

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**CİVATA - SOMUN BAĞLANTILARINDA SONLU  
ELEMENLAR YÖNTEMİYLE GERİLME ANALİZİ**

**Makine Mühendisi Adem ARGUN**

**FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında  
Hazırlanan**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Tez Danışmanı: Prof. Dr. Özgen Ümit ÇOLAK (YTÜ)**

**İSTANBUL, 2011**

## İÇİNDEKİLER

|                                                                                   | Sayfa |
|-----------------------------------------------------------------------------------|-------|
| SİMGE LİSTESİ .....                                                               | iv    |
| KISALTMA LİSTESİ.....                                                             | v     |
| ŞEKİL LİSTESİ.....                                                                | vi    |
| ÇİZELGE LİSTESİ .....                                                             | vii   |
| ÖNSÖZ .....                                                                       | viii  |
| ÖZET .....                                                                        | ix    |
| ABSTRACT .....                                                                    | x     |
| 1 GİRİŞ .....                                                                     | 1     |
| 1.1 Cıvata Bağlantılı Elemanlarda Kuvvetler .....                                 | 3     |
| 1.2 Önyüklemeli Bağlantılarda İşletme Yüğü.....                                   | 3     |
| 1.3 Önyükleme Üçgeni .....                                                        | 4     |
| 1.4 Yaylanma Katsayısının Belirlenmesi .....                                      | 6     |
| 1.5 Parçadaki Şekil Değişiminin Hesaplanması.....                                 | 7     |
| 1.6 Cıvata Kesitinde Oluşan Gerilme .....                                         | 9     |
| 2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....                                                      | 9     |
| 2.1 Cıvata Bağlantılı Elemanlar Hakkında Daha Önce Yapılan Benzer Analizler ..... | 9     |
| 3 ANALİZ.....                                                                     | 15    |
| 3.1 Cıvata Bağlantılarında Ampirik Rötşcher Denkleminin Doğrulanması .....        | 15    |
| 3.1.1 Modelleme ve Analiz .....                                                   | 16    |
| 3.1.1.1 Model No 1.....                                                           | 17    |
| 3.1.1.2 Model No 2.....                                                           | 19    |
| 3.1.1.3 Model No 3.....                                                           | 20    |
| 3.1.1.4 Model No 4.....                                                           | 21    |
| 3.1.2 Analiz ile Teorik Değerlerin Karşılaştırılması .....                        | 22    |
| 3.2 Ön Yükleme ile İşletme Kuvveti Uygulanmış Cıvata Bağlantısının Analizi .....  | 23    |
| 3.2.1 Modelleme ve Analiz .....                                                   | 23    |
| 3.2.1.1 Sadece Ön Yükleme Hal .....                                               | 24    |
| 3.2.1.2 Ön Yükleme ve İşletme Yüğü Uygulanmış Hal.....                            | 27    |
| 3.2.1.3 Dışli Cıvata İle Analiz .....                                             | 32    |
| 3.2.1.4 Dışli Cıvata İçin Önyüklemeye Üçgeni.....                                 | 35    |
| 3.2.1.5 Geniş Kapaklı Model İle Analiz.....                                       | 35    |
| 3.2.1.6 Geniş Kapaklı Model İçin Önyüklemeye Üçgeni .....                         | 37    |
| 4 SONUÇLAR .....                                                                  | 38    |

|                                                           |    |
|-----------------------------------------------------------|----|
| KAYNAKLAR.....                                            | 40 |
| EKLER .....                                               | 41 |
| Ek 1      Sonlu Elemanlar Yöntemi.....                    | 42 |
| Ek 2      Ansys Programının Özellikleri ve Kullanımı..... | 55 |
| ÖZGEÇMİŞ.....                                             | 66 |

## SİMGE LİSTESİ

|                  |                                                |
|------------------|------------------------------------------------|
| $A_c$            | Cıvata kesit alanı [mm <sup>2</sup> ]          |
| $A_p$            | Parça kesit alanı [mm <sup>2</sup> ]           |
| $D$              | Çap [mm]                                       |
| $E_c$            | Cıvata esneklik katsayısı [N/mm <sup>2</sup> ] |
| $E_p$            | Parça esneklik katsayısı [N/mm <sup>2</sup> ]  |
| $F$              | Kuvvet [N]                                     |
| $F_{\ddot{o}}$   | Önyükleme Kuvveti [N]                          |
| $F_{i\grave{s}}$ | İş Kuvveti [N]                                 |
| $F_{\max}$       | Maksimum Kuvvet [N]                            |
| $k_c$            | Cıvata yaylanma katsayısı [N/mm]               |
| $k_{\grave{s}}$  | Cıvata şaft kısmı yaylanma katsayısı [N/mm]    |
| $k_v$            | Cıvata vida kısmı yaylanma katsayısı [N/mm]    |
| $k_p$            | Parça yaylanma katsayısı [N/mm]                |
| $k$              | Malzeme faktörü                                |
| $l_c$            | Cıvata boyu [mm]                               |
| $l_{\grave{s}}$  | Cıvata şaft boyu [mm]                          |
| $l_v$            | Cıvata vida boyu [mm]                          |
| $l_p$            | Parça kalınlığı [mm]                           |
| $s$              | Cıvata anahtar sıkma genişliği [mm]            |
| $P$              | Basınç [Pa]                                    |
| $x$              | Şekil Değiştirme [mm]                          |
| $\sigma_{\max}$  | Maksimum gerilme [N/mm <sup>2</sup> ]          |

## **KISALTMA LİSTESİ**

|     |                             |
|-----|-----------------------------|
| CAD | Bilgisayar Destekli Tasarım |
| CAM | Bilgisayar Destekli İmalat  |
| SEY | Sonlu Elemanlar Yöntemi     |

## ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

|            |                                                                                     |    |
|------------|-------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Şekil 1.1  | Ön yüklemeli ve ön yüklemesiz cıvata bağlantıları .....                             | 3  |
| Şekil 1.2  | Basınçlı bir kapta işletme yükü .....                                               | 4  |
| Şekil 1.3  | Önyükleme üçgeni.....                                                               | 4  |
| Şekil 1.4  | Cıvatalarda yay katılığı ve Iş, Iv.....                                             | 7  |
| Şekil 1.5  | Parçada oluşan gerilme .....                                                        | 7  |
| Şekil 1.6  | Parçalarda yay katılığının belirlenmesi .....                                       | 8  |
| Şekil 2.1  | Cıvata bağlantı tiplerinin sonlu elemanlar yöntemiyle karşılaştırılması .....       | 10 |
| Şekil 2.2  | Cıvata bağlantısında cıvata kesme kuvvetleri ve cıvatanın davranışı .....           | 11 |
| Şekil 2.3  | Birden fazla cıvata bağlanmış sistemde cıvataların kesitteki malzeme davranışı..... | 12 |
| Şekil 2.4  | Plakalarda cıvata deliğinin plaka kenarına olan uzaklığına bağlı davranışları ...   | 12 |
| Şekil 2.5  | Plakada oluşan gerilme dağılımları .....                                            | 13 |
| Şekil 2.6  | Araştırmada kullanılan model ve plakada oluşan gerilmeler.....                      | 14 |
| Şekil 2.7  | Plakalar arası yük dağılımları ve plakaların davranışları .....                     | 15 |
| Şekil 3.1  | Analizlerde kullanılan Model 1'in çizimi.....                                       | 17 |
| Şekil 3.2  | Model 1'in yük uygulanmış görünümü .....                                            | 17 |
| Şekil 3.3  | Parça ve cıvata üstünde oluşan gerilmeler.....                                      | 18 |
| Şekil 3.4  | Montaj 1 için koninin dış çapı.....                                                 | 18 |
| Şekil 3.5  | Analizlerde kullanılan Model 2'nin çizimi.....                                      | 19 |
| Şekil 3.6  | Montaj 2 için koninin dış çapı.....                                                 | 20 |
| Şekil 3.7  | Montaj 3 için koninin dış çapı.....                                                 | 21 |
| Şekil 3.8  | Montaj 4 için koninin dış çapı.....                                                 | 22 |
| Şekil 3.9  | Basınçlı kap modelinin görünümü .....                                               | 24 |
| Şekil 3.10 | Sadece önyüklemeye kuvveti uygulanan cıvata kesiminde uzama miktarı.....            | 25 |
| Şekil 3.11 | Sadece önyüklemeye kuvveti uygulanan bağlantıda parçadaki kısılma miktarı ...       | 26 |
| Şekil 3.12 | Önyüklemeye üçgeni.....                                                             | 27 |
| Şekil 3.13 | Ön yüklemeye verilmiş cıvatalar .....                                               | 28 |
| Şekil 3.14 | Basınç uygulanmış kapak .....                                                       | 28 |
| Şekil 3.15 | İşletme yükü uygulanmış modelde cıvata kesiminde uzama miktarı .....                | 29 |
| Şekil 3.16 | İşletme yükü uygulanmış modelde parçanın kısılma miktarı .....                      | 30 |
| Şekil 3.17 | İşletme yükü verilmiş önyüklemeye üçgeni.....                                       | 30 |
| Şekil 3.18 | İşletme yükü altında cıvata kesiminde gerilme miktarı.....                          | 31 |
| Şekil 3.19 | Parçadaki deformasyon farklılıkları .....                                           | 32 |
| Şekil 3.20 | Dişli cıvata kesiminde şekil değiştirmeler .....                                    | 33 |
| Şekil 3.21 | Parçadaki şekil değiştirmeler .....                                                 | 34 |
| Şekil 3.22 | Dişli cıvata bağlantısı için önyüklemeye üçgeni .....                               | 35 |
| Şekil 3.23 | Cıvata kesiminde şekil değiştirmeler.....                                           | 36 |
| Şekil 3.24 | Parçadaki şekil değiştirmeler .....                                                 | 36 |
| Şekil 3.25 | Geniş kapaklı model için önyüklemeye üçgeni .....                                   | 37 |

## ÇİZELGE LİSTESİ

|                                                                 | Sayfa |
|-----------------------------------------------------------------|-------|
| Çizelge 3.1 Analizi yapılacak olan modellerin özellikleri ..... | 16    |
| Çizelge 3.2 Analiz ile teorik değerlerin karşılaştırılması..... | 23    |

## **ÖNSÖZ**

Projenin hazırlanması sırasında başından sonuna kadar özverili yardımlarını, bilgi ve tecrübesini hiçbir zaman esirgemeyen, projenin planlı bir şekilde hazırlanmasında yardımcı olan değerli hocam Prof. Dr. Özgen Ümit ÇOLAK'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

## ÖZET

Ön yüklemeli cıvata bağlantıları dinamik yüklerin etkisinin azaltılması ve sızdırmazlığın sağlanması için bir çok sistemde zorunlu olarak kullanılmaktadır. Bu tür bağlantılarda cıvata ve parçaların katılığının belirlenmesi, parça ve cıvatada meydana gelen deformasyonların tespiti için önem arz etmektedir. Cıvataların katılığı tam olarak tespit edilmekle birlikte parçaların katılığının belirlenmesinde ampirik formüller kullanılmaktadır. Özellikle kesit alanının hesaplanmasında deformasyonun meydana geldiği koni dikkate alınarak hesaplamalar yapılmaktadır. Bu amaçla en çok kullanılan ampirik formüllerden biri Rotscher denklemidir.

Bu tez çalışmasında cıvata-somun bağlantılarında, bağlanan parçaların katılığının hesaplanmasında kullanılan ampirik Rotscher formülünün geçerliliği sonlu elemanlar yöntemi (SEY) kullanılarak araştırılmıştır. Bu amaçla ön yüklemeli bir bağlantıda Rotscher formülünde yer alan parametreler ayrı ayrı test edilerek formülün doğrulaması yapılmıştır.

Diğer yandan ön yüklemeli bağlantılarda kullanılan gerilme üçgeni SEY kullanılarak araştırılmıştır. Gerilme üçgeninde işletme kuvveti etki ettikten sonra parçalarda ve cıvatada meydana gelen gerilme ve gerinimler (kuvvet ve şekil değiştirmeler) tespit edilerek işletme kuvvetinin parça ve cıvatalar tarafından ne ölçüde paylaşıldığı araştırılmıştır.

Ampirik Rotscher formülü ve sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen sonuçların birbiri ile uyumlu olduğu görülmüştür. Ön yüklemeli bağlantılarda işletme yükünün parça ve cıvata arasında dağılımına ilişkin kabul ile sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen dağılım arasında farklılıklar tespit edilmiştir. Bu farklılıkta deformasyonların gerçekte homojen olmamasından kaynaklanmaktadır.

**Anahtar Kelimeler:** *Cıvata- somun bağlantılarında parça katılığı, Ön yüklemeli bağlantılar.*

## ABSTRACT

In many systems, preloaded bolt – nut connections are applied in order to reduce dynamic forces and provide imperviousness. In this kind of connections, determining bolt and parts stiffness is very important to define deformations at bolt and parts. The stiffness of bolt can be determined precisely but for parts stiffness empiric formulas are using to calculate. Especially the deformation cone is considered to calculate the cross section. For this reason one of the most used empiric formula is Röttscher formulation.

In this thesis, the empiric Röttscher formulation which is used to calculate stiffness of connecting parts in bolt – nut connection is investigated using Finite Element Method. For that purpose, the parameters in Röttscher equation have been tested and verified individually.

On the other hand, force-displacement triangles used in preloaded bolt – nut connections are investigated using FEM. Following the application of operational force, stresses and strain (forces and displacements) on the parts and bolt have been determined. Distribution of forces on bolt and connected parts has been investigated.

As a result of the research, results of empiric Röttscher formulation and finite element analysis are compatible between. There is difference between finite element analysis results and operational force applied preloaded bolt – nut connections parameters. This difference is a result of not homogen deformation allocation.

**Keywords:** *Part stiffness in bolt – nut connections, Preloaded connections*

## 1. GİRİŞ

Günümüzde bilgisayar teknolojisindeki gelişmeler ve bu gelişmeleri takiben bilgisayar kullanımının her alana yayılması bilim dünyasını da bilgisayar destekli çalışmalara yöneltmiştir. Bilgisayar destekli çalışmalar, gerçeğe daha yakın sonuçlar alınmasına ve bu sonuçlara ulaşma süresinin daha kısa zamanda olabilmelerini sağlamaktadır. Bu daha kısa sürede daha fazla ve karmaşık sistemlerin araştırılabilmesini mümkün kılmıştır. Ayrıca sonuçlar daha güvenilir olmaktadır.

DeneySEL yöntemlerde bir problemi simüle edebilmek yüksek maliyet ve zaman gerektirmektedir. Fakat bilgisayar destekli problem çözümleri maliyet açısından tasarruflu ve kısa zaman sürelerine ihtiyaç duymaktadır. Gerçeğe çok yakın sonuçlar vermesi ve karmaşık problemlerin kolayca tanımlanabilmesi mühendisleri ve bilim insanlarını bilgisayar destekli analizlere yönlendirmiştir.

Bilgisayar destekli analiz ve problem çözme yöntemleri arasında yaygın olarak kullanılan yöntemlerin başında sonlu elemanlar yöntemi gelmektedir. Sonlu elemanlar yönteminde asıl prensip parçayı sonlu elemana bölerek ve mevcut problem koşullarını vererek analiz yapmaktır. Bu analiz yöntemiyle birçok makine parçası veya sistemi ele alınabilmektedir. Genellikle analizi yapılan ve incelenen sistemlerden biri de cıvata bağlantılı sistemlerdir.

Cıvata bağlantılı sistemleri en çok kullanılan en önemli çözülebilir makine elemanlarıdır. Cıvata bağlantı sistemleri birçok sistemde iki veya daha fazla parçayı bir arada tutmak ve bir montaj oluşturmak için kullanılır. Cıvata bağlantılı sistemlerde 2 önemli karakteristik vardır. Bunlar; birbiriyle yüzey teması yapan parçalar ve ön gerilmedir. Önceki yapılan çalışmaların çoğu bağlantı bölgesindeki katılık düzeyine ve temas bölgesinde meydana gelen gerilmelerin analizi üzerine yapılmıştır.

Daha önce yapılan çalışmaların bir sonucu olarak cıvata bağlantılı bir sistemin fiziksel davranışını tahmin edebilmek için ön gerilme verilebilecek detaylandırılmış 3 boyutlu bir analize ihtiyaç vardır. Fakat büyük ve kompleks sistemler için (dizel motoru gibi) detaylı modelleme ve analiz, bütün sistemin analizinin bilgisayar hesap maliyeti ve problemin büyüklüğünün sınırlı olması nedeniyle çok zordur. Bu nedenle bütün sistemi ele almaktansa sistemin parçalarının farklı tiplerde olduğu düşünülerek farklı farklı tiplerde analiz yapmak

gerekmektedir. Bu analizler mevcut denklemler ile de karşılaştırılıp hem denklemin hem de analiz yönteminin gerçekliği sağlayıp sağlayamadığı araştırılmalıdır.

Analiz sırasında dikkat edilmesi gereken parametreler civatanın ön yükleme ve işletme yüküne nasıl bir tepki gösterdiği ve parçanın cıvata ile birlikte bu yüklere karşı olan davranışlarıdır.

Genellikle cıvata bağlantı sistemlerinde Rotscher denklemleri kullanılır. Ön gerilmeli sistemlerde ise sonuçlar ön yükleme üçgenleri çizilerek bulunur.

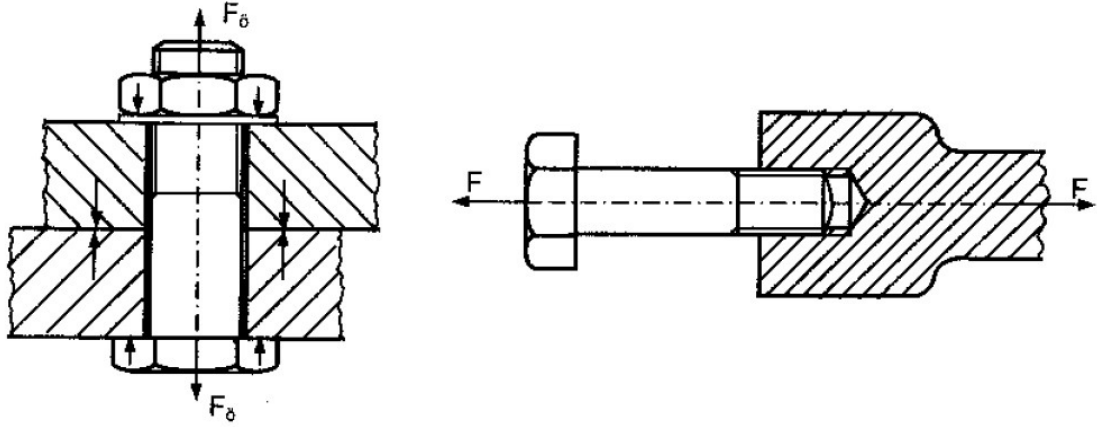
Çalışmamda cıvata-somun bağlantılarında, bağlanan parçaların katılığının hesaplanmasında kullanılan ampirik Rotscher formülünün geçerliliği sonlu elemanlar yöntemi (SEY) kullanılarak araştırılmıştır. Bu amaçla ön yüklemeli bir bağlantıda Rotscher formülünde yer alan parametreler ayrı ayrı test edilerek formülün doğrulaması yapılmıştır. Formülün doğrulanması sırasında farklı parça boyutları ve farklı malzeme özellikleri sisteme uygulanmıştır.

Diğer yandan ön yüklemeli bağlantılarda kullanılan gerilme üçgeni SEY kullanılarak araştırılmıştır. Gerilme üçgeninde işletme kuvveti etki ettikten sonra parçalarda ve cıvatada meydana gelen gerilme ve gerinimler (kuvvet ve şekil değiştirmeler) tespit edilerek işletme kuvvetinin parça ve cıvatalar tarafından ne ölçüde paylaşıldığı araştırılmıştır. Ayrıca ön yükleme üçgeninin gerçekliğe göre nasıl sonuçlar verdiği ve sonuçların analizi yapılmıştır. Analiz sırasında sistemdeki kapak boyut çapları değiştirilmiş ve dişli ve dişsiz olarak 2 cıvata tipi kullanılarak analiz yelpazesi genişletilmiş ve analizlerin kendi aralarında tutarlı olup olmadığı incelenmiştir.

Analize başlamadan önce kullanılan mevcut denklemlerin neler olduğu ve ön yükleme üçgeninin nasıl çizildiği, ön yükleme üçgeni ile hangi sonuçlara ulaşılabileceği araştırıldı ve cıvata bağlantılı sistemler için daha önce yapılan çalışmalar irdelendi.

### 1.1 Cıvata Bağlantılı Elemanlarda Kuvvetler

Cıvata bağlantıları genel olarak ya bir somun ile ya da somunsuz, parça üzerine diş açılarak birleştirme şeklinde kullanılır. Fakat en yaygın ve kolay kullanım bir somun yardımıyla bağlantı oluşturulmasıdır. Bu şekilde olan bağlantılarda somun parça yüzeyine oturuncaya kadar vida üzerinde serbestçe döner. Fakat somun parça yüzeyine ulaştınca somun döndürülmeye devam edilirse parça ve cıvata üzerinde bir gerilme oluşur. Bu gerilme parçayı sıkıştırmaya, cıvatayı ise uzamaya zorlayan bir gerilmedir. Bu kuvvete **ön yükleme kuvveti ( $F_0$ )** denir.

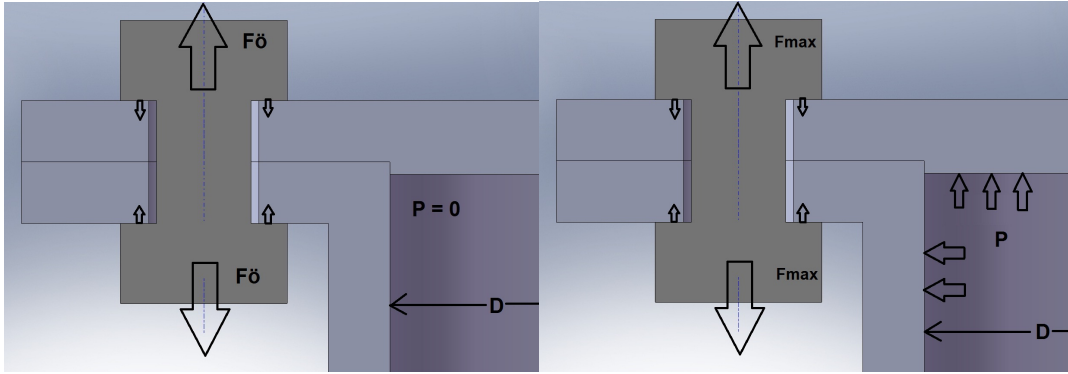


Şekil 1.1 Ön yüklemeli ve ön yüklemesiz cıvata bağlantıları

### 1.2 Önyüklemeli Bağlantılarda İşletme Yüğü

Önyüklemeli bağlantılarda somunun sıkıldığı sürede  $F_0$  yükü ve  $M_1$  momentini cıvata kesitini zorlar. Somun sıkma işlemi bittikten sonra  $M_1$  momentini ortadan kalkar ve sadece  $F_0$  yükü kalır. İşletme durumuna bağlı olarak  $F_0$  yükünün yanı sıra bir de  $F_{i\dot{s}}$  işletme yükü ortaya çıkar.

İşletme yükü bir basınç, moment, ağırlık veya merkezkaç kuvveti olabilir. Örnek cıvata somun bağlantısı ile kapağı gövdeye birleştirilmiş bir basınçlı bir kapta, kap içinde oluşacak olan basınç kuvveti (Şekil 1.3) statik olarak kapağı gövdeden ayırmaya çalışacaktır.



Şekil 1.2 Basıncılı bir kaptaki işletme yükü

Kapağın gövdeye n adet cıvata ile bağlandığı düşünülürse, bir cıvataya gelen işletme yükü;

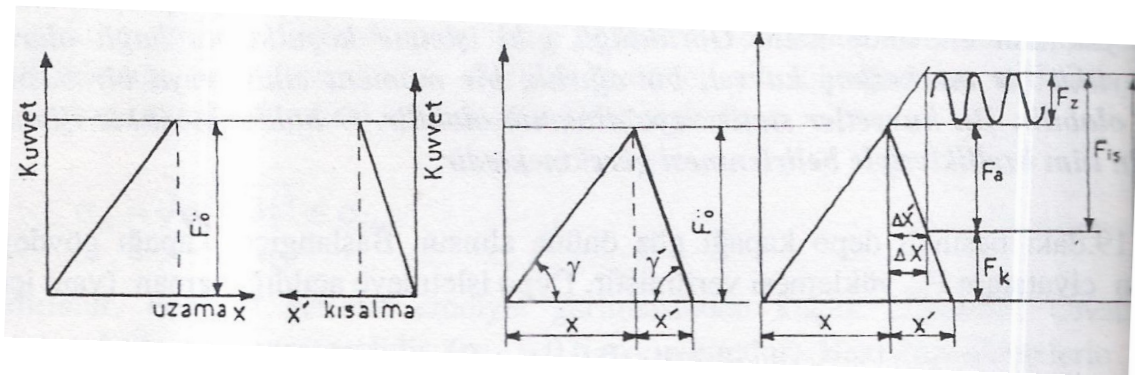
$$F_{i\gamma} = \frac{1}{n} \frac{\pi}{4} D^2 p \quad (1.1)$$

olacaktır. Bu ifade sadece bu tip örneklerde kullanılabilir.

D kapağın çapı, P basınç değeridir.

### 1.3 Önyüklemeye Üçgeni

Önyüklemeye üçgeni cıvata ve parçalar üzerinde oluşan şekilde değiştirme ve kuvvetlerin ortak bir diyagramda toplanması ile oluşur ve bu ilişkilerin bir arada görülmesini sağlar.



Şekil 1.3 Önyüklemeye üçgeni

Hooke Kanunu'na göre cıvata ve parçalarda oluşan uzama ve kısaltmalar elastik sınırları geçmeyecek şekilde oluşursa kuvvet ve şekil değişimi arasındaki ilişki doğrusal olacaktır. Buna bağlı olarak yükler ortadan kalkarsa parça ve cıvata üzerindeki yükler kalkması durumunda eski şekillerini geri kazanacaklardır.

Civatanın bir birim uzaması için gereken kuvvet  $k_c$ , parçanın bir birim kısaltması için gereken kuvvet  $k_p$  ise;

$$F_{\delta} = k_c \cdot x = k_p \cdot x' \quad (1.2)$$

oluşturulabilir.  $k_c$  ve  $k_p$ 'ye yaylanma katsayısı veya yay katılığı da denmektedir.

İşletme kuvveti uygulandıktan sonra parça ve cıvata üzerindeki kuvvetler değişecektir. Buna bağlı olarak uzama ve kısaltmalar değişecektir. Uzamalar  $x + \Delta x$  şeklinde  $\Delta x$  kadar değişeceğini düşünürsek;

$$F_{\max} = k_c (x + \Delta x) \quad (1.3)$$

olarak cıvata üzerinde toplam kuvvet bulunabilir. Buna bağlı olarak parçada  $-\Delta x$  kadar bir rahatlama olacaktır.

$$F_k = k_p (x' + \Delta x') \quad (1.4)$$

Burada parça üzerindeki  $F_{\delta}$  kuvvetinin  $F_k$  değerine inmesine sebep olan ve cıvata üzerindeki  $F_{\delta}$  kuvvetinin  $F_{\max}$  kuvvetine çıkmasına sebep olan kuvvet  $F_{i\delta}$  kuvvetidir.

$$F_{\max} = F_{i\delta} + F_k \quad (1.5)$$

$$F_{\max} = F_{\delta} + F_z \quad (1.6)$$

$$F_k = F_{\delta} - F_a \quad (1.7)$$

Burada  $F_z$  cıvata üzerine gelen ek yük,  $F_a$  ise parçayı sıkıştıran  $F_{\delta}$  kuvvetinin azalma miktarıdır.

#### 1.4 Yaylanma Katsayısının Belirlenmesi

Bağlantılarda uzama ve kısaltmalar elastik sınırlar içinde olduğundan adeta bir yay gibi davrandıkları da söylenebilir. Bu durumda yay karakteristiği ve cıvata ve parçaların boyu, kesit alanı, esneklik katsayısı sırasıyla  $l_c$ ,  $A_c$ ,  $E_c$  ve  $l_p$ ,  $A_p$ ,  $E_p$  ise Hooke Kanunu'na göre;

$$x = F_{\ddot{o}} \frac{l_c}{A_c E_c} \quad (1.8)$$

$$x' = F_{\ddot{o}} \frac{l_p}{A_p E_p} \quad (1.9)$$

yazılabilir. Bu ifadelerdeki eşitlikler taşınırsa;

$$k_c = \frac{A_c E_c}{l_c} \quad (1.10)$$

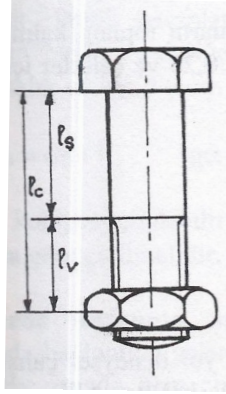
$$k_p = \frac{A_p E_p}{l_p} \quad (1.11)$$

oluşur. Hassas bir hesaplama için vida açılmış ve açılmamış kısımlar ayrı ayrı düşünülür ve toplam uzama bu iki ayrı bölgenin ayrı ayrı uzamaları şeklinde düşünülürse;

$$x = \frac{F_{\ddot{o}}}{E_c} \left( \frac{l_v}{A_v} + \frac{l_{\ddot{s}}}{A_{\ddot{s}}} \right) \quad (1.12)$$

$$\frac{1}{k_c} = \frac{1}{k_v} + \frac{1}{k_{\ddot{s}}} \quad (1.13)$$

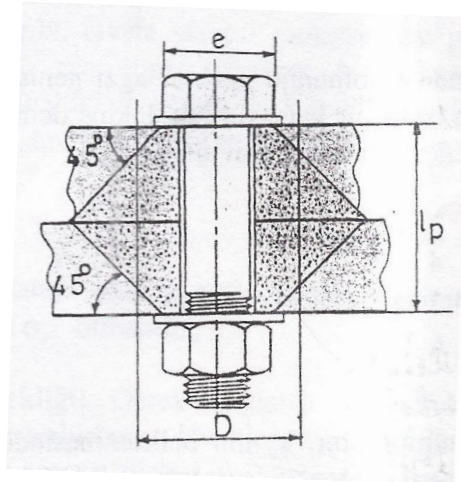
şeklinde yaylanma katsayıları cinsinden  $k_c$  hesaplanabilir. Burada  $k_{\ddot{s}}$  şaft kısmının ,  $k_v$  ise vida açılmış kısmın yaylanma katsayılarıdır.



Şekil 1.4 Cıvatalarda yay katılığı ve  $l_s$ ,  $l_v$

### 1.5 Parçadaki Şekil Değişiminin Hesaplanması

Parçadaki şekil değişiminin hesaplanması için ilk önce gerilmeye maruz kalan alanın ( $A_p$ ) belirlenmesi gerekmektedir. Rötcher'e göre cıvata ile somun arasında sıkışan parçalarda deformasyona uğrayan kısım yanıl yüzeyleri eksenle  $45^\circ$  açı yapan iki kesik koni şeklindedir.



Şekil 1.5 Parçada oluşan gerilme

Bu durumu formülize etmek için aynı katılığını sağlayan eşdeğer silindir kullanılır. Silindirin delik çapı  $d$  ise;

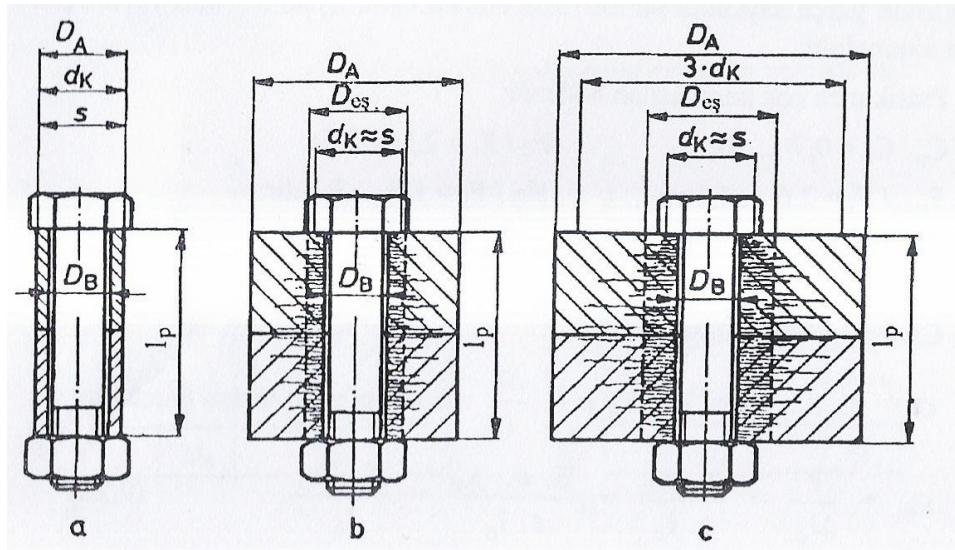
$$D = s + k \left( \frac{l_p}{2} \right) \quad (1.14)$$

oluşur. Burada  $s$  somun anahtar ağzının genişliği,  $l_p$  parçanın toplam kalınlığı,  $k$  ise malzemeye ait bir katsayıdır. Bu katsayı dökme demirler için 0,25, çelik için 0,2'dir. Böylece eşdeğer silindirin kesit alanı ve yay katılığı;

$$A_p = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \quad (1.15)$$

$$k_p = \frac{A_p E_p}{l_p} \quad (1.16)$$

olarak bulunur.



Şekil 1.6 Parçalarda yay katılığının belirlenmesi

### 1.6 Cıvata Kesitinde Oluşan Gerilme

Ön yükleme ve işletme yükü uygulandıktan sonra cıvatayı toplam  $F_{\max}$  kuvveti zorlar. Bu durumda cıvata kesitinde oluşacak gerilme aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\max}}{A_1} = \frac{4F_{\max}}{\pi d_1^2} \quad (1.17)$$

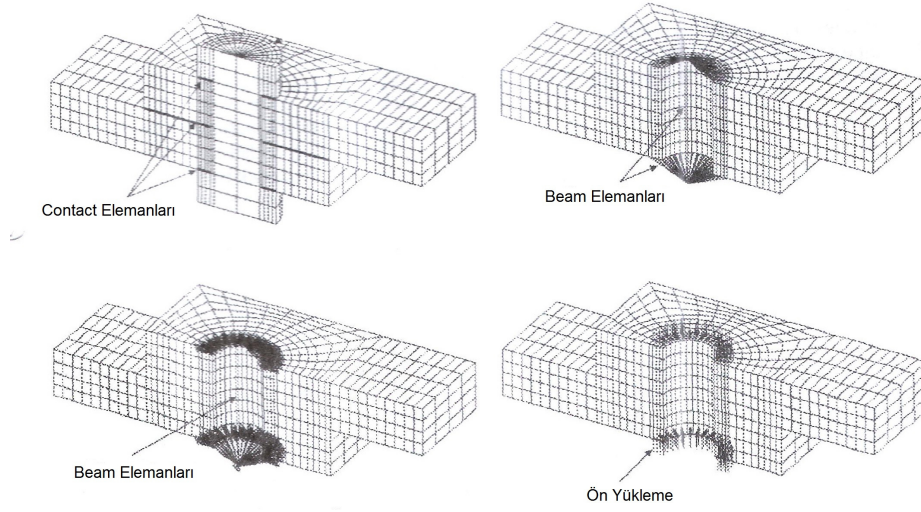
## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Cıvata somun bağlantı elemanlardaki gerilmeler üzerine günümüze kadar sonlu elemanlar yöntemiyle olsun, deneysel yöntemlerle olsun çok sayıda araştırma yapılmıştır. Bu araştırmalar sonucu yeni formüller geliştirilmiş veya mevcut formüller gerçeğe ulaşmamızı sağlayabilecek şekilde düzeltilmiştir.

Cıvata somun bağlantı elemanlardaki gerilmeler üzerine yeni bir araştırma yapmadan önce daha önce yapılmış çalışmaları incelemek büyük önem taşımaktadır. Bu nedenle daha önce yapılan çalışmalar incelenmiştir.

### 2.1 Cıvata Bağlantılı Elemanlar Hakkında Daha Önce Yapılan Benzer Analizler

Kim, vd., (2005) tarafından yayınlanan makalede cıvata bağlantılarının modellenmesi ve sonlu elemanlar yöntemiyle analizi yapılmıştır. Makalede 3 boyutlu modelleme ile yapılan sonlu elemanlar analizlerinde somun, flanş ve cıvata bağlantı sistemleri için gerçek deneylere en yakın sonuçları yüzeyden yüzeye contact elemanlarıyla yapılan analizler sonucu alındığı belirtilmiştir. Ayrıca analizler göstermiştir ki, 4 çeşit cıvata bağlantısı arasında, bilgisayarda hesaplama zamanı ve hafıza kullanımı olarak en verimli sonuçlar cıvata somun bağlantılı sistemlerde alınmıştır.

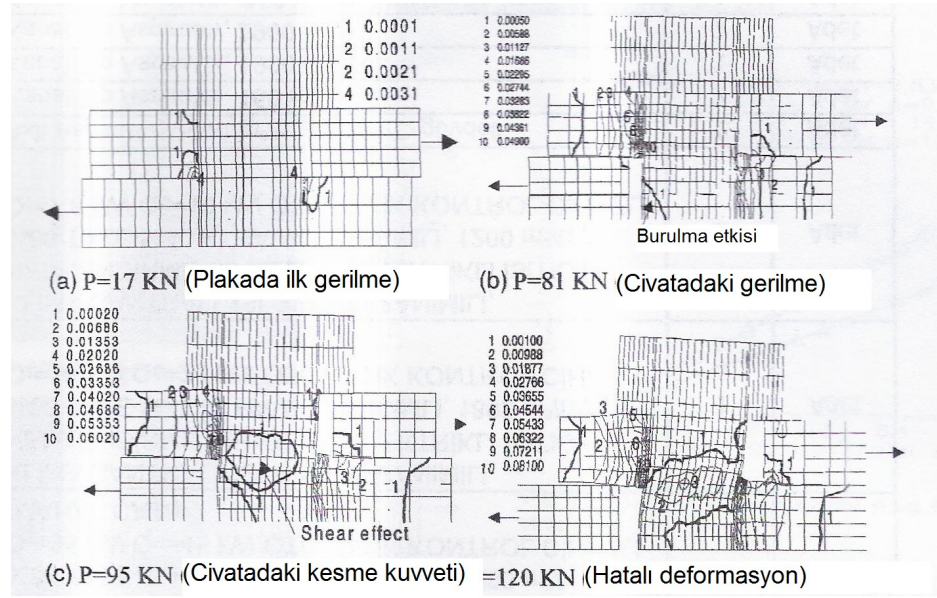


Şekil 2.1 Cıvata bağlantı tiplerinin sonlu elemanlar yöntemiyle karşılaştırılması

Bu makalede 4 çeşit somun cıvata bağlantı yöntemi SEY yöntemi ile karşılaştırılmıştır. Parçalara mesh yöntemi uygulaması yapılırken ve kuvvetler verildikten sonra analiz sırasında kullanılan bilgisayar analiz süresi ve işlemci kullanım miktarları karşılaştırılmıştır. Plaka üzerinde gerçekleşen yer değiştirmeler karşılaştırılmış ve “En iyi sonuçlar hangi cıvata bağlantı yönteminde oluşur?” “Hangi yöntemler birbirine benzerdir?” soruları cevaplanmıştır. Daