlangıç durumunda giriş ucunun koordinatlarıdır.

$$\frac{a_i}{l} = \frac{1}{\kappa_0} \sin \kappa_0 \quad (1.56)$$

$$\frac{b_i}{l} = \frac{1}{\kappa_0} (1 - \cos \kappa_0) \quad (1.57)$$

Kiriş ucunun deformasyon yörüngesi, sahte-rijit-cisim modeli yaklaşımı ile:

$$\frac{a}{l} = 1 - \gamma^* + \rho \cos \theta \quad (1.58)$$

$$\frac{b}{l} = \rho \sin \theta \quad (1.59)$$

ifade edilir.

Sistemin ucuna etkiyen teğetsel kuvvet  $\phi = \text{atan} \frac{1}{-n}$  olmak üzere:

$$F_t = F \sin(\phi - \theta) \quad (1.60)$$

Karakteristik pivotta oluşan burulma :

$$T = \rho l F_t \quad (1.61)$$

Burulma, açısal yer değiştirme ve K yay sabiti cinsinden ifade edilebilir.

$$T = K(\theta - \theta_i) \quad (1.62)$$

Denklemler birleştirildiğinde K yay sabiti:

$$K = \rho K_\theta \frac{EI}{l} \quad (1.63)$$

olarak elde edilir.

$\kappa_0$	$\gamma^*$	$\rho$	$K_\theta$
0,00	0,85	0,850	2,65
0,01	0,84	0,840	2,64
0,25	0,83	0,829	2,56
0,50	0,81	0,808	2,52
1,00	0,81	0,797	2,60
1,50	0,80	0,775	2,80
2,00	0,79	0,749	2,99

**Tablo 2** Farklı  $K_0$  değerleri için  $\gamma$ ,  $K_\theta$  ve  $\rho$  değerleri [1]

### 1.9 Başlangıçta Kavisli Ankastre Kirişte Gerilmeler

En yüksek gerilme sabit mesnette oluşmaktadır.[1]

$$\sigma_{\max} = \mp \frac{P(a+nb)c}{I} - \frac{nP}{A} \quad (1.64)$$

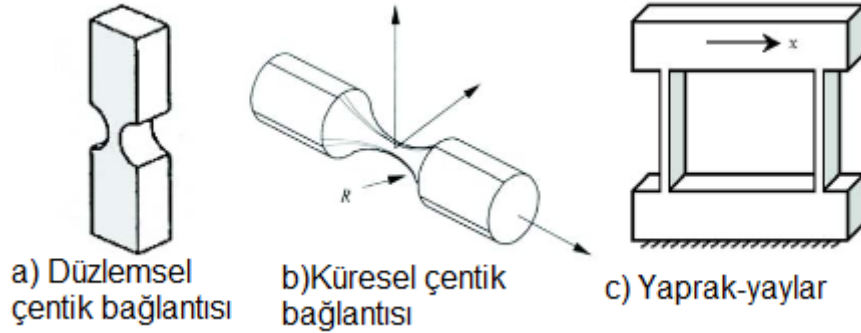
### 1.10 Esnek Mafsalların Tasarımı

Esnek mafsallar, rijit mafsallarda meydana gelen sürtünme, boşluk ve aşınma gibi sakıncalı durumların üstesinden gelmekte ve yapıları itibari ile mikro hassasiyet düzeyinde çalışabilmektedirler. Bu hassasiyet birçok mikro, nano ve biyo-uygulamaları için önemli olmaktadır [9].

Esnek mafsalların tasarımında dikkat edilmesi gereken en önemli 4 kistas aşağıda açıklanmıştır.

**Hareket Aralığı:** Tüm esnek uzuvlar, eşlenikleri olan rijit uzuvlara kıyasla sonlu hareket aralığına sahiptirler. Esnek bağlantının hareket aralığı, kullanılan malzemenin müsaade edilen gerilme ve gerinim değerleri ile sınırlıdır. Akma gerilmesine ulaşıldığında, elastik deformasyon plastik deformasyona dönüşmektedir. Bu nedenle, esnek mekanizmanın hareket aralığı, hem malzeme özelliklerine hem de esnek mafsal kesit alanına bağlı olmaktadır.

**Eksen Kayması:** Sınırlı hareket aralığına ek olarak çoğu esnek mafsalsal eksen kayması olarak tanımlanan belirsiz bir harekete maruz kalırlar. Özellikle çentik tipi eklemler için, dönme merkezi hareket boyunca sabit kalmamaktadır. Öteleme hareketinden kaynaklanan bükülme nedeni ile doğrusal hareket ekseninde kayda değer sapmalar olabilir. Örneğin, bir basit dört-kol yaprak yay mekanizması eğrisel hareket eder (Şekil 1.22) [9].


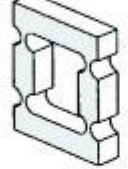
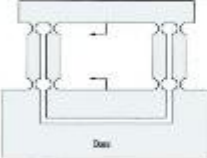
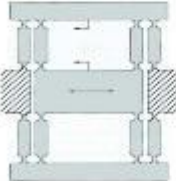
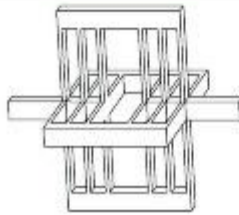


**Şekil 1.22** Temel esnek bağlantı elemanları [9]

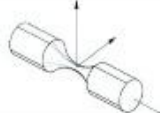
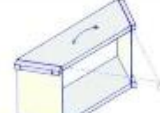

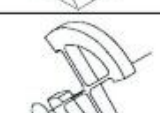

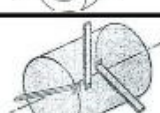
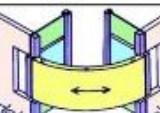

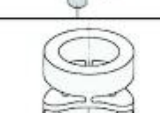
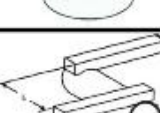
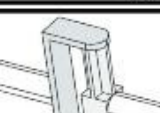
**Kapalı Eksen Direngenliği:** Çoğu esnek mafsalsal istenilen yönde tasarıma uyumlu hareket ederken, diğer yönlerde daha az dönme ve öteleme direngenliğini sahiptirler. Etkili bir esnek bağlantı için, kapalı-eksen direngenliğinin aksenal direngenliğe oranının büyüklüğü anahtar bir karakteristik özelliktir [9].

**Gerilme Konsantrasyonu:** Birçok çentik tipi bağlantıda deformasyonun meydana geldiği kısımdaki kesit alanı ana yapıya göre daha düşüktür. Düşürülmüş kesit alanının şekline bağlı olarak, mafsallar yüksek gerilme yığılmasına maruz kalırlar. Bu nedenle düşük yorulma ömrüne sahip olurlar (Şekil 1.22(a) ve Şekil 1.22(b)).

Esnek mafsalların bu dört kritik tasarım kriteri üzerinden kıyaslamaları Şekil 1.23 ve Şekil 1.24'de gösterilmiştir.

		Hareket Aralığı	Eksen Kayması	Gerilme Konsantrasyonu	Kapalı Eksen Direngenliği
(a)		0	-	0	0
(b)		-	-	-	0
(c)		-	0	-	0
(d)		-	+	-	0
(e)		+	+	+	+

**Şekil 1.23** Esnek öteleme bağlantılarının kıyaslanması (-: zayıf, 0: normal, +:iyi) [9]

		Hareket Aralığı	Eksen Kayması	Gerilme Konsantrasyonu	Kapalı Eksen Direngenliği
(a)		-	-	-	-
(b)		0	-	+	-
(c)		+	-	+	-
(d)		-	-	0	-
(e)		-	0	-	0
(f)		-	+	0	-
(g)		+	+	+	-
(h)		-	+	-	-
(i)		-	0	-	-
(j)		+	0	+	+
(k)		+	+	+	+

**Şekil 1.24** Esnek dönme mafsalları kıyaslaması (-: zayıf, 0: normal, +:iyi) [9]

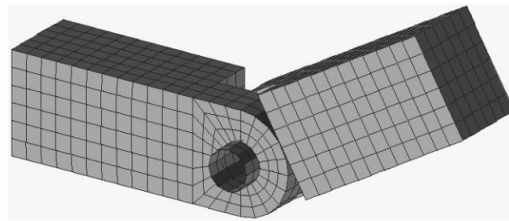
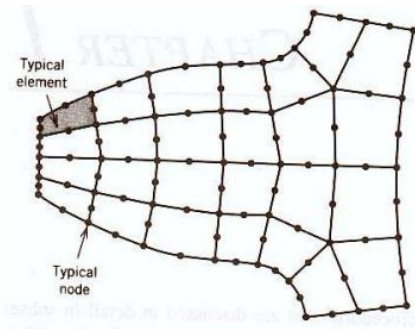
## 2 SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ ÇÖZÜM METODU

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.

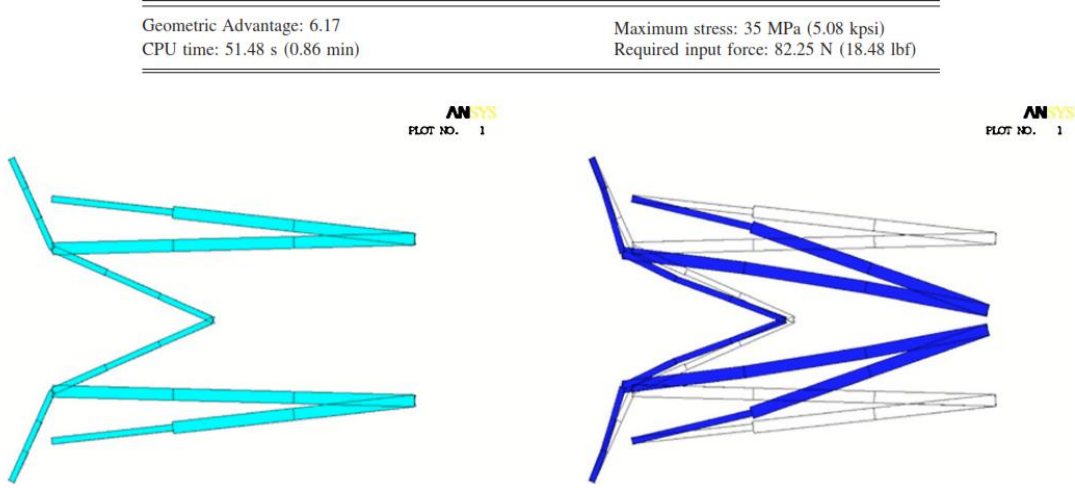
Sonlu elemanlar yöntemiyle, katı mekaniği, sıvı mekaniği, akustik, elektro manyetizma, biyomekanik, ısı transferi gibi alanlardaki problemler çözülebilir. Ayrıca:

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



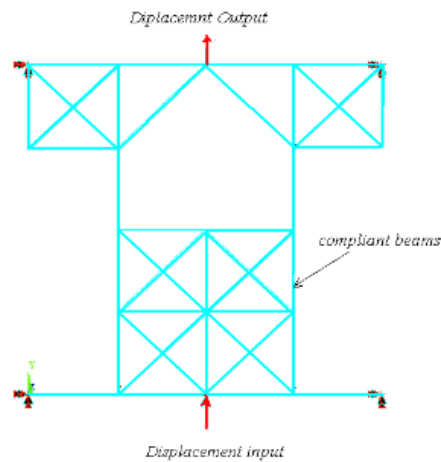
**Şekil 2.1** Ağ örgüsü ve düğüm noktaları [16]

Kerr-Jia Lu ve Sridhar Kota [10], bir esnek kısaç mekanizmasının topoloji ve boyutsal sentezini ayırık optimizasyon yöntemini kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarının önemli bir adımı olan “yapının deformasyonun incelenmesi” kısmı, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak elde edilmiştir. Ancak hesaplama zamanını düşürmek adına analizler lineer olarak çözdürülmüştür. Gerçek uygulamalarda lineer olmayan çözüm yöntemlerinin kullanılmasını önermişlerdir (Şekil 2.2).

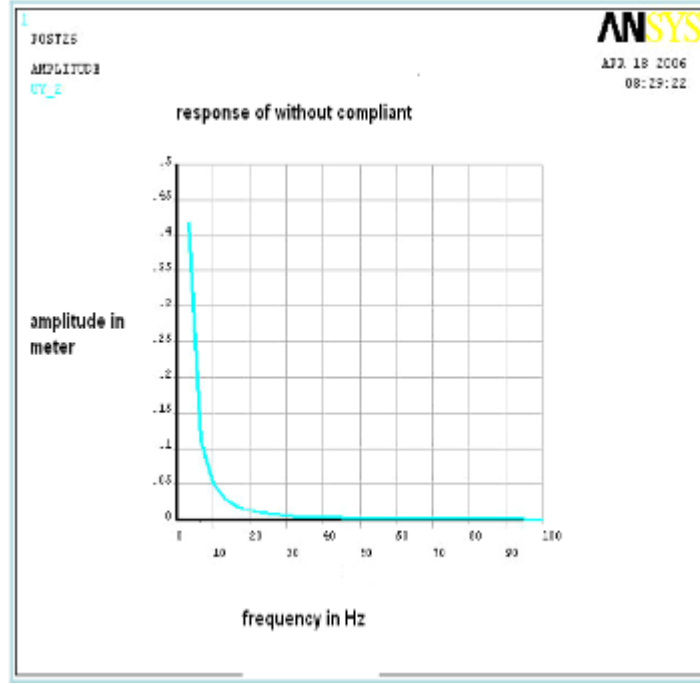


**Şekil 2.2** Pasif ve aktif durumdaki kıskaçın sonlu elemanlar analizleri [10]

V.Vijayan ve T.Karthikeyan [11], çalışmalarında esnek mekanizmaların düşük frekans aralığındaki aktif titreşim izolasyonu kabiliyetlerine değinmişlerdir. Tasarladıkları esnek mekanizmanın analizlerinde sonlu elemanlar yöntemini kullanmışlardır. Lineer olarak çözülen eşitlikler sonucunda esnek mekanizmaların iyi bir titreşim izolatörü olduklarını vurgulamışlardır (Şekil 2.3, Şekil 2.4).

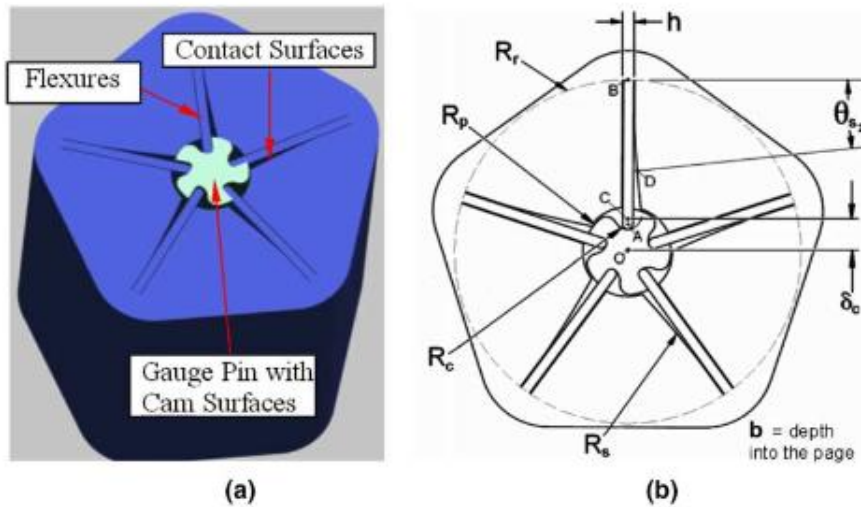


**Şekil 2.3** Esnek mekanizmanın sonlu elemanlar modeli [11]



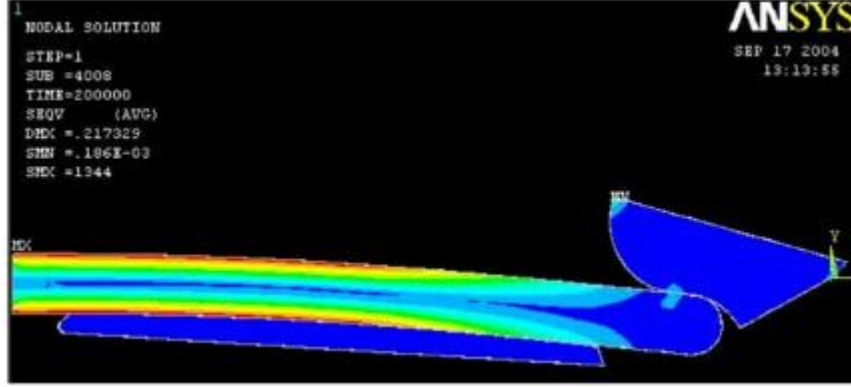
**Şekil 2.4** Frekans – genlik grafiği [11]

Cannon R.J. ve Howell L.L. [12], bir rulman ve bir yaydan oluşan düzlemsel bir mekanizmanın fonksiyonlarını yerine getirebilecek esnek bir kontak-destekli küresel mafsal için (CCAR) sahte-rijit-cisim metoduna göre analitik hesaplamalar yapmışlar ve sonuçların doğruluğunu 2-boyutlu sonlu elemanlar analizleri ile kontrol etmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlar ile sahte-rijit-cisim metodu ile elde edilen değerlerin oldukça yakın olduğunu (%5.4) tespit etmişlerdir. Ancak analizlerin yapılışı ile ilgili detaylı bir bilgi makalede yer almamaktadır.



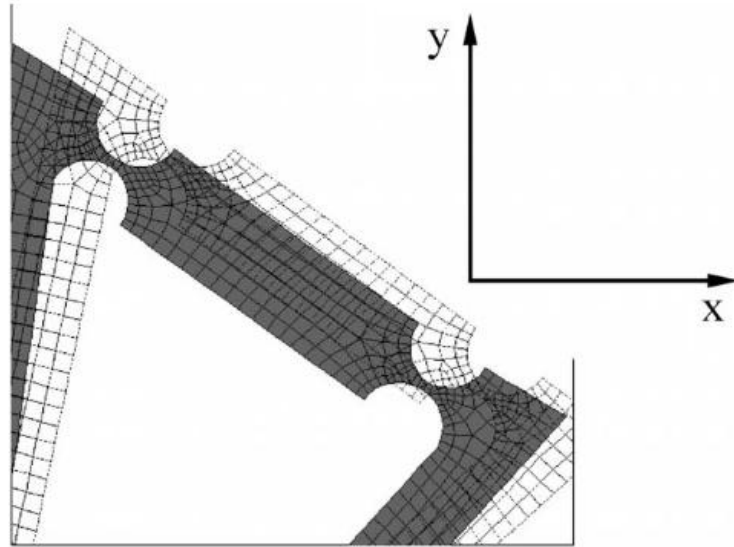
**Şekil 2.5** (a) CCAR mafsal tasarımı (b) tasarım parametreleri [12]





**Şekil 2.6** Kontak elemanı sonlu elemanlar modeli [12]

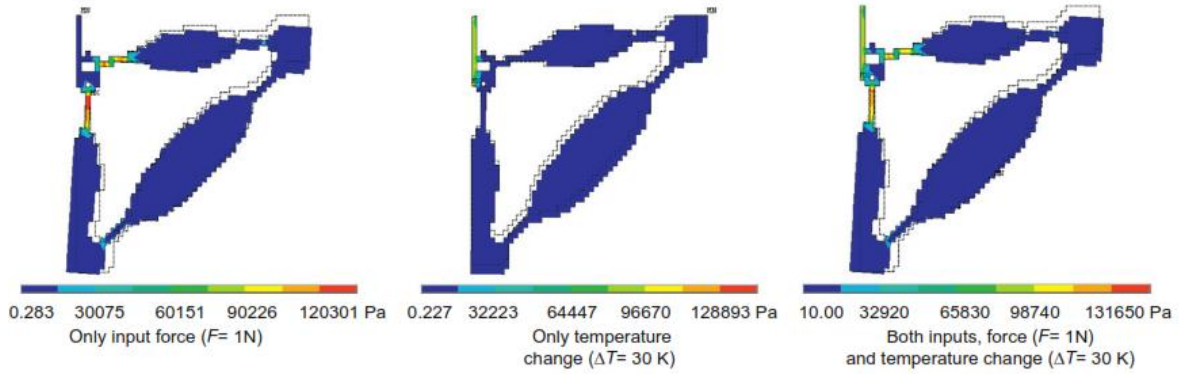
Nenad T. Pavlovic T.N. ve Pavlovic D.N. [13], tasarladıkları esnek paralel-klavuz mekanizması için mekanizmanın pozisyon analizlerinde ANSYS programını kullanarak 2-boyutlu model üzerinden sonlu elemanlar analizleri çalışmalarını yapmışlardır. Analizlerde kullanılan eleman tipleri, ağ örgüsü, analiz ayarları vs. bahsedilmemiştir.



**Şekil 2.7** Esnek mafsallardaki yer değiştirme [13]

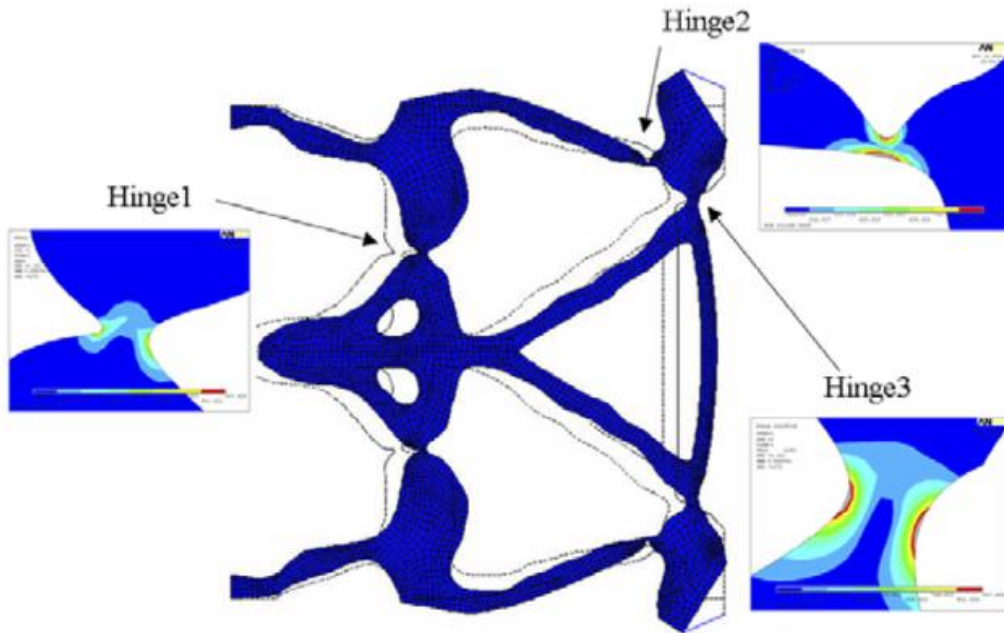
Rubio W.M., Silva N.C.E., Nishiwaki S. [14], termal genleşme ve topoloji optimizasyonu dikkate alınarak esnek mekanizmaların tasarlanması konulu makalelerinde ısı genleşmenin mekanizma esnek mafsalları üzerinde yarattığı etkileri sonlu elemanlar metodu ile incelemişlerdir. Analizleri çoklu-fizik uygulaması

şeklinde yalnız yük, yalnız sıcaklık, sıcaklık ve yük aynı anda olacak şekilde farklı durumlar için gerçekleştirmişlerdir.



**Şekil 2.8** Termal genişleme etkisini içeren eşdeğer gerilmeler [14]

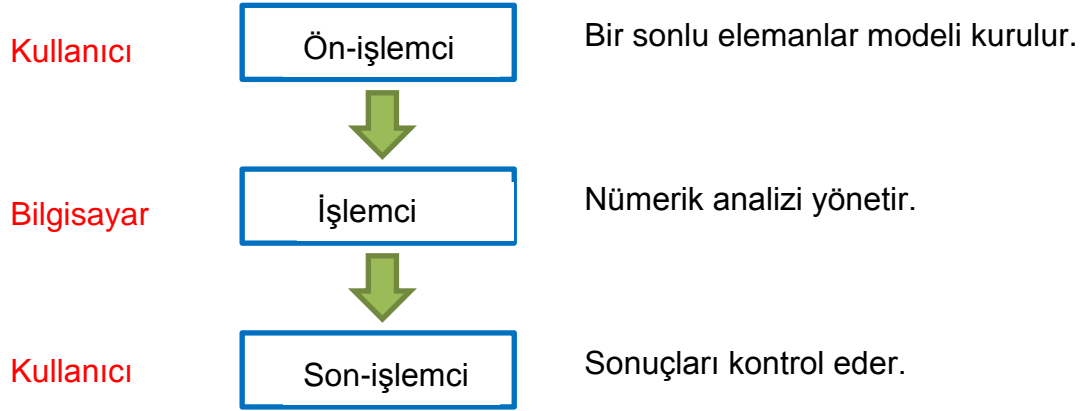
Jang W.-G., Kim J.K., Kim Y.Y., [15], topoloji ve şekil optimizasyonu ile esnek bir mikro elektro-mekanik mekanizmasında yüklemeler sonucu oluşan gerilme dağılımını sonlu elemanlar yöntemi ile incelemişlerdir. Esnek mafsallar üzerinde oluşan gerilmeler için hem lineer hem de lineer olmayan çözümler kullanılmış, lineer olmayan çözüm sonucu elde edilen gerilmelerin %3.4- %2.8 oranında azaldığı belirtilmiştir.



**Şekil 2.9** Eş değer gerilme dağılımı [15]

## 2.1 Yazılımlardaki Tipik Sonlu Elemanlar Prosedürü

Prosedür aşağıdaki basamaklardan oluşmaktadır.

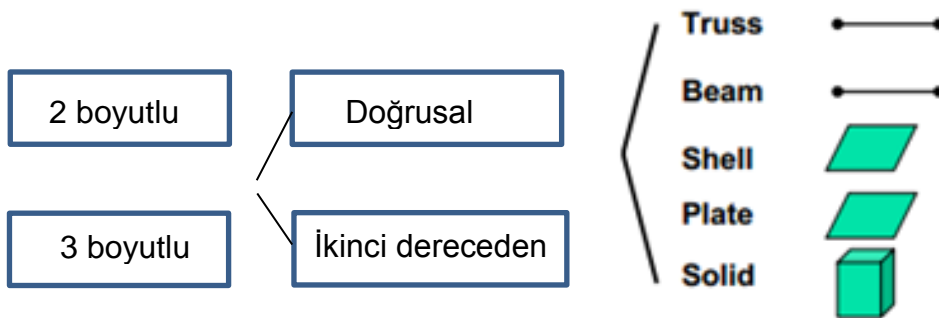


Ön işlemci olarak tanımlanan kullanıcı çözdürmek istediği problem ile ilgili;

- Statik yapısal analiz
- Şekilsel (Modal) analiz
- Zamana bağlı dinamik analiz
- Burkulma analizi
- Kontak
- Termal analiz

analiz modüllerinden birini seçer.

Daha sonrasında elindeki modele uygun eleman tipini belirler.

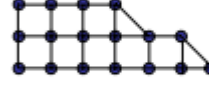


Malzeme özelliklerini tanımlar. (Elastisite modülü, poisson oranı, yoğunluk, vs.)

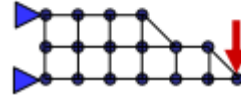
Düğüm noktalarını oluşturur.



Düğüm noktalarını bağlayarak elemanları oluşturur.

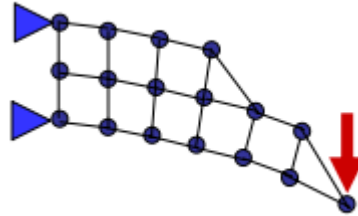


Sınır koşullarını ve yüklemeleri uygular.



İşlemci, tanımlanan sınır koşullarına göre problemi çözer (Şekil 2.10).

Son işlemci ise yer değiştirmeler, gerilmeler, gerinimler, doğal frekanslar, sıcaklık ve zaman geçmişi gibi sonuçların görüntülendiği kısımdır.



**Şekil 2.10** Sonlu elemanlar metodu çözümü

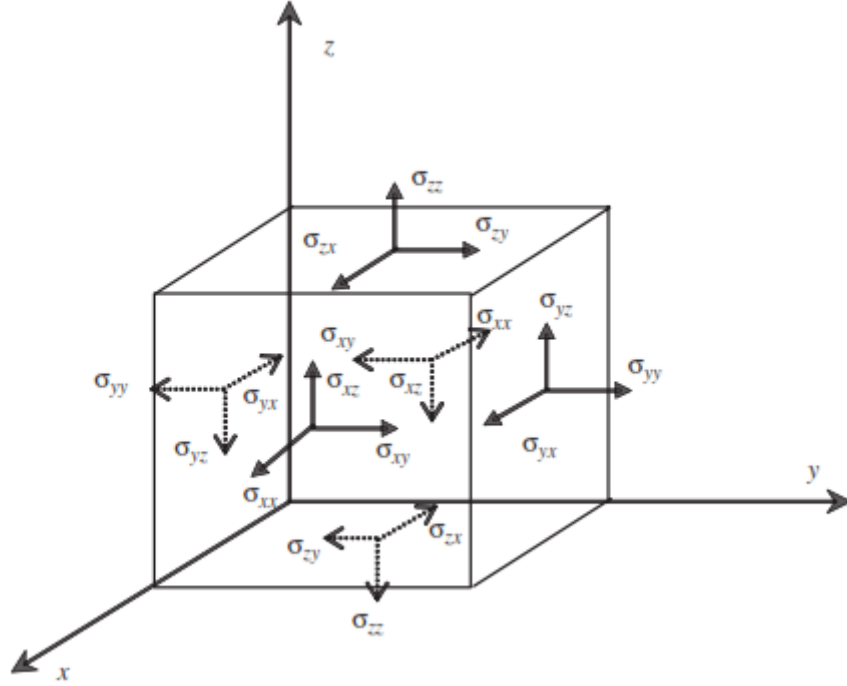
## 2.2 Üç Boyutlu Katı Cisim Eşitlikleri

Katı cismin herhangi bir noktasındaki son derece küçük bir kübik hacim alındığında, yüzeydeki gerilme bileşenleri Şekil 2.11'de gösterildiği gibi olmaktadır [16].

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

$$\sigma_{xy} = \sigma_{yx} ; \sigma_{xz} = \sigma_{zx} ; \sigma_{yz} = \sigma_{zy} \quad (2.1)$$

şeklinde yazılabilmektedir.



**Şekil 2.11** Sonsuz küçük bir küpte 6 bağımsız serbestlik gerilme bileşenleri [16]

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

$$\epsilon_{xx} = \frac{\delta u}{\delta x} ; \epsilon_{yy} = \frac{\delta v}{\delta y} ; \epsilon_{zz} = \frac{\delta w}{\delta z} ; \quad (2.2)$$

$$\epsilon_{xy} = \frac{\delta u}{\delta y} + \frac{\delta v}{\delta x} ; \epsilon_{xz} = \frac{\delta u}{\delta z} + \frac{\delta w}{\delta x} ; \epsilon_{yz} = \frac{\delta v}{\delta z} + \frac{\delta w}{\delta y}$$

Eşitliklerdeki u, v ve w, x, y ve z eksenlerindeki yer değiştirmelerdir.

Denklem 2.2'deki altı gerinim-yer değişirme ilişkisi matris şeklinde de yazılabilir.

$$\epsilon = LU \quad (2.3)$$

U yer değişirme vektörüdür.

$$U = \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} \quad (2.4)$$

L denklem 2.5'den elde edilen parçalı diferansiyel operatörü matrisidir.

$$L = \begin{bmatrix} \frac{\delta}{\delta_x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\delta}{\delta_y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\delta}{\delta_z} \\ 0 & \frac{\delta}{\delta_z} & \frac{\delta}{\delta_y} \\ \frac{\delta}{\delta_z} & 0 & \frac{\delta}{\delta_x} \\ \frac{\delta}{\delta_y} & \frac{\delta}{\delta_x} & 0 \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

### 2.2.1 Bünye Denklemleri (Constitutive Equations)

Hooke kanunu olarak da bilinen bünye denklemleri, katı cismin malzeme özelliklerindeki gerilme ve gerinim arasındaki ilişkiyi vermektedir [16].

$$\sigma = c\varepsilon \quad (2.6)$$

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

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & c_{14} & c_{15} & c_{16} \\ & c_{22} & c_{23} & c_{24} & c_{25} & c_{26} \\ & & c_{33} & c_{34} & c_{35} & c_{36} \\ & & & c_{44} & c_{45} & c_{46} \\ & & & & c_{55} & c_{56} \\ & & & & & c_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{xy} \end{Bmatrix} \quad (2.7)$$

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

$$c = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{12} & 0 & 0 & 0 \\ & c_{11} & c_{12} & 0 & 0 & 0 \\ & & c_{11} & 0 & 0 & 0 \\ & & & (c_{11} - c_{12})/2 & 0 & 0 \\ sy. & & & & (c_{11} - c_{12})/2 & 0 \\ & & & & & (c_{11} - c_{12})/2 \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

$$c_{11} = \frac{E(1-\nu)}{(1-2\nu)(1+\nu)} ; c_{12} = \frac{E\nu}{(1-2\nu)(1+\nu)} ; \frac{c_{11}-c_{12}}{2} = G \quad (2.9)$$

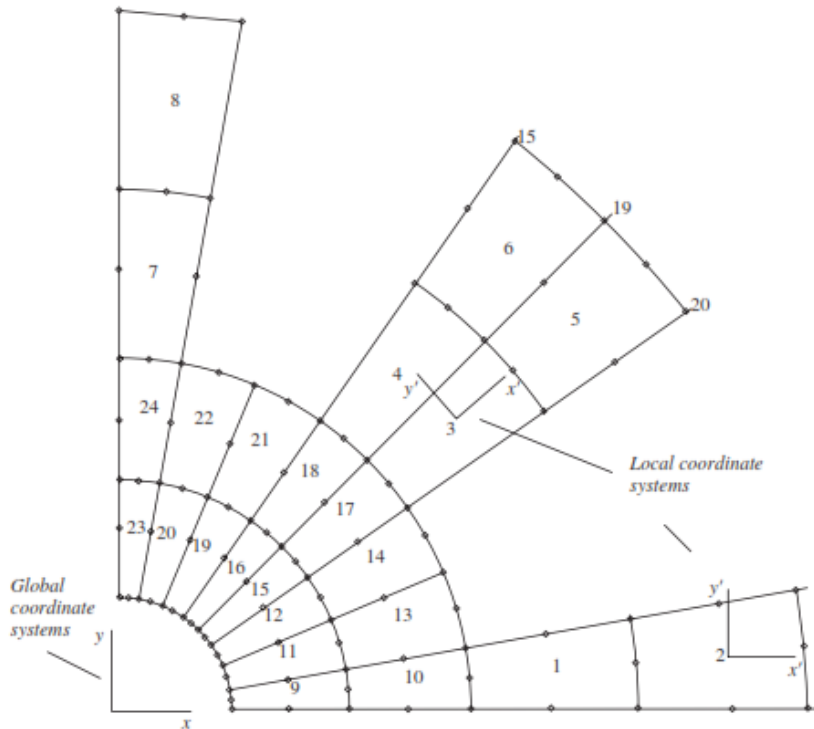
Denklemler 2.9'da E,  $\nu$  ve G sırası ile, malzemenin elastisite modülü, Poisson oranı ve kayma modülüdür.

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (2.10)$$

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

### 2.3 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 2.12).



Şekil 2.12 Lokal ve global koordinat sistemi [16]

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.

$$U^h(x, y, z) = \sum_{i=1}^{n_d} N_i(x, y, z) d_i = N(x, y, z) d_e \quad (2.11)$$

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.

$$d_i = \begin{cases} d_1 \\ d_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ d_{n_f} \end{cases} \begin{matrix} \longrightarrow & \text{yer değiştirme bileşeni 1} \\ \longrightarrow & \text{yer değiştirme bileşeni 2} \\ & \\ & \\ \longrightarrow & \text{yer değiştirme bileşeni } n_f \end{matrix} \quad (2.12)$$

$n_f$  düğüm noktasındaki serbestlik derecesi sayısıdır. Üç boyutlu katılar için,  $n_f = 3$  dür.

$$d_i = \begin{cases} u_i \\ v_i \\ w_i \end{cases} \begin{matrix} \longrightarrow & \text{x yönündeki yer değiştirme} \\ \longrightarrow & \text{y yönündeki yer değiştirme} \\ \longrightarrow & \text{z yönündeki yer değiştirme} \end{matrix} \quad (2.13)$$

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

$$d_e = \begin{cases} d_1 \\ d_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ d_{n_d} \end{cases} \begin{matrix} \longrightarrow & \text{düğüm noktası 1' deki yer değiştirmeler} \\ \longrightarrow & \text{düğüm noktası 2' deki yer değiştirmeler} \\ & \\ & \\ \longrightarrow & \text{düğüm noktası } n_f \text{ deki yer değiştirmeler} \end{matrix} \quad (2.14)$$

Bu nedenle, tüm elemanın toplam serbestlik derecesi  $n_d \times n_f$  olmaktadır.

*Denklem 2.11'* de ki N, elemandaki düğüm noktalarının koordinatlara göre yer değiştirme biçimlerini belirleyebilmek için önceden tanımlanmış olan şekil fonksiyonlarının bir matrisidir.



$$N(x, y, z) = [N_1(x, y, z) \quad N_2(x, y, z) \quad \dots \quad N_{nd}(x, y, z)] \quad (2.15)$$

|  
 1. düğüm  
 noktası için

|  
 2. düğüm  
 noktası için

↓  
 n. düğüm  
 noktası için

$N_i$  düzenlenirse:

$$N_i = \begin{bmatrix} N_{i1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & N_{i2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & N_{inf} \end{bmatrix} \quad (2.16)$$

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 [16].

## 2.4 Sonlu Elemanlar Eşitliklerinin Lokal Koordinat Sistemindeki Formasyonu

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

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_{V_e} \varepsilon^T c \varepsilon dV = \frac{1}{2} \int_{V_e} d_e^T B^T c B d_e dV = \frac{1}{2} d_e^T \left( \int_{V_e} B^T c B dV \right) d_e \quad (2.17)$$

elde edilir.

B, gerinim matrisi olarak tanımlanmaktadır.

$$B = LN \quad (2.18)$$

L, farklı problemler için tanımlanan diferansiyel operatörüdür.

Dirençlik matrisi :

$$k_e = \int_{V_e} B^T c B dV \quad (2.19)$$

olarak formülüle edilir.

Denklem 2.17 tekrar yazılırsa:

$$\Pi = \frac{1}{2} d_e^T k_e d_e \quad (2.20)$$

elde edilmiş olur. Direngenlik matrisi,  $k_e$ , simetriktir.

Sistemin toplam kinetik enerjisi aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$T = \frac{1}{2} \int_{V_e} \rho \dot{U}^T \dot{U} dV = \frac{1}{2} \int_{V_e} \rho \dot{d}_e^T N^T N \dot{d}_e dV = \frac{1}{2} \dot{d}_e^T \left( \int_{V_e} \rho N^T N dV \right) \dot{d}_e \quad (2.21)$$

Kütle matrisi:

$$m_e = \int_{V_e} \rho N^T N dV \quad (2.22)$$

Kinetik enerji denkleminde yerine yazılırsa:

$$T = \frac{1}{2} \dot{d}_e^T m_e \dot{d}_e \quad (2.23)$$

elde edilmiş olur.

Dış kuvvetlerin yaptığı iş aşağıdaki denklemle ifade edilir.

$$W_f = \int_{V_e} d_e^T N^T f_b dV + \int_{S_e} d_e^T N^T f_s dV = d_e^T \left( \int_{V_e} N^T f_b dV \right) + d_e^T \left( \int_{S_e} N^T f_s dV \right) \quad (2.24)$$

$$F_b = \int_{V_e} N^T f_b dV \quad (2.25)$$

ve

$$F_s = \int_{S_e} N^T f_s dS \quad (2.26)$$

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

İş denklemini tekrar yazılırsa :

$$W_f = d_e^T F_b + d_e^T F_s$$

elde edilir.

Eşitlikler Lagrangian fonksiyonunda yazıldığında ve Hamilton prensibi kullanıldığında aşağıdaki forma ulaşılmaktadır [16].

$$k_e d_e + m_e \ddot{d}_e = f_e \quad (2.27)$$

*Denklem 2.27*, direngenlik 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.

## 2.5 Koordinat Dönüşümü

*Denklem 2.27*, bir elemanda lokal koordinat sistemi baz alınarak oluşturulmuştur. Genelde, yapı farklı oryantasyonlardaki birçok elemana bölünerek oluşturulmaktadır (Şekil 2.12). Tüm eleman eşitliklerini global sistem eşitlikleri formunda birleştirmek için, tüm yapı için tanımlanmış olan global koordinat sistemi referans alınarak bir koordinat dönüşümü yapılmalıdır [16].

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.

$$d_e = T D_e \quad (2.28)$$

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

$$f_e = T F_e \quad (2.29)$$

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

*Denklem 2.28* ve *denklem 2.29*, global koordinat sistemi tabanlı eleman denkleminde yerine yazılırsa:

$$K_e D_e + M_e \ddot{D}_e = F_e \quad (2.30)$$

elde edilir.

## 2.6 Global Sonlu Elemanlar Eşitliklerinin Birleştirilmesi

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

$$K D + M \ddot{D} = F \quad (2.31)$$

K, global direngenlik 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 [16].

## 2.7 Global Sonlu Elemanlar Eşitliklerinin Çözümü

Global sonlu elemanlar eşitliklerini çözerek, düğüm noktalarındaki yer değiştirmeler hesaplanabilmektedir. Bundan sonra herhangi bir elemandaki gerinim ve gerilmeler yukardaki eşitlikler kullanarak elde edilebilmektedir [16].

## 2.8 Statik Analiz

Statik analizlerde *denklem 2.31*'de verilen kütle matrisine ihtiyaç duyulmadığı için, statik sistem eşitlikleri aşağıdaki formu alır.

$$K D = F \quad (2.32)$$

Ufak sistemlerde bu matris, için Gauss elemesi ve LU ayrıştırması metodu sıklıkla kullanılmaktadır. Büyük sistemler için ise iteratif çözüm yöntemleri uygulanmaktadır [16].

### **3 ANSYS PROGRAMINDA RİJİT CİSİMLERİN ÇOKLU CİSİM ANALİZLERİ**

Rijit cisimler, çoklu cisim uygulamalarının nümerik çözümlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bir rijit cisim diğer rijit cisimlere mafsal elemanları ile bağlanabilir. Ayrıca hem katı hem de esnek uzuvların olduğu mekanizmalarda da, bir katı cisim ile bir esnek cisim mafsallarla bağlanabilir [17].

Rijitlik, malzemenin kuvvet altında şekil değiştirmeye karşı gösterdiği direnç olarak tanımlanır. Esnekliğin tersi olarak düşünülebilir.

Dirençlilik ise, malzeme özelliklerinin ve malzeme geometrisinin (elastisite modülü, kesit ataleti gibi) bir fonksiyonudur. Verilen bir yük altında malzemenin ne kadar deformasyona uğradığını tanımlamak için kullanılmaktadır.

Bir sonlu elemanlar modelinde, üzerlerindeki gerilme dağılımının ve dalga yayılımının kritik olmadığı, deformasyona uğramayan (katı) parçalar, rijit cisim olarak tanımlanabilir. Bu gibi durumlarda esnek parçalar yerine rijit cisimlerin kullanılması, hesaplamalardaki dosya boyutunu ve çözüm süresini azalttığı için avantajlı olmaktadır. Rijit cisme bağlı olan elemanların ortak iç kuvvetleri ve dirençlilikleri yoktur. Rijit cismin hareketi, pilot düğüm noktasındaki 6 serbestlik derecesi ile tanımlanır [17].

#### **3.1 Katı Cismin Tanımlanması**

Bir katı cisim ANSYS' de hedef düğüm noktaları (rijit cisim düğüm noktaları) ve tek bir pilot düğüm noktası içerir. Rijit cismin hareketi, rijit cismin geometrisi, kütle ve dönme ataleti hesaba katılarak, pilot düğüm noktasındaki serbestlik derecesi ile kontrol edilir.

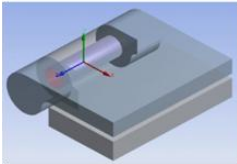
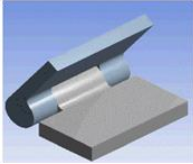
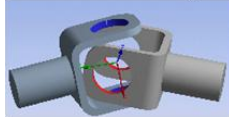
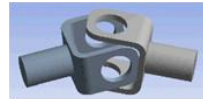
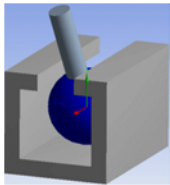
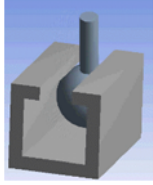
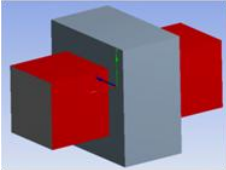
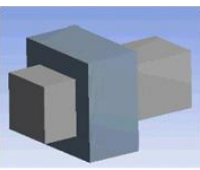
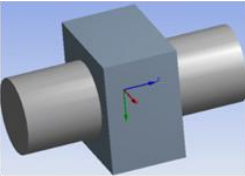
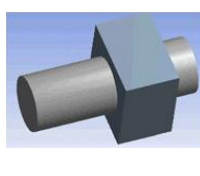
Bir çok uygulamada, rijit cisimler ayrıştırılmış sonlu elemanlar ile başlar. Rijit cisim, katı, kabuk veya kiriş elemanları (temel eleman olarak adlandırılırlar) ile ayrıştırılmış ağ örgüsü olarak tanımlanabilir.

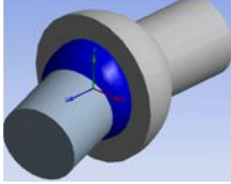
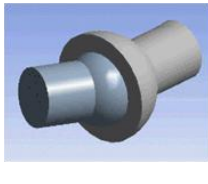
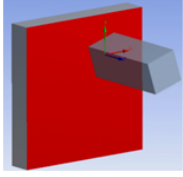
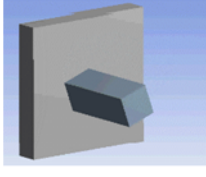
##### **3.1.1 Çoklu Cisim Parçaların Mafsallar İle Bağlanması**

MPC184 eleman ailesi, bir katı cisim mekanizmasında esnek ve rijit parçaları birbirine bağlamak için kullanılır.

Bir MPC184 elemanı 6 serbestlik dereceli 2 eleman ile tanımlanmaktadır. İki düğüm noktası arasındaki bağıl hareket 6 bağıl serbestlik derecesi ile karakterize edilmektedir. Uygulamaya bağılı olarak bu 6 bağıl serbestlik derecesinin bir veya birkaçında uygun kinematik sınırlamalar uygulanarak farklı çeşitlerde bağlantı elemanları kullanılabilir (Tablo 3).

Örneğin bir döner bağlantıda, 3 bağıl yer değiştirme serbestliği ve 2 bağıl dönme serbestliği sınırlandırılmıştır. Sadece bir bağıl dönme serbestliğinde harekete müsaade edilmektedir.

İsim	Hareket		Serbestlik Dereceleri					
			UX	UY	UZ	ROT X	ROT Y	ROT Z
Döner Bağlantı			X	X	X	X	X	✓
Üniversal Bağlantı			X	X	X	✓	X	✓
Küre-Silindir Bağlantısı			X	X	✓	✓	✓	✓
Kayar Bağlantı			X	X	✓	X	X	X
Silindirik Bağlantı			X	X	✓	X	X	✓

<b>Küre Bağlantı</b>			X	X	X	✓	✓	✓
<b>Düzlem Bağlantı</b>			✓	✓	X	X	X	✓

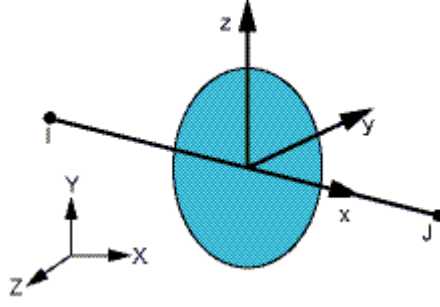
**Tablo 3** ANSYS' de kullanılan bağlantı şekilleri ve serbestlik dereceleri [17]

### 3.1.2 MPC184 Elemanı Tanımı (Multipoint Constraint Element);

MPC184 çoklu nokta sınırlamalarında kullanılan genel bir elemandır. İki düğüm noktası arasında kinematik sınırlamaları uygular. Bu elemanlar, “kısıtlama elemanları” (rijit uzuvlar, rijit kirişler vs.) ve “bağlantı elemanları” (döner bağlantı, küresel bağlantı vs.) olarak ayrılırlar. Kısıtlamalar, düğüm noktaları arasındaki eşit yer değiştirmeler kadar kolay olabileceği gibi esnek ve rijit parçalar arasında belirlenmiş hareketlerin olduğu daha karmaşık şekillerde de olabilir. Örneğin bir mekanizmayı oluşturan sabit ve hareketli parçalar arasında dönme ve kayma bağlantılarının beraber kullanıldığı durum gibi. Yapının rijit parçaları MPC184 uzuv/kiriş elemanları ile modellenebilirken, hareket eden parçalar ise herhangi bir MPC184 elemanı ile bağlanabilir [17].

### 3.1.3 MPC184-Uzuv/Kiriş Çoklu Sınırlama Elemanı: Rijit Uzuv veya Rijit Kiriş

MPC184 rigid link/beam elemanı, iki deforme edilebilir cisim arasındaki rijit kısıtlamada veya kuvvet ve moment aktarımı sağlayan rijit parçalarda kullanılabilir. Bu eleman, lineer, aşırı dönme ve/veya lineer olmayan yüksek gerinme uygulamaları için oldukça uygundur.



**Şekil 3.1** MPC 184 Uzun/kiriş elemanı geometrisi [17]

Kinematik sınırlamalar, aşağıda detayları açıklanan “*Direk Eleme Metodu*” ve “*Lagrange Çarpanı Metodu*” kullanılarak uygulanmaktadır.

#### **3.1.4 Direk Eleme Metodu**

Bu metotta kinematik sınırlamalar, oluşturulan sınır eşitlikleri ile tanımlanır. Eşitliklerde, bağımlı bir düğüm noktasının serbestlik dereceleri bağımsız olan bir düğüm noktasının lehine elenir.

- Bağılı serbestlik dereceleri elendiği için kuvvetler ve momentler eleman çıktı tablosunda yer almaz. Bununla beraber, global reaksiyon kuvvetleri bağımsız düğüm noktalarından okunabilir.
- Direk eleme metodu, bağımlı düğüm noktalarındaki serbestlik derecelerinin elenebildiği durumlarda kullanılmalıdır. Bu sayede problem boyutu ve çözüm süreleri düşer.

#### **3.1.5 Lagrange Çarpanı Metodu;**

Lagrange çarpanı metodunda, kinematik sınırlamalarda Lagrange çarpanı kullanılır. Bu yöntemde, tüm serbestlik dereceleri korunur.

- Lagrange çarpanı metodu, direk eleme metodunun kullanılmadığı veya uygun olmadığı durumlarda kullanılmalıdır.
- Kuvvetler ve momentler eleman çıktı tablosundan okunabilir.
- Ek çözüm değişkenleri nedeni ile problem boyutundaki ve çözüm süresindeki uzama Lagrange çarpanı metodunun dezavantajıdır.



- ANSYS de MPC184 rijit link/kiriş elemanları için direk eleme metodu veya Lagrange çarpanı metodu kullanılabilir. Diğer tüm MPC184 elemanı seçeneklerinde Lagrange çarpanı metodunu kullanır.
- Bağlantı elemanlarındaki kinematik sınırlamalara Lagrange çarpanı metodu uygulanır. Bu metot uygulandığı için, kısıtlayıcı kuvvetlerin çıkış bilgileri elde edilebilir. .

### 3.1.6 Lineer Olmayan Davranış

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

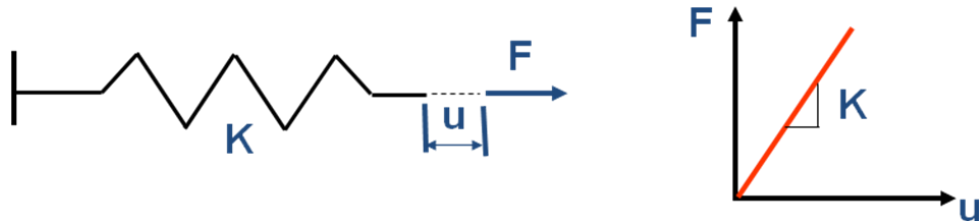
$$F=K.u$$

olarak gösterilmektedir.

K : Yapısal direngenliğini

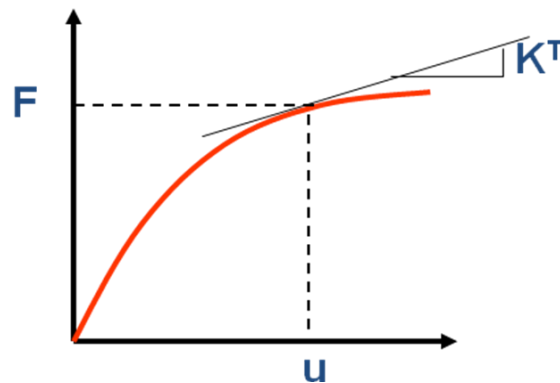
U : Yer değiştirme miktarını simgelemektedir.

Lineer bir yapının, lineer eşitliklere uyması gerekir.



**Şekil 3.2** Kuvvet ve yer değiştirme arasındaki ilişki [17]

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 3.3** Lineer olmayan durum için kuvvet yer değiştirme ilişkisi [17]

Yukardaki grafikte gösterildiği üzere, direngenlik sabit değil uygulanan kuvvetin bir fonksiyonu halindedir.  $K^T$  ( teğetsel direngenlik)

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

Direngenliğin değişmesindeki tipik nedenler;

- Elastik limitlerin uzağındaki gerinimler (plastisite)
- Büyük deformasyonlar , (Şekil 3.4 de gösterilen oltada olduğu gibi)
- Değişen durumlar (iki eleman arasındaki kontak)



**Şekil 3.4** Lineer olmayan duruma örnekler [17]

### 3.1.6.1 Lineer ve Lineer Olmama Durumları

Lineer ve lineer olmayan problemlerin özellikleri ve farklılıkları *Tablo 4* Lineer ve lineer olmayan problemlerin özellikleri de belirtilmiştir.

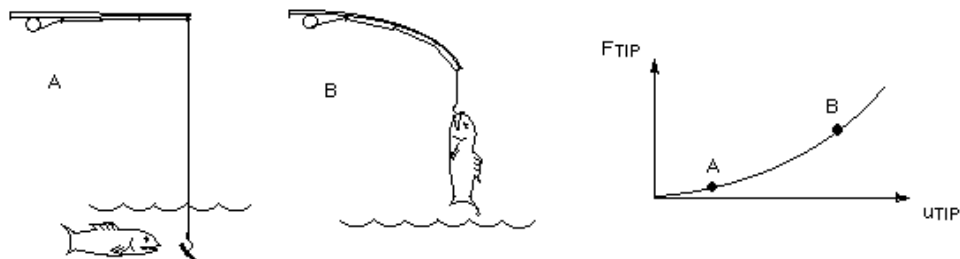
Özellik	Lineer Problemler	Lineer Olmayan Problemler
Yük - Yer değiştirme ilişkisi	Yer değiştirme- kuvvet arasındaki ilişki doğrusaldır.	Yer değiştirme-kuvvet arasındaki ilişki doğrusal değildir.
Gerilme - Gerinim ilişkisi	Gerilme ve gerinim arasında doğrusal bir ilişki vardır.	Malzeme doğrusalsızlığı olan problemlerde, gerilme-gerinim ilişkisi genelde gerilme, gerinim ve/veya zamanın doğrusal olmayan bir fonksiyonudur.
Yer değiştirmenin büyüklüğü	Yer değiştirmeden dolayı geometrideki değişikliklerinin ihmal edilecek kadar küçük olduğu varsayılır, ve deforme olmadan önceki durum her zaman referans durum olarak kullanılır.	Yer değiştirme küçük değildir. Bu nedenle güncellenmiş bir referans durumuna ihtiyaç vardır.
Malzeme özellikleri	Lineer elastik malzeme özelliklerinin elde etmek genelde kolaydır.	Lineer olmayan malzeme özelliklerini elde etmek zor olabilir ve ek deneysel testler gerekebilir.

Çevrilebilirlik (Reversibility)	Yapının davranışı dış yüklerin kaldırılması ile tamamen düzelebilir.	Dış yüklerin kaldırılması sonrası, son durum ilk durumdan farklı olabilir.
Sınır koşulları	Sınır koşulları analiz boyunca değişmeden kalır.	Sınır koşulları değişebilir. ( örnek; kontak alanındaki bir değişme).
Yükleme sıralaması	Yükleme sırası önemli değildir. Son durum yük geçmişinden etkilenmez.	Yapının davranışı yük geçmişine bağlı olabilir.
İterasyonlar ve artırımlar	Yük iterasyonsuz olarak tek bir adımda uygulanır.	Her yük artırımında denge şartının sağlandığından emin olabilmek için, yük genelde ufak artırımlara bölünerek iterasyonlar yapılır.
Hesaplama süresi	Lineer olmayan problemler ile karşılaştırıldığında çözüm süreleri daha kısadır.	Yük artırımları ve iterasyonlar için birçok çözüm adımları gerektiğinden çözüm süreleri yüksektir.
Çözümlerin sağlamlığı	Kullanıcı etkileşimi olmadan bir çözüm kolayca elde edilebilir.	Zor lineer olmayan problemlerde, FE kodları yakınsamada başarısız olabilir, kullanıcı etkileşimi gerekir.
Sonuçların kullanılması	Gerektiğinde süperpozisyon ve ölçeklendirme yöntemleri ile çözümler, çarpanlarına ayrılabilir ve birleştirilebilirler.	Çözümlerin çarpanlarına ayrılması ve ölçeklendirilmesi mümkün değildir.
Gerilim/gerinim başlangıç durumu	Gerilim ve/veya gerinim başlangıç durumu önemli değildir.	Gerilim ve/veya gerinim başlangıç durumu genelde malzeme doğrusalsızlığı problemleri için gereklidir.

**Tablo 4** Lineer ve lineer olmayan problemlerin özellikleri [17]

### 3.1.6.2 Geometri Doğrusalsızlığı Durumu

Eğer bir yapı yüksek deformasyona maruz kalıyorsa, geometrisinden kaynaklanabilir.



**Şekil 3.5** Geometrik doğrusalsızlık [17]

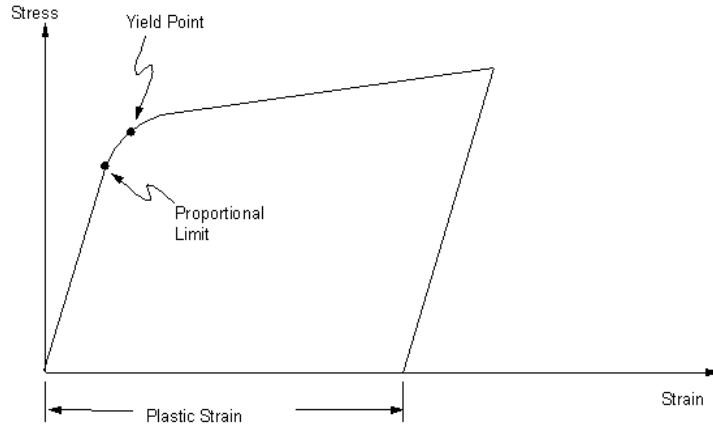
**Fiziksel kaynak:** Gerilme-yer değiştirme ve denge denklemleri kurulurken, yapı deformasyona uğradığında oluşan geometri değişimleri dikkate alınır.

Elastisitenin klasik lineer teorisinde gerilmeler,  $\sigma_{ji} = \sigma_{ij}$  şeklindedir. Fakat geometrik lineersizlik düşünöldüğünde 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.

### 3.1.6.3 Malzeme Doğrusalsızlığı Durumu

Lineer olmayan gerilme-gerinim ilişkisi, *şekil 3.6*'de gösterilmiştir.



**şekil 3.6** Gerilme gerinim grafiği [17]

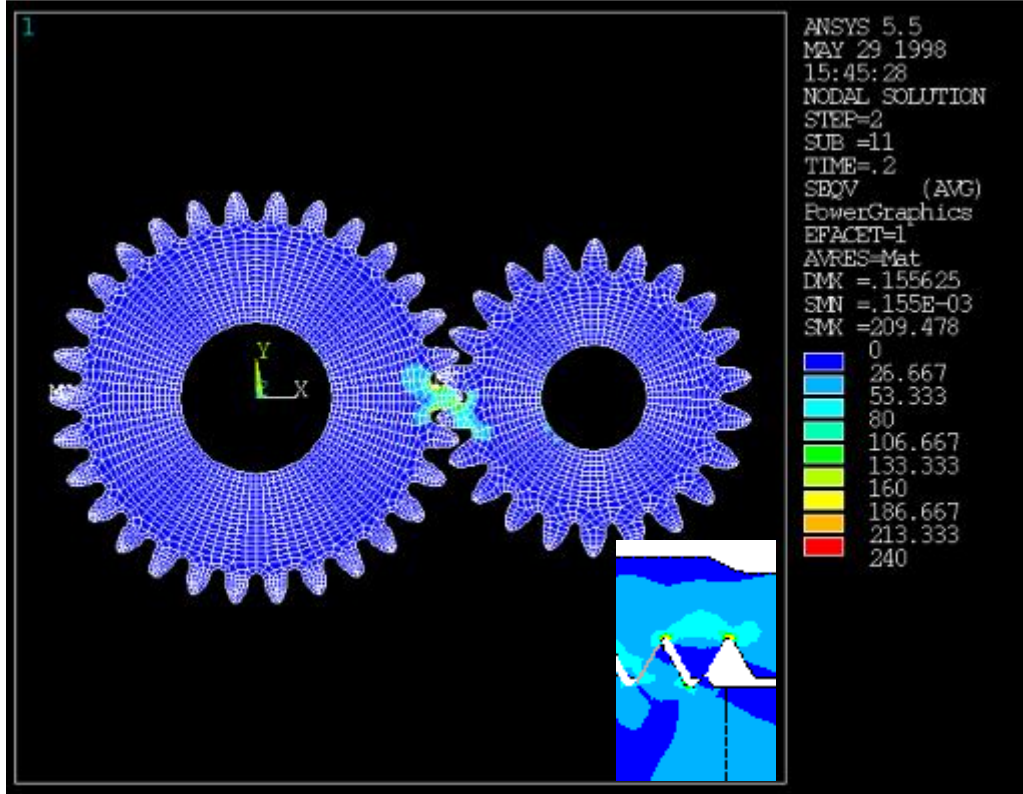
- Zamandan bağımsız davranış, plastisite gibi.
- Zamandan bağımlı davranış, sünme gibi.
- Viskoelastik / viskoplastik davranış, plastisite ve sünmenin eş zamanlı olduğu durum gibi.

**Fiziksel kaynak:** Malzeme davranışı o anki deformasyon durumuna ve deformasyonun muhtemel eski geğmişine bağlıdır. Diğer temel değişkenleri (ön gerilme, sıcaklık, zaman, nem, elektromanyetik alanlar vs.) kapsayabilir.

**Uygulamaları:** Lineer olmayan elastisite, plastisite, viskoelastisite, sünme veya elastik olmayan vb.

### 3.1.6.4 Kontak Doğrusalsızlığı Durumu

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



Şekil 3.7 Kontak lineersizliği durumu [17]

#### Kuvvet Sınır Koşulu Doğrusalsızlığı :

**Fiziksel kaynak:** Uygulanan kuvvetler deformasyona bağlıdır.

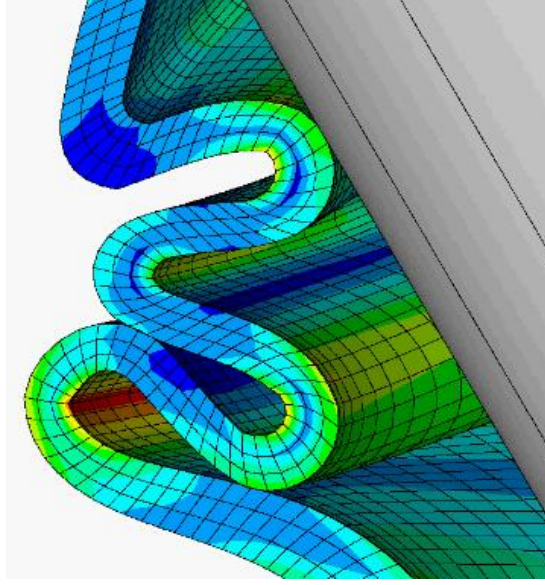
**Uygulamalar:** En önemli mühendislik uygulamaları, akışkanların basınç yükleri ile ilgilidir. Bu durum su altındaki hidrostatik yükler, aerodinamik ve hidrodinamik yüklerdir (rüzgar yükleri, dalga yükleri, sürtünme kuvvetleri). Bazı havacılık uygulamalarında görülmektedir.

#### Yer Değiştirme Sınır Koşulu Doğrusalsızlığı:

**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.

Bazı durumlarda bu üç doğrusalsızlık aynı anda da gerçekleşebilmektedir (Şekil 3.8).



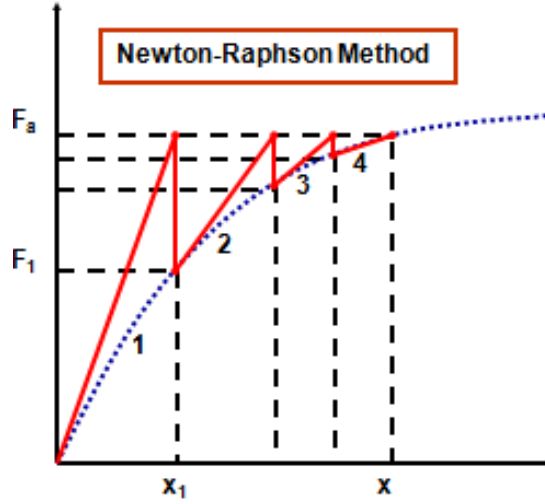
**Şekil 3.8** Doğrusalsızlıklar (Körük) [17]

Yukardaki körük örneğinde, lineer olmayan geometri (yüksek gerinim, yüksek deformasyon), lineer olmayan malzeme (kauçuk), değişen durum doğrusalsızlığı (kontak) durumları ile karşılaşmaktadır.

### **3.1.6.5 Doğrusal Olmayan Çözümlerin, Lineer Çözümler ile Çözülmesi**

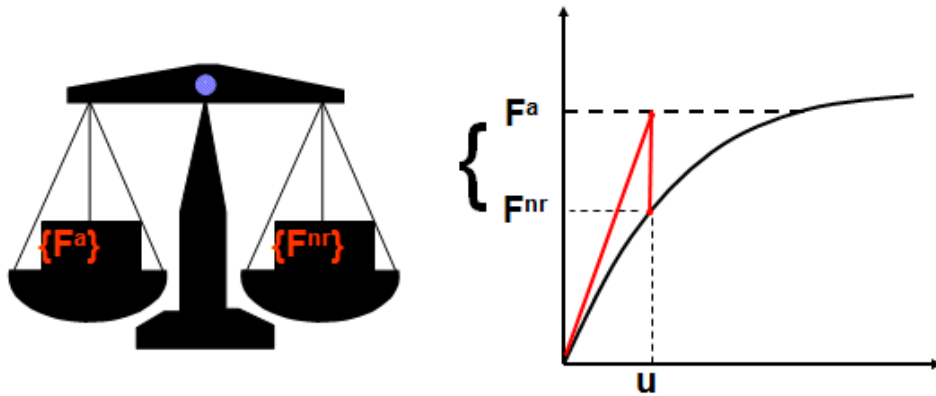
Lineer olmayan analizlerde, tepki lineer eşitlikler ile doğrudan tahmin edilememektedir. Bununla beraber, lineer yaklaşımlar iteratif çözümler kullanılarak analiz edilebilmektedir. ANSYS bu iterasyonlar için Newton-Raphson iteratif çözüm metodunu kullanmaktadır.

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 3.9'da gösterilmiştir (kırmızı renkteki çizgi ile gösterilen).



**Şekil 3.9** Newton-Raphson Metodu [17]

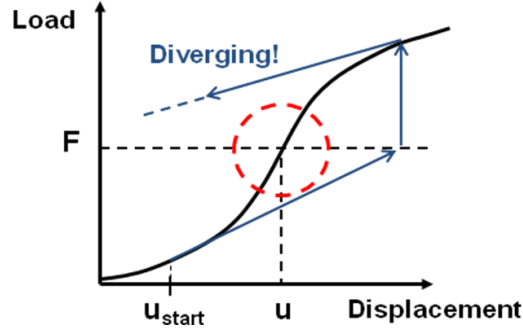
Newton-Raphson metodunda, toplam  $F_a$  yüklemesi birinci iterasyonda uygulanır.  $x_1$  sonucu elde edilir. Yer değiştirmelerden, iç kuvvetler hesaplanır. Eğer  $F_a \neq F_1$  ise, sistem dengede değildir demektir. Bu nedenle, mevcut koşullar esas alınarak yeni bir direngelik matrisi (kırmızı çizginin 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.



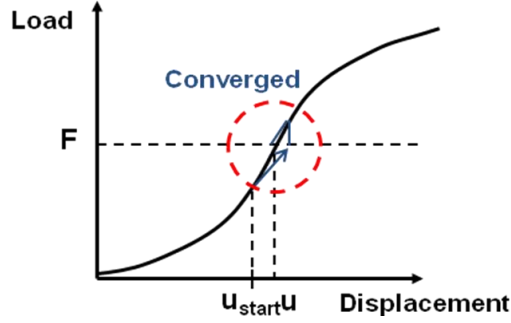
**Şekil 3.10** İç ve dış kuvvet dengeleri [17]

Bu proses  $F_a = F_i$  olana kadar tekrarlanır. Yukarıda *Şekil 3.9*'da gösterilen örnekte 4. iterasyon 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.

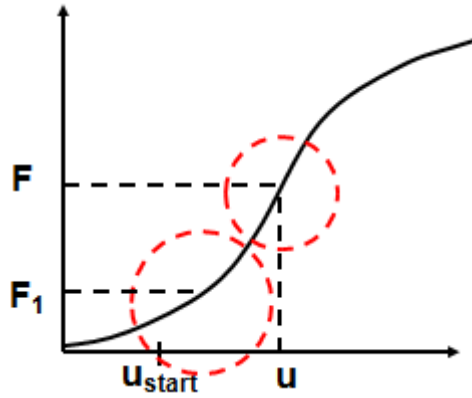


**Şekil 3.11** Yakınsaklık yarıçapı dışında başlangıç [17]



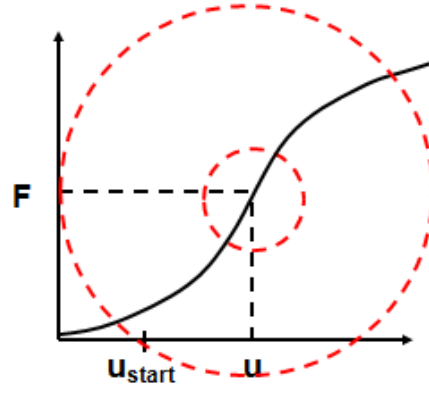
**Şekil 3.12** Yakınsaklık yarıçapı içinde başlangıç [17]

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



**Şekil 3.13** Adım adım yükleme uygulaması [17]

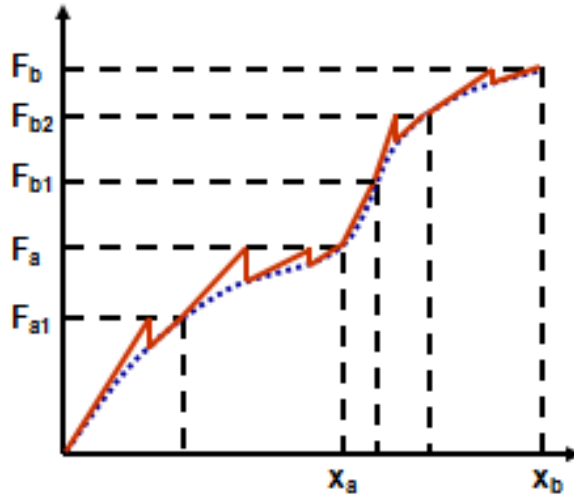




**Şekil 3.14** Yakınsama-geliştirme araçlarının kullanımı ile yakınsama yarıçapının büyütülmesi [17]

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 3.15'de örnek  $F_a$  ve  $F_b$  kuvvetleri yükleme adımları gösterilmiştir.

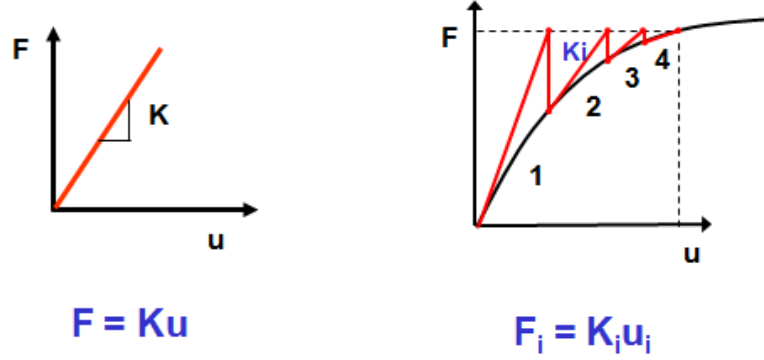


**Şekil 3.15**  $F_a$  ve  $F_b$  yüklemeleri [17]

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 3.15'de  $F_a$ , 2 alt adım,  $F_b$  ise 3 alt adımdan oluşmaktadır [17].

Denge iterasyonları, bir yakınsanmış alt adım elde etmek için düzeltici çözümlerdir. Şekil 3.16'da ki örnekte, noktali 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 3.16).



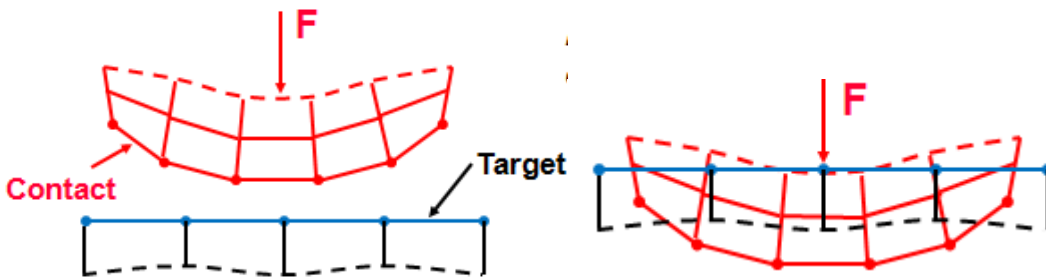
Şekil 3.16 Lineer ve lineer olmayan denge iterasyonları [17]

### 3.1.7 ANSYS' de 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 [17].

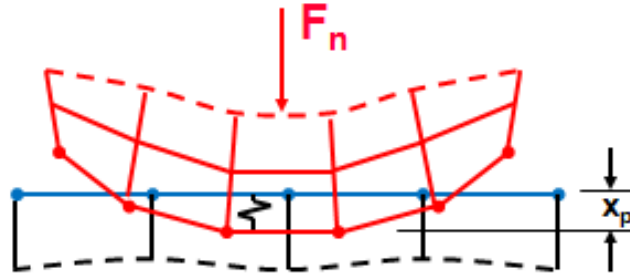


Şekil 3.17 Penetrasyon ve kontak kuvveti [17]

Kontak uyumluluğu sağlanmadığında, iç içe geçmeler meydana gelir.

Yüzeylerin lineer olmayan katı cisim kontakları için, Pure Penalty veya Artırılmış Lagrange formulüzyasyonları kullanılabilir.

- Her ikisi de penalty- tabanlı kontak formülüdür.
- Sonlu bir kontak kuvveti  $F_{normal}$  ve kontak direngeliği  $k_{normal}$  olarak tanımlanır. Daha yüksek kontak direngeliği, 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 3.18  $x_p$  Penetrasyon ve kontak kuvveti [17]

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 direngeliğinin ( $k_{normal}$ ) büyüklüğü için daha az hassastır.

Pure Penalty:  $F_{normal} = k_{normal} x_{penetration}$

Augmented Lagrange:  $F_{normal} = k_{normal} x_{penetration} + \lambda$

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 direngeliği ve penetrasyon gibi yeniden çözmek yerine, bir ekstra serbestlik derecesi için çözer.  $F_{normal} = \text{DOF}$

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

İki yüzey arasındaki bağlı 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 bağlı-kontak (bonded-contact) ile desteklenebilir.

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 seperation) 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		Sadece asimetric kontak mevcuttur		Sadece asimetric kontak mevcuttur
+	Birleşme noktalarında kontak tespiti	+	Birleşme noktalarında kontak tespiti		Düğüm noktalarında kontak tespiti		Düğüm noktalarında kontak tespiti

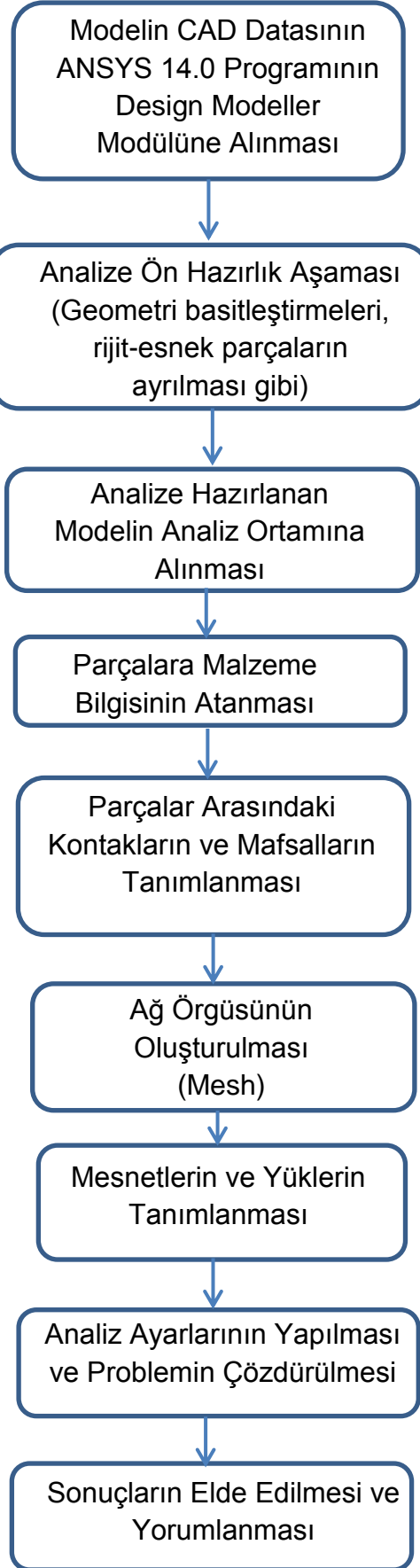
**Tablo 5** Kontak formülasyonları karşılaştırma tablosu [17]

### **3.1.7.1 Yakınsama Kriteri**

Nümerik çözüm tekniklerini uygularken, tabiatında var olan zorluklarla karşılaşılması muhtemeldir. Her iterasyon eşitliğindeki artık kuvvetler sifıra 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 [17].

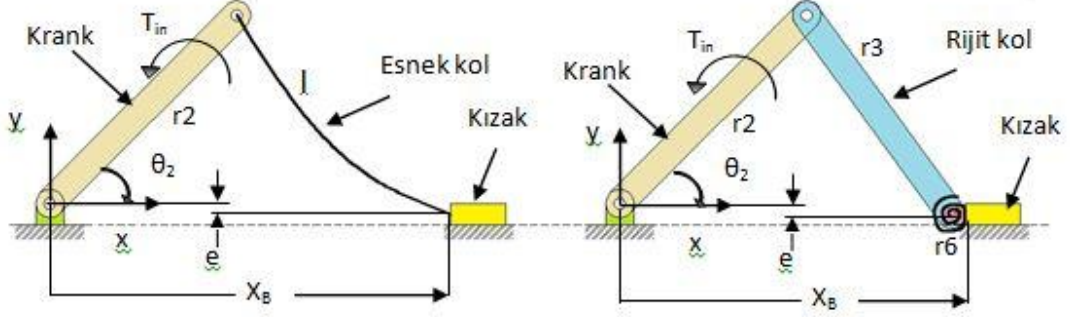
Oluşturulan metodoloji özetle *Şekil 3.19*'daki akış şemasında gösterilmiştir.



**Şekil 3.19** Analiz Akış Şeması

#### 4 ESNEK KOL KIZAK MEKANİZMASI ANALİZLERİ

Kol kızak mekanizmaları, makina tasarımında yoğun bir şekilde kullanılırlar. Genel olarak bir dönme hareketini bir öteleme hareketine çevirmek için kullanıldığı gibi bir öteleme hareketini dönme hareketine çevirmek için de kullanılabilir [18].

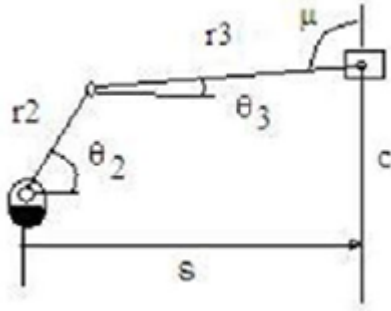


**Şekil 4.1** Esnek krank mekanizması ve sahte-rijit-cisim modeli

Tanık E. [19], mekanizma tasarımında oldukça önemli olan aktarım açısını ( $\theta_2$ ) sahte rijit cisim metodunu kullanarak esnek bir krank mekanizması için ele almıştır. Çalışma sonunda yapının esnekliğinin rijit karşılığına göre farklı aktarım karakteristiklerine neden olabileceğini göstermiştir. Hem çıkış yükünün hem de yay direngenliğinin aktarım açısını etkilediğini, esnek mekanizma için aktarım açısının kinematik parametreler ile kolay bir şekilde bulunamayacağını belirtmiştir. Esnek krank mekanizmasının aktarım açısının tespit edilebilmesi için iki farklı teorem geliştirmiştir. Bu teoremlerin doğruluğunu deneysel yöntemlerle kanıtlamıştır.

#### 4.1 Sahte-Rijit-Cisim Metodu ile Çözüm

Analizi yapılan esnek kol kızak mekanizması için istenen hareket fonksiyonları Şekil 4.2'de gösterildiği gibidir [19].



Pozisyon	1	2	3
$\theta_2$	30	80	160
$S$ (mm)	500	250	0

Şekil 4.2 Kol kızak mekanizması hareket fonksiyonları

Sahte-rijit-cisim metodu esnek kol kızak mekanizması denklemleri kullanılarak;

$$A = \begin{bmatrix} s_1 \cos(\theta_{21}) & \sin(\theta_{21}) & -1 \\ s_2 \cos(\theta_{22}) & \sin(\theta_{22}) & -1 \\ s_3 \cos(\theta_{23}) & \sin(\theta_{23}) & -1 \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

$$B = \begin{bmatrix} s_1^2 \\ s_2^2 \\ s_3^2 \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

$$\begin{bmatrix} s_1^2 \\ s_2^2 \\ s_3^2 \end{bmatrix} = A^{-1} \cdot B \quad (4.3)$$

$$r_2 = \frac{K_1}{2} = 277,8 \text{ mm} \quad (4.4)$$

$$r_3 = \sqrt{(r_2)^2 + c^2 - K_3} = 261,3 \text{ mm} \quad (4.5)$$

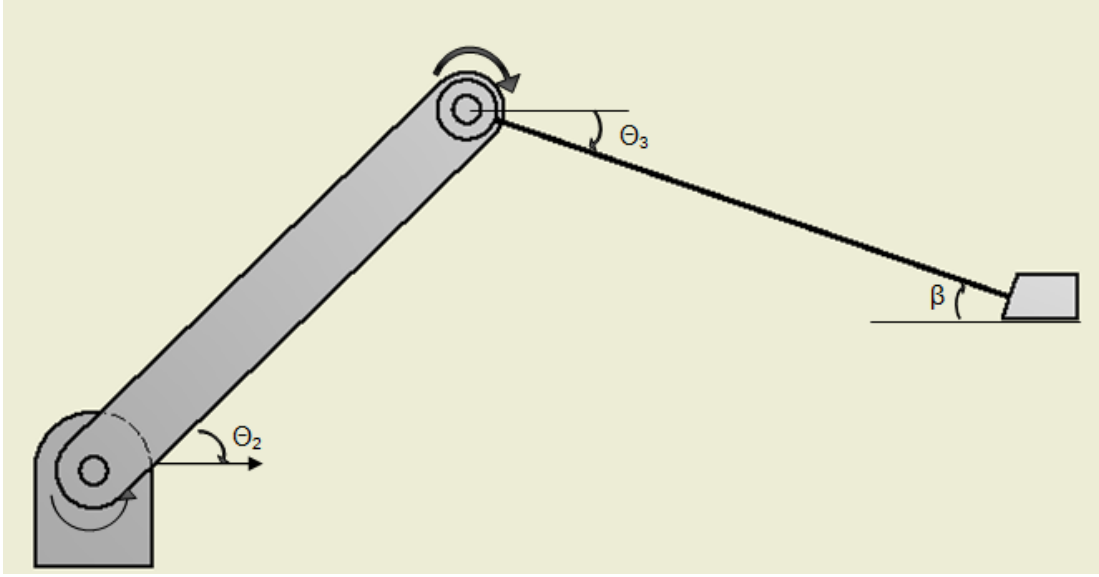
$$c = \frac{K_2}{2r_2} = 107,48 \text{ mm} \quad (4.6)$$

elde edilir.



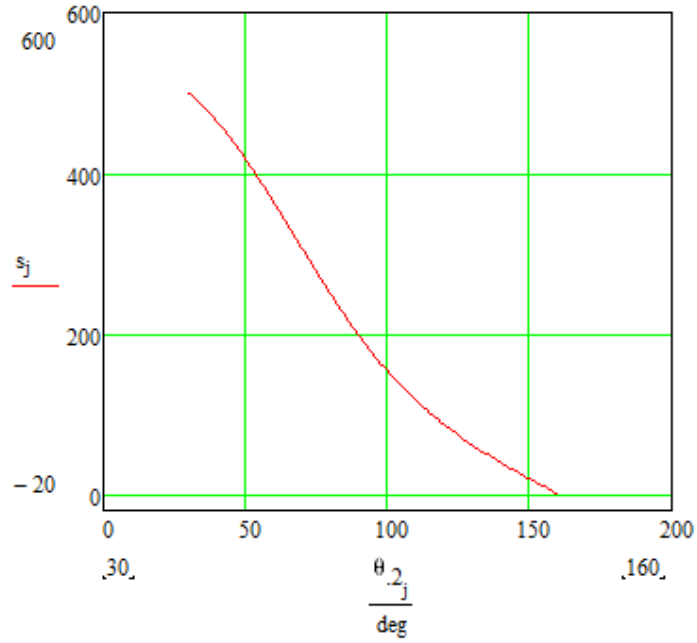
Maksimum ve minimum uzuv oranı (<10).

$$\frac{\max(r_2, r_3)}{\min(r_2, r_3)} = 1.063 \quad (4.7)$$



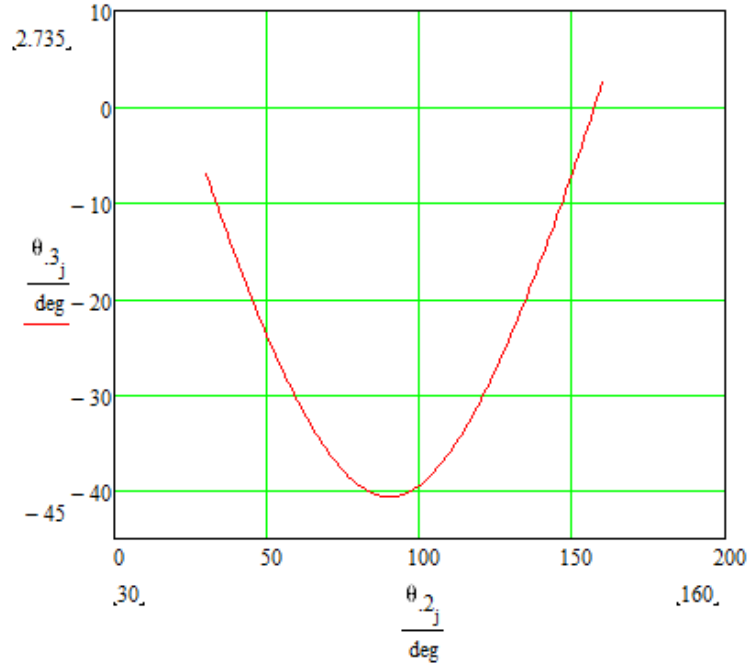
**Şekil 4.3** Kol kızak mekanizması açılar

Kol kızak mekanizması krank açısı ( $\theta_2$ ) değişimine göre kızığın aldığı yol grafiği **Şekil 4.4**'de gösterilmiştir.



**Şekil 4.4**  $\theta_2$  açısı – kızak hareketi ( $S_j$ ) grafiği [19]

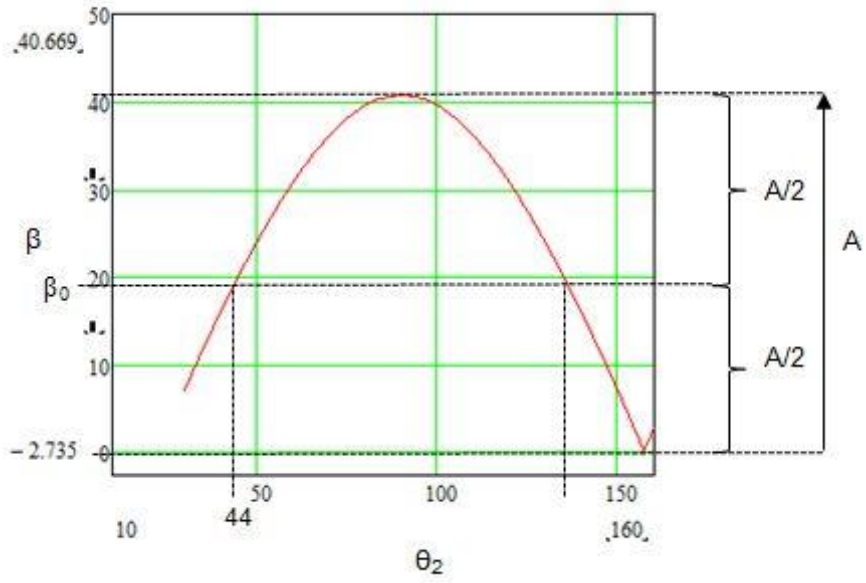
Krank açısı ( $\theta_2$ ) ile kolun yatay eksenle yaptığı açı ( $\theta_3$ ) grafiği çizdirilmiştir (Şekil 4.5).



Şekil 4.5  $\theta_2 - \theta_3$  grafiği [19]

Deformasyon genliği ( $A/2$ )  $21,7^\circ$  olarak hesaplanmıştır (Şekil 4.6).  $\beta_0 = 19^\circ$  iken krank açısı ( $\theta_2$ )  $44^\circ$  veya  $136^\circ$  konumunda bulunmaktadır. Mekanizma yüksüzdür ve esnek bağlantı kolu deforme olmamış pozisyonudur.

$$\beta_0 = \frac{\beta_{max} - \beta_{min}}{2} + \beta_{min} = 19^\circ \quad [4.8]$$



**Şekil 4.6**  $\theta_2 - \beta$  grafiği [19]

Mekanizma serbest konumda iken (yani  $\theta_2$  açısı  $44^\circ$ ' de iken) s uzunluğu;

$$s_0 := r_2 \cdot \cos(44.\text{deg}) + r_3 \cdot \cos\left(\arcsin\left(\frac{c - r_2 \cdot \sin(44.\text{deg})}{r_3}\right)\right) = 446.771$$

[4.9]

şeklinde hesaplanmıştır.  $\theta_2$  açısı  $90^\circ$ 'ye geldiğinde kızak y yönünde yaklaşık - 249 mm hareket etmiş olmaktadır.

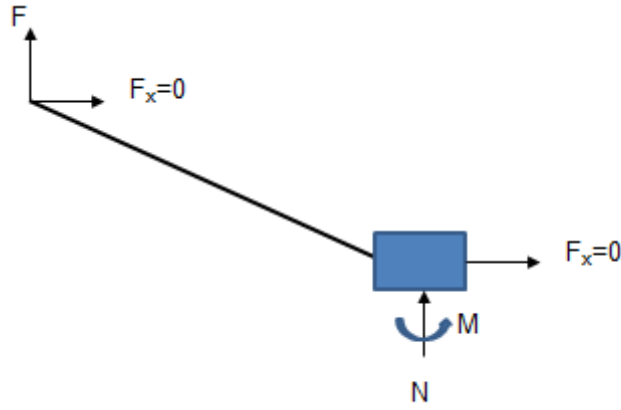
$$s_1 := r_2 \cdot \cos(90\text{deg}) + r_3 \cdot \cos\left(\arcsin\left(\frac{c - r_2 \cdot \sin(90\text{deg})}{r_3}\right)\right) = 198.214$$

[4.10]

$$\Delta s = s_0 - s_1 \cong 249 \text{ mm}$$

[4.11]

Mekanizmanın serbest cisim diyagramı oluşturulmuştur (Şekil 4.7).



**Şekil 4.7** Serbest cisim diyagramı

Yükleme açısı hareket boyunca değişken olduğu için ortalama karakteristik yarıçap faktörü alınması gerekmektedir.

$$\gamma_{avg} = 0,85 \text{ (Tablo 1)} \quad (4.12)$$

$$l = \frac{261,3}{0,85} = 307,41 \text{ mm} \quad (4.13)$$

$$K_{\theta} = 2,65 \text{ (Tablo 1)} \quad (4.14)$$

$$I = \frac{bh^3}{12} = 1,667 \text{ mm}^3 \quad (4.15)$$

$$K = \gamma \cdot K_{\theta} \cdot \frac{EI}{l} = (0,85) \cdot (2,65) \cdot \frac{(207E11) \cdot (1,667)}{307,41} = 2,53 \times 10^3 \text{ [N. mm]} \quad (4.16)$$

$$\Theta = \arcsin \frac{b}{\gamma l} \quad (4.17)$$

$$P = \frac{K \cdot \Theta}{(\sqrt{1+n^2}) \cdot \gamma \cdot l \cdot \sin(\frac{\pi}{2} - \Theta)} \quad (4.18)$$

$$\sigma_{max} = \frac{\frac{h}{2}(P_a + nP_b)}{I} + \frac{nP}{a} \quad (4.19)$$

$$\sigma_{max} = 317 \text{ MPa} \quad (4.20)$$

Kol kızak mekanizmasının hareketi sonucunda esnek kol üzerinde oluşacak gerilme değeri sahte-rijit-cisim metodu ile 317 MPa olarak elde edilmiştir.








## 4.2 Mekanizmanın Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Analizi

Sahte-rijit-cisim metodu ile analitik olarak hesaplamaları yapılan esnek kol kızak mekanizması sonlu elemanlar analizleri aşağıda detayları açıklanan şekilde gerçekleştirilmiştir.








### 4.2.1 Analizi Akış Şeması

Esnek kayar kızak mekanizması için yapılan analizler, aşağıda anlatılan sıra ile gerçekleştirilmiştir. Diğer analizler için de benzer prosedür takip edilmiştir.

Analiz şeklinin belirlenmesi (Statik, Dinamik, Termal vs.) :

-  Static Structural
-  Static Structural (ABAQUS) (Beta)
-  Static Structural (Samcef)
-  Steady-State Thermal
-  Steady-State Thermal (ABAQUS) (Beta)
-  Steady-State Thermal (Samcef) (Beta)
-  Thermal-Electric

Malzeme özelliklerinin girilmesi (Engineering Data):

	C
1	 Static Structural
2	 Engineering Data ✓
3	 Geometry ✓
4	 Model ✓
5	 Setup ✓
6	 Solution ✓
7	 Results ✓

Engineering Data kütüphanesinde birçok malzeme için malzeme özellikleri mevcuttur. Gerekli durumlarda yeni malzemeler eklenebilir.

	A	B	C	D	
1	Contents of Engineering Data		Source	Description	
2	Material				
3	Structural Steel			Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1	
*	Click here to add a new material				
Properties of Outline Row 3: Structural Steel					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Density	7850	kg m <sup>-3</sup>		
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
4	Coefficient of Thermal Expansion	1,2E-05	C <sup>-1</sup>		
5	Reference Temperature	22	C		
6	Isotropic Elasticity				
7	Derive from	Young's M...			
8	Young's Modulus	2E+11	Pa		
9	Poisson's Ratio	0,3			
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa		
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa		
12	Alternating Stress Mean Stress	Tabular			
13	Interpolation	Log-Log			
14	Scale	1			
15	Offset	0	Pa		
16	Strain-Life Parameters				
17	Display Curve Type	Strain-Life			
18	Strength Coefficient	9,2E+08	Pa		
19	Strength Exponent	-0,106			
20	Ductility Coefficient	0.213			



Modelin ANSYS Workbench Design Modeler modülünde analize hazır hale getirilmesi (Gereksiz parçaların silinmesi, bozuk yüzeylerin düzeltilmesi, gereksiz deliklerin kapatılması, düzgün ağ örgüsü oluşturmaya yönelik yüzey düzeltmeleri vs.):

C	
1	Static Structural
2	Engineering Data ✓
3	Geometry ✓
4	Model ✓
5	Setup ✓
6	Solution ✓
7	Results ✓



Analiz kısmına geçilmesi :

C	
1	Static Structural
2	Engineering Data ✓
3	Geometry ✓
4	Model ✓
5	Setup ✓
6	Solution ✓
7	Results ✓



Parça davranışının belirlenmesi (Esnek veya rijit olarak):

The screenshot shows the ANSYS Workbench interface. On the left, the 'Model (E4)' tree is expanded to show the 'Geometry' folder, which contains 'rocker+piston', 'piston', 'rocker', 'crank', and another 'crank'. Red arrows point from the 'rocker+piston' and 'crank' parts in the tree to their respective property panels on the right.

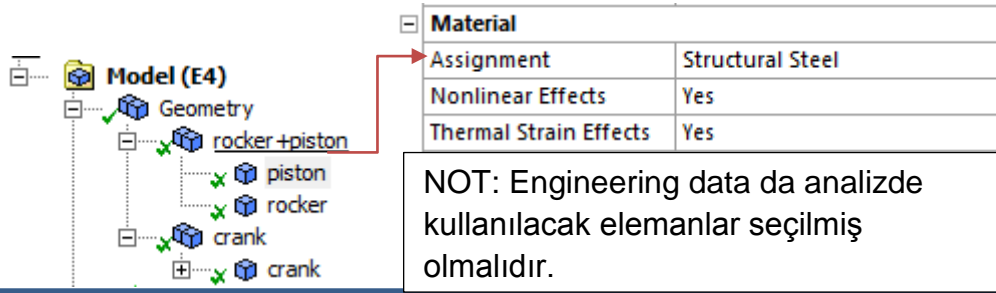
**Definition Panel for 'rocker+piston':**

<input type="checkbox"/> Suppressed	No
ID (Beta)	16
Stiffness Behavior	Flexible
Coordinate System	Default Coordinate System
Reference Temperature	By Environment

**Graphics Properties Panel for 'crank':**

<b>Definition</b>	
<input type="checkbox"/> Suppressed	No
ID (Beta)	19
Stiffness Behavior	Rigid
Reference Temperature	By Environment

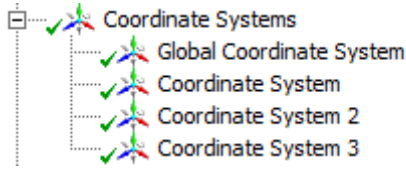
### Parça malzeme özelliklerinin atanması:



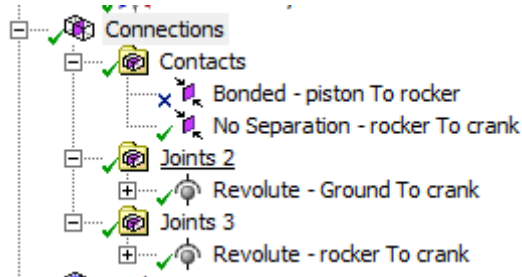
Material	
Assignment	Structural Steel
Nonlinear Effects	Yes
Thermal Strain Effects	Yes

NOT: Engineering data da analizde kullanılacak elemanlar seçilmiş olmalıdır.

### Hareketin veya kuvvetin tanımlanabilmesi için eğer gerekiyorsa ek koordinat sistemlerinin oluşturulması:



### Parçalar arası kontak ve mafsalları tanımlamaları:



Contacts

- Bonded - piston To rocker
- No Separation - rocker To crank

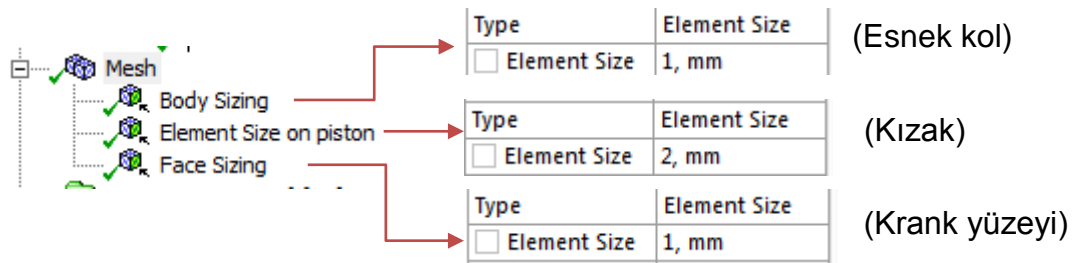
Joints 2

- Revolute - Ground To crank

Joints 3

- Revolute - rocker To crank

### Ağ örgüsünün oluşturulması:



Type	Element Size	
<input type="checkbox"/> Element Size	1, mm	(Esnek kol)

Type	Element Size	
<input type="checkbox"/> Element Size	2, mm	(Kızak)

Type	Element Size	
<input type="checkbox"/> Element Size	1, mm	(Krank yüzeyi)

## Analiz ayarlarının yapılması:

Details of "Analysis Settings"

Step Controls	
Number Of Steps	1,
Current Step Number	1,
Step End Time	1, s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Initial Time Step	1, e-002 s
Minimum Time Step	1, e-003 s
Maximum Time Step	1, s

Solver Controls	
Solver Type	Program Controlled
Weak Springs	Program Controlled
Large Deflection	On
Inertia Relief	Off

Lineer olmayan çözüm yönteminin devreye girmesi için açık olmalı.

## Mesnet koşullarının atanması:

Insert

- Line Pressure
- Thermal Condition
- Joint Load
- Fluid Solid Interface
- Fixed Support
- Displacement
- Remote Displacement
- Frictionless Support
- Compression Only Support
- Cylindrical Support
- Elastic Support

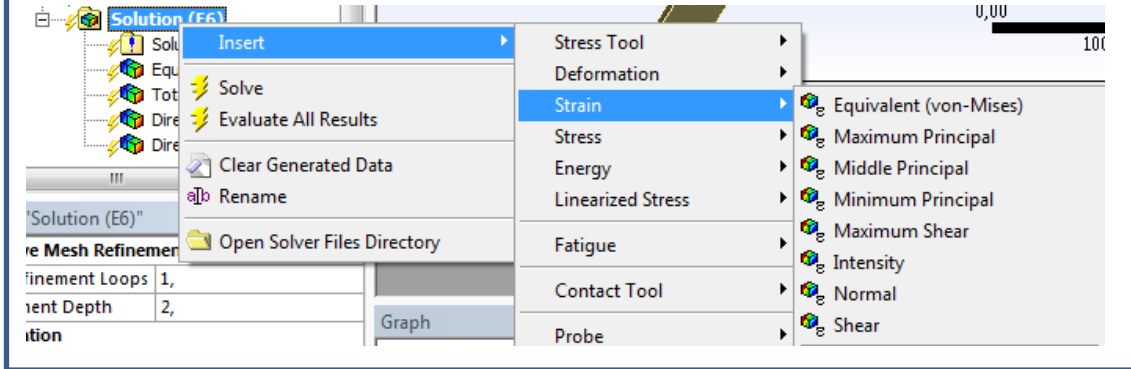
## Yükleme koşullarının belirlenmesi (kuvvet, basınç veya yer değiştirme):

Insert

- Rotational Velocity
- Pressure
- Hydrostatic Pressure
- Force
- Remote Force
- Bearing Load
- Bolt Pretension
- Moment
- Line Pressure
- Thermal Condition
- Joint Load
- Fluid Solid Interface
- Fixed Support
- Displacement
- Remote Displacement
- Frictionless Support
- Compression Only Support
- Cylindrical Support
- Elastic Support

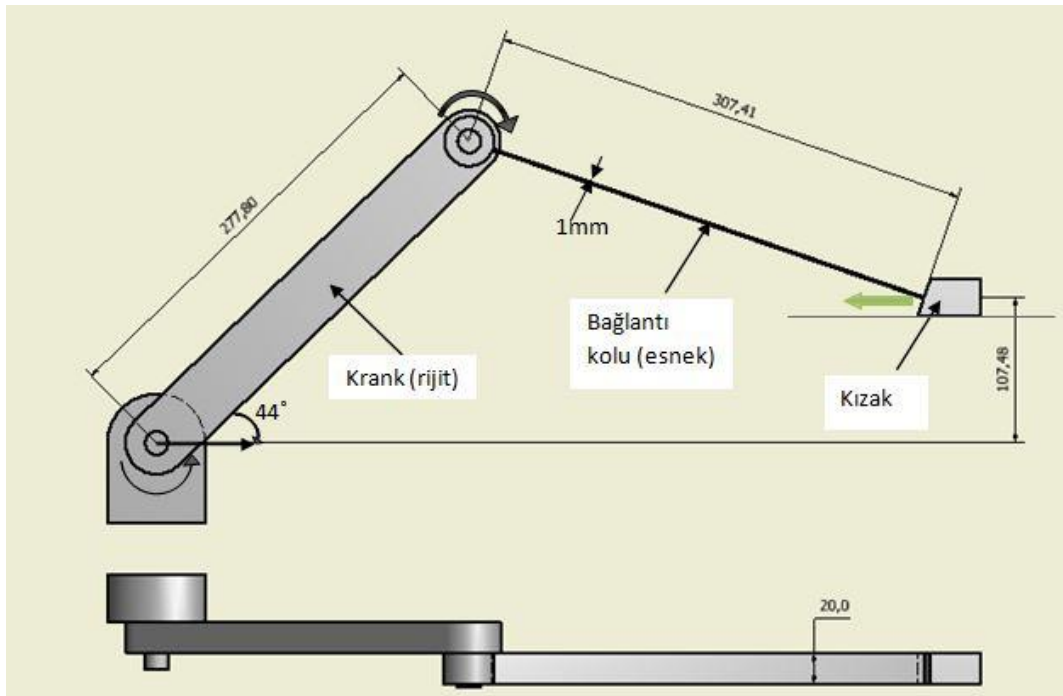


Analizin çözdürülmesi ve istenilen sonuçların elde edilmesi:



#### 4.2.2 Analizi Yapılan Modelin Fiziksel ve Mekanik Özellikleri

Şekil 4.8'de sonlu elemanlar yöntemi ile analizi yapılan esnek-kayar kızak mekanizmasının ölçüleri gösterilmiştir. Sahte-rijit-cisim metodu ile yapılan çözümde de belirtildiği üzere mekanizma bu konumda iken serbest ve yüksüz durumdadır. Model CATIA programında 3 boyutlu olarak oluşturulmuştur. Sonrasında ANSYS Design Modeler modülünde analiz öncesi parça bazlı iyileştirmeler ve sadeleştirmeler gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.8 Analizi yapılan model ölçüleri

#### 4.2.3 Malzeme Özellikleri

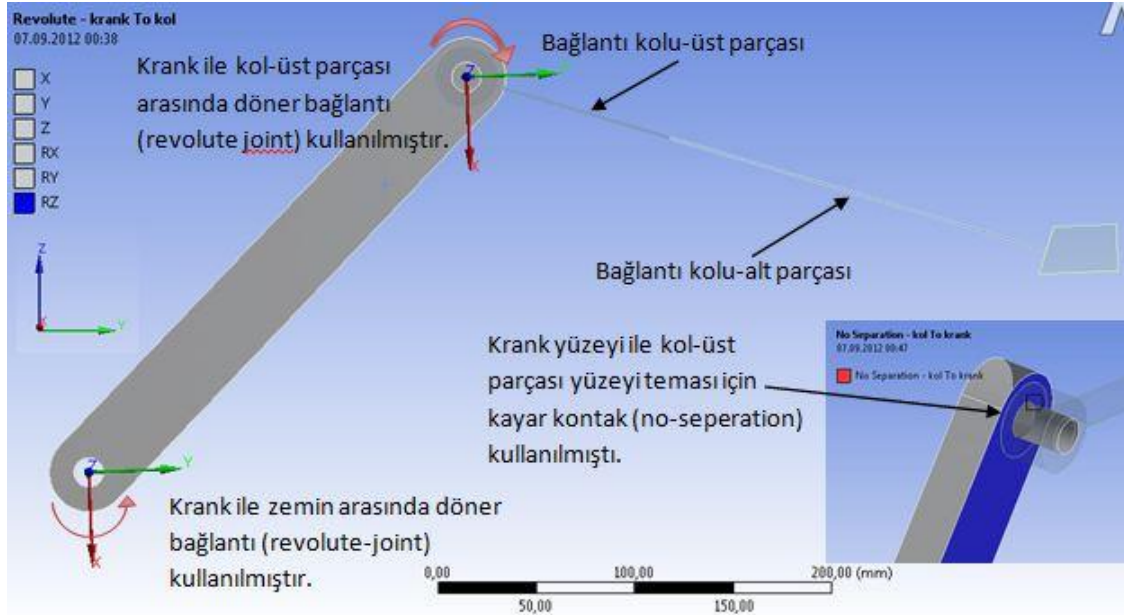
Analizi yapılan sahte kayar kızak mekanizması malzeme özellikleri *Tablo 6*'da gösterildiği gibidir. Akma mukavemeti analiz sonuçlarını etkileyen bir değer olmamakla beraber, sistemin emniyet katsayısı kontrol edilirken dikkate alınmaktadır.

	Elastisite (GPa)	Poisson Oranı	Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )	Akma Mukavemeti (MPa)
Çelik	200	0,3	7850	650

**Tablo 6** Malzeme özellikleri

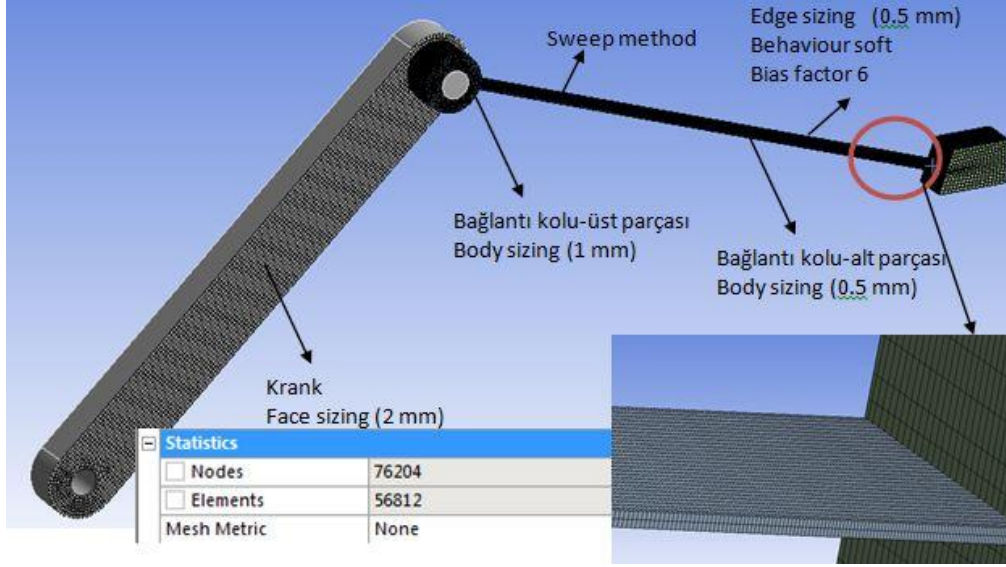
#### 4.2.4 Sınır Koşulları ve Ağ Örgüsü

Analizi yapılan esnek kayar kızak mekanizmasındaki parçalar arasındaki kontak tanımlamaları, bağlantı şekilleri, ağ örgüsü ve uygulanan yükler *Şekil 4.9*'da gösterildiği şekilde tanımlanmıştır. Krank ile bağlantı kolu arasında ve krank ile zemin arasında döner mafsals uygulanmıştır.



**Şekil 4.9** Kontakt tanımlamaları

Bağlantı kolu, ağ örgüsü kalitesini artırarak kritik bölgedeki sonuçları daha detaylı inceleyebilmek ve çözüm sürelerini kısaltabilmek adına iki ayrı parçaya ayrılmıştır. Bu iki parç arasında ise bağlı kontak (bonded contact) atanmıştır.

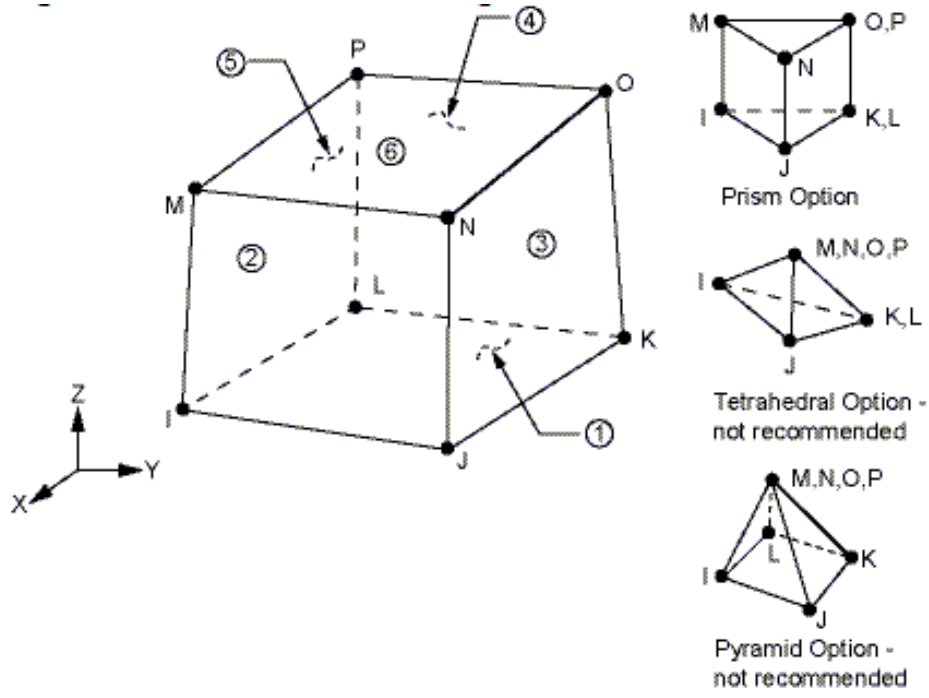


**Şekil 4.10** Ağ örgüsü

Sonlu elemanlar modeli, ANSYS yazılımı içerisinde mevcut olan SOLID 185 yapısal ikinci derecen eleman tipi ile oluşturulmuştur. Toplam eleman sayısı 56.812 ve düğüm noktası sayısı ise 76.204 civarındadır.

#### 4.2.5 SOLID 185 Elemanı Tanımı

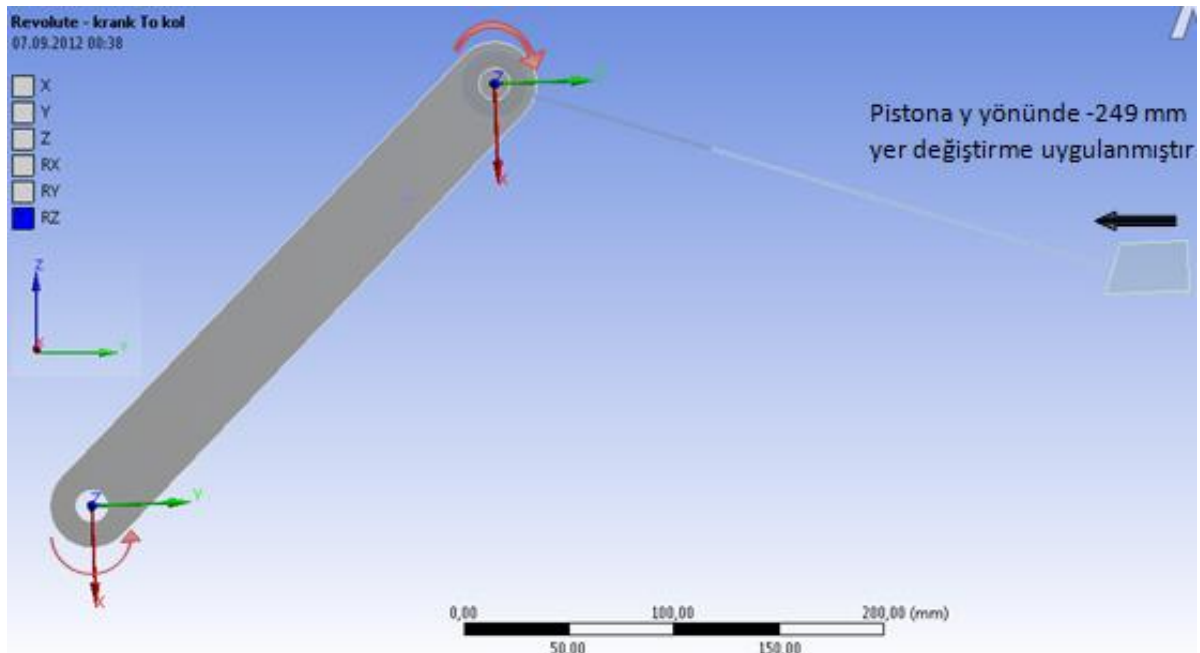
SOLID 185 elemanı 3 boyutlu katı yapıların modellenmesinde kullanılan bir eleman tipidir. Üçer serbestlik derecesi bulunan dokuz adet düğüm noktası ve ortotropik malzeme özellikleri ile tanımlanabilmektedir. Eleman, plastisite, hiperelastisite, gerilme sertleşmesi, sünme, yüksek deformasyon ve yüksek gerinim kapasitesine sahiptir. Düzensiz bölgelerde kullanıldığı zaman prizmatik, dörtyüzlü ve piramit şekillerini alması avantaj sağlamaktadır.



**Şekil 4.11** Solid 185 eleman tipi

#### 4.2.6 Yükleme Koşulları

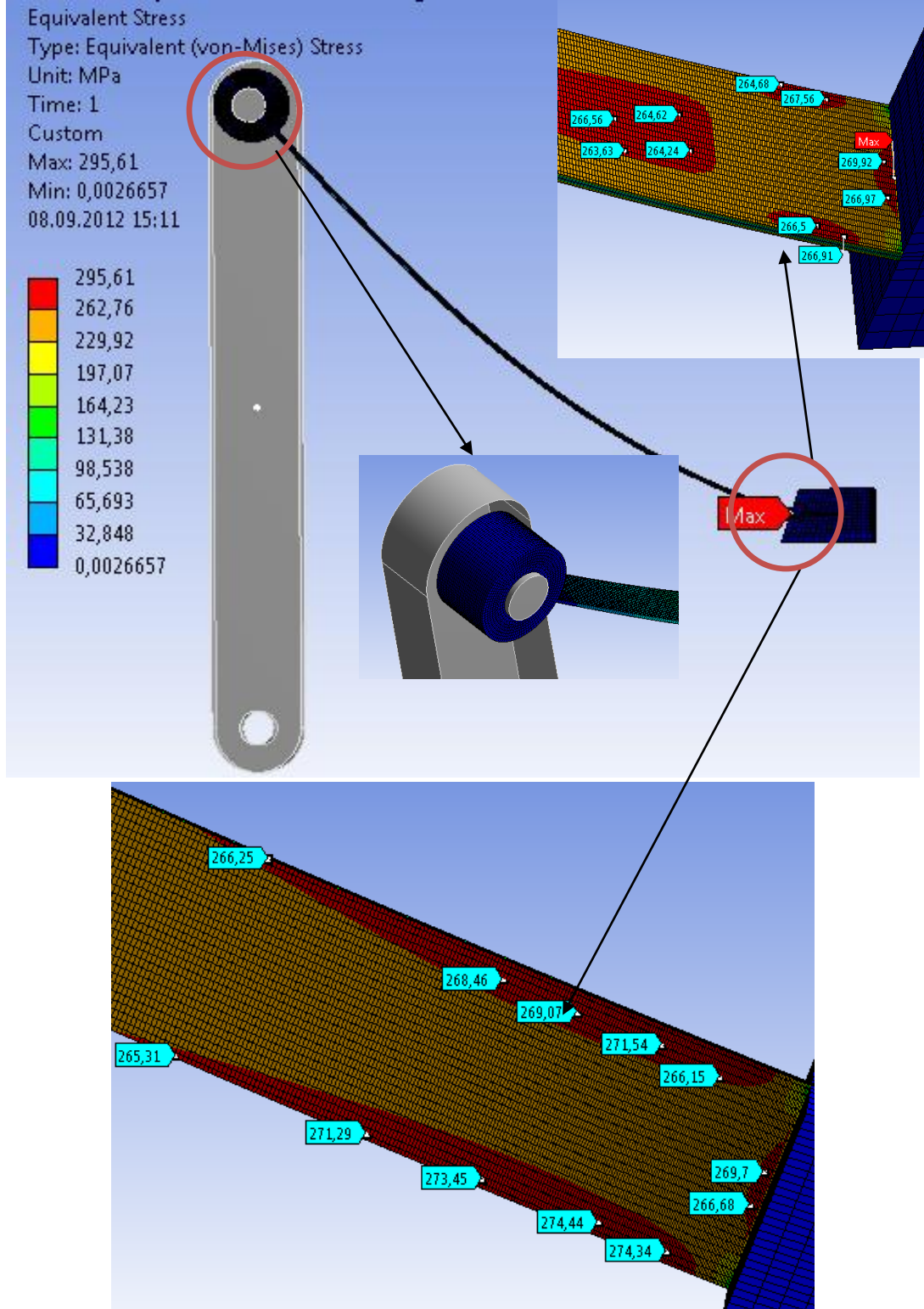
Kızağın y ekseninde -249 mm (krank kolunun z ekseninde saat yönünün tersi yönde  $\approx 45^\circ$  döndüğünde) yer değiştirmesi sonucu esnek uzuvda oluşan gerilmeler incelenmiştir.



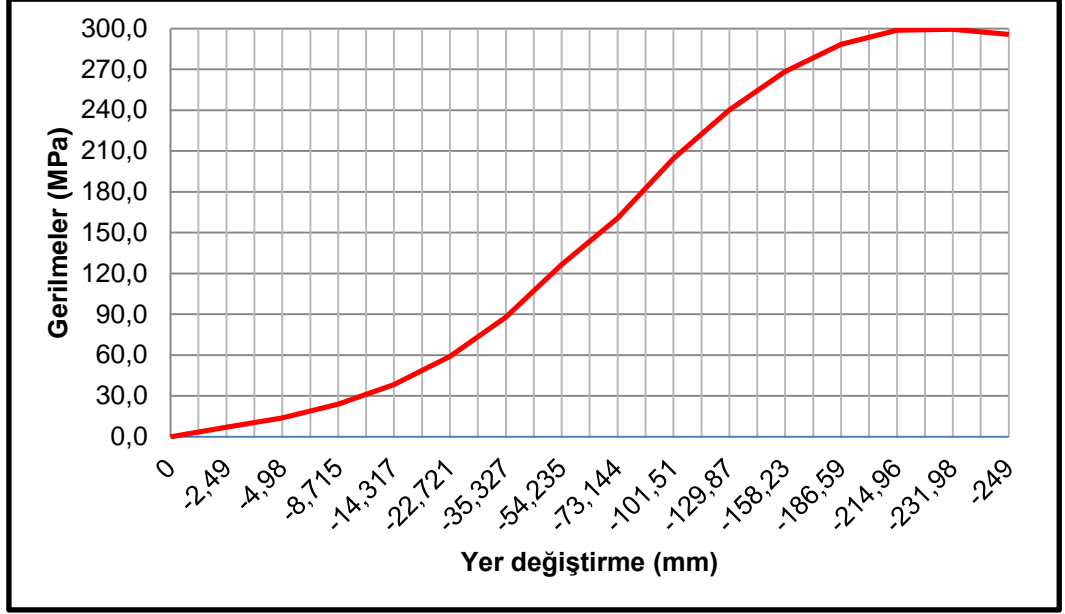
**Şekil 4.12** Yükleme şekli

#### 4.2.7 Analiz Yöntemi ve Sonuçlar

Bağlantı kolunda meydana gelen deformasyon miktarı geometrik doğrusalsızlık nedeniyle yüksektir. Analizler, yüksek deformasyon seçeneğini açılarak lineer olmayan çözüm yöntemi ile statik olarak çözdürülmüştür.



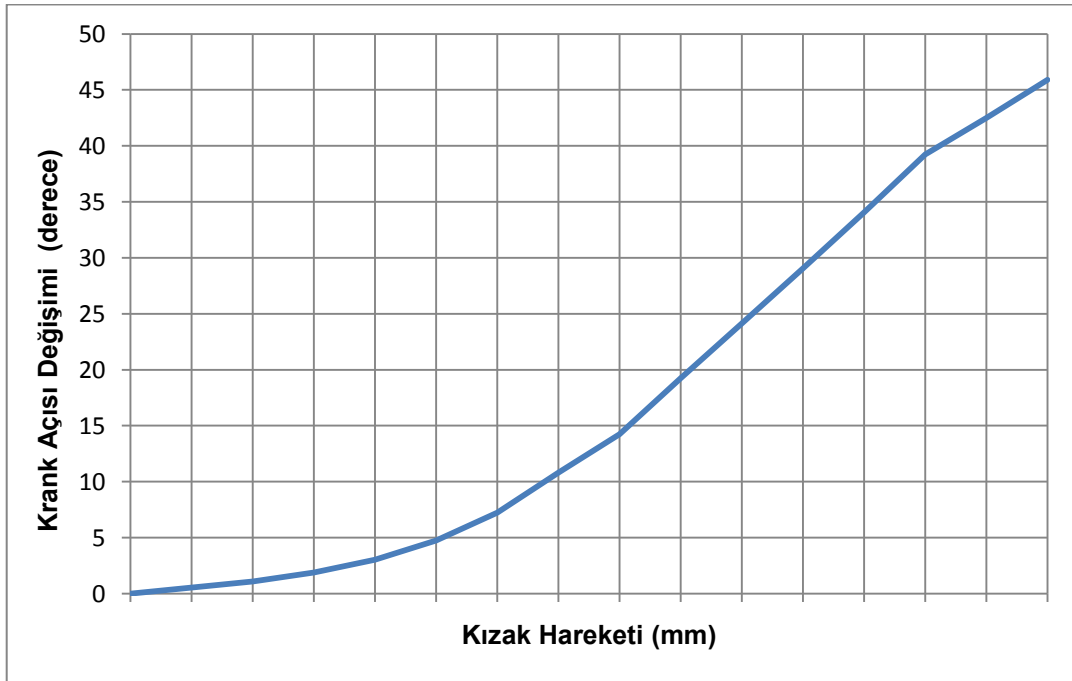
Şekil 4.13 Eşdeğer gerilmeler



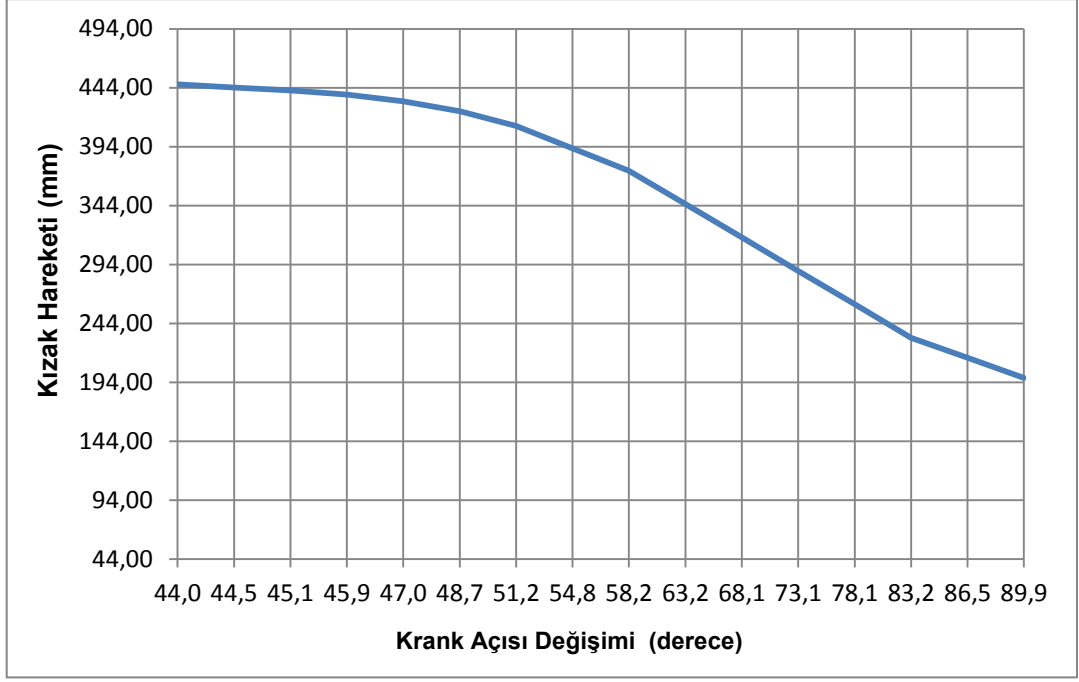
**Şekil 4.14** Yer değiştirme - gerilme grafiği

Kızağın y eksenini yönünde -249 mm hareket sonucunda en yüksek gerilme değeri 295 MPa olarak tespit edilmiştir. Bu sonucun analitik yöntemlerle elde edilen sonuca yakın olduğu görülmektedir. Sapma miktarı %6.9 dur.

Mekanizma serbest durumda iken  $\theta_2$  açısının kızak hareket miktarı ile bağılı değişimini Şekil 4.15'de gösterilmiştir. Şekil 4.16' da ise mekanizmanın gerçek konumu ve  $\theta_2$  açısının gerçek değeri gösterilmiştir.



**Şekil 4.15** Kızak hareketi- krank açısı değişimi



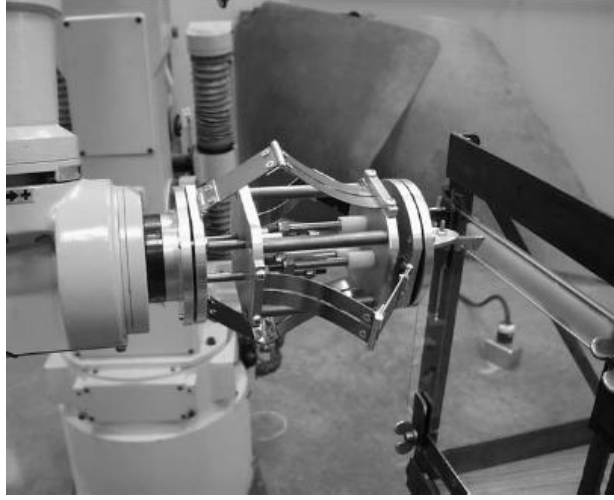
**Şekil 4.16** Kızak konumu-krank açısı grafiği

Mekanizmanın kinematik hareketi incelendiğinde analiz sonuçları ile analitik yöntemler ile hesaplanan değerlerin oldukça yakın olduğu görülmektedir (Bkz. Şekil 4.4).

## 5 SABİT KUVVET KOL KIZAK MEKANİZMASI ANALİZİ

### 5.1 Sabit Kuvvet Mekanizmaları

Esnek mekanizmalar bazı özel uygulamalar için uygun özelliklere sahiptirler. Esnek uzun enerji depolama yeteneği, en önemli özelliklerinden biridir. Bu sayede, zor işleri yerine getirebilecek kabiliyette mekanizmalar tasarlamakta kullanılabilirler. Sabit kuvvet mekanizmaları da bu tip uygulamalara bir örnektir.

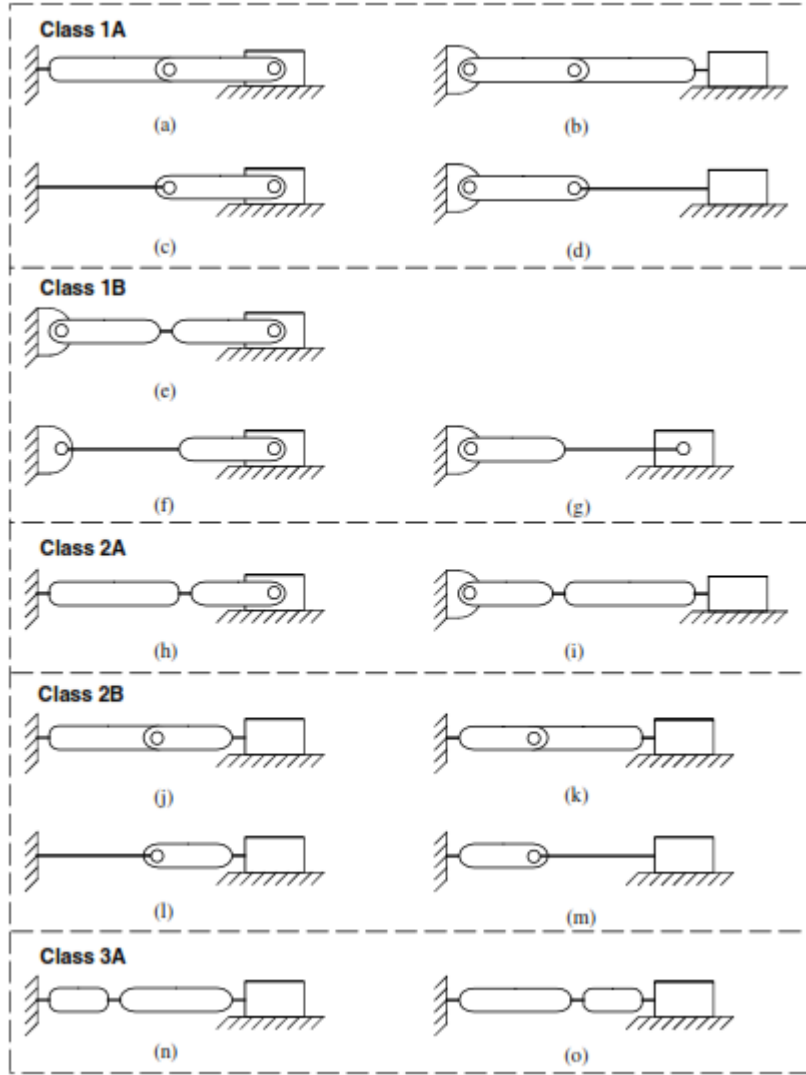


**Şekil 5.1** Örnek bir sabit kuvvet mekanizması [20]

Sabit kuvvet mekanizmaları çıkış uzvunda bir reaksiyon kuvveti sağlarlar ki bu kuvvet giriş hareketinin büyük kısmı için değişmez. Sabit-kuvvet mekanizmaları, çok çeşitli uygulamalarda kullanılmaktadır. Şekil 5.2'de farklı esnek sabit kuvvet kol kızak mekanizması konfigürasyonları gösterilmiştir. Tezin bu kısmında sınıf-1A mekanizması için sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir.

Ölçüleri verilen modelde esnek mafsalsal uç noktasında çentik etkisinin gerilmelere ve reaksiyon kuvvetlerine etkisi de araştırılmıştır. Bu kapsamda mafsalsal çentik yarı çapı için üç farklı konfigürasyon incelenmiştir.





**Şekil 5.2** Esnek sabit kuvvet kol kızak mekanizmaları [1]

## 5.2 Sahte-Rijit-Cisim Metodu ile Sabit Kuvvet Kayar Kızak Mekanizmasının Çözümü

Esnek bir kol kızak mekanizması, sahte-rijit-cisim modeli Şekil 5.3'de gösterilmiştir. Mekanizmasının kinematik eşitlikleri yazılırsa:

$$r_1 = r_2 + r_3 - \Delta x \quad (5.1)$$

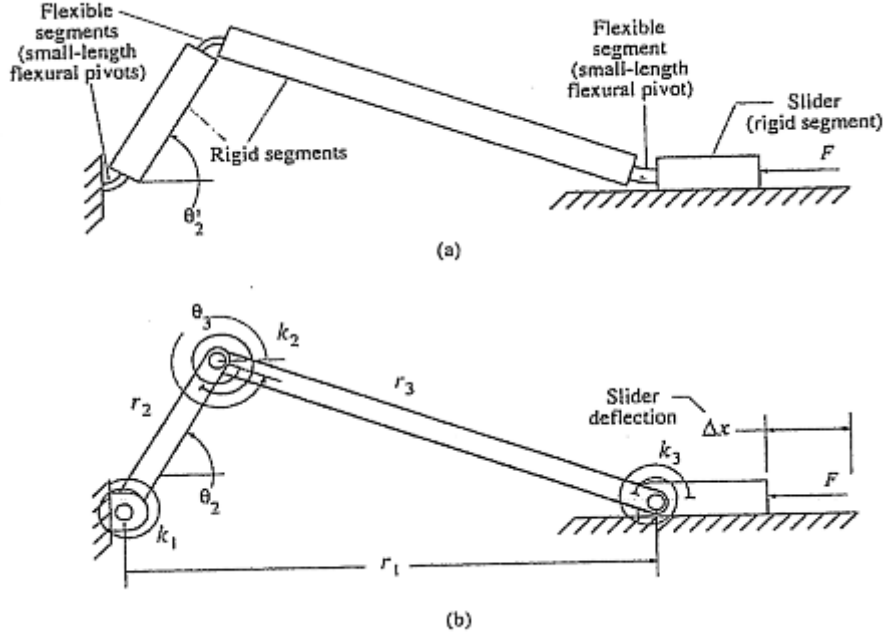
$$\theta_2 = a \cos \frac{r_1^2 + r_2^2 - r_3^2}{2r_1 r_2} \quad (5.2)$$

$$\theta_3 = a \sin \frac{-r_2^2 \sin \theta_2}{r_3} \quad (5.3)$$

Kayar kızak üzerinde oluşan kuvvet sanal iş prensibine göre hesaplandığında,

$$F = \frac{r_3 \cos \theta_3 [k_1 \theta_2 + k_2 (2\pi + \theta_2 - \theta_3)]}{r_2 r_3 \sin(\theta_2 - \theta_3)} + \frac{r_2 \cos \theta_{32} [k_2 (2\pi + \theta_2 - \theta_3) + k_3 (2\pi - \theta_3)]}{r_2 r_3 \sin(\theta_2 - \theta_3)} \quad (5.4)$$

olarak elde edilir [1].



**Şekil 5.3** (a) Esnek kol kızak mekanizması, (b) Sahte-rijit-cisim modeli [1]

Sabit kuvvet mekanizmasını sağlayacak olan sahte-rijit-cisim modeli boyutları çıkış kuvvetindeki değişkenlerin girdi yer değiştirmesine göre minimize edilmesi ile bulunabilmektedir. Optimizasyon problemi aşağıdaki şekilde ifade edilebilir [1].

$$\text{find } X = \begin{Bmatrix} K_1 \\ K_2 \\ R \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} k_2/k_1 \\ k_3/k_1 \\ r_3/r_2 \end{Bmatrix} \quad (5.5)$$

$$f(X) = \frac{|F|_{\max}}{|F|_{\min}} = \mathcal{E} \quad (5.6)$$

Kısıtlamalar uygulandığında:

$$k_i \geq 0 \quad (5.7)$$

$$r_1 > 0 \quad (5.8)$$

$$k_1 \neq 0 \quad (5.9)$$

$|F|_{max}$  ve  $|F|_{min}$ , kızak yer deđiřtirmesi,  $\Delta x$ , sonucu kızak üzerinde oluřan en yüksek ve en dūřuk çıkıř kuvvetleridir.

Optimizasyon her iki sınıf sabit kuvvet mekanizmaları için gerçekleştirildiğinde:  $0 \leq \Delta x \leq 0.16 (r_2 + r_3)$  (sahte-rijit-cisim mekanizması boyunun 0-%16 oranında kızak deformasyonu), ve  $0 \leq \Delta x \leq 0.40 (r_2 + r_3)$  (sahte-rijit-cisim mekanizması boyunun 0-%40 oranında kızak deformasyonu).  $\varepsilon$  değeri her sınıf için *Tablo 7*de gösterilmiştir.  $\varepsilon = 1$  olması mekanizmanın tüm hareketi boyunca sabit kuvvet elde edildiği anlamına gelmektedir [1].

$$R = \frac{r_3}{r_2} \quad (5.10)$$

$$K_1 = \frac{k_2}{k_1} \quad (5.11)$$

$$K_2 = \frac{k_3}{k_1} \quad (5.12)$$

### 5.2.1 Kuvvet Büyüklüğünün Belirlenmesi

Boyutsal sentez her ne kadar sabit kuvvet mekanizmasının boyutlarını belirlemek için kullanılabilse de kuvvetin büyüklüğünü vermez. Kuvvet girdi hareketi boyunca tamamıyla sabit olmadığı için bir ortalama kuvvet hesaplanır [1].

$$F = \frac{k_1}{r_2} \phi \quad (5.13)$$

$$\phi = \frac{R \cos \theta_3 [\theta_2 + K_1 (2\pi + \theta_2 - \theta_3)] + \cos \theta_2 [K_1 (2\pi + \theta_2 - \theta_3) + K_2 (2\pi - \theta_3)]}{R \sin(\theta_2 - \theta_3)} \quad (5.14)$$

Class	$\Delta x / (r_2 + r_3)$	R	$K_1$	$K_2$	$\Xi$	$\Phi$
1A	0.16	0.8274	—	—	1.0030	0.4537
	0.40	0.8853	—	—	1.0241	0.4773
1B	0.16	1.0000	—	—	1.0564	2.0563
	0.40	1.0000	—	—	1.1576	2.1513
2A	0.16	0.3945	0.1906	—	1.0015	0.9575
	0.40	0.4323	0.2237	—	1.0058	1.0466
2B	0.16	0.7591	—	0.1208	1.0721	1.2259
	0.40	0.8441	—	0.1208	1.1914	1.2154
3A	0.16	2.6633	1.0000	12.6704	1.0002	3.4016
	0.40	2.0821	1.0000	9.3816	1.0049	3.6286

**Tablo 7** Sabit kuvvet mekanizması tasarım değerleri [1]

### 5.2.2 Sahte-Rijit-Cisim Metodu ile Çözüm

Sonlu elemanlar analizi yapılan sabit kuvvet mekanizması ölçüleri ve mekanik özellikleri aşağıda tanımlanmıştır [1].

$$\text{Sınıf 1A, } \frac{\Delta x}{r_2 + r_3} = 0.40, R = r_3 / r_2 = 0.8853 \text{ ve } \phi = 0.4773 \text{ (Tablo 7)} \quad (5.15)$$

$$r_2 = 78.74 \text{ mm} \quad (5.16)$$

$$r_3 = r_2 R = 69.70 \text{ mm} \quad (5.17)$$

Polipropilen elastite modülü  $E=1655 \text{ MPa}$ , esnek pivot uzunluğu  $l = 5.08 \text{ mm}$ , kalınlık  $w = 12.70 \text{ mm}$  ve kalınlık  $h = 0.76 \text{ mm}$  olduğu varsayılır ise;

$$k_1 = \frac{EI}{l} = 151 \frac{\text{Nmm}}{\text{rad}} \quad (5.18)$$

elde edilir.

Sabit kuvvet büyüklüğü ise;

$$F = \frac{k_1}{r_2} \phi = 0,92 \text{ N} \quad (5.19)$$

$\Delta x = 23.75 \text{ mm}$  kızak yer değiştirmesi ve esnek pivotun açısall  $\theta_0=30.7^\circ$  'lik deplasmanı (Denklem 5.2) için esnek mafsal üzerinde oluşan gerilme değeri:

$$\sigma = \frac{\theta_0 E h}{2l} = 66,4 \text{ MPa} \quad (5.20)$$

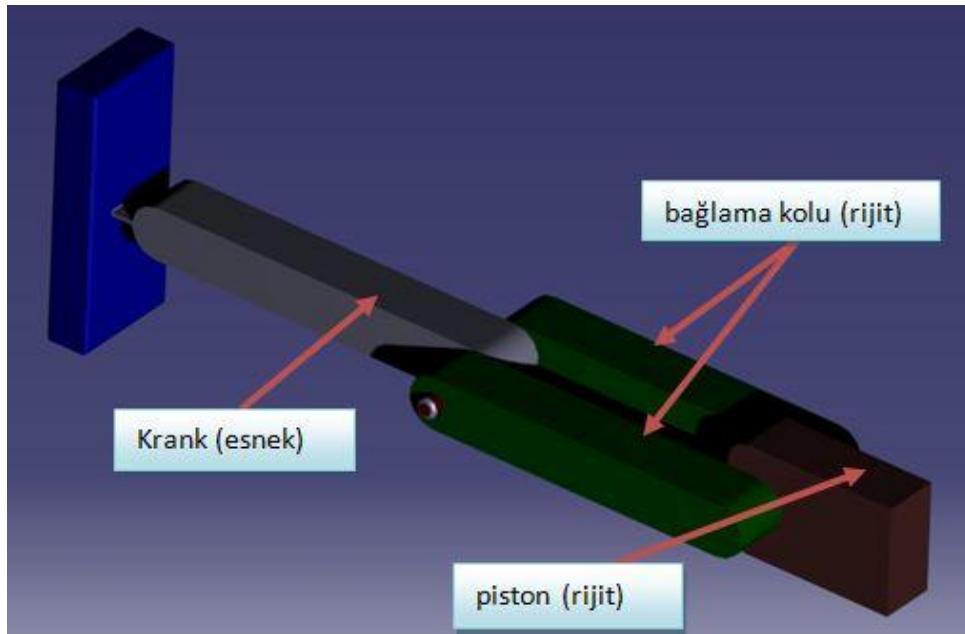
olarak hesaplanmıştır [1].

### 5.3 Mekanizmanın Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Analizi

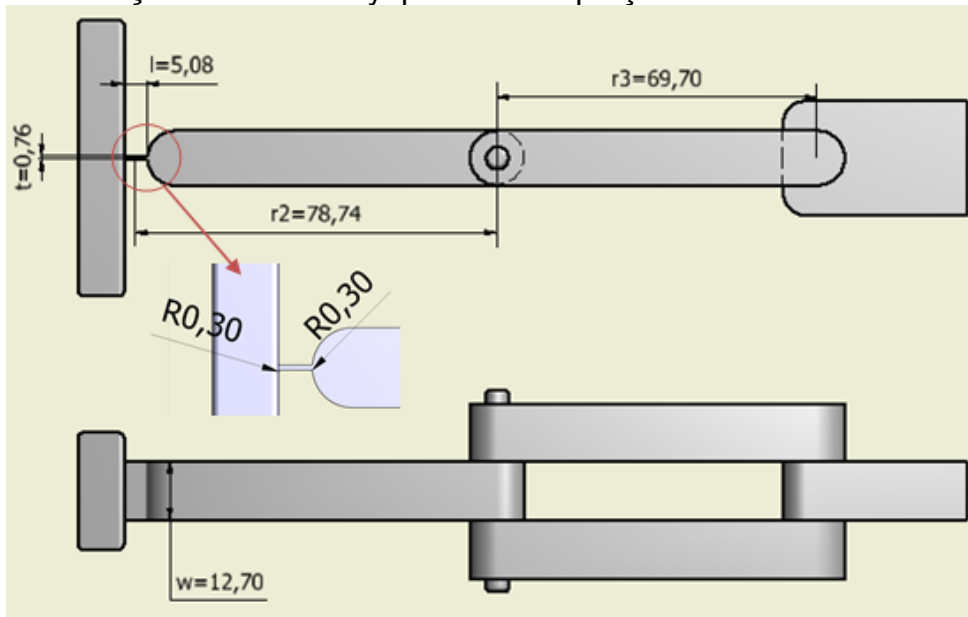
Sahte-rijit-cisim metodu kullanılarak analitik yöntemler ile çözülen sabit kuvvet mekanizması için sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan analiz adımları, elde edilen sonuçlar ile ilgili detaylar aşağıda açıklanmıştır.

#### 5.3.1 Analizi Yapılan Modelin Fiziksel ve Mekanik Özellikleri

Analizi yapılan sabit kuvvet mekanizması model özellikleri ve ölçüleri Şekil 5.4 ve Şekil 5.5 de gösterildiği gibidir.



Şekil 5.4 Analizi yapılan model parça tanımlamaları



Şekil 5.5 Analizi yapılan model ölçüleri

### 5.3.2 Malzeme Özellikleri

Analizi yapılan modelde kullanılan malzeme özellikleri *Tablo 8*'de gösterildiği gibidir. Polipropilen malzemesi, gerek imalat yöntemleri ve gerekse de üretiminde kullanılan ham madde oranları nedeni ile mekanik özellikleri bakımından farklılıklar göstermektedir. Ayrıca mekanik özellikleri sıcaklığa karşı oldukça hassastır. Analizler, oda koşullarındaki polipropilenin mekanik malzeme özellikleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

	Elastisite (MPa)	Poisson Oranı	Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )	Akma Mukavemeti (MPa)
<b>Polipropilen</b>	1655	0,42	950	45

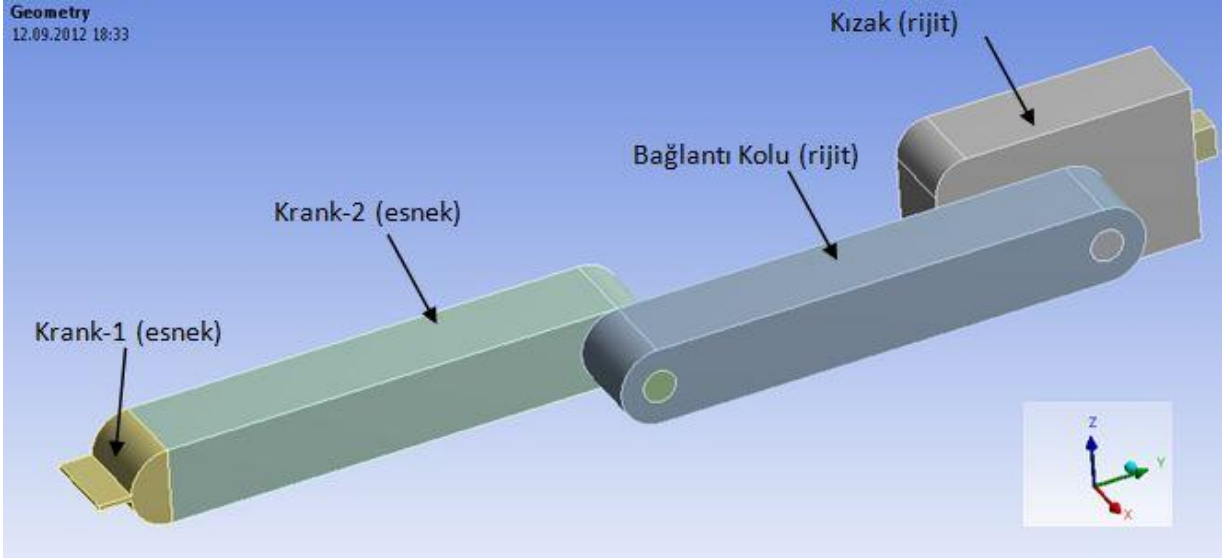
**Tablo 8** Malzeme Özellikleri

MATERIAL	Type	Cost (\$/kg)	Density ( $\rho$ , Mg/m <sup>3</sup> )	Young's Modulus ( $E$ , GPa)	Shear Modulus ( $G$ , GPa)	Poisson's Ratio ( $\nu$ )	Yield Stress ( $s_y$ , MPa)	UTS ( $s_f$ , MPa)	Breaking strain ( $e_f$ , %)	Fracture Toughness ( $K_{Ic}$ , MN m <sup>-3/2</sup> )	Thermal Expansion ( $\alpha$ , 10 <sup>-6</sup> /C)
Polyamide (nylon)	polymer	4.30	1.1	3.0	0.76	0.42	40	55	5.0	3.0	103
Polybutadiene elastomer	polymer	1.20	0.91	0.0016	0.0005	0.50	2.1	2.1	500	0.087	140
Polycarbonate	polymer	4.90	1.2	2.7	0.97	0.42	70	77	60	2.6	70
Polyester thermoset	polymer	3.00	1.3	3.5	1.4	0.25	50	0.7	2.0	0.70	150
Polyethylene (HDPE)	polymer	1.00	0.95	0.7	0.31	0.42	25	33	90	3.5	225
Polypropylene	polymer	1.10	0.89	0.9	0.42	0.42	35	45	90	3.0	85
Polyurethane elastomer	polymer	4.00	1.2	0.025	0.0086	0.50	30	30	500	0.30	125
Polyvinyl chloride (rigid PVC)	polymer	1.50	1.4	1.5	0.6	0.42	53	60	50	0.54	75
Silicon	ceramic	2.35	2.3	110	44	0.24	3200	35	0.0	1.5	6
Silicon Carbide (SiC)	ceramic	36.00	2.8	450	190	0.15	9800	35	0.0	4.2	4.2
Spruce (parallel to grain)	natural	1.00	0.60	9	0.8	0.30	48	50	10	2.5	4
Steel, high strength 4340	metal	0.25	7.8	210	76	0.29	1240	1550	2.5	100	14
Steel, mild 1020	metal	0.50	7.8	210	76	0.29	200	380	25	140	14
Steel, stainless austenitic 304	metal	2.70	7.8	210	76	0.28	240	590	60	50	17
Titanium alloy (6Al4V)	metal	16.25	4.5	100	39	0.36	910	950	15	85	9.4
Tungsten Carbide (WC)	ceramic	50.00	15.5	550	270	0.21	6800	35	0.0	3.7	5.8

**Tablo 9** Polipropilen malzeme özellikleri

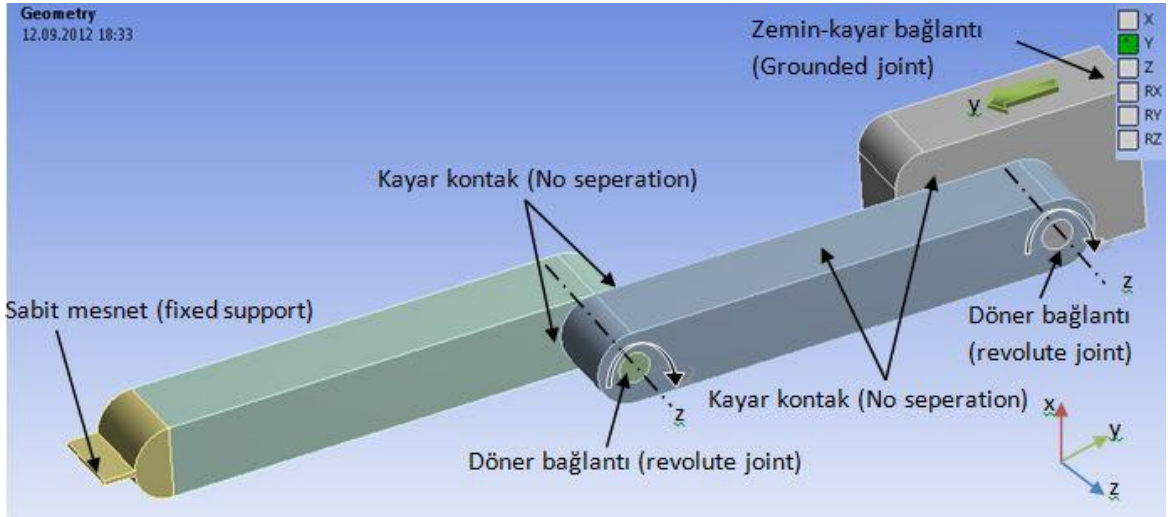
### 5.3.3 Sınır Koşulları ve Ağ Örgüsü

Esnek kısım kısa boylu mafsaldaki sonuçların daha hassas okunabilmesi ve analiz çözüm sürelerinin kısaltılabilmesi adına 2 parçaya ayrılmıştır.

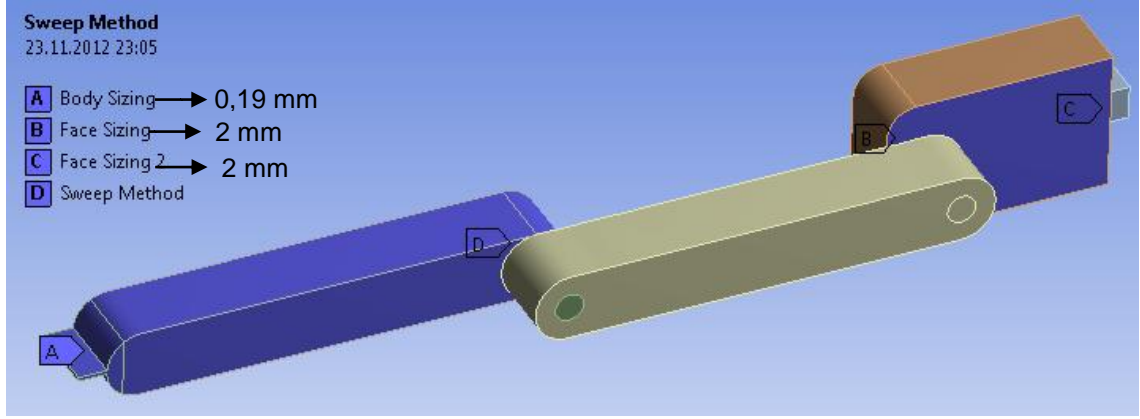


**Şekil 5.6** Parça fiziksel özellikleri

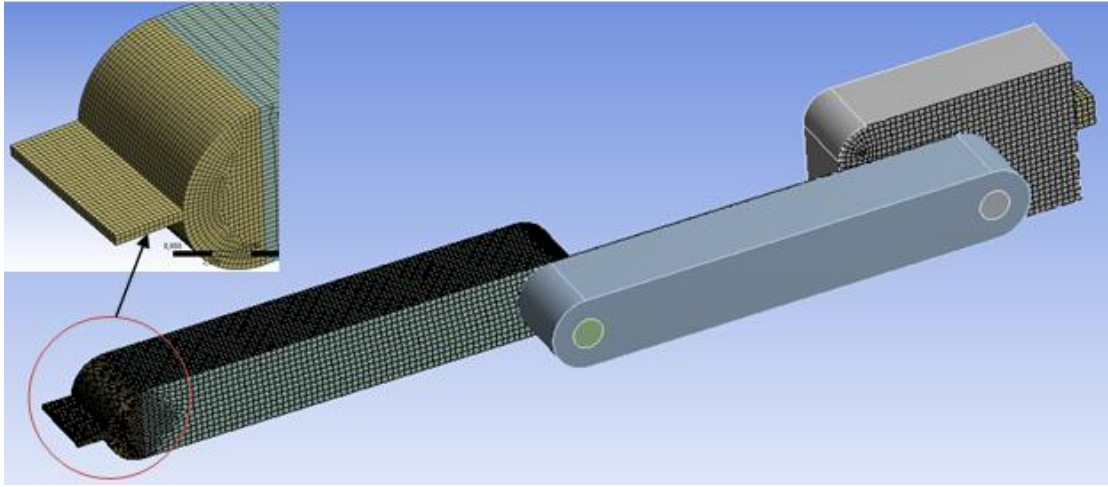
Model Şekil 5.6'da gösterildiği üzere esnek ve rijit parçalara ayrılmıştır. Bu şekilde asıl ilgilenilmesi gereken bölgede daha hassas ağ örgüsü oluşturularak, çözüm sürelerinin kısaltılması hedeflenmiştir. Kontak ve bağlantı tanımlamaları, ağ örgüsü boyutları Şekil 5.7, Şekil 5.8, Şekil 5.9 gösterildiği şekilde oluşturulmuştur.



**Şekil 5.7** Kontak ve bağlantı tanımlamaları



**Şekil 5.8** Ağ örgüsü boyutları ve kullanılan yöntemler



**Şekil 5.9** Ağ örgüsü görünüşü

Sonlu elamanlar modeli, ANSYS yazılımı içerisinde mevcut olan SOLID 185 yapısal eleman tipi ile oluşturulmuştur. Toplam eleman sayısı 53.264 ve düğüm noktası sayısı ise 59.443 civarındadır. Rijit parçaların sadece esnek parça ile temasta olan yüzeylerine mesh atılmaktadır.

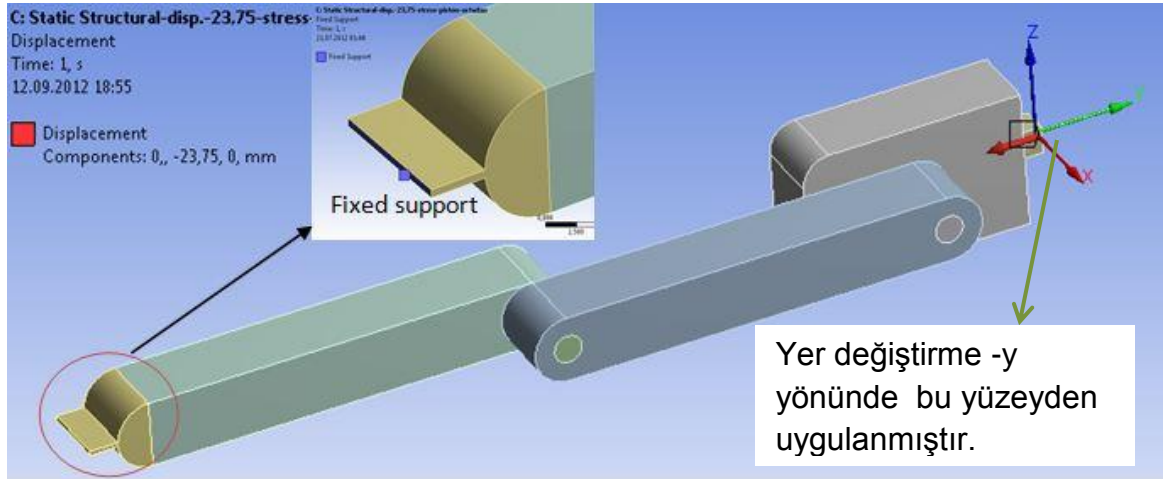
#### 5.3.4 Yükleme Koşulları

Örnekte verildiği üzere, mekanizma esnek uzuv ucundan sabitlenerek kızağın y yönünde -23,75 mm hareket ettirilmesi sonucunda kısa boylu esnek mafsalda oluşan gerilmeler ve pistondaki reaksiyon kuvvetleri okunmuştur.

Konfigürasyon	Esnek mafsals ucundaki çentik yarıçapı	Esnek mafsals sonundaki çentik yarıçapı
1	0 mm	0 mm
2	0,3 mm	0,3 mm
3	0 mm	0,3 mm

**Tablo 10** Sabit kuvvet mekanizması konfigürasyon tablosu





**şekil 5.10** Yükleme koşulları

### 5.3.5 Analiz Yöntemi ve Sonuçlar

Analizler, yüksek deformasyon seçeneğinin açılarak lineer olmayan çözüm yöntemi ile statik olarak çözdürülmüştür.

Yakınsamanın sağlanabilmesi için yer değiştirme zaman artırımlı olarak uygulanmıştır.

Başlangıç zaman adımı : 0,01 saniye

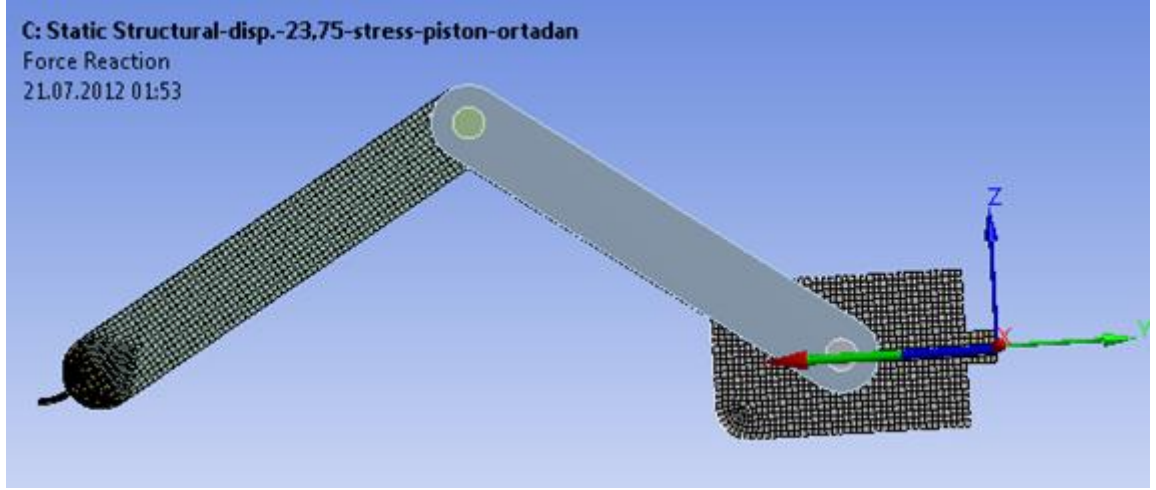
Minimum zaman adımı : 0,001 saniye

Maksimum zaman adımı : 1 saniye

olarak belirlenmiştir.

Details of "Analysis Settings"	
Current Step Number	1,
Step End Time	1, s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Initial Time Step	1,e-002 s
Minimum Time Step	1,e-003 s
Maximum Time Step	1, s
<input checked="" type="checkbox"/> Solver Controls	
Solver Type	Program Controlled
Weak Springs	Off
Large Deflection	On
Inertia Relief	Off

**şekil 5.11** Analiz ayarları

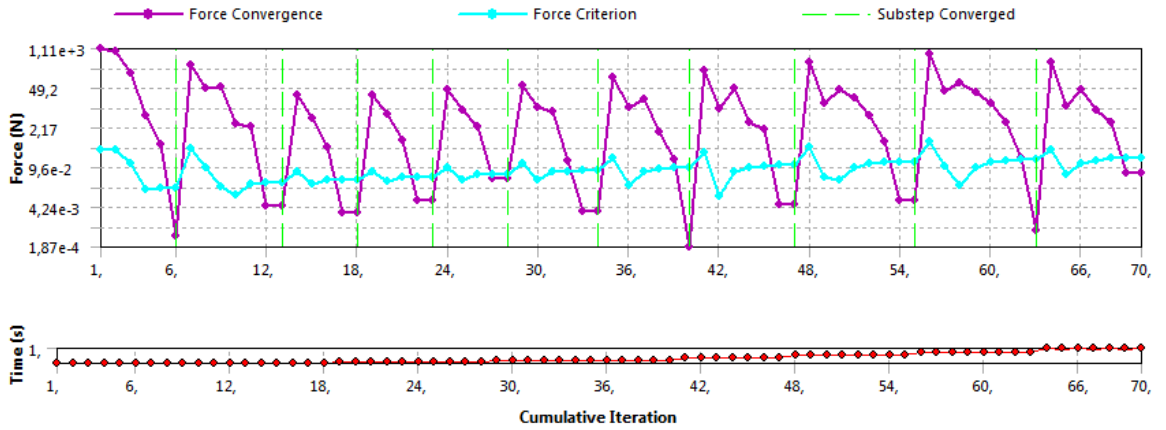


**Şekil 5.12** Pistonda oluşan y yönündeki reaksiyon kuvveti

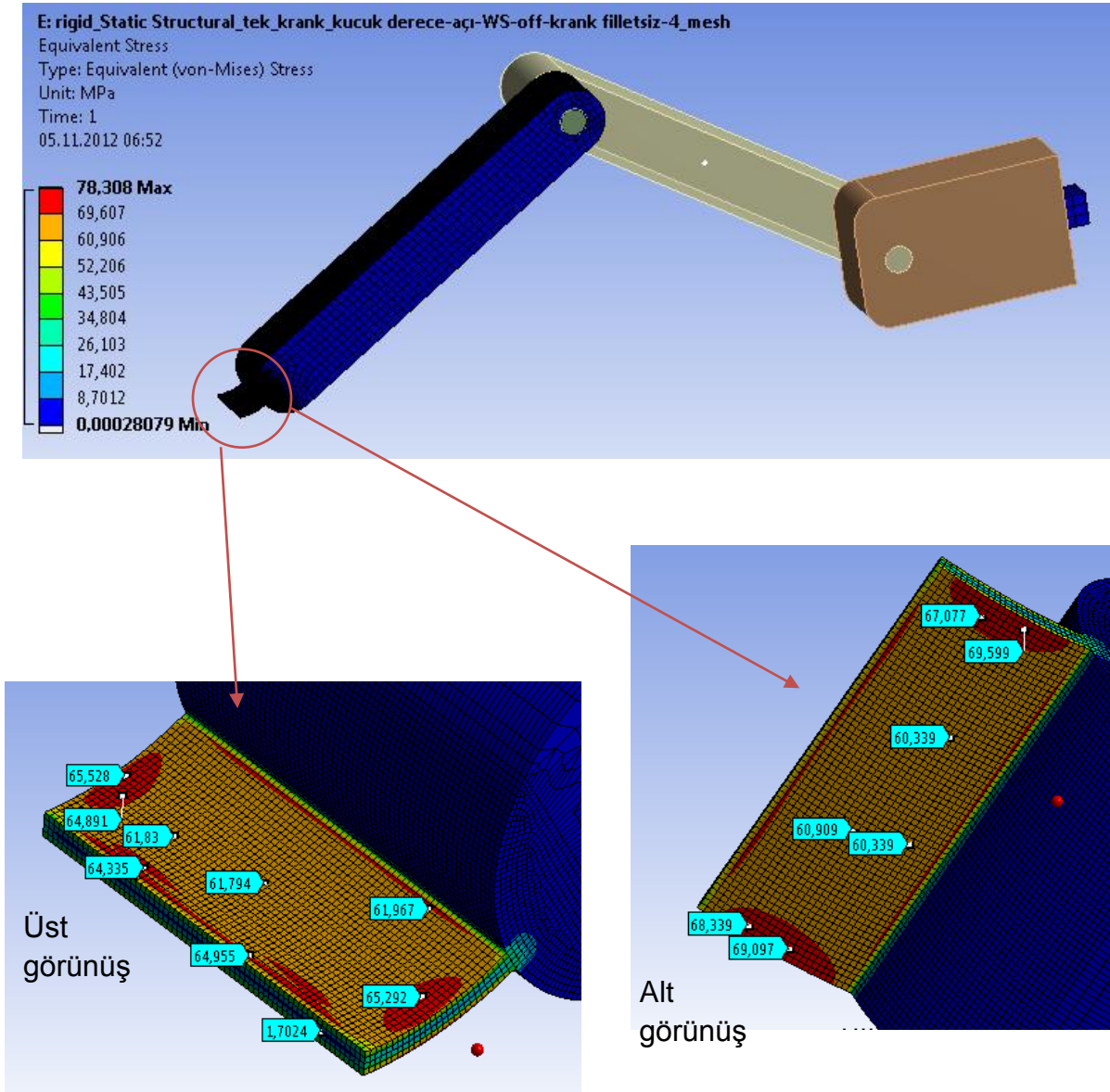
### 5.3.6 Konfigürasyon-1

Birinci konfigürasyonda esnek mafsallardaki ve sonundaki çentik yarıçapı sıfır olarak alınmıştır. Kısa boylu esnek mafsalda oluşan gerilmeler ve kazağın y yönündeki reaksiyon kuvvetleri incelenmiştir.

Modelin kuvvet yakınsama grafiği *Şekil 5.13*' de gösterildiği gibidir. Analiz 70. iterasyon sonunda tamamlanmıştır.



**Şekil 5.13** Konfigürasyon-1 kuvvet yakınsama grafiği



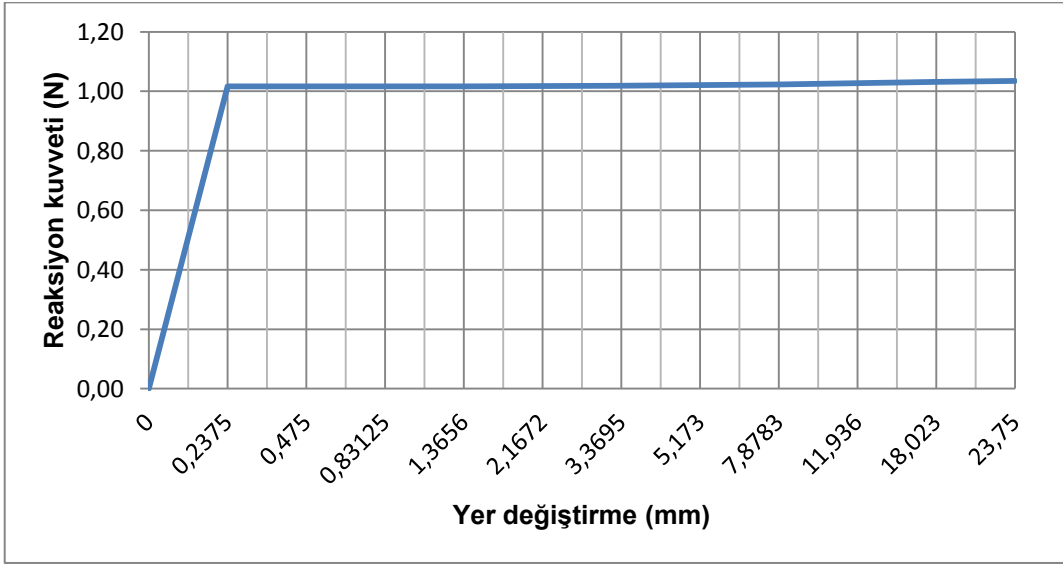
**Şekil 5.14** Konfigürasyon-1 eşdeğer gerilmeler

Konfigürasyon-1 analizleri sonucunda en yüksek eşdeğer gerilme değeri 78,31 MPa olarak tespit edilmiştir.

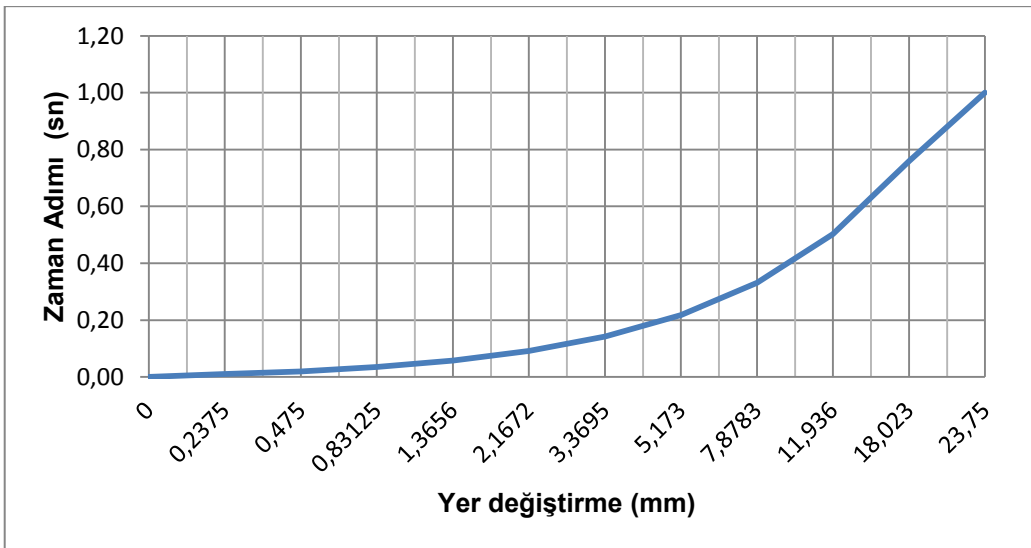
Kızağın y yönündeki hareketi esnasında, kızak uç noktasında oluşan reaksiyon kuvvetleri okunmuştur (Şekil 5.15). X ve Z eksenleri yönündeki reaksiyon kuvvetlerinin sıfır olduğu, y yönünde ise ortalama 1,02N'luk bir sabit itme kuvvetinin oluştuğu sonucuna ulaşılmıştır (Şekil 5.16 ve Şekil 5.17 ).

	Time [s]	Forc..	Force Reaction (Y) [N]	Force R...	Force Reaction (Total) [N]
1	1,e-002	2,2555e-0	-1,0162	3,0465e-008	1,0162
2	2,e-002	5,863e-01	-1,0163	1,4626e-008	1,0163
3	3,5e-002	-2,4792e-	-1,0165	4,6907e-008	1,0165
4	5,75e-002	1,8213e-0	-1,017	1,9462e-008	1,017
5	9,125e-002	7,6971e-0	-1,0179	1,9968e-008	1,0179
6	0,14188	2,12e-008	-1,0191	6,8518e-010	1,0191
7	0,21781	7,7325e-0	-1,0209	2,254e-008	1,0209
8	0,33172	1,1155e-0	-1,0235	-9,9608e-009	1,0235
9	0,50258	8,6171e-0	-1,0272	1,589e-008	1,0272
10	0,75887	1,0983e-0	-1,0319	5,5137e-008	1,0319
11	1,	6,4598e-0	-1,0352	5,4238e-009	1,0352

**Şekil 5.15** Konfigürasyon-1 y yönündeki reaksiyon kuvvetleri



**Şekil 5.16** Konfigürasyon-1 yer değiştirme-reaksiyon kuvveti grafiği



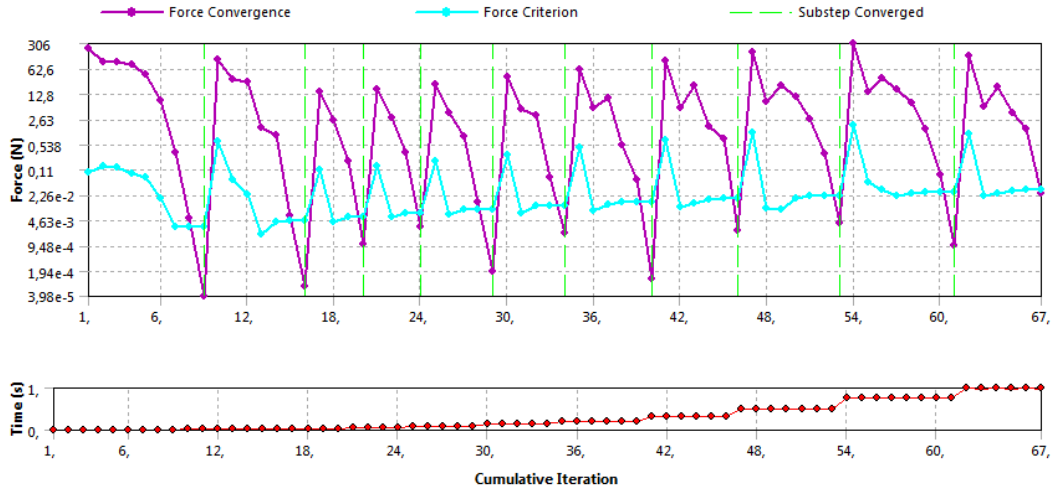
**Şekil 5.17** Konfigürasyon-1 Zaman adımı-yer değiştirme grafiği

NOT: İlk yapılan denemelerde ANSYS analiz ayarları / çözücü kontrol kısmında weak spring seçeneği açık bırakılmıştır. Fakat olması beklenen sabit reaksiyon kuvvetine ulaşılamamıştır. Weak spring seçeneği, gerilme ve şekil simülasyonlarında, nümerik dengesizlikleri önleyerek çözümü kolaylaştırmaktadır. Ancak yükler üzerinde ciddi bir etkisi olmadığı durumda kullanılmaktadır. Yapılan analizde okunan reaksiyon kuvveti oldukça hassas olduğu için bu seçenek kapatılarak sonuca ulaşılabilmektedir.

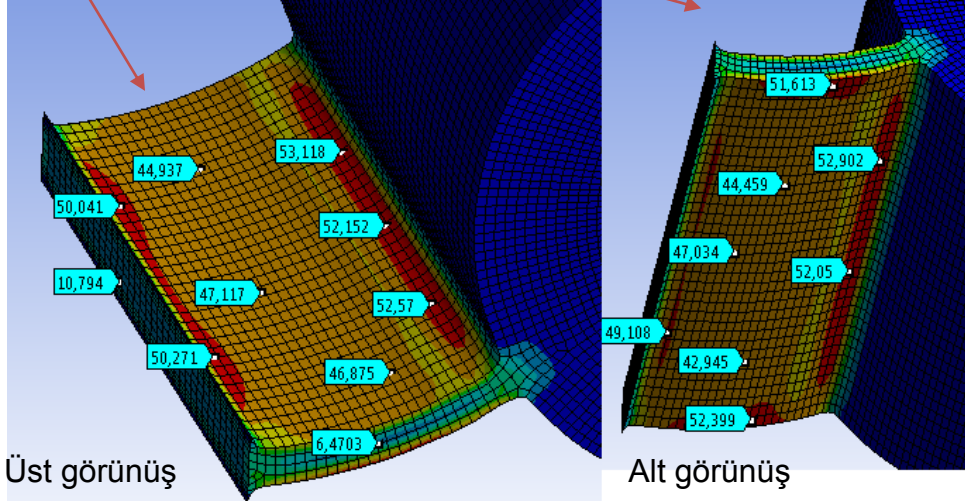
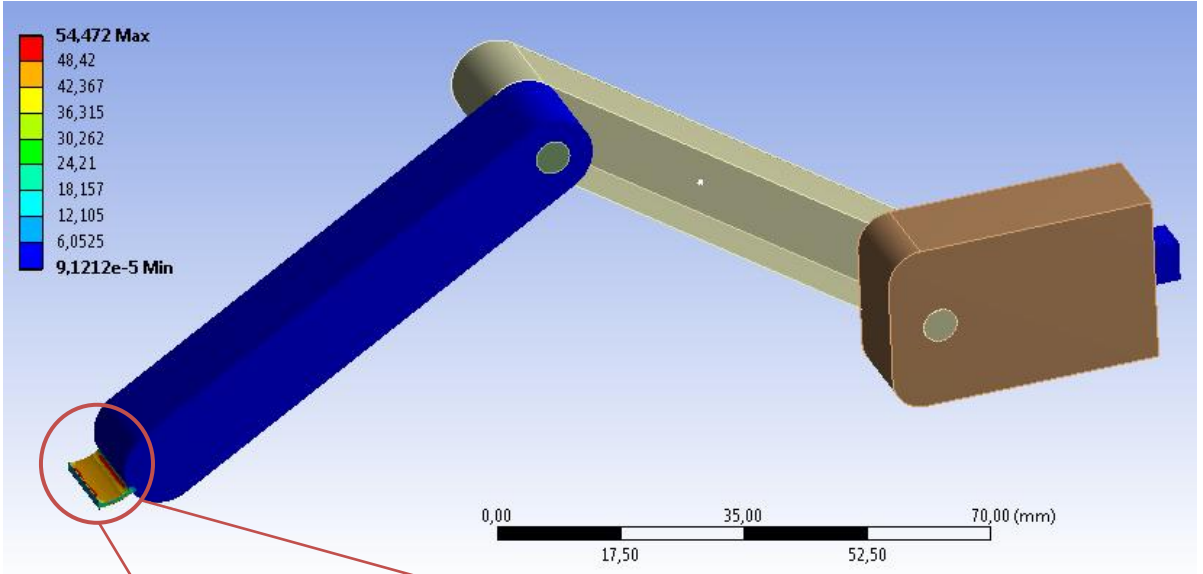
### 5.3.7 Konfigürasyon 2

İkinci konfigürasyonda esnek mafsallardaki ve sonundaki çentik yarıçapı 0,3 mm olarak alınmıştır. Kısa boylu esnek mafsalda oluşan gerilmeler ve piston reaksiyon kuvveti incelenmiştir.

Modelin yakınsama grafiği Şekil 5.18’de gösterildiği gibidir. Analiz 67. iterasyon sonunda tamamlanmıştır.



Şekil 5.18 Konfigürasyon-2 kuvvet yakınsama grafiği



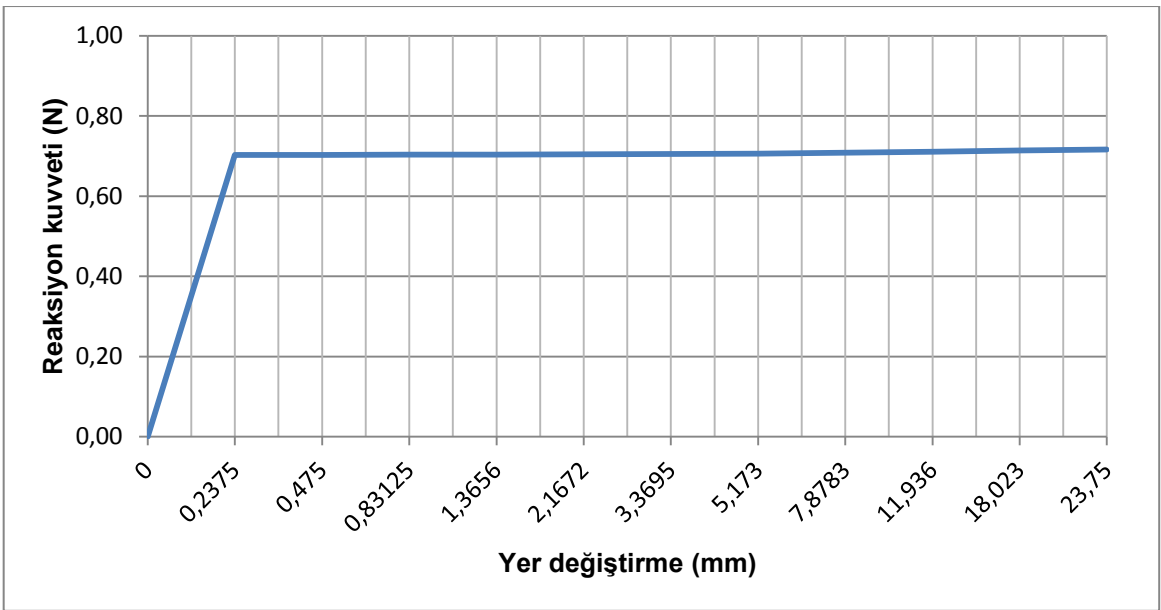
**Şekil 5.19** Konfigürasyon-2 eşdeğer gerilmeler

Konfigürasyon-2 analizleri sonucunda en yüksek eşdeğer gerilme değeri 54.4 MPa olarak hesaplanmıştır.

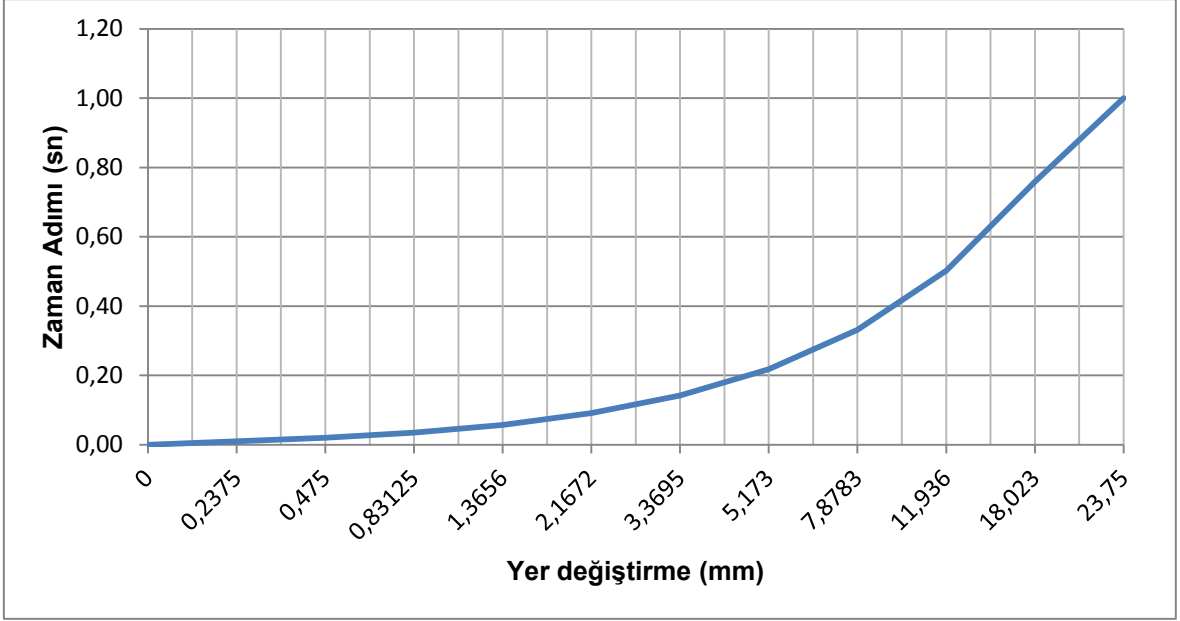
Kızağın Y yönündeki hareketi esnasında, kızak uç noktasında oluşan reaksiyon kuvvetleri okunmuştur (Şekil 5.20). X ve Z eksenleri yönündeki reaksiyon kuvvetlerinin sıfır olduğu, Y yönünde ise ortalama 0,70 N'luk bir sabit itme kuvvetinin oluştuğu sonucuna ulaşılmıştır (Şekil 5.21ve Şekil 5.22).

	Time [s]	Force Reaction (X) [N]	Force Reaction (Y) [N]	Force Reaction (Z) [N]	Force Reaction (Total) [N]
1	1,e-002	9,3916e-010	-0,70282	1,8875e-009	0,70282
2	2,e-002	1,4373e-009	-0,70286	9,4769e-010	0,70286
3	3,5e-002	1,616e-009	-0,70311	4,9874e-010	0,70311
4	5,75e-002	8,563e-010	-0,70353	1,5227e-009	0,70353
5	9,125e-002	4,3024e-010	-0,70393	3,794e-010	0,70393
6	0,14188	-5,5725e-010	-0,70479	-5,2322e-011	0,70479
7	0,21781	-2,5653e-009	-0,70602	7,6366e-010	0,70602
8	0,33172	4,6173e-010	-0,70797	7,4559e-010	0,70797
9	0,50258	9,1736e-010	-0,71036	1,3698e-010	0,71036
10	0,75887	1,2171e-009	-0,71349	9,1207e-010	0,71349
11	1,	1,5037e-009	-0,7162	2,0293e-009	0,7162

**Şekil 5.20** Konfigürasyon-2 y yönündeki reaksiyon kuvvetleri



**Şekil 5.21** Konfigürasyon-2 yer değiştirme-reaksiyon kuvveti grafiği

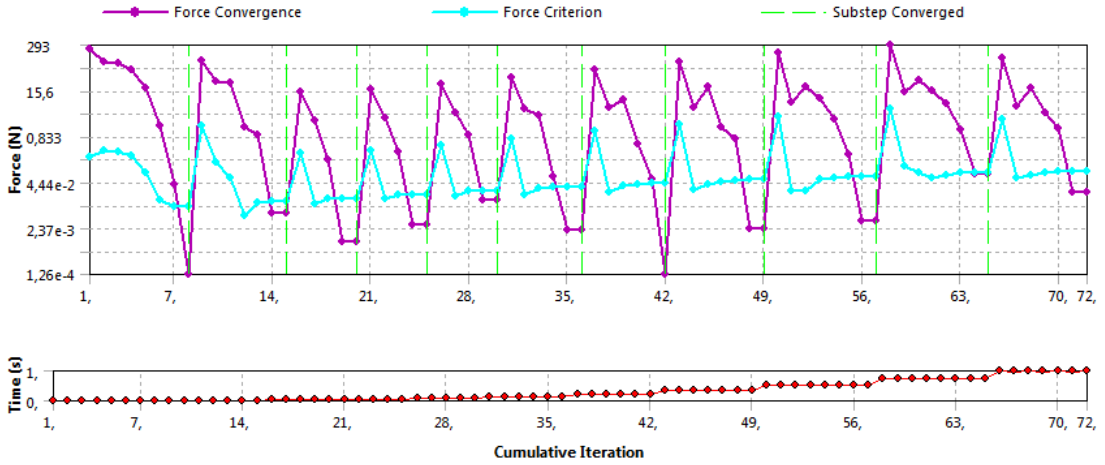


**Şekil 5.22** Konfigürasyon-2 zaman adımı-yer değiştirme grafiği

### 5.3.8 Konfigürasyon 3

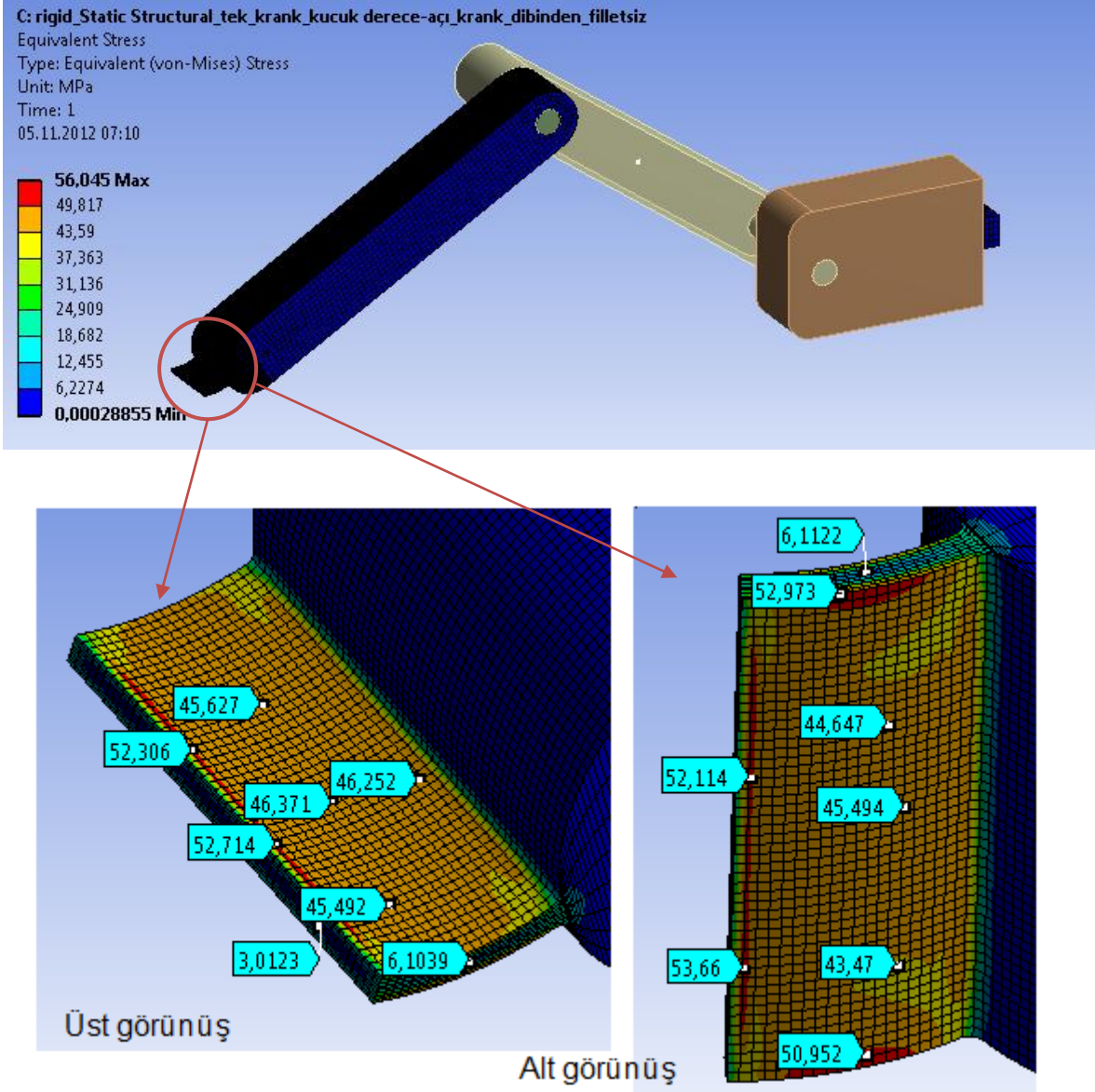
Üçüncü konfigürasyonda esnek mafsallardaki çentik yarıçapı 0 mm ve mafsallardaki çentik yarıçapı 0,3 mm olarak alınmıştır. Kısa boylu esnek mafsallarda oluşan gerilmeler ve piston reaksiyon kuvveti incelenmiştir.

Modelin yakınsama grafiği Şekil 5.23’de gösterildiği gibidir. Analiz 72. iterasyon sonunda tamamlanmıştır.



**Şekil 5.23** Konfigürasyon-3 kuvvet yakınsama grafiği





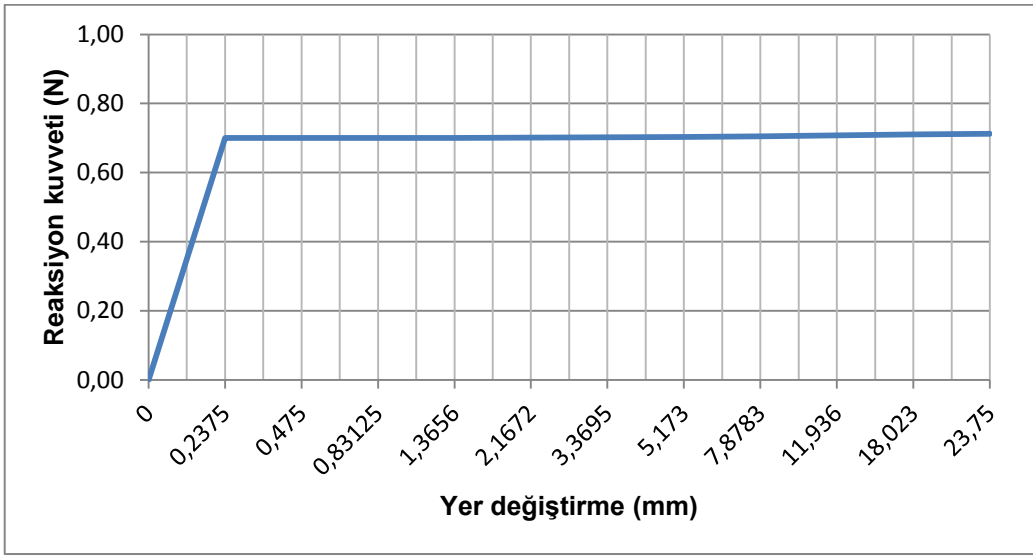
**Şekil 5.24** Konfigürasyon-3 eşdeğer gerilmeler

Konfigürasyon-3 analizleri sonucunda en yüksek eşdeğer gerilme değeri 56,0 MPa olarak hesaplanmıştır.

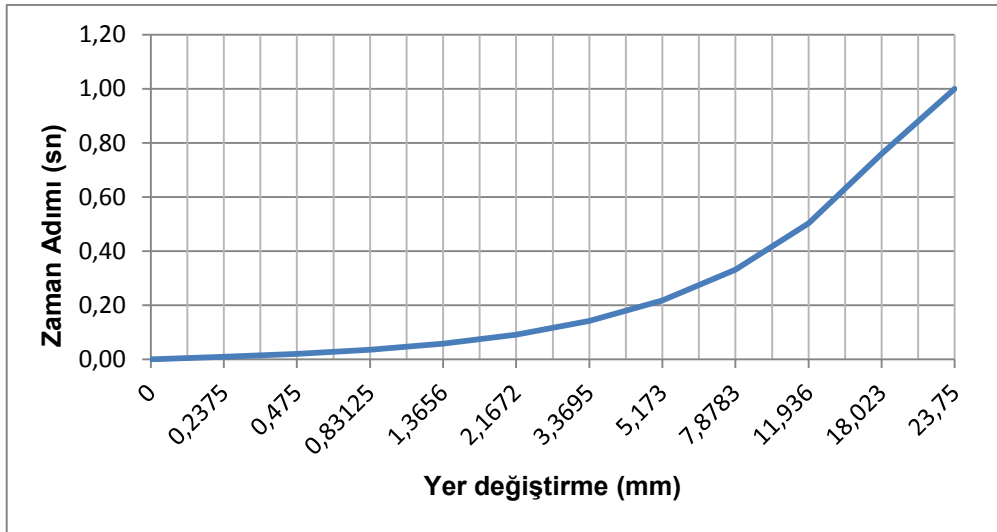
Kızağın Y yönündeki hareketi esnasında, kızak uç noktasında oluşan reaksiyon kuvvetleri okunmuştur (Şekil 5.25). X ve Z eksenleri yönündeki reaksiyon kuvvetlerinin sıfır olduğu, Y yönünde ise ortalama 0,70 N'luk bir sabit itme kuvvetinin oluştuğu sonucuna ulaşılmıştır (Şekil 5.26 ve Şekil 5.27).

Tabular Data					
	Time [s]	Force Reaction (X) [N]	Force Reaction (Y) [N]	Force Reaction (Z) [N]	Force Reaction (Total) [N]
1	1,e-002	7,9875e-010	-0,70002	6,9972e-010	0,70002
2	2,e-002	1,5508e-009	-0,70006	-1,5076e-010	0,70006
3	3,5e-002	2,396e-012	-0,70024	1,4595e-009	0,70024
4	5,75e-002	-6,5089e-010	-0,70058	4,733e-010	0,70058
5	9,125e-002	-1,5712e-009	-0,70113	-1,407e-009	0,70113
6	0,14188	7,2323e-010	-0,70196	2,0745e-009	0,70196
7	0,21781	-9,447e-010	-0,7032	-2,6798e-010	0,7032
8	0,33172	-3,0562e-009	-0,70498	2,3408e-009	0,70498
9	0,50258	-2,8631e-009	-0,70746	2,7654e-009	0,70746
10	0,75887	-1,8109e-009	-0,71063	1,8424e-009	0,71063
11	1,	-1,3647e-009	-0,71279	5,6827e-010	0,71279

**Şekil 5.25** Konfigürasyon-3 y yönündeki reaksiyon kuvvetleri



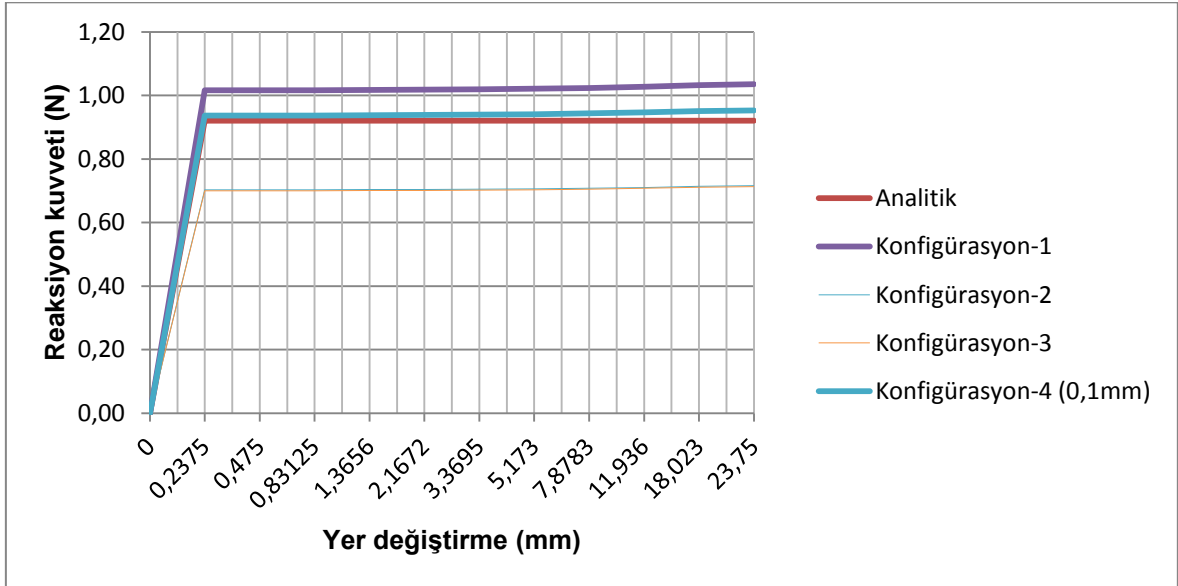
**Şekil 5.26** Konfigürasyon-3 yer değiştirme- reaksiyon kuvveti grafiği



**Şekil 5.27** Konfigürasyon-3 zaman adımı-yer değiştirme grafiği

### 5.3.9 Analitik Çözümün ve Konfigürasyonların Karşılaştırılması

Analitik hesaplamalar ile sonlu elemanlar analizleri ile elde edilen 3 farklı konfigürasyonun sonuçlarının kıyaslama grafiği Şekil 5.28'de gösterilmiştir. Sabit mesnet ucunda ve mafsalsal dibinde 0 mm çentik yarıçapı bulunan konfigürasyon-1 sonlu elemanlar analizi sonucu elde edilen reaksiyon kuvvetleri, analitik çözüme en yakın olan çözüm olmuştur. Kesit alana uygulanan 0,3 mm'lik çentik yarıçapının elde edilen reaksiyon kuvvetlerini bunun göstergesi olarak da eşdeğer gerilmeleri düşürdüğü sonucuna ulaşılmıştır. Esnek mafsalsal çentik yarı çapı optimize edilerek daha yakın bir sonuç elde etmek mümkündür. Örneğin Şekil 5.28'deki konfigürasyon-4, 0,1 mm çentik yarı çapı için elde edilen sonuçları göstermektedir. Analitik sonuca oldukça yakındır.



Şekil 5.28 Analitik çözüm ve konfigürasyonlar kıyaslama grafiği

## 6 UZAYSAL SABİT KUVVET KOL KIZAK MEKANİZMASI

### 6.1 Uzaysal Kol Kızak Mekanizması Tanımı

Uzaysal mekanizmalar, parçalardan bazılarının düzlemsel harekete bağlı kalmadan, üç ekseninde de hareket edebildiği sistemlerdir. Örnek bir kısmi esnek uzaysal kol kızak mekanizması Şekil 6.1’de gösterilmiştir.



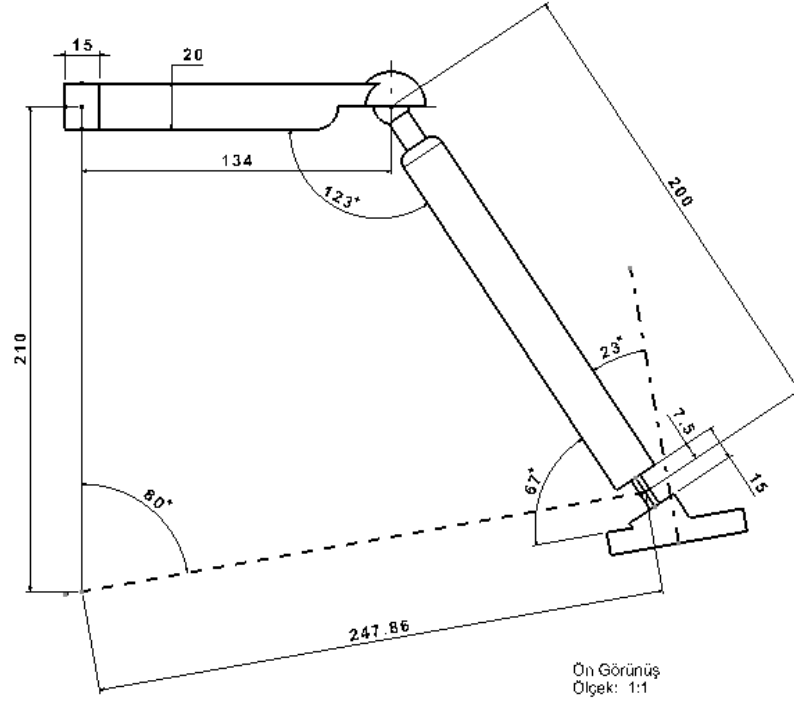
Şekil 6.1 Uzaysal krank mekanizması [22]

### 6.1 Analizi Yapılan Modelin Fiziksel ve Mekanik Özellikleri

Şekil 6.2’de sonlu elemanlar yöntemi ile analizi yapılan uzaysal-esnek-kol kızak mekanizması gösterilmiştir. Uzun boyları sahte rijit cisim metodu ile hesaplanan mekanizmada kızak çıkışında sabit reaksiyon kuvveti oluşması beklenmektedir [23].



Şekil 6.2 Analizi yapılan model parça tanımlamaları



**Şekil 6.3** Analizi yapılan model parça ölçüleri

## 6.2 Malzeme Özellikleri

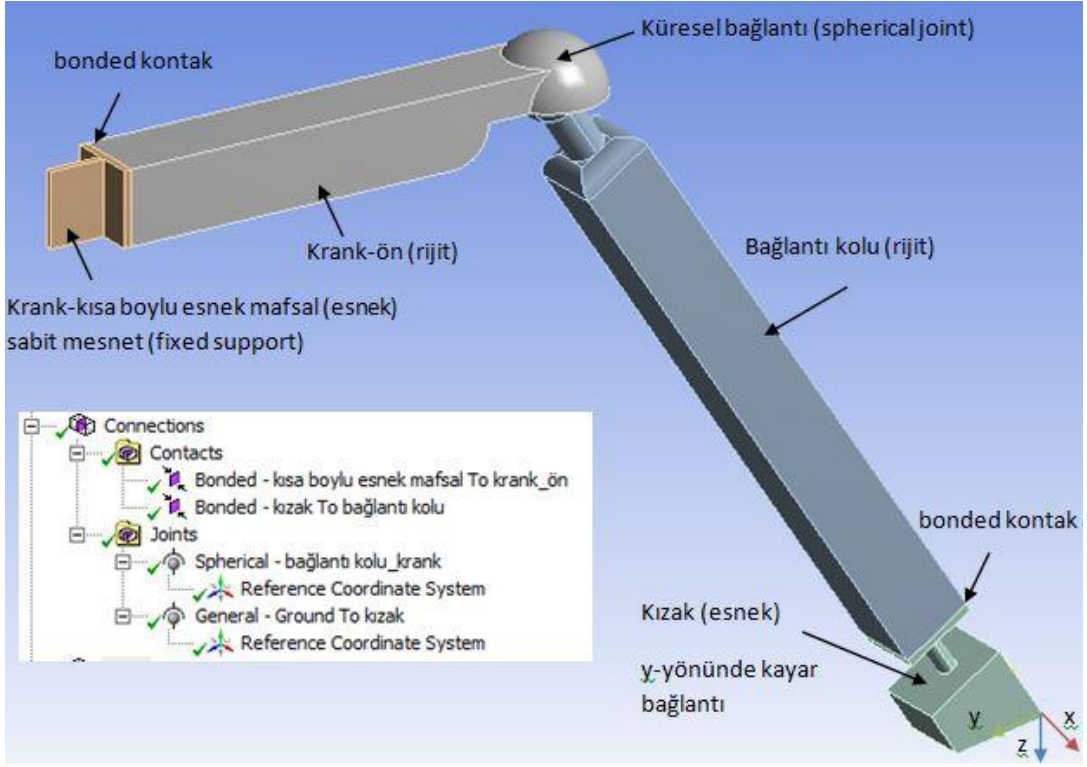
Analizi yapılan sabit kuvvet uzaysal kol kızak mekanizması modelinin malzeme özellikleri *Tablo 11'* da gösterilmiştir.

	Elastisite (MPa)	Poisson Oranı	Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )
<b>Polipropilen</b>	1200	0,42	950

**Tablo 11** Malzeme özellikleri

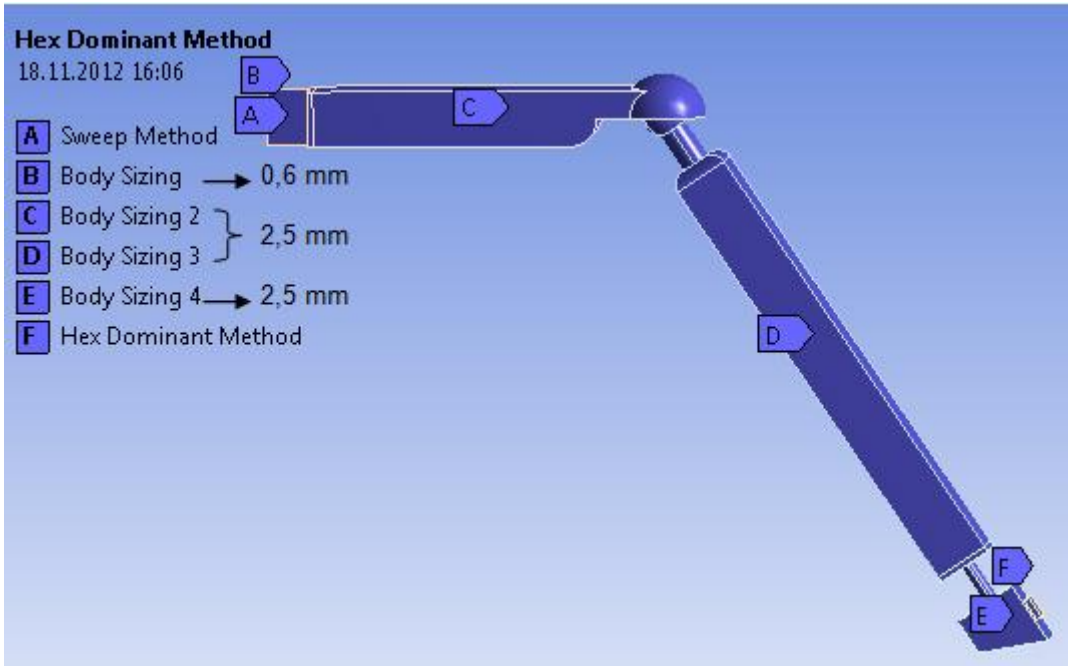
## 6.3 Sınır Koşulları ve Ağ Örgüsü

Analizi yapılan esnek uzaysal kol kızak mekanizmasındaki parçalar arasındaki kontak tanımlamaları, bağlantı şekilleri, ağ örgüsü ve uygulanan yükler *Şekil 6.4* ve *Şekil 6.6'* da gösterilmiştir.

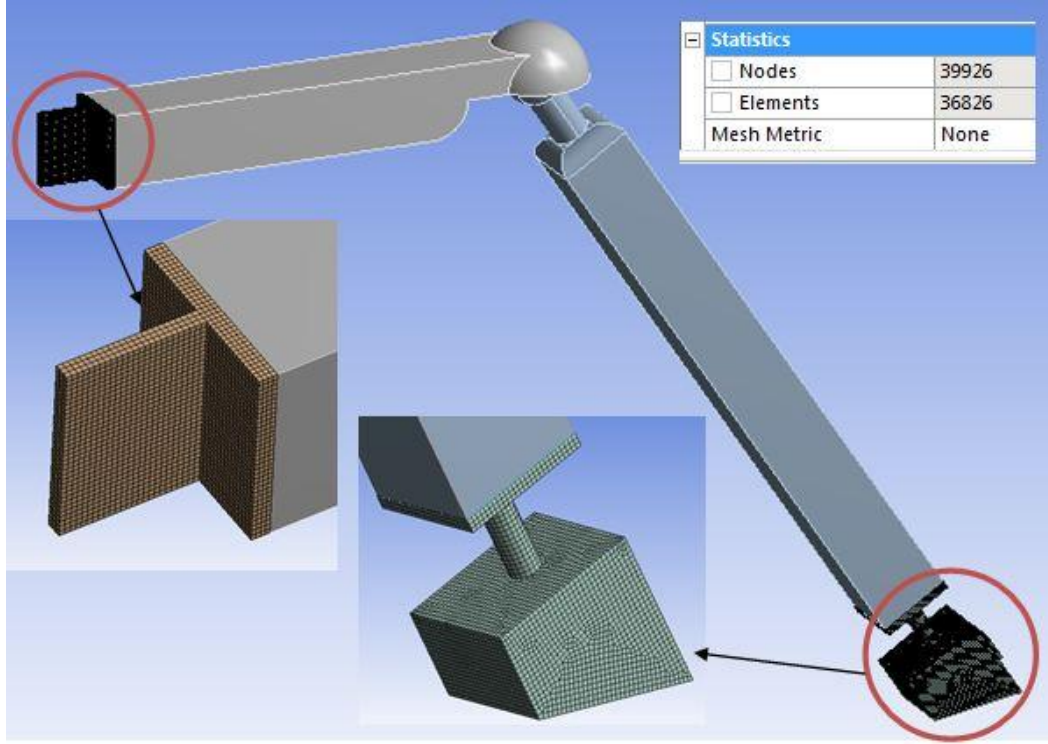


**Şekil 6.4** Parça fiziksel özellikleri ve kontak tanımlamaları

Parça bazlı uygulanan ağ örgüsü metotları ve eleman boyutları Şekil 6.5'de gösterildiği şekilde belirlenmiştir. Rijit parçaların sadece esnek parçalar ile temasta olan yüzeylerine ağ örgüsü oluşturulmaktadır.



**Şekil 6.5** Ağ örgüsü metodu ve eleman boyutları



**Şekil 6.6** Ağ örgüsü

Sonlu elamanlar modeli, ANSYS yazılımı içerisinde mevcut olan SOLID 185 yapısal eleman tipi ile oluşturulmuştur. Toplam eleman sayısı 36.826 ve düğüm noktası sayısı ise 39.926 civarındadır.

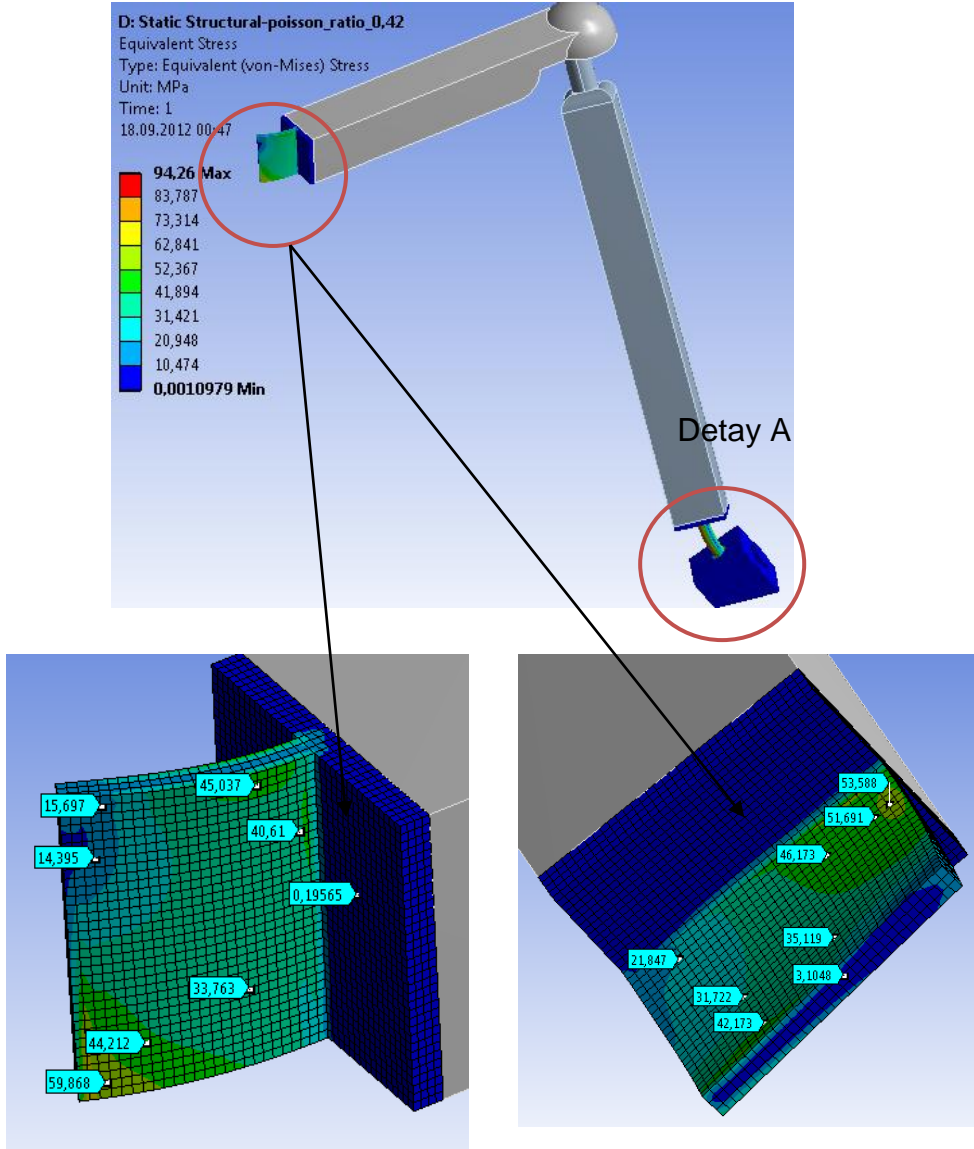
Analizi yapılan mekanizma, bir önceki analizde anlatılan sabit kuvvet mekanizmalarının uzaysal kol kızak mekanizması için tasarlanmış şeklindedir.

#### **6.4 Yükleme Koşulları**

Mekanizma esnek uzuv ucundan sabitlenerek kızak y ekseninde 93 mm hareket ettirilmiş, kısa boylu esnek mafsallarda oluşan gerilmeler ve y ekseninde kızakta oluşan reaksiyon kuvvetleri okunmuştur.

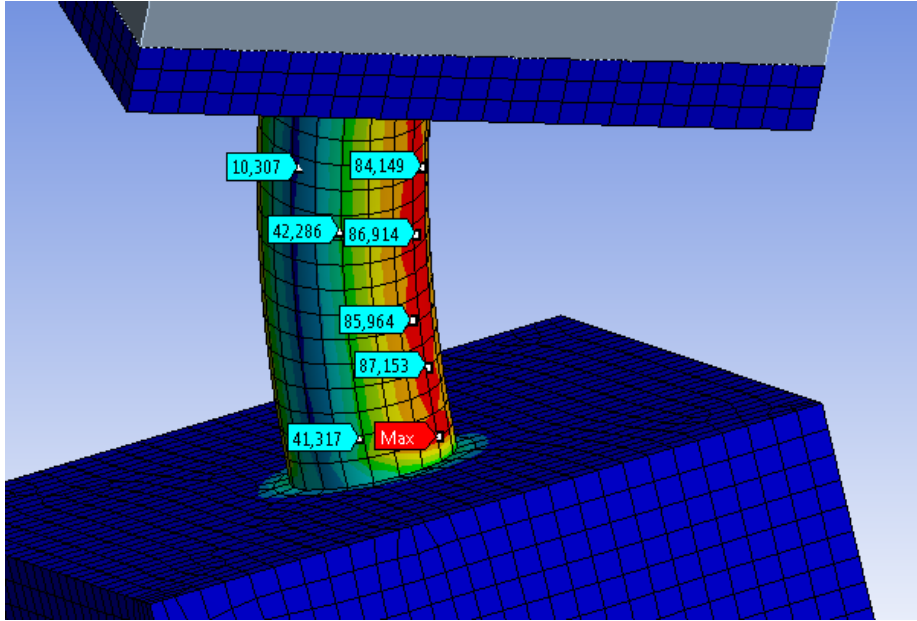
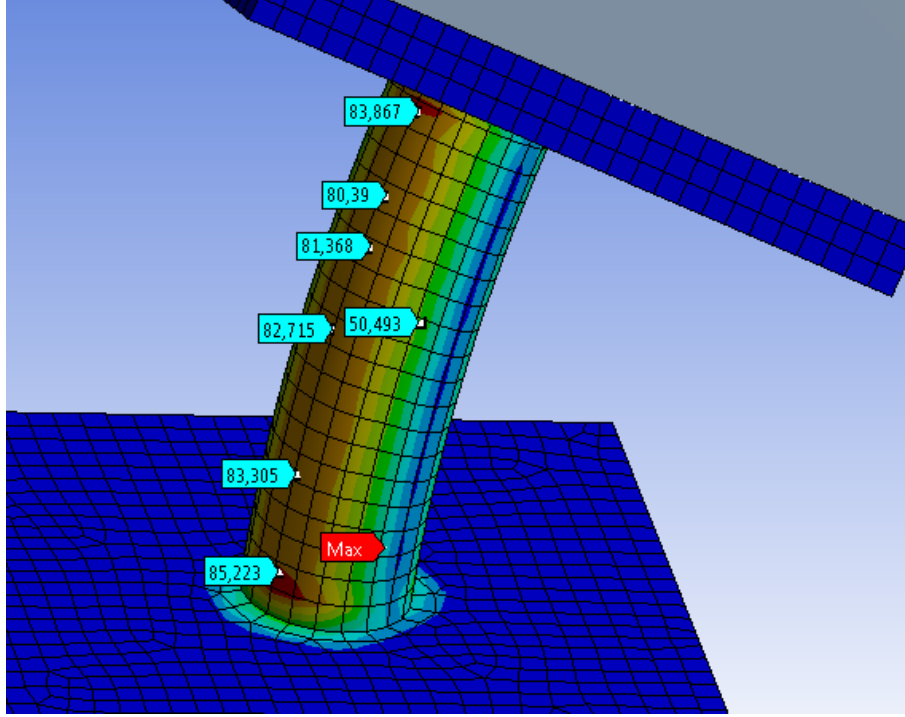
## 6.5 Analiz Yöntemi ve Sonuçlar

Analizler sonucu kısa boylu esnek mafsallar üzerinde oluşan gerilmeler ve kol kızak y eksenine yönündeki reaksiyon kuvvetleri aşağıda gösterilmiştir. Probe komutu ile istenilen noktadaki gerilmeler görülebilmektedir.



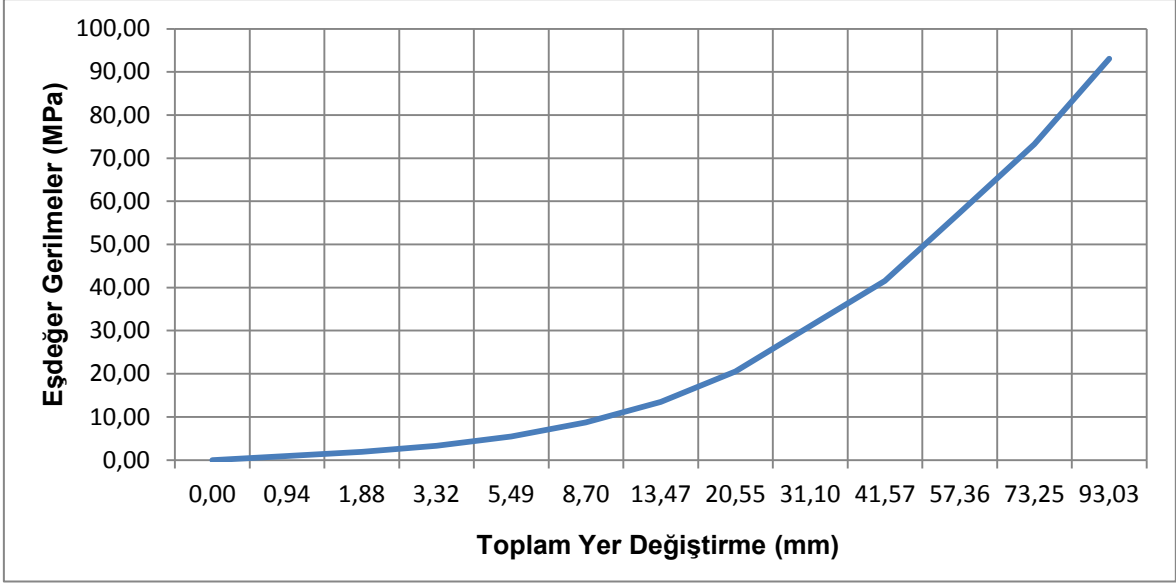
Şekil 6.7 Kısa boylu esnek mafsalda oluşan eşdeğer gerilmeler



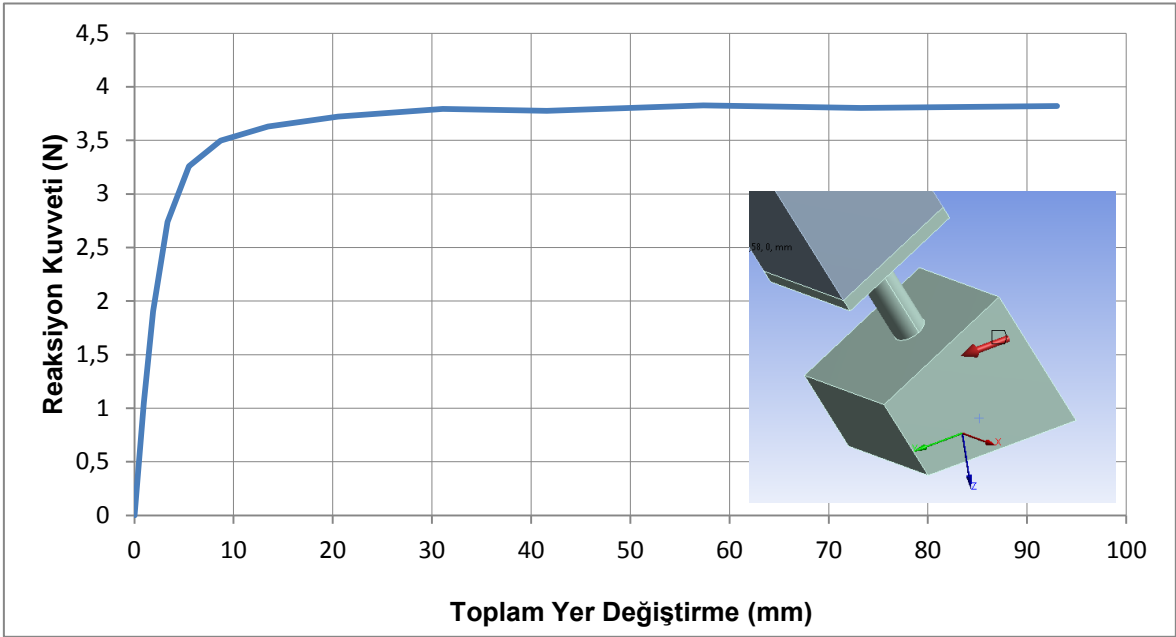


**Şekil 6.8** Detay-A silindirik kısa boylu esnek mafsalda oluşan eşdeğer gerilmeler

Kızağın hareketi sonucu kısa boylu esnek mafsallar üzerinde oluşan en yüksek eşdeğer gerilme değeri 94,3 MPa olarak tespit edilmiştir. Kısa boylu esnek mafsalların kesit alanları düşürülerek gerilmeler daha aşağılara çekilebilir. Örneğin kısa boylu esnek mafsalları çapı 0,42 mm den 0,3 mm'ye düşürüldüğünde en yüksek eşdeğer gerilme 73 MPa değerine düşmüştür.



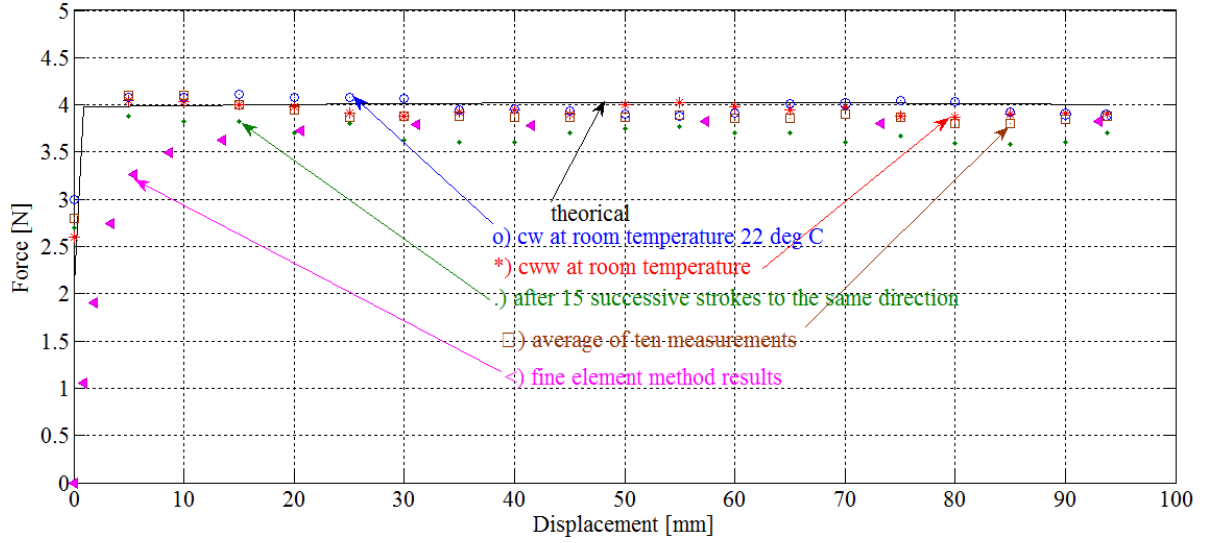
**Şekil 6.9** Toplam yer değiştirme-eşdeğer gerilmeler grafiği



**Şekil 6.10** Toplam yer değiştirmeler ve reaksiyon kuvvetleri

Kızağın harekete başlamasından itibaren ilk 5,49 mm hareketi boyunca reaksiyon kuvvetinin arttığı, devamında ise kuvvetin yaklaşık 3,73 N mertebelerinde sabit kaldığı sonucuna ulaşılmıştır. Sonuçlar, analitik ve deneysel yöntemler ile elde edilen sonuçlara oldukça yakındır. Kısa boylu esnek mafsalların çentik yarıçapları optimize edilerek daha yakın sonuçlara ulaşmak mümkündür.

Analitik yöntemler ile elde edilen sonuçları ve sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen sonuçları Şekil 6.11'de karşılaştırılmıştır.



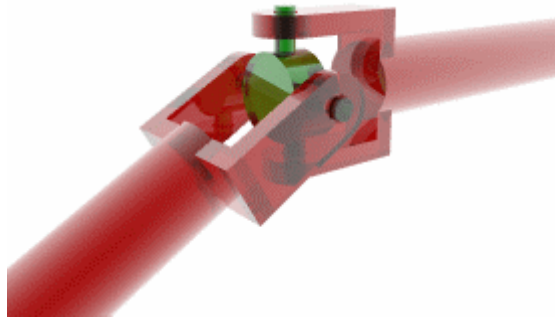
**Şekil 6.11** Teorik- test ve analiz sonuçları karşılaştırma grafiği [23]

## 7 ESNEK KARDAN KAVRAMASI MEKANİZMASI

### 7.1 Kardan Kavraması Mekanizması Tanımı

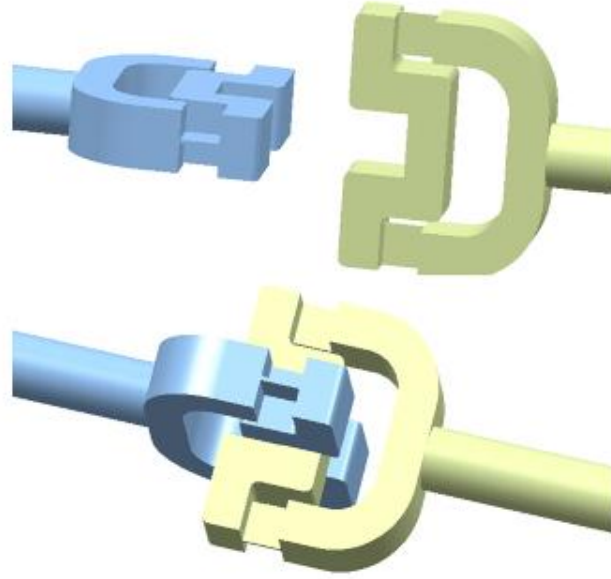
Kardan kavraması, eksenleri arasında açı bulunan millerde, bir mildeki dönme hareketini ve momenti diğer mile aktarmak için kullanılmaktadır. Kardan kavramasının ana konsepti, yalpa çemberi (gimbal) tasarımına dayanmaktadır. Güç aktarımında kullanılmasını öneren ilk kişi, 1545 yılında İtalyan matematikçisi Gerolamo Cardano dur.

Klasik kardan kavraması mekanizmaları hassas imalat toleransları ile üretilen bir çok parçadan oluşmaktadır [24].

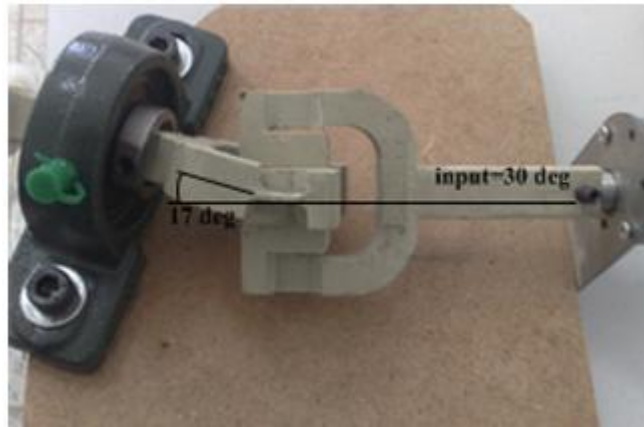


**Şekil 7.1** Kardan kavraması mekanizması

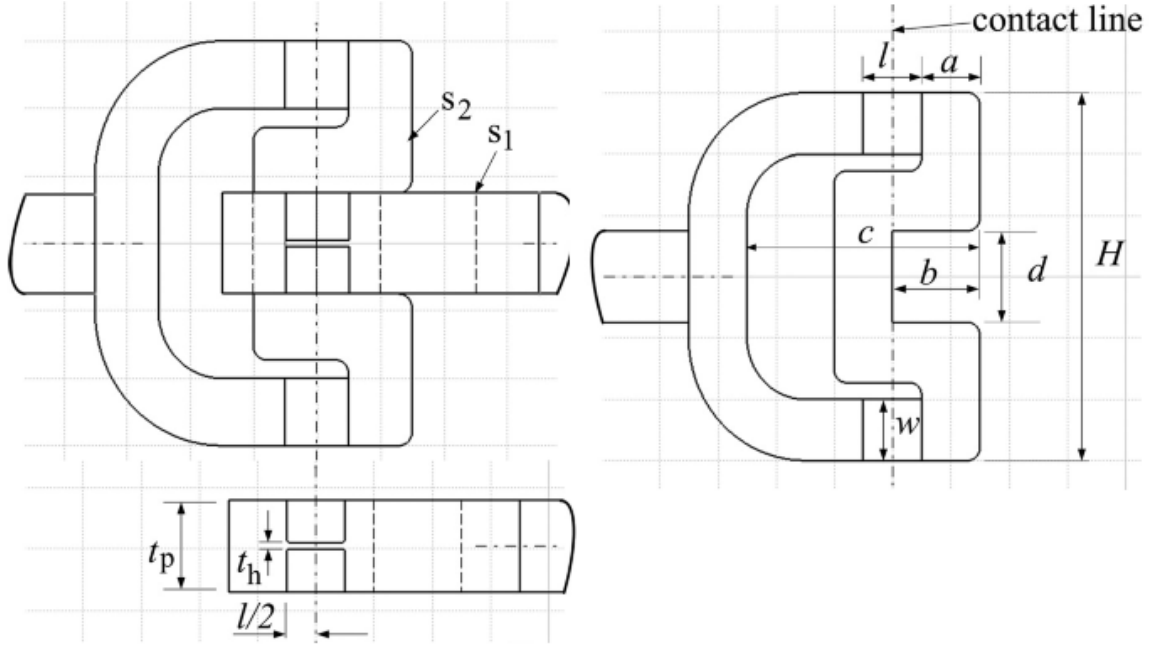
Tanık E. ve Parlaktaş V. [24], birbirine 90°'lik açı ile bağlanmış özdeş iki parçadan oluşan bir esnek kardan kavraması mekanizmasını ortaya koyarak, rijit kardan kavraması kinematik formüllerinin esnek model üzerindeki benzetimleri üzerine çalışmışlardır (Şekil 7.2). Ayrıca analitik hesaplamaların doğruluğunu ispatlamak adına örnek bir esnek mekanizma tasarlamış, imal ettirmiş ve yükleme testleri gerçekleştirmişlerdir. Şaftlar arasındaki sapma açısının çıkış torkuna etkisini ve sapma açısı ile esnek mafsalların deformasyonu arasındaki ilişkiyi, test sonuçlarını analitik sonuçlar ile kıyaslayarak göstermişlerdir (Şekil 7.3, Şekil 7.4Şekil 7.5).



**Şekil 7.2** Özdeş iki parçadan oluşturulan esnek kardan kavraması mekanizması [24]

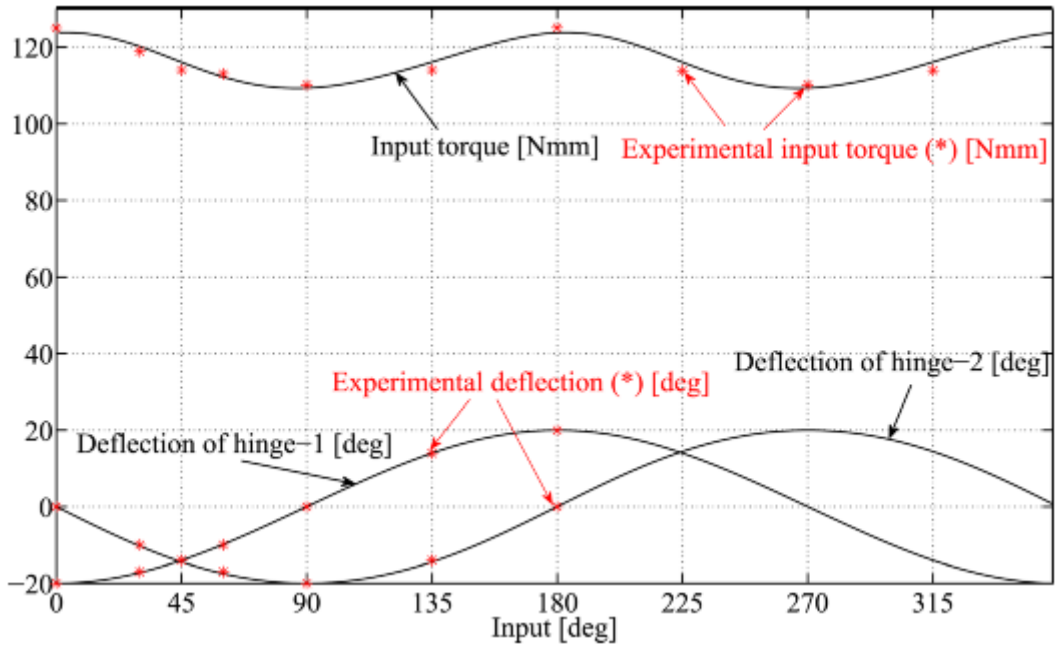


**Şekil 7.3** Belirli bir pozisyonda esnek mafsalın deformasyonu [24]



**Şekil 7.4** Kardan kavraması ölçüleri [24]

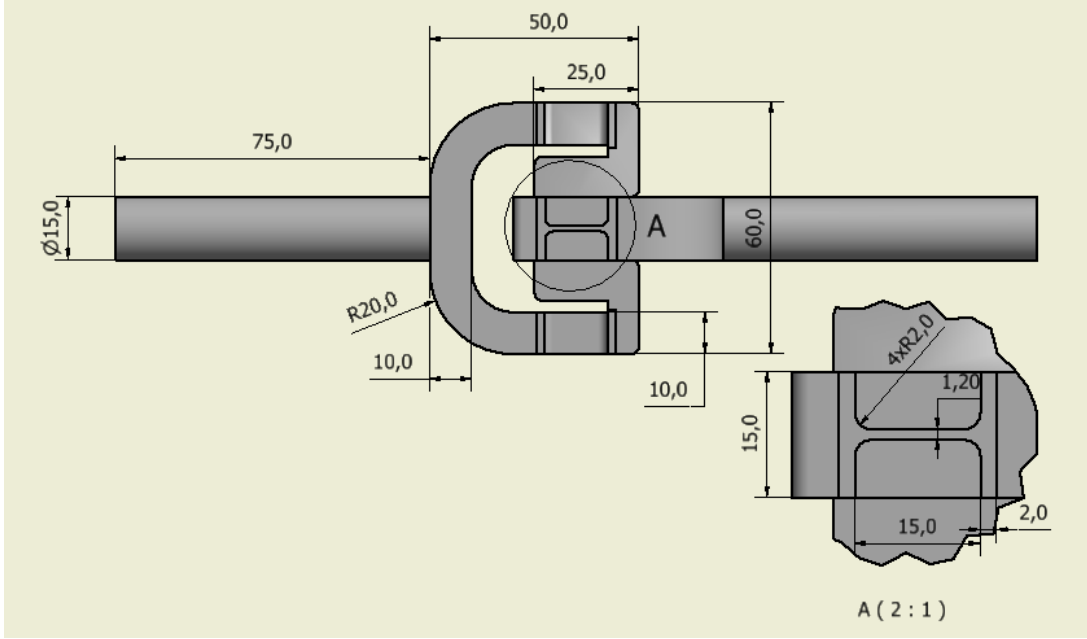
Tanık E. ve Parlaktaş V. [24], çalışmalarındaki örnekte geometrik ölçüleri ve malzeme mekanik özelliklerini  $t_p=15$  mm,  $t_h=1.3$  mm,  $w=10$  mm,  $l=16$  mm ve  $E=1.5$  GPa ve  $\sigma_y=35$  MPa şeklinde tanımlamışlardır.



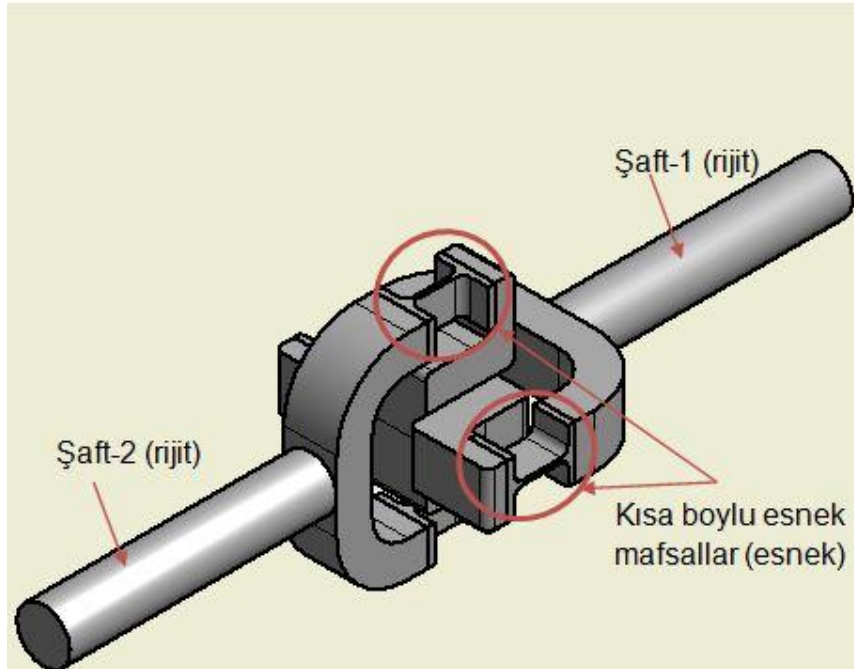
**Şekil 7.5** Giriş torku - esnek mafsals deformasyonu değişimi  
( $\zeta=20^\circ$  ve  $T_0 = 116.3$  Nmm) [24]

## 7.2 Analizi Yapılan Modelin Fiziksel ve Mekanik Özellikleri

Analizi yapılan esnek kardan kavraması mekanizması ölçüleri Şekil 7.6'de gösterilmiştir.



Şekil 7.6 Analizi yapılan kardan mekanizması ölçüleri



Şekil 7.7 Analizi yapılan kardan mekanizması parça tanımlamaları

### 7.3 Malzeme Özellikleri

Analizi yapılan modelin malzeme özellikleri *Tablo 12*'de gösterildiği gibi tanımlanmıştır.

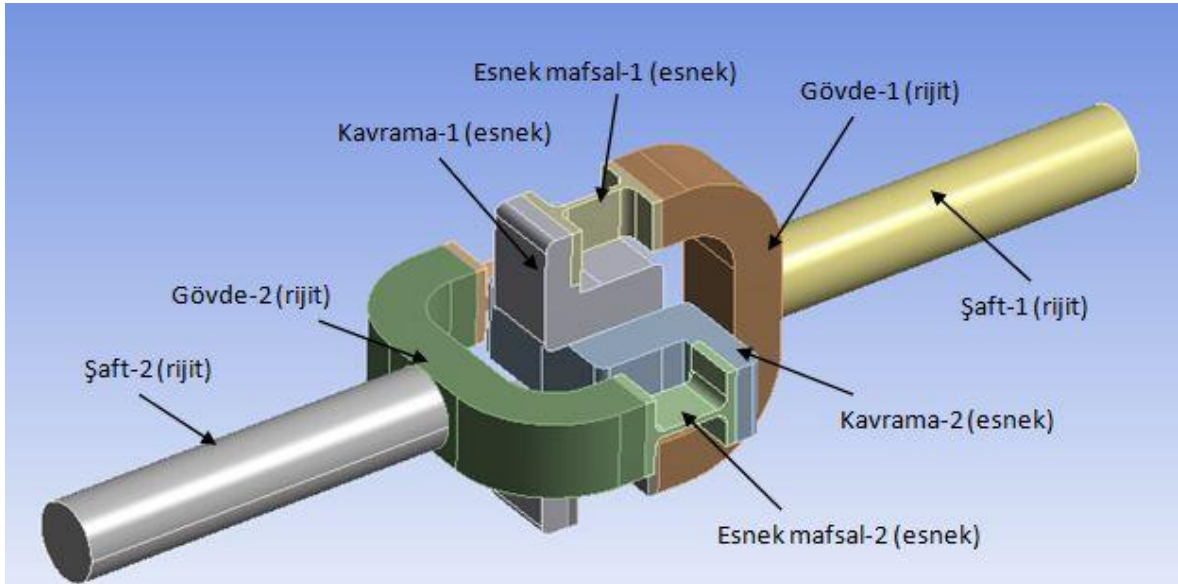
	Elastisite (MPa)	Poisson Oranı	Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )	Akma Mukavemeti (MPa)
Polipropilen	1200	0,42	950	35

**Tablo 12** Malzeme özellikleri

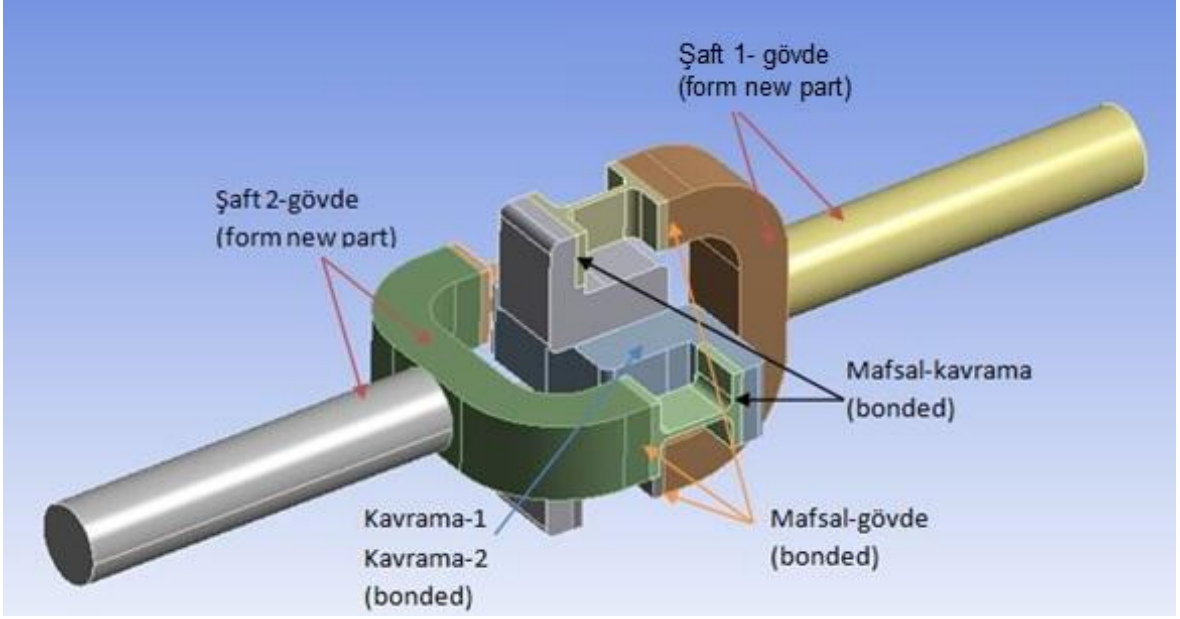
### 7.4 Sınır Koşulları ve Ağ Örgüsü

Kardan kavraması modeli ANSYS/Design Modeler programı kullanılarak rijit ve esnek parçalara ayrılmıştır. Bu sayede kısa boylu esnek mafsallara daha sıkı ağ örgüsü uygulanarak analizlerin daha kısa sürede ve yüksek doğrulukta çözülmesi hedeflenmiştir.

Bu örneğin en önemli özelliği mekanizmaya bir ön yükleme verildikten sonra analiz edilmesidir. Literatürde buna benzer bir analize rastlanmamıştır.



**Şekil 7.8** Parçaların ANSYS de tanımlanan direngenlik davranışları Model kontak tanımlamaları *Şekil 7.9*'de gösterildiği şekilde atanmıştır.



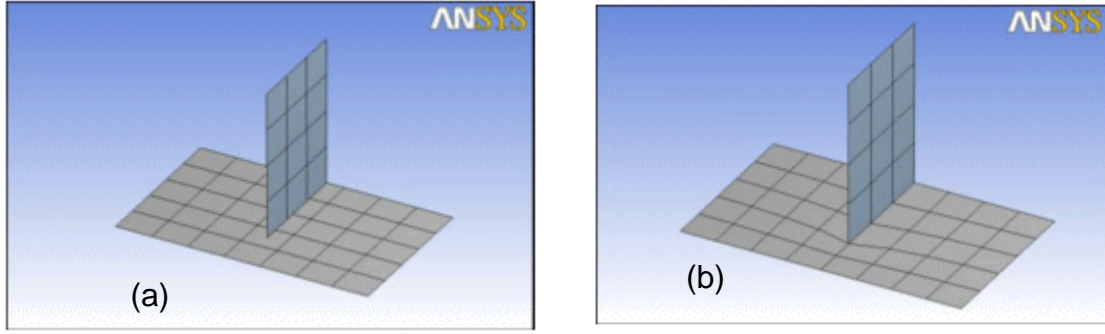
**Şekil 7.9** Kontak tanımlamaları

NOT: Şaft-1 ve gövde-1, şaft-2 ve gövde-2 yekpare parçalar şeklinde de modellenebilir. Analizler esnasında farklı konfigürasyonları denemek amacıyla ayrı parçalar halinde kullanılmıştır.

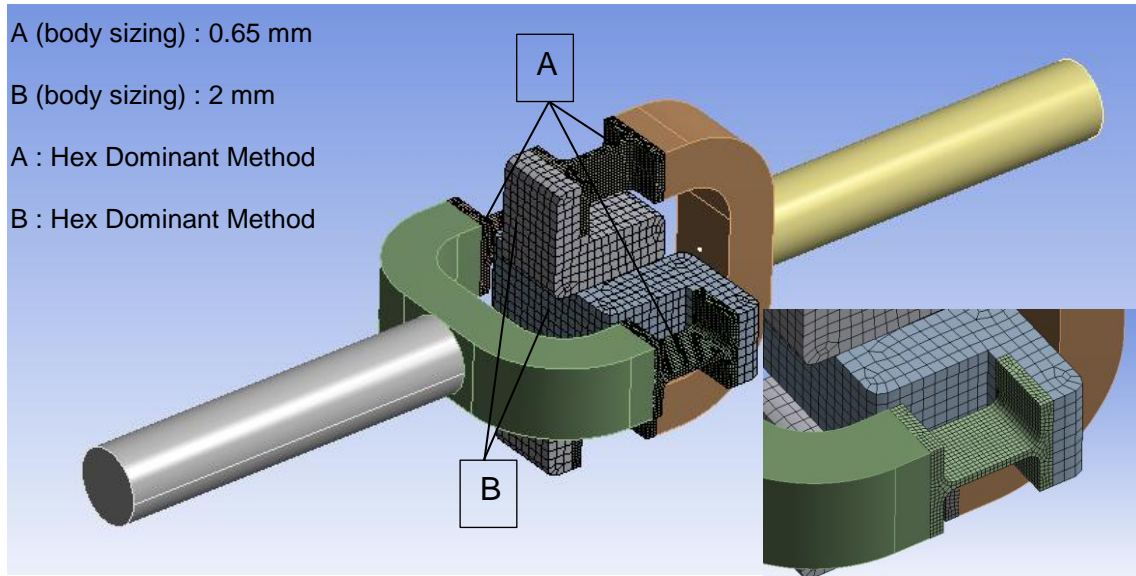
Bununla beraber Form New Part komutu, ANSYS Design Modeler modülünde parçaları gruplamak için kullanılmaktadır. Gruplanan parçalar, ANSYS Mechanical uygulamalarına çoklu cisim halinde paylaşımlı topoloji ile transfer edilirler.

Paylaşımlı topoloji, parçalar arasına kontak tanımlamak yerine, parçaların temas ettiği bölgede bir sürekli (düzgün) ağ örgüsü oluşturmaya olanak tanır. Analizlerde parçalar arasında bir sürekli ağ örgüsü oluşturmak sıklıkla istenen bir durumdur.





**Şekil 7.10** (a) Parçalar arasında bağımsız ağ örgüsü (b) Paylaşımlı topoloji ile oluşturulan ağ örgüsü



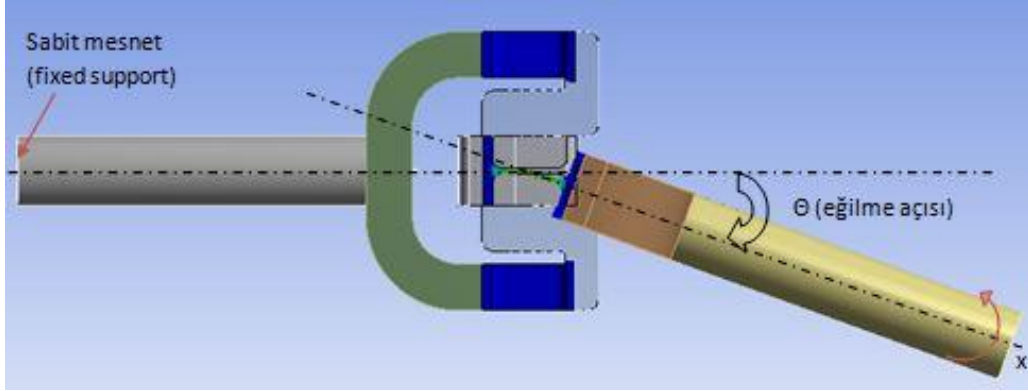
**Şekil 7.11** Ağ örgüsü

Sonlu elemanlar modeli, ANSYS yazılımı içerisinde mevcut olan SOLID 185 yapısal eleman tipi ile oluşturulmuştur. Toplam eleman sayısı 22.000 ve düğüm noktası sayısı ise 25.880 civarındadır.

## 7.5 Yükleme Koşulları

Esnek kardan kavraması mekanizması sapma açısının tork kapasitesine etkisini görebilmek adına 4 farklı sapma açısı için sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiştir. Şekil 7.12'de gösterildiği üzere iki şaft eksenleri arasında ( $5^\circ, 10^\circ, 15^\circ$  ve  $20^\circ$ ) açıları sırası ile tanımlanmıştır. Şaft-2, ucundan sabitlenerek şaft-1 ucuna x eksenine yönünde moment uygulanmıştır (Tablo 13). Kısa boylu esnek mafsallarda akma gerilmesini geçmeyerek yaklaşık 1.3 güvenlik faktörü ile 35 MPa en yüksek gerilme değerine neden olan girdi moment değeri tespit

edilmiştir. Bu sınır içerisinde her konfigürasyon için mekanizmanın aktarabileceği en yüksek tork kapasitesi elde edilmiştir.

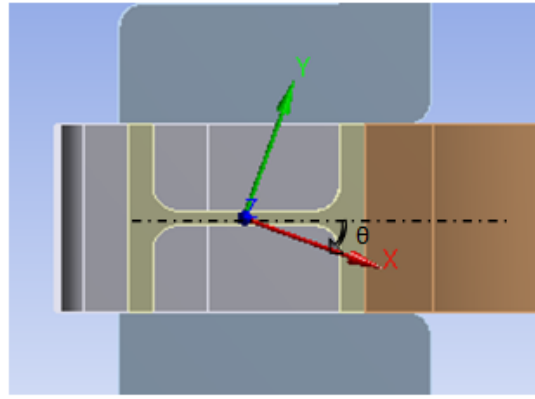
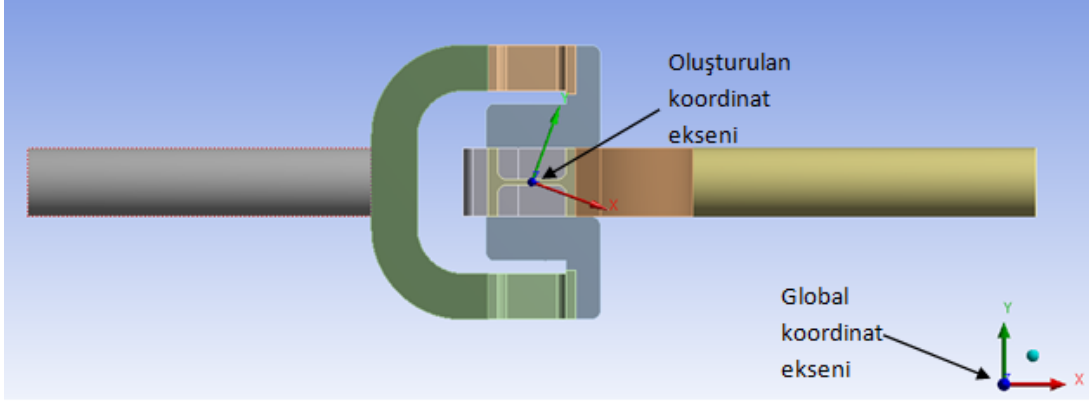


**Şekil 7.12** Yükleme koşulları –eğilme açısı

Konfigürasyon	Θ Eğilme Açısı
1	5°
2	10°
3	15°
4	20°

**Tablo 13** Eğilme açısına bağlı yükleme konfigürasyonları

Kardan mekanizması hareketi iki adımda çözdürülmüştür. Farklı eksenlerde tork aktarımı olduğu için birinci adımda shaft-1'e  $\Theta$  eğilme açısı kadar dönme hareketi verilmiş, ikinci adımda ise shaft-1 ucuna moment uygulanmıştır. Birinci adımın sonunda uygulanan moment ile shaft-1 ekseninin aynı doğrultuda olabilmesi için mekanizmanın tam ortasına ikinci bir koordinat eksenini oluşturulmuştur. Bu koordinat ekseninin z eksenindeki dönme açısı, eğilme açısı ile aynı ölçüdedir.



**Tablo 14** Oluşturulan koordinat eksenleri

Böylelikle birinci adımın sonunda, shaft-1  $\theta$  kadar döndüğünde, ikinci adımda momentin uygulandığı x eksenini ile oluşturulan koordinat sisteminin x ekseninin çakışması sağlanmıştır.

## 7.6 Analiz Yöntemi ve Sonuçlar

Analizler, yüksek deformasyon seçeneğinin açılarak lineer olmayan çözüm yöntemi ile statik olarak koşurulmuştur.

- Yakınsamanın sağlanabilmesi için yük zaman artırımlı olarak uygulanmıştır.
- Başlangıç zaman adımı : 0,1 saniye
- Minimum zaman adımı : 0,01 saniye
- Maksimum zaman adımı : 1 saniye

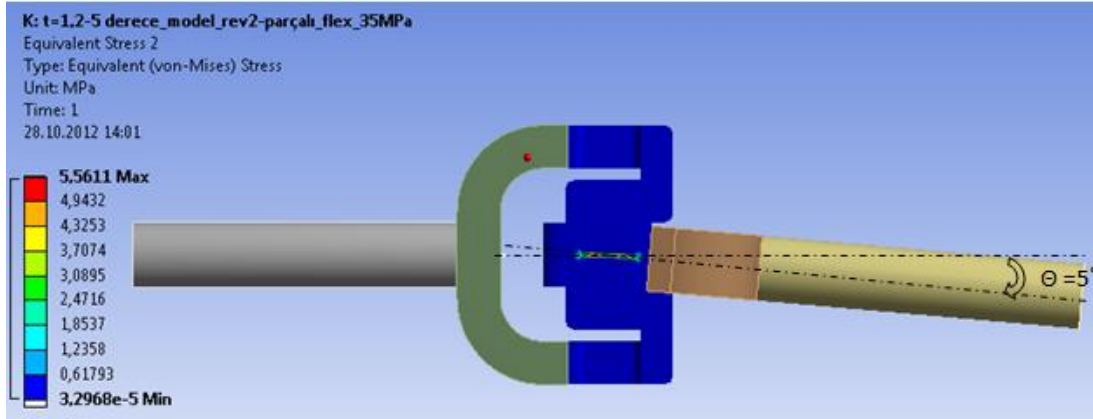
olarak belirlenmiştir (Şekil 7.13).

Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
Number Of Steps	2,
Current Step Number	1,
Step End Time	1, s
Auto Time Stepping	On
Define By	Time
Initial Time Step	0,1 s
Minimum Time Step	1,e-002 s
Maximum Time Step	1, s

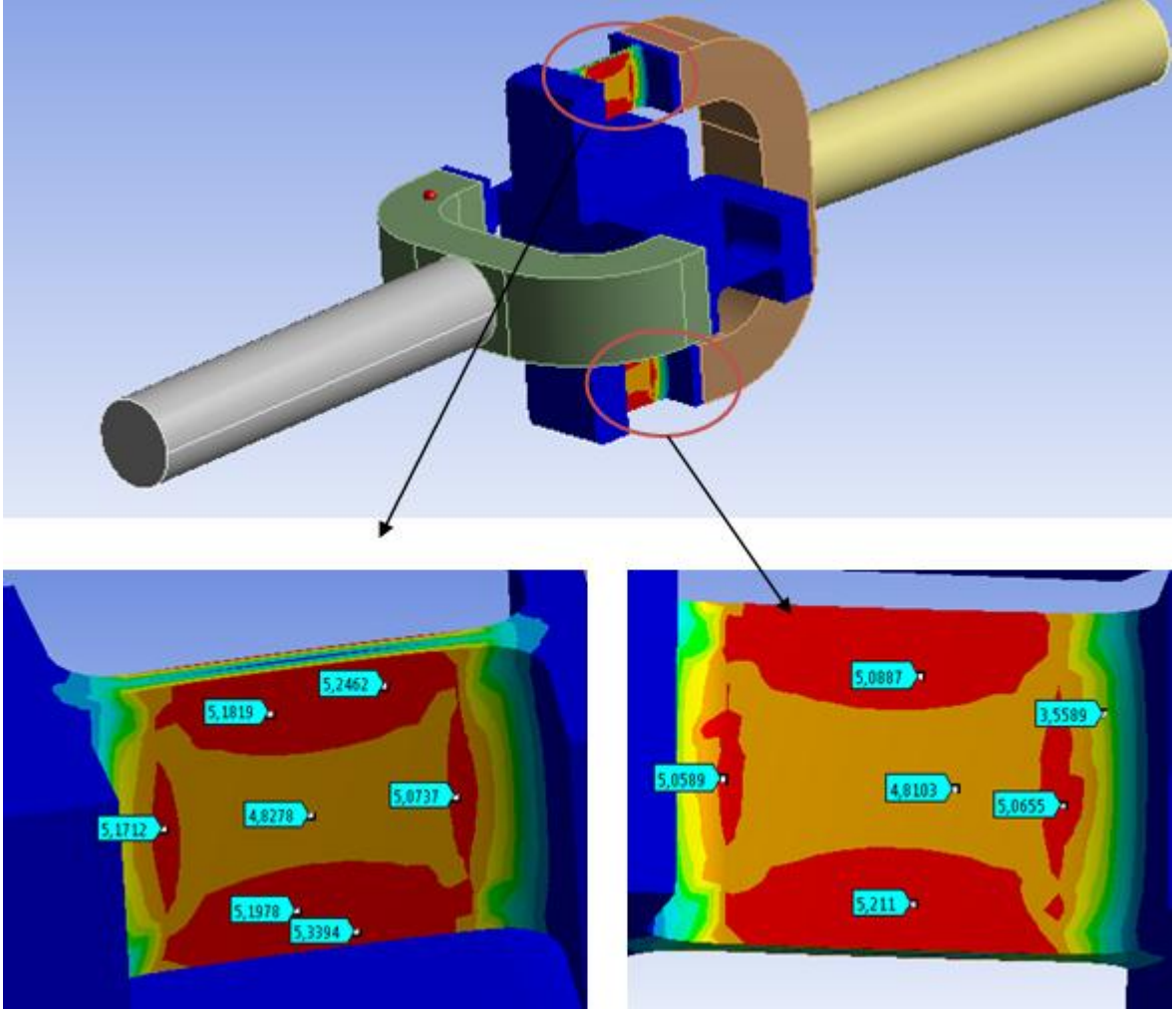
**Şekil 7.13** Analiz ayarları

### 7.6.1 Kardan Mekanizması Konfigürasyon-1

Konfigürasyon-1'in birinci adımında şaft orta eksenleri arasındaki eğilme açısının  $\theta=5^\circ$  seçilmiştir.



**Şekil 7.14** Konfigürasyon-1 eğilme açısı ( $\theta = 5^\circ$ )



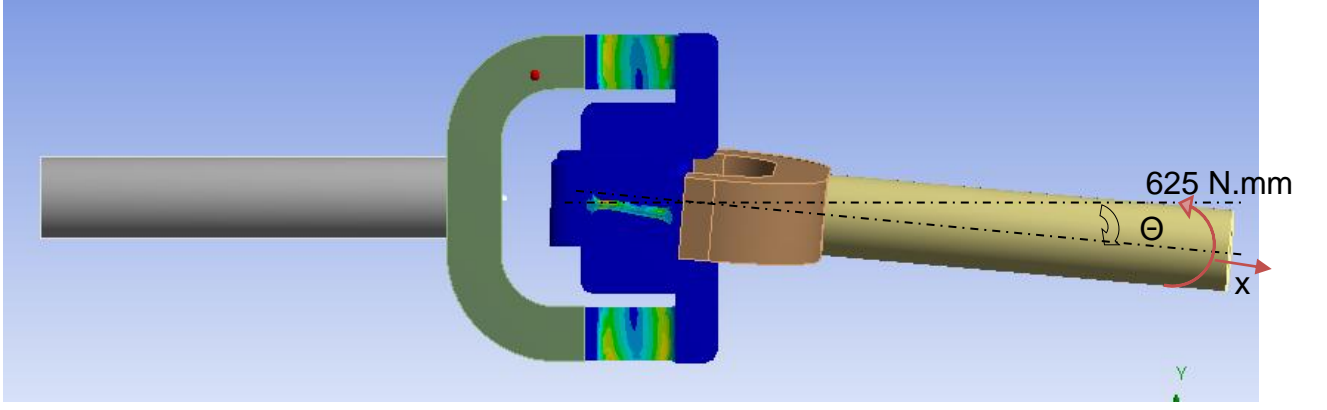
**Şekil 7.15** Birinci adım sonunda kısa boylu esnek mafsallar üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeler

Birinci yükleme adımı sonunda kısa boylu esnek mafsallar üzerinde oluşan eşdeğer gerilme dağılımı Şekil 7.15'da gösterildiği üzere en yüksek 5,56 MPa'dır.

İkinci adımda ise, şaft-1'in birinci adım sonundaki konumu korunarak, şaft ucuna oluşturulan koordinat sistemi x eksenine yönünde 625 Nmm moment uygulanmıştır (Şekil 7.16). Bu moment, esnek mafsallar üzerinde hedeflenen 35 MPa gerilme değerini neden olan en yüksek momenttir.

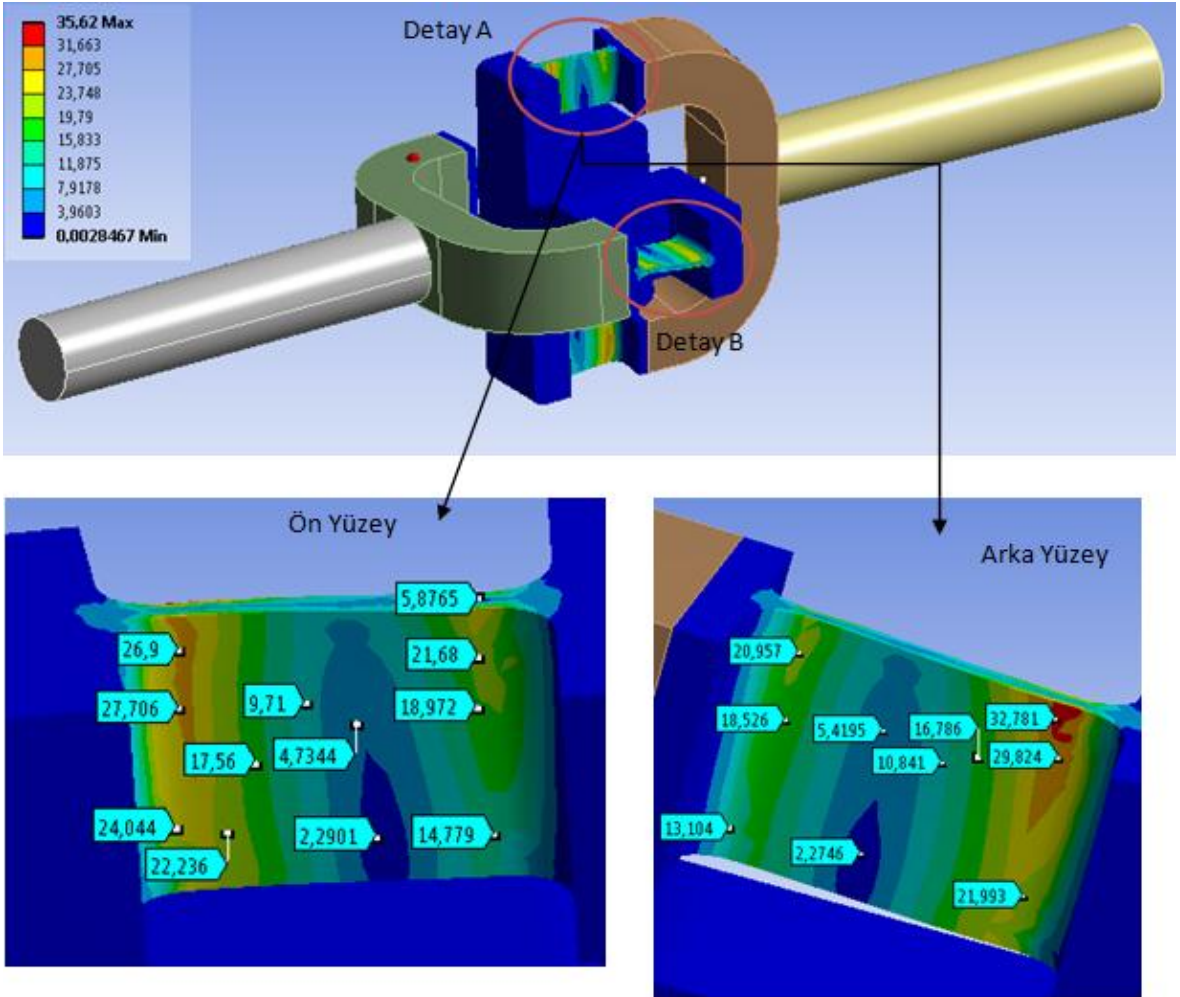
Tabular Data					
	Steps	Time [s]	X [N-mm]	Y [N-mm]	Z [N-mm]
1	1	0,	0,	0,	0,
2	1	1,	0,	0,	0,
3	2	2,	625,	= 0,	= 0,
*					

**Şekil 7.16** Yükleme adımları

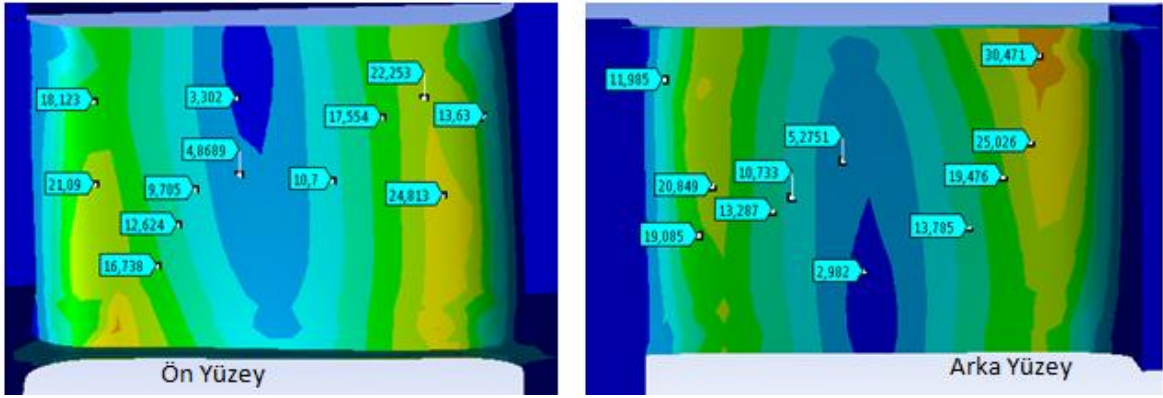


**Şekil 7.17** Konfigürasyon-1 için ikinci yükleme adımı

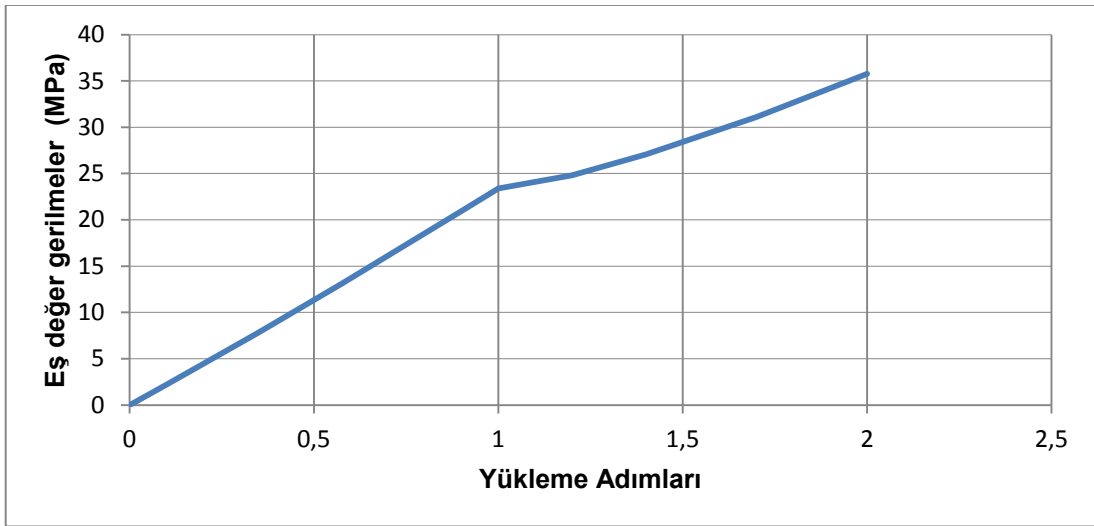
Konfigürasyon-1 için, ikinci adımın çözdürülmesi sonucunda kısa boylu esnek mafsallar üzerinde oluşan eş değer gerilmeler aşağıda gösterildiği gibidir.



**Şekil 7.18** Konfigürasyon-1 için 2. adım sonunda detay-A kısa boylu esnek mafsallarda oluşan eşdeğer gerilmeler

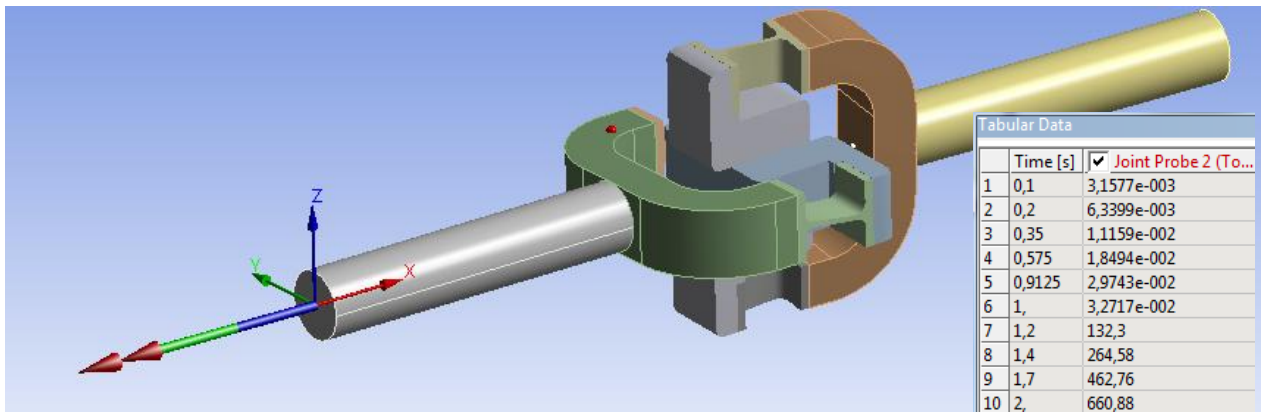


**Şekil 7.19** Konfigürasyon-1 için 2. adım sonunda detay-B kısa boylu esnek mafsallarda oluşan eşdeğer gerilmeler



**Şekil 7.20** Konfigürasyon-1 yüklemeleri- esnek mafsallar üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeler grafiği

Yüklemeler sonunda sabit mesnette x ekseninde oluşan reaksiyon momentleri okunmuştur (Şekil 7.21).



**Şekil 7.21** Sabit mafsallarda x yönünde oluşan reaksiyon momentleri

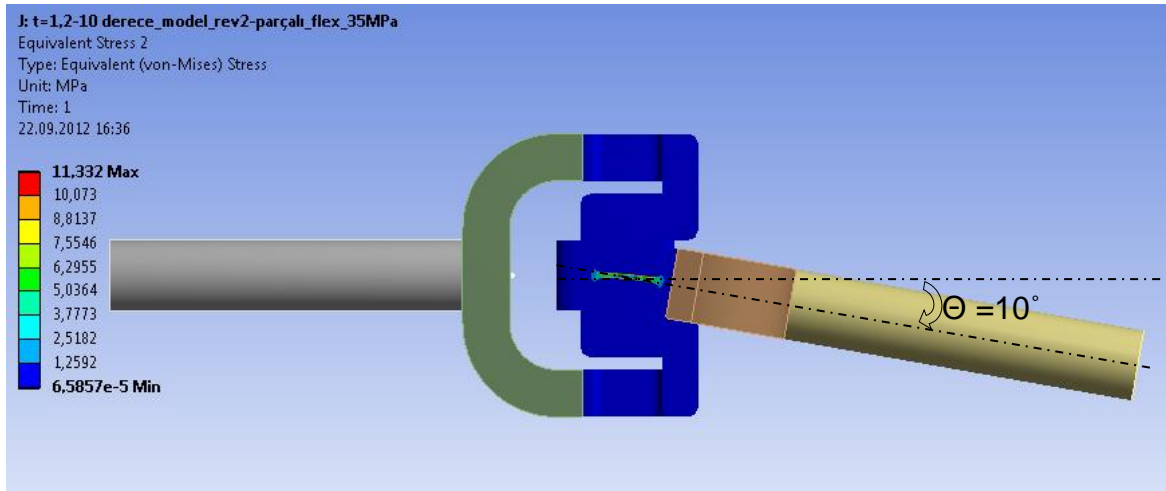
Konfigürasyon-1 için 35 MPa gerilme sınırları içerisinde en yüksek tork taşıma kapasitesi 660,88 Nmm olarak tespit edilmiştir (Şekil 7.22).



Şekil 7.22 Konfigürasyon-1 yükleme adımları-reaksiyon momenti grafiği

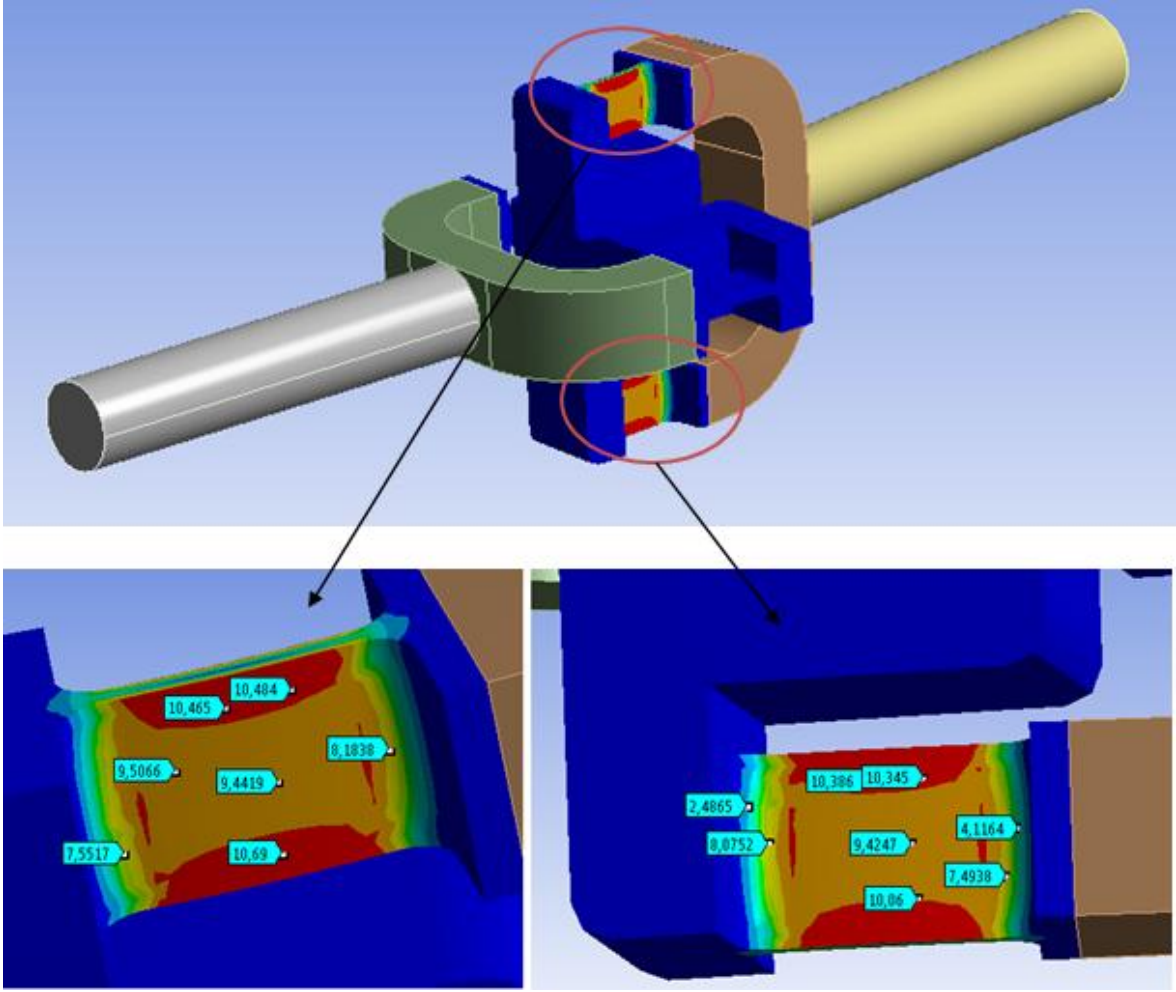
### 7.6.2 Kardan Mekanizması Konfigürasyon-2

Konfigürasyon-2 de, birinci adımda şaft orta eksenleri arasındaki eğilme açısı  $\theta=10^\circ$  olarak çözdürülmüştür.



Şekil 7.23 Konfigürasyon-2 eğilme açısı ( $\Theta = 10^\circ$ )





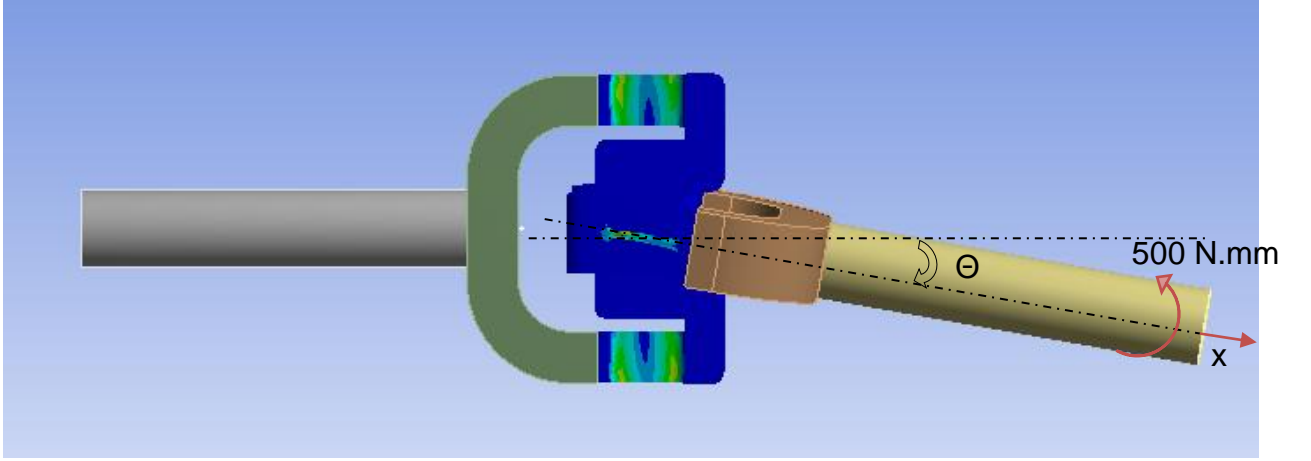
**Şekil 7.24** Birinci adım sonunda kısa boylu esnek mafsallar üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeler

Birinci yükleme adımı sonunda kısa boylu esnek mafsallar üzerinde oluşan eşdeğer gerilme dağılımı Şekil 7.24'da gösterildiği üzere en yüksek 11,3 MPa'dır.

İkinci adımda ise, şaft-1'in birinci adım sonundaki konumu korunarak, şaft ucuna oluşturulan koordinat sistemi x eksenı yönünde 500 Nmm moment uygulanmıştır. Bu moment, esnek mafsallar üzerinde hedeflenen 35 MPa gerilme değerini neden olan en yüksek momenttir.

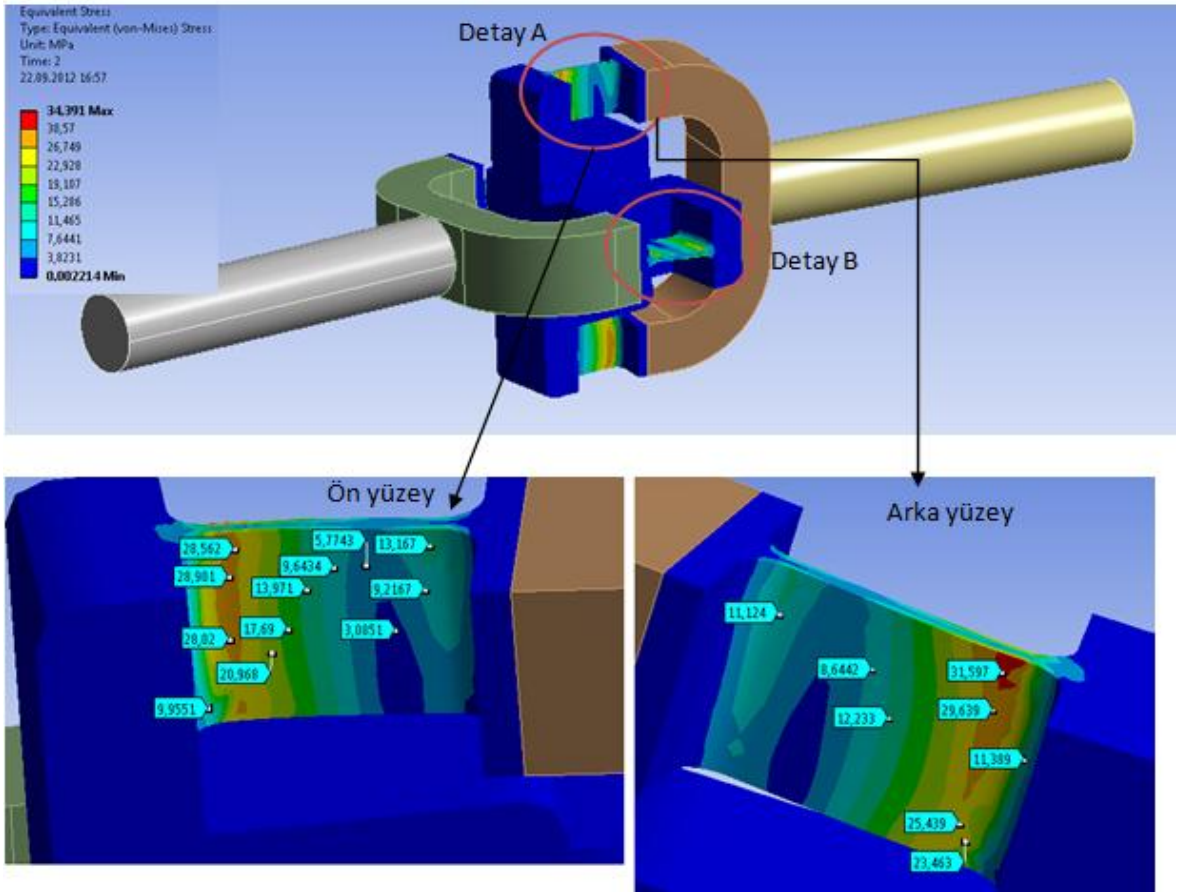
Tabular Data					
	Steps	Time [s]	<input checked="" type="checkbox"/> X [N-mm]	<input checked="" type="checkbox"/> Y [N-mm]	<input checked="" type="checkbox"/> Z [N-mm]
1	1	0,	0,	0,	0,
2	1	1,	0,	0,	0,
3	2	2,	500,	= 0,	= 0,
*					

**Şekil 7.25** Yükleme adımları

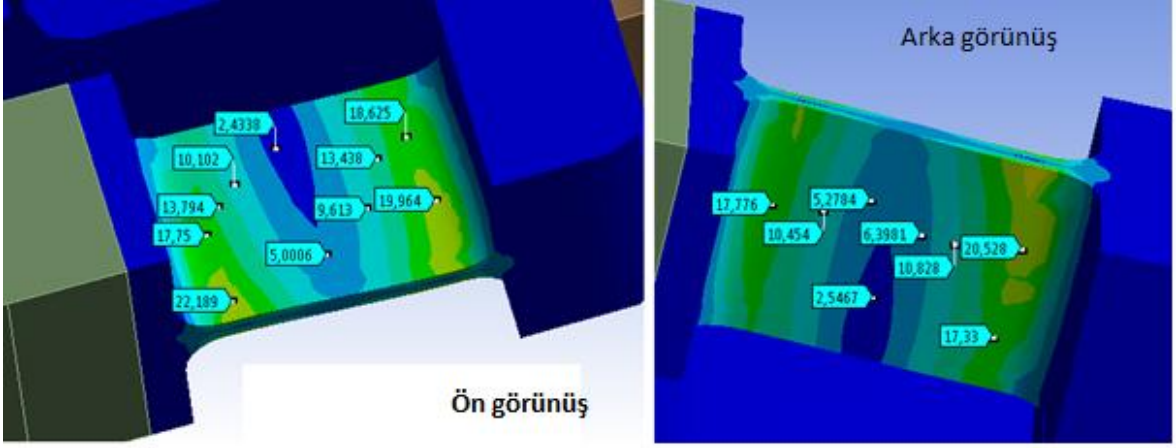


**Şekil 7.26** Konfigürasyon-2 için ikinci yükleme adımı

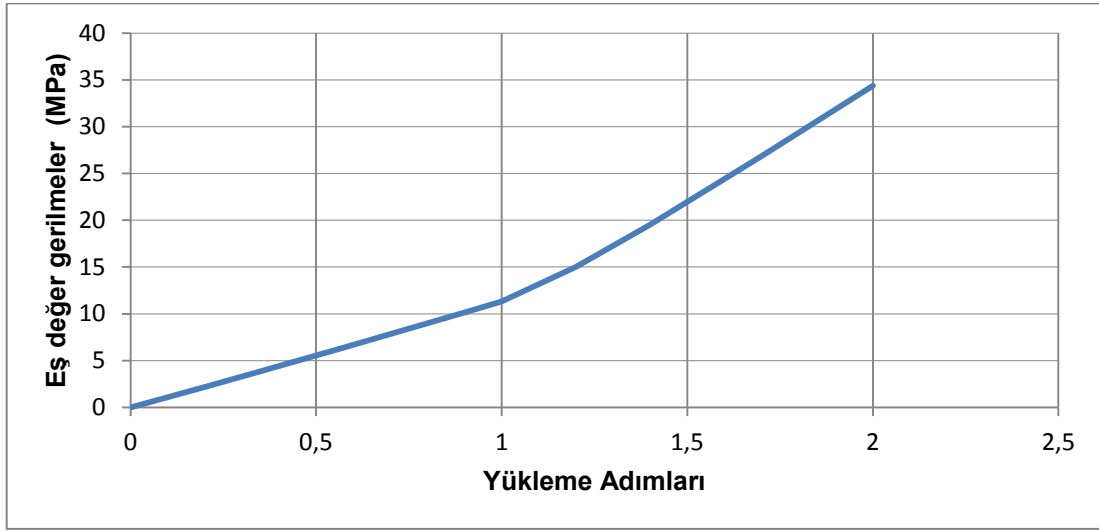
Konfigürasyon-2 için, ikinci adımın çözdürülmesi sonucunda kısa boylu esnek mafsallar üzerinde oluşan eş değer gerilmeler aşağıda gösterildiği gibidir.



**Şekil 7.27** Konfigürasyon-2 için 2. adım sonunda detay-A esnek mafsal üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeler

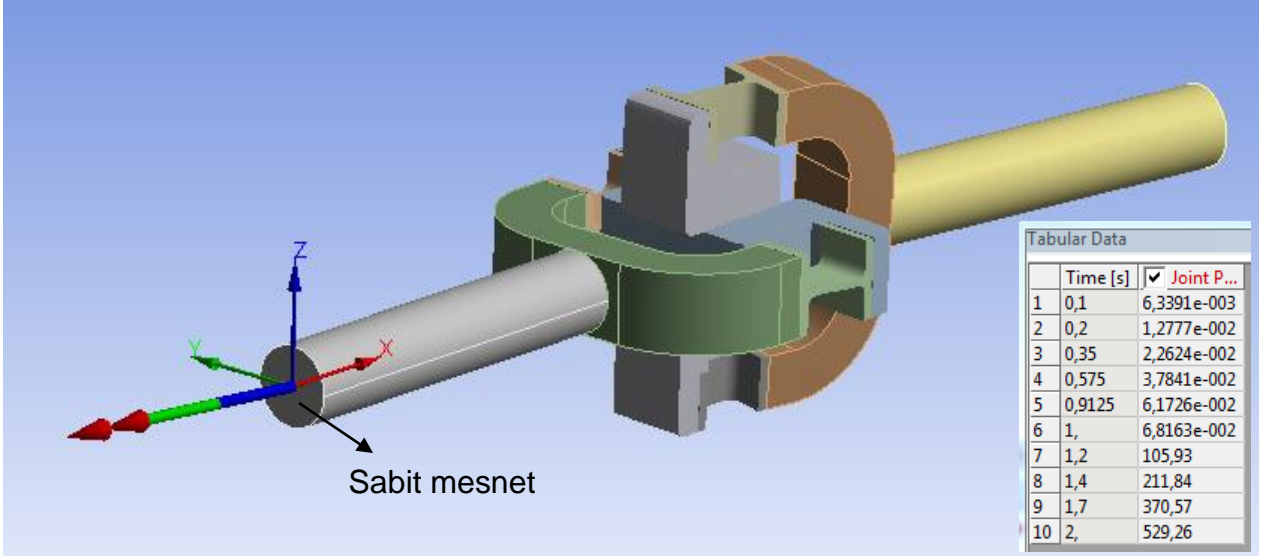


**Şekil 7.28** Konfigürasyon-2 için 2. adım sonunda detay-B esnek mafsals üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeler



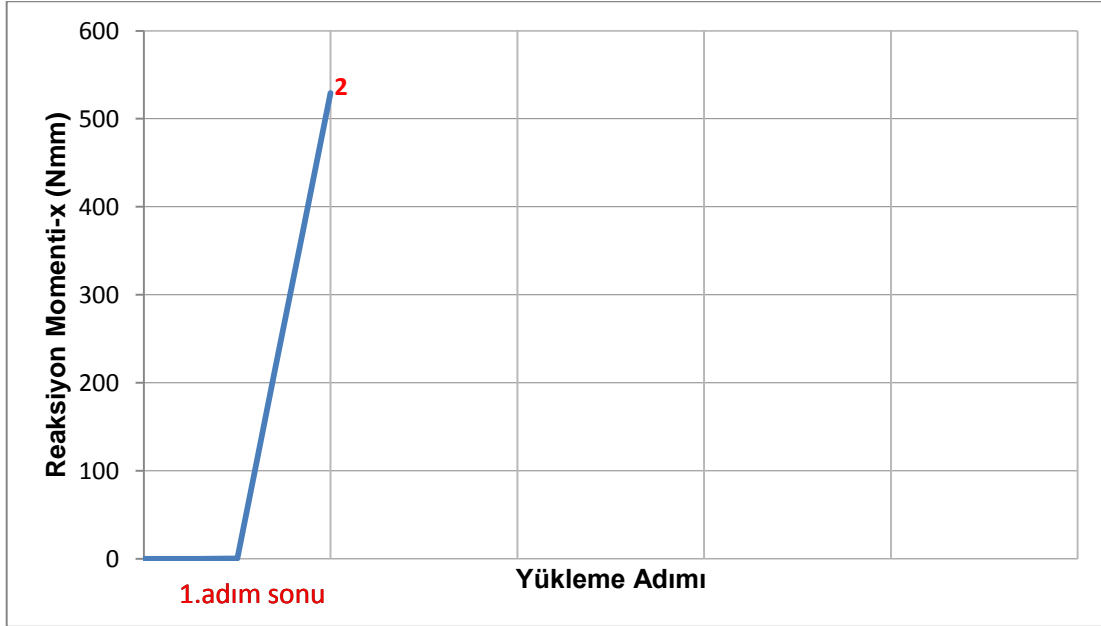
**Şekil 7.29** Konfigürasyon-2 yükleme adımları - esnek mafsallar üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeler grafiği

Yüklemeler sonucu sabit mesnette x ekseni yönünde oluşan reaksiyon momentleri aşağıda gösterilmiştir (Şekil 7.30).



**Şekil 7.30** Sabit mafsals üzerinde x yönünde oluşan reaksiyon momentleri

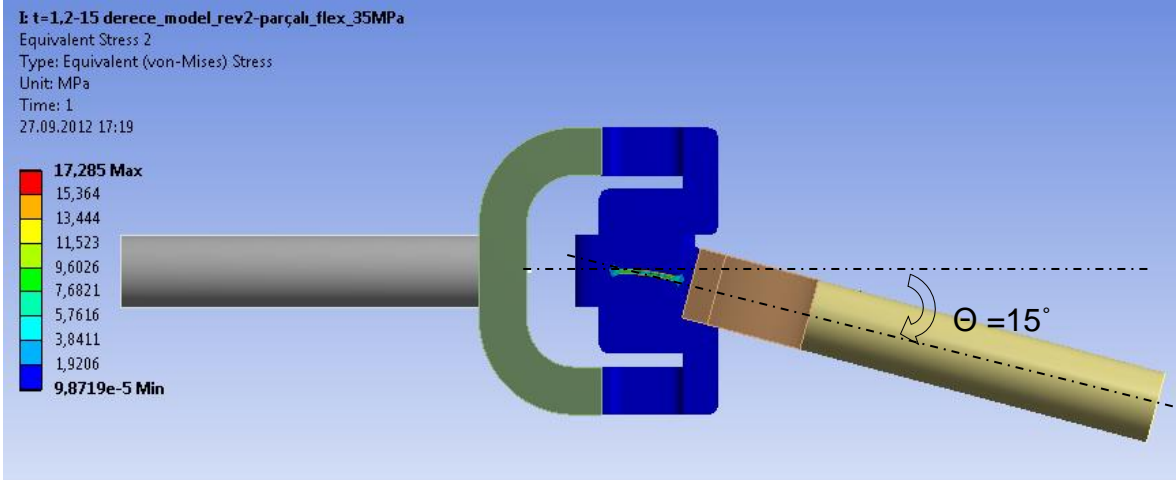
Konfigürasyon-2 için 35 MPa gerilme sınırları içerisinde en yüksek tork taşıma kapasitesi 529,26 Nmm olarak tespit edilmiştir (Şekil 7.31).



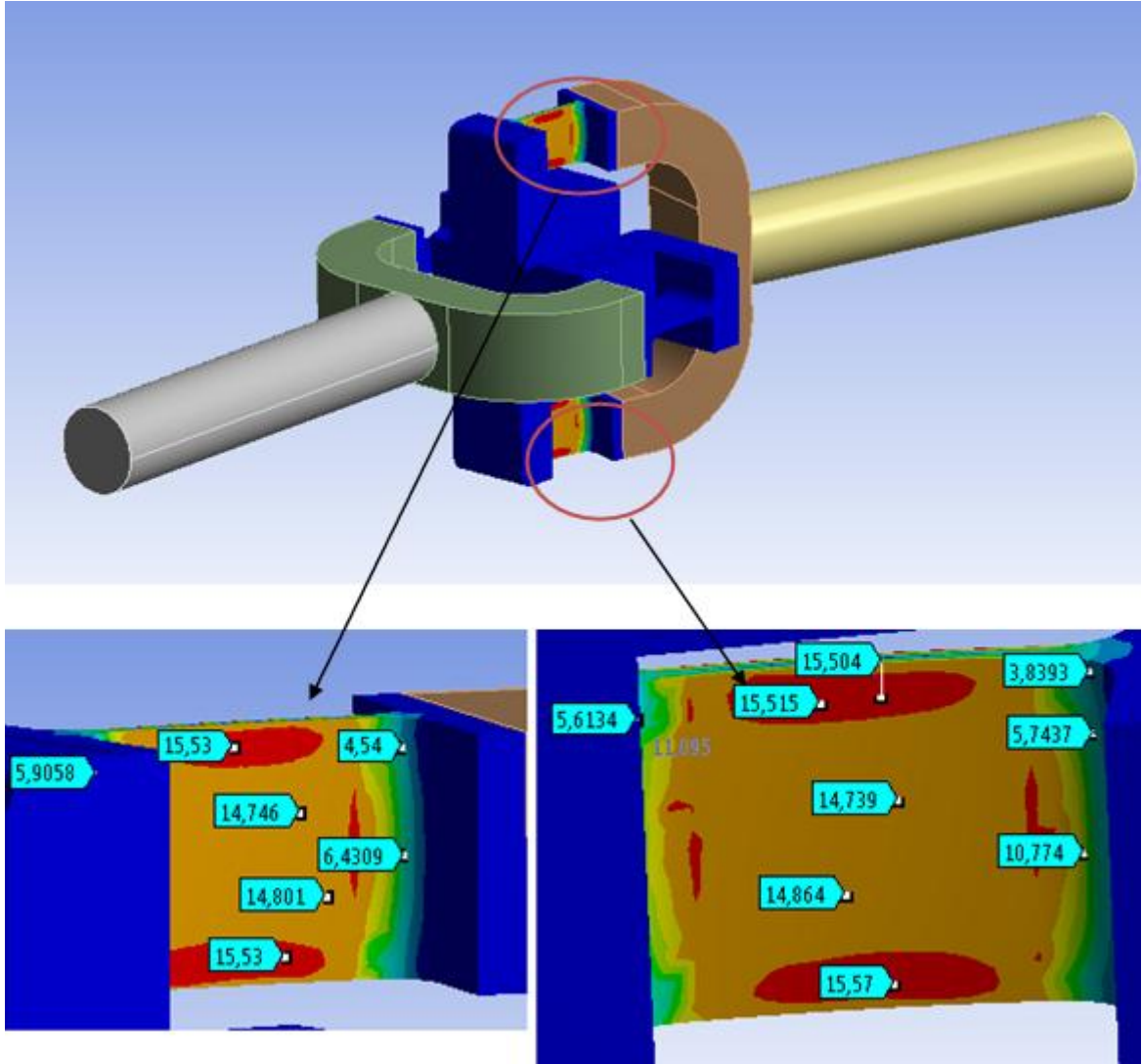
**Şekil 7.31** Konfigürasyon-2 yükleme adımları-reaksiyon momentleri grafiği

### 7.6.3 Kardan Mekanizması Konfigürasyon-3

Konfigürasyon-3 için birinci adımda şaft orta eksenleri arasındaki eğilme açısı  $\theta=15^\circ$  olarak çözdürülmüştür.



Şekil 7.32 Konfigürasyon-3 eğilme açısı ( $\Theta = 15^\circ$ )



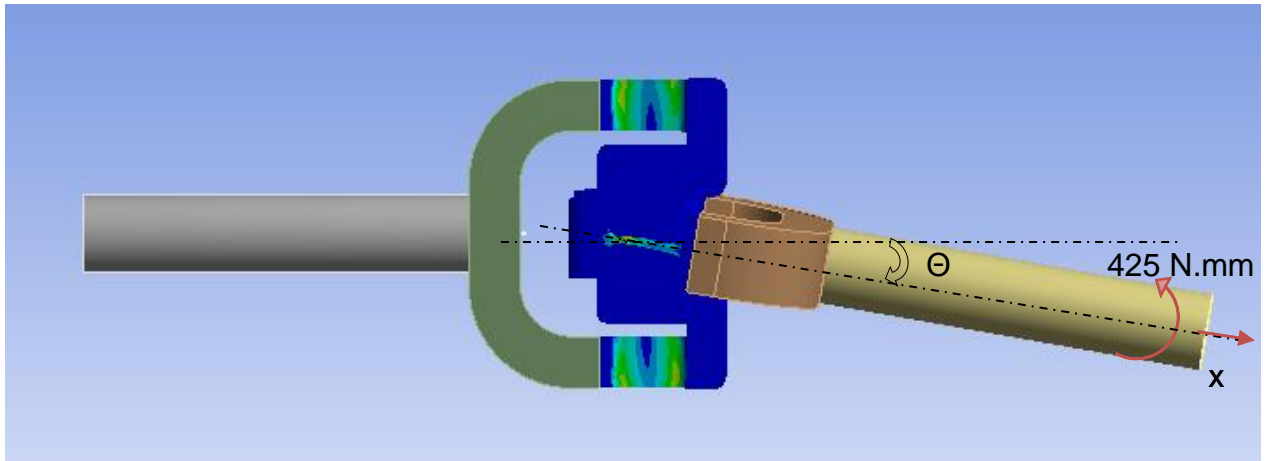
Şekil 7.33 Birinci adım sonunda kısa boylu esnek mafsallar üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeler

Birinci yükleme adımı sonunda kısa boylu esnek mafsallar üzerinde oluşan eşdeğer gerilme dağılımı Şekil 7.33'de gösterildiği üzere en yüksek 17,3 MPa dır.

İkinci adımda ise, şaft-1'in birinci adım sonundaki konumu korunarak, şaft ucuna oluşturulan koordinat sistemi x eksenini yönünde 425 Nmm moment uygulanmıştır. Bu moment, esnek mafsallar üzerinde hedeflenen 35 MPa gerilme değerini neden olan en yüksek momenttir.

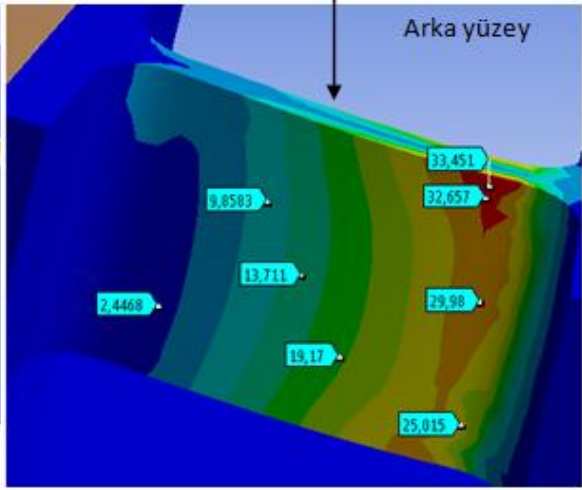
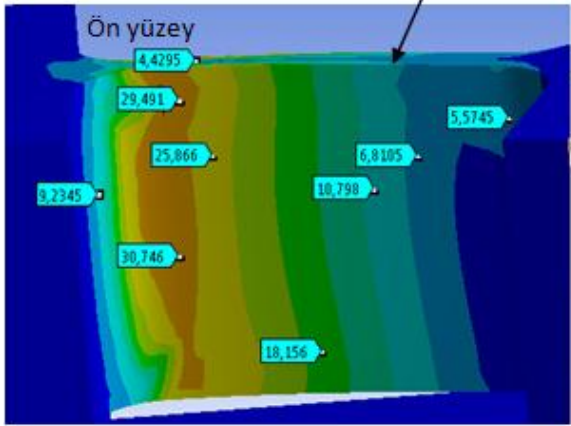
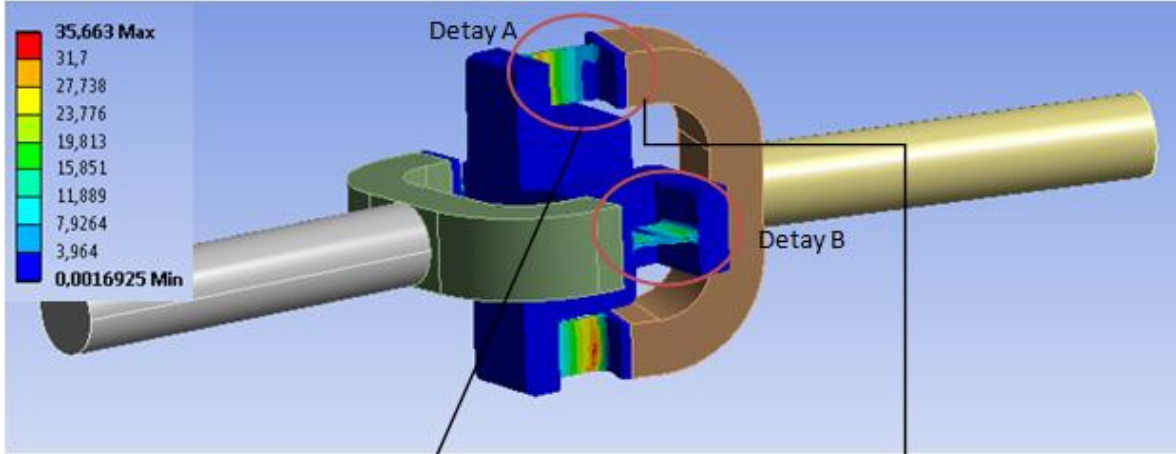
Tabular Data					
	Steps	Time [s]	X [N·mm]	Y [N·mm]	Z [N·mm]
1	1	0,	0,	0,	0,
2	1	1,	0,	0,	0,
3	2	2,	425,	= 0,	= 0,
*					

Şekil 7.34 Yükleme adımları

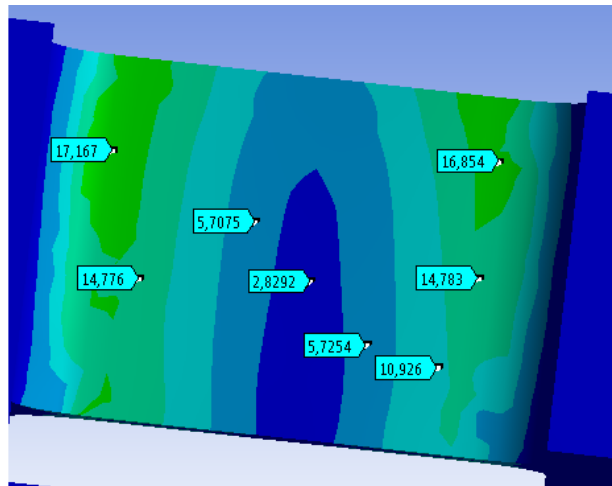
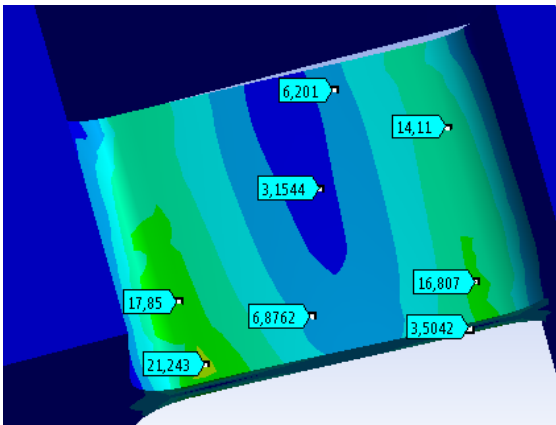


Şekil 7.35 Konfigürasyon-3 için ikinci yükleme adımı

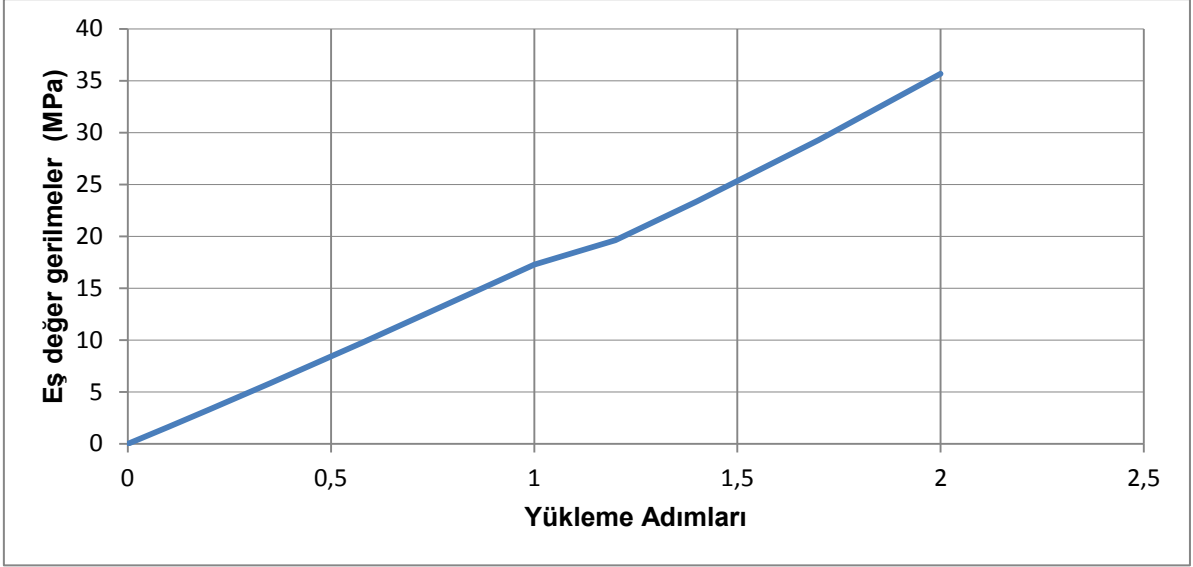
Konfigürasyon-3 için, ikinci adımın çözdürülmesi sonucunda kısa boylu esnek mafsallar üzerinde oluşan eş değer gerilmeler aşağıda gösterildiği gibidir.



**Şekil 7.36** Konfigürasyon-3 için 2. adım sonunda detay-A esnek mafsal üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeler

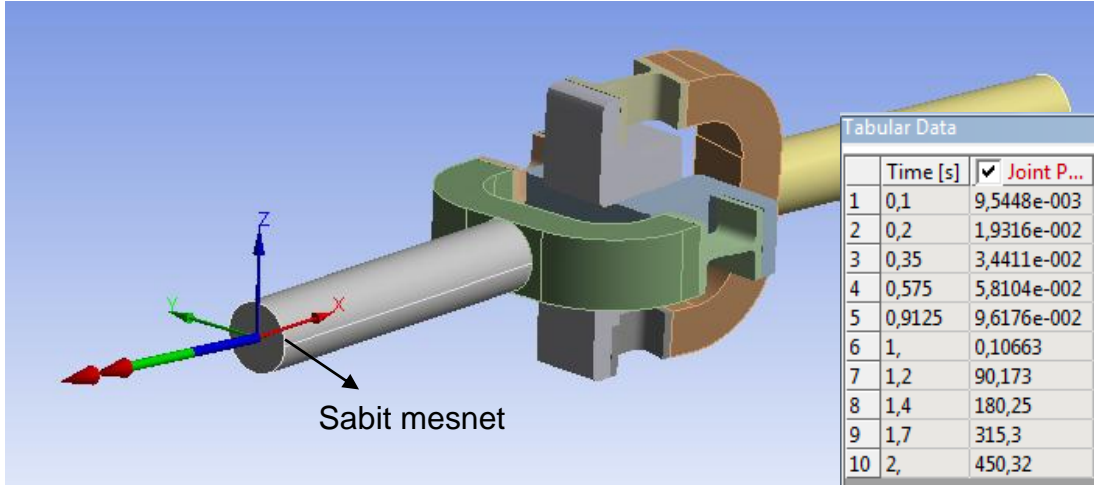


**Şekil 7.37** Konfigürasyon-3 için 2. adım sonunda detay-B esnek mafsal üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeler



**Şekil 7.38** Konfigürasyon-3 yükleme adımları - esnek mafsallar üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeler grafiği

Yüklemeler sonunda sabit mesnette x eksenine yönünde oluşan reaksiyon momentleri okunmuştur (Şekil 7.39).



**Şekil 7.39** Sabit mafsall üzerinde x eksenine yönünde oluşan reaksiyon momentleri Konfigürasyon-3 için 35 MPa gerilme sınırları içerisinde en yüksek tork taşıma kapasitesi 450,32 Nmm olarak tespit edilmiştir (Şekil 7.40).

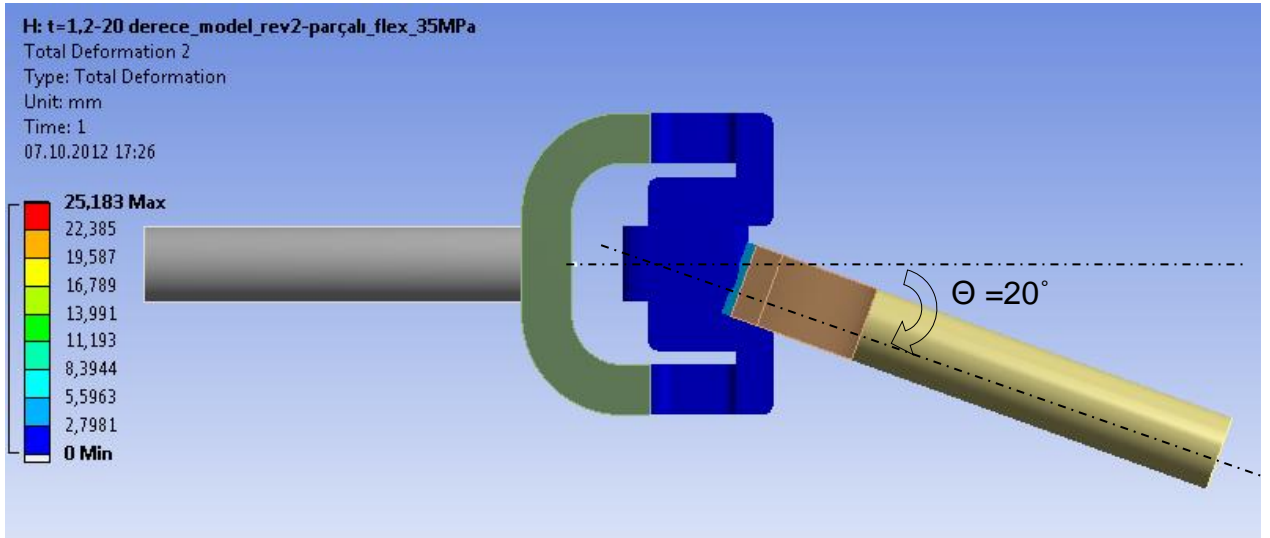




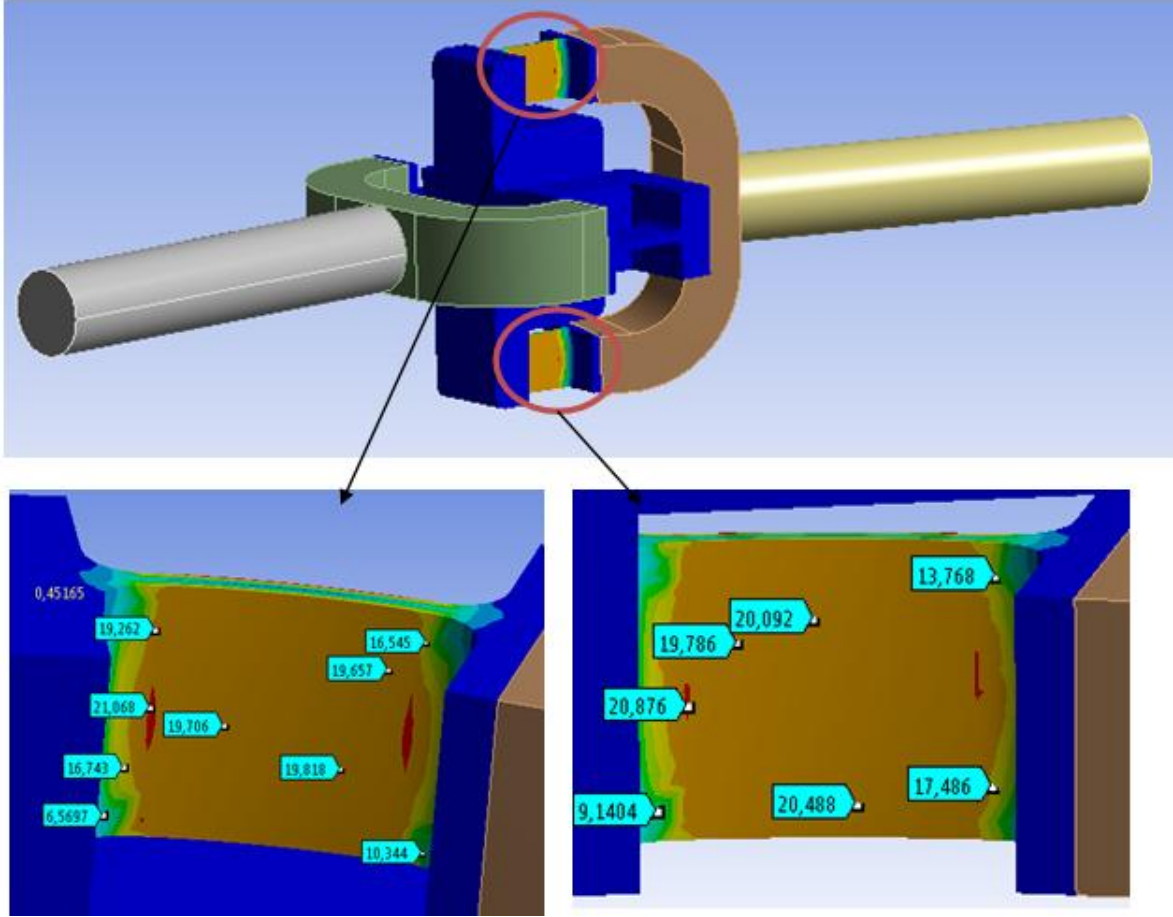
**Şekil 7.40** Konfigürasyon-3 yüklem adımları-reaksiyon momentleri grafiği

#### 7.6.4 Kardan Mekanizması Konfigürasyon-4

Konfigürasyon-4 de, birinci adımda şaft orta eksenleri arasındaki eğilme açısı  $\theta=20^\circ$  olarak çözdürülmüştür.



**Şekil 7.41** Konfigürasyon-4 eğilme açısı ( $\Theta = 20^\circ$ )

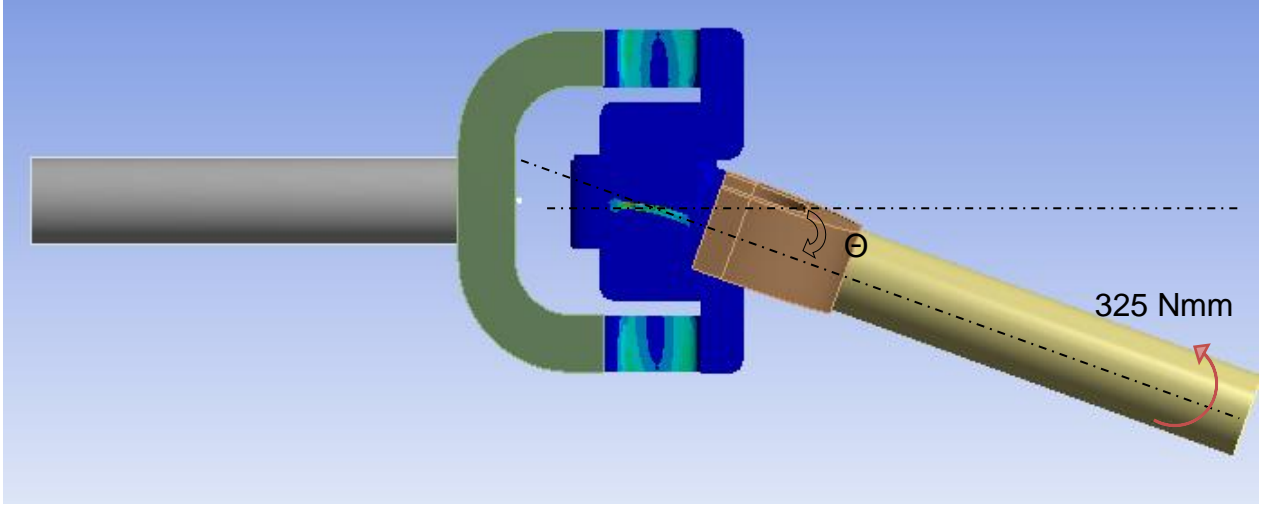


**Şekil 7.42** Birinci adım sonunda kısa boylu esnek mafsallar üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeler

İkinci adımda ise, shaft-1 ucuna x eksenine yönünde 325 Nmm moment uygulanmıştır. Bu moment, esnek mafsallar üzerinde hedeflenen 35 MPa gerilme değerini neden olan en yüksek momenttir.

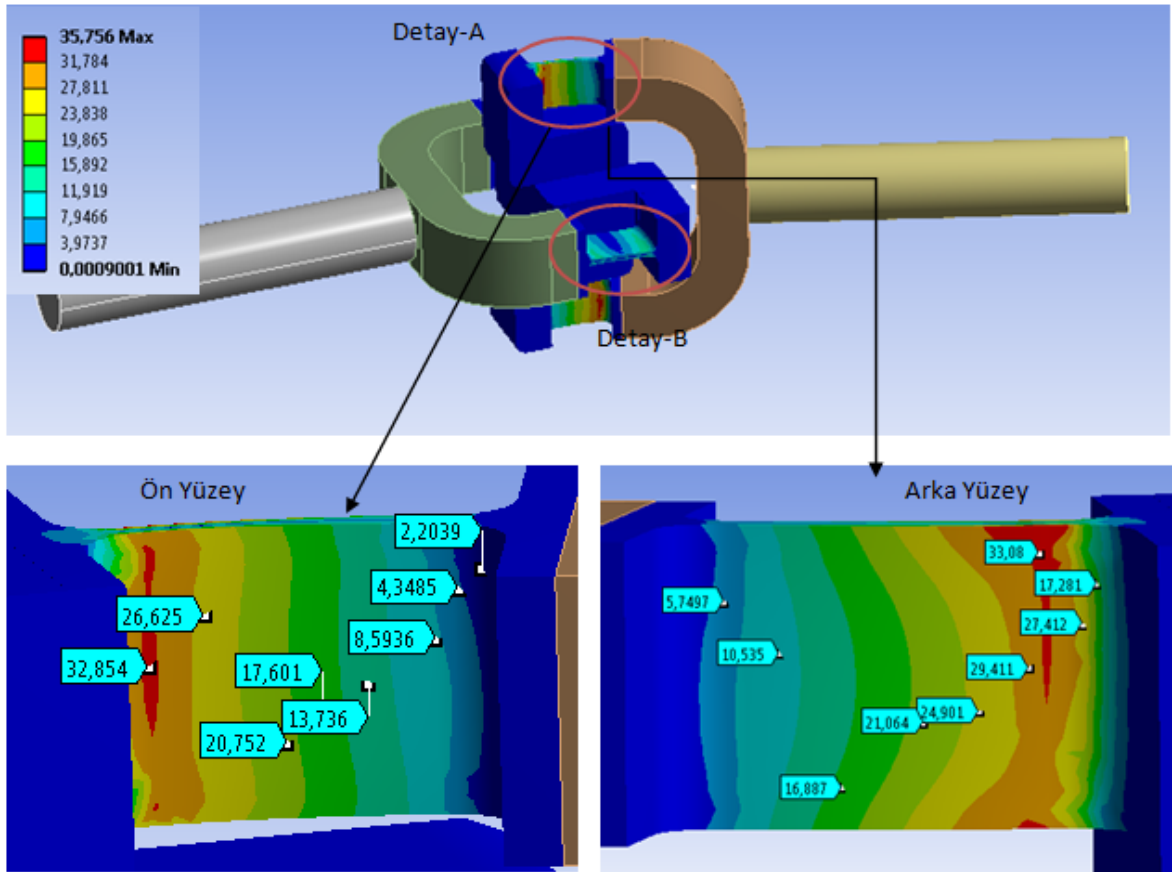
Tabular Data						
	Steps	Time [s]	X [N-mm]	Y [N-mm]	Z [N-mm]	
1	1	0,	0,	0,	0,	
2	1	1,	0,	0,	0,	
3	2	2,	325,	= 0,	= 0,	
*						

**Şekil 7.43** Yükleme adımları

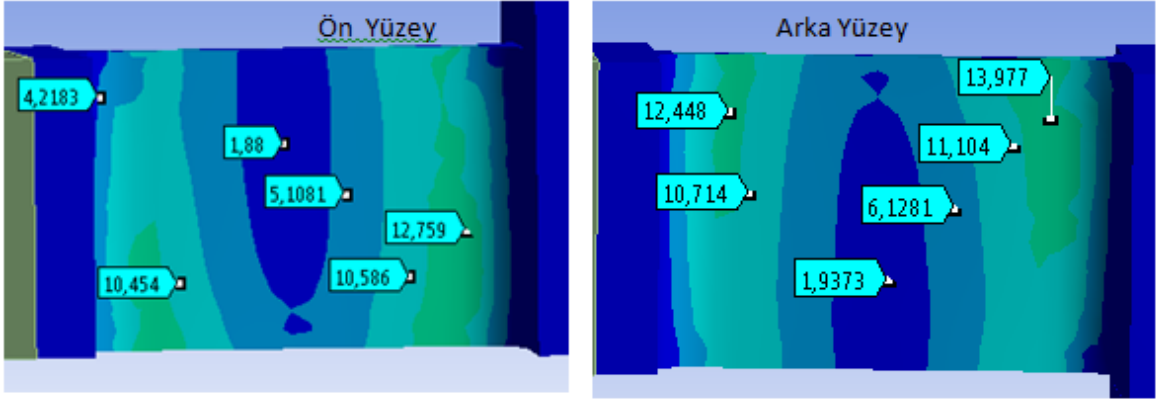


**Şekil 7.44** Konfigürasyon-4 için ikinci yükleme adımı

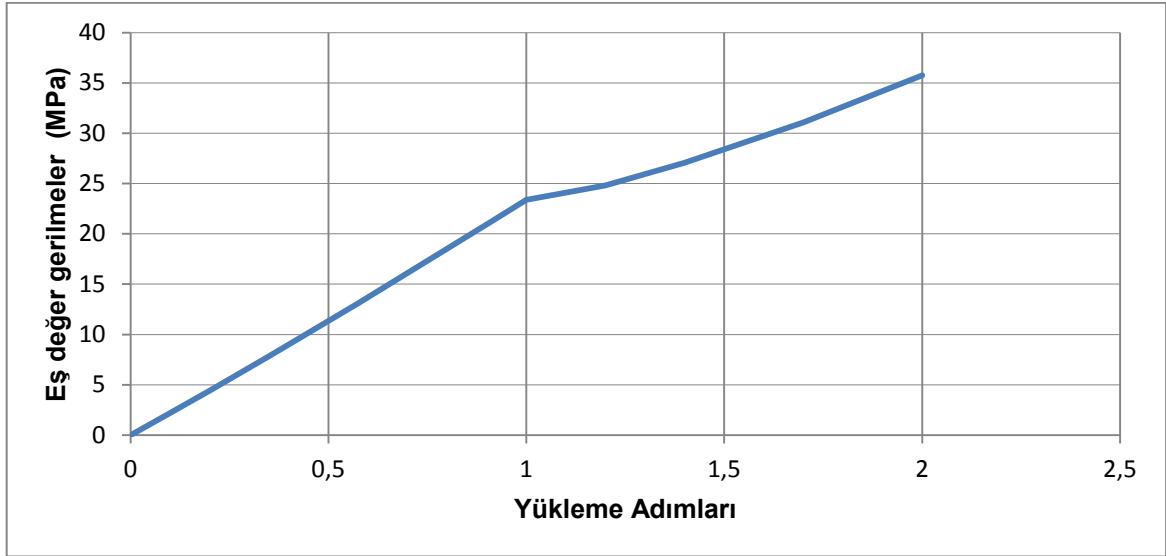
Yükleme sonucu kısa boylu esnek mafsallardaki eşdeğer gerilmeler aşağıda gösterildiği gibidir.



**Şekil 7.45** Konfigürasyon-4 için 2. adım sonunda detay-A esnek mafsal üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeler

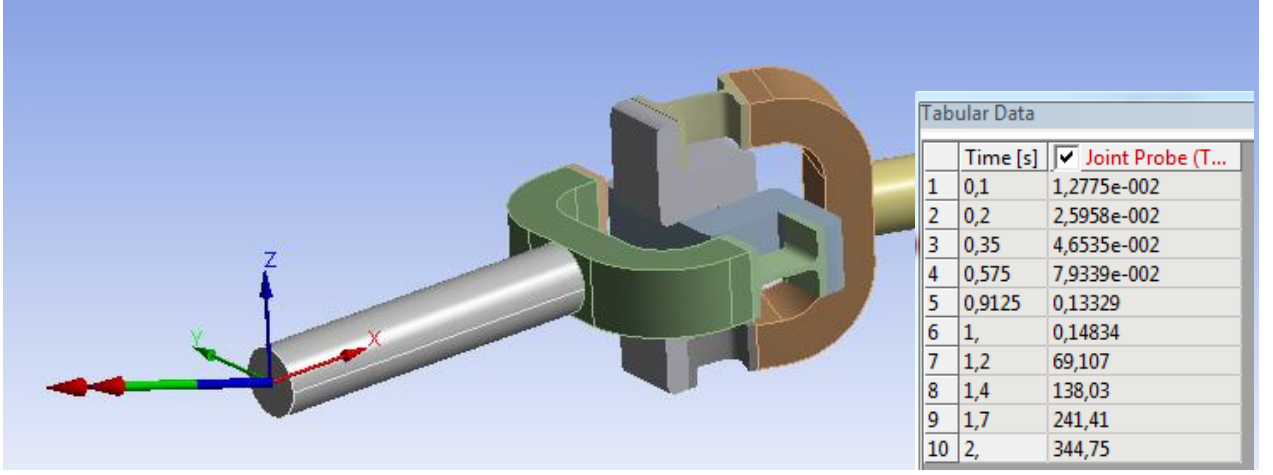


**Şekil 7.46** Konfigürasyon-4 için 2. adım sonunda detay-B esnek mafsallı üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeler



**Şekil 7.47** Konfigürasyon-4 yüklemeleri- esnek mafsallar üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeler grafiği

Yüklemeler sonunda sabit mesnetten x ekseninde oluşan reaksiyon momentleri okunmuştur (Şekil 7.48).



**Şekil 7.48** Sabit mafsall üzerinde x eksenı yönünde oluşın reaksiyon momentleri

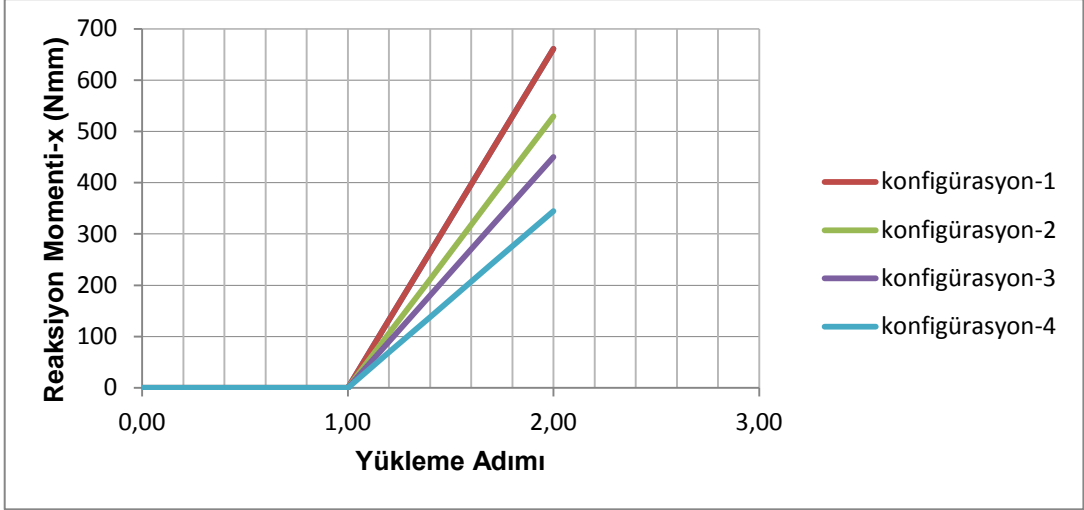
Konfigürasyon-4 için 35 MPa gerilme sınırları içerisinde en yüksek tork taşıma kapasitesi 344,75 Nmm olarak tespit edilmiştir



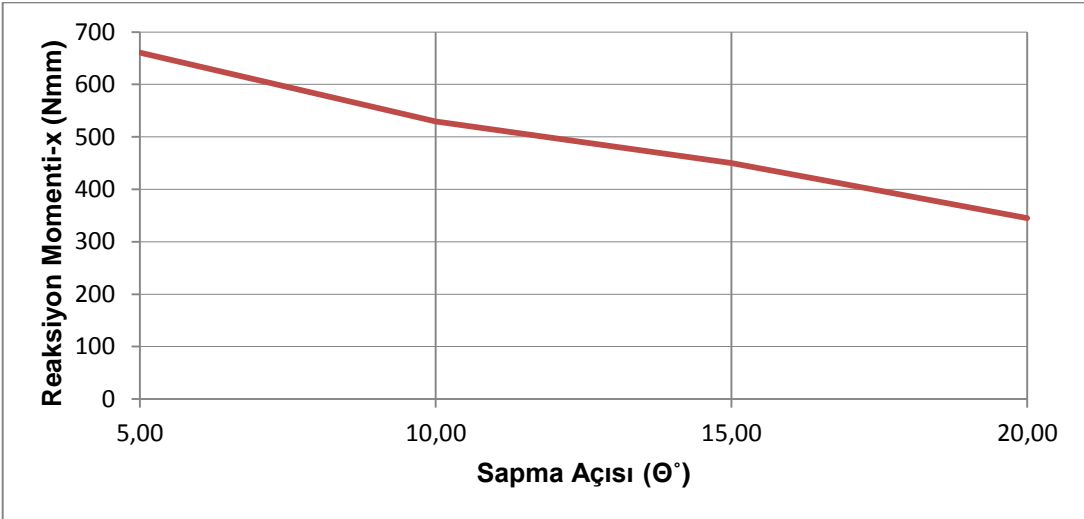
**Şekil 7.49** Konfigürasyon-4 yüklemle adımları - reaksiyon momentleri grafiği

### 7.6.5 Konfigürasyonların Karşılaştıırılması

Esnek kardan kavraması analizleri neticesinde elde edilen eğilme açısı - kısa boylu esnek mafsallar üzerinde oluşın eşdeğer gerilmeler grafiği Şekil 7.50' de gösterildiği gibidir.



**Şekil 7.50** Yükleme adımları-reaksiyon momentleri grafiği



**Şekil 7.51** Eğilme açısı-reaksiyon momentleri grafiği

Eğilme açısı-reaksiyon momentleri grafiği karşılaştırıldığında, eğilme açısı ile tork kapasitesinin ters orantılı olduğu görülmektedir. Konfigürasyonlarda gösterilen farklı eğilme açıları için, en yüksek girdi momenti aşıldığında müsaade edilen en yüksek gerilme değerinin (35 MPa) üzerine çıkılmakta, malzeme plastik bölgeye geçmektedir.

## 8 SONUÇ

Esnek mekanizmaların sonlu elemanlar yöntemi ile analizlerinin gerçekleştirilmesi günümüzde çok bilinen bir konu değildir. Bu tezde esnek mekanizmaların ANSYS programı ile analizlerini gerçekleştirebilmek adına bir metodoloji oluşturulmuştur. Bu metodoloji oluşturulurken sonuçları daha önceden analitik olarak hesaplanmış düzlemsel ve uzaysal mekanizmalar üzerinde çalışılmıştır.

Nümerik hesaplamaları ve ön tasarımları yapılan, farklı fiziksel ve mekanik özelliklere sahip dört farklı esnek mekanizmanın tasarım kriterlerini sağlayıp sağlamadığı irdelenmiştir. Elemanlar üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeler, yer değiştirmeler ve reaksiyon kuvvetleri sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilmiştir.

Esnek mekanizmaların çalışma mantığı gereği “doğrusal olmayan” davranış durumları, bu durumların ANSYS programındaki çözüm yöntemleri, kontak formülasyonları ve mafsal elemanların tanımlanması konularına değinilmiştir.

Ayrıca sonlu elemanlar yönteminde açıklandığı üzere malzemenin mekanik özelliklerinin net olarak bilinmesi ve analizlerde doğru girilmesi, sonuçlar açısından oldukça önemlidir.

Sabit kuvvet kol-kızak mekanizması analizlerinde, kısa boylu esnek mafsalın rijit uzuv ile birleştiği yerde, çentik etkisinin analiz sonuçlarını nasıl etkilediği araştırılmıştır. Esnek mekanizmaların en önemli parçası olan esnek mafsalların geometrisi, hassas reaksiyon kuvvetlerinin elde edilmesi açısından oldukça önemlidir. Keskin köşelerin, gerilme yığılması nedeni ile analizlerde yüksek reaksiyon kuvvetlerine ve yüksek gerilmelere neden olduğu görülmüştür.

Uzaysal krank mekanizması analizlerinde, ön tasarımı sahte rijit cisim yöntemi ile yapılan bir model için sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen değerler, deneysel ve analitik yöntemlerle karşılaştırılmış, oldukça yakın sonuçlara ulaşılmıştır.

Esnek kardan kavraması mekanizması analizlerinde ise, iki mil arasındaki eğilme açısı için dört farklı konfigürasyon oluşturularak eğilme açısının mekanizmanın taşıyabileceği moment kapasitesine etkileri incelenmiştir. Analizler neticesinde, eğilme açısının büyümesi ile mekanizmanın taşıyabileceği moment kapasitesinin ters orantılı olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Ele alınan tüm mekanizmaların sonlu elemanlar analizleri, bu mekanizmalar için daha önceden yapılmış analitik ve deneysel çalışmalara oldukça yakın sonuçlar vermiştir.

Özellikle karmaşık hareket yapan esnek mekanizmalarda, mekanizma analizlerinin analitik yöntemlerle çözümü zor olmakla beraber, lineer olmayan çözüm metotlarının kullanılmasının gerektirmektedir. Bu çalışmanın ANSYS programı ile esnek mekanizma analizi yapmak isteyenler için çok önemli bir kaynak olduğu düşünülmektedir.



## KAYNAKLAR

- [1] Howell L.L., 2001, Compliant Mechanisms, John Wiley & Sons, Inc., 2-421 s.
- [2] Lobontiu Nicolae, 2003, Compliant Mechanisms Design of Flexure Hinges, CRC Press,1-14 s.
- [3] Kota S., 1999, Design Laboratory Department of Mechanical Engineering & Applied Mechanics, <http://www.engin.umich.edu/labs/csdl/app.html>.
- [4] Botyord G.,1991, Assembly Automation and Product Design, Marker Decker Inc.
- [5] Lu J.-K., Kim C., Vehar C., Plinta A. Ve Tantanawat T.,2004, Compliant Mechanical Pencil.  
[http://www.engin.umich.edu/labs/csdl/ppslides/compliantpencil\\_files/v3\\_document.html](http://www.engin.umich.edu/labs/csdl/ppslides/compliantpencil_files/v3_document.html).
- [6] Kreiner Z., Vehar C., 2005, The Compliant Hemostat (Vessel Occlusion Device).  
[http://www.engin.umich.edu/labs/csdl/ppslides/hemostat\\_files/v3\\_document.html](http://www.engin.umich.edu/labs/csdl/ppslides/hemostat_files/v3_document.html).
- [7] Ananthasuresh G.K., 2012, Indian Institute of Science.  
<http://www.mecheng.iisc.ernet.in/~m2d2/research.php?a=compliantmech>.
- [8] Karakuş R., 2012, Yeni Tip Esnek Silecek Mekanizması Tasarımı ve Üretimi. Yüksek Mühendislik Tezi. Hacettepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 1-36 s.
- [9] Trease B.P., Moon M.Y., Kota S., 2005, Temmuz, Journal of Mechanical Design, Vol. 127, 1-3s.
- [10] Lu Jia-K., Kota S., 2006, Eylül, Topology and Dimensional Synthesis of Compliant Mechanisms Using Discrete Optimization, Journal of Mechanical Design, Vol.128.

- [11] Vijayan V., Karthiyekan T., 2009, Mayıs, Design and Analysis of Compliant Mechanism for Active Vibration Isolation Using FEA Technique, International Journal of Recent Trends in Engineering, Vol.1, No.5.
- [12] Howell L.L., Cannon J.R., 2005, Ocak 24, A compliant contact-aided revolute joint, Elsevier, 1-12 s.
- [13] Pavlovic N.T, Pavlovic N.D., 2008, Compliant mechanism design for realizing of axial link translation, Elsevier, 1-10 s.
- [14] Rubio W.M., Nishiwaki S., Silve N.C.E., 2010, Haziran 27, Design of compliant mechanisms considering thermal effect compensation and topology optimization, Elsevier, 1-8 s.
- [15] Jang W.-G., Kim J.K., Kim Y.Y., 2006, Aralık 10, Integrated topology and shape optimization software for compliant MEMS mechanism design, Elsevier, 1-14 s.
- [16] LIU G.R., Quek S.S., 2003, Finite Element Method A practical course, Elsevier Science Ltd., ISBN 0 7506 5866 5, 1-71 s.
- [17] ANSYS-Mechanical-Nonlinear 13.0 1st-edition, 2010, Aralık, ANSYS, Inc. Lectures, Chapter 00-09.
- [18] Söylemez, E., 2007, Mekanizma Tekniği, Birse Yayınevi, 1-351 s.
- [19] Tanık E., 2012, MMU 533 Esnek Mekanizmalar Ders Notları, Hacettepe Üniversitesi.
- [20] Boyle L.C., 2001, Ağustos, A Closed-Form Dynamic Model of The Compliant Constant-Force Mechanisms Using The Pseudo-Rigid-Body Model. Master of Science. Brigham Young University, 14 s.
- [21] Tanık, E., Transmission angle in compliant slider-crank mechanism, Mechanism and Machine Theory, Vol.46 (11), 1623-1632s.
- [22] Parlaktaş V., Tanık E., 2011, November, Partially compliant spatial slider crank mechanism, Mechanism and Machine Theory, Vol.46, 1707-1718s.

- [23] Parlaktaş V., 2012, Spartial compliant constant force mechanism, Mechanism and Machine Theory, Under Revision
- [24] Tanık E., Parlaktaş V., 2012, February, Compliant cardan universal joint, Journal of Mechanical Design, Vol.134, 1-5 s.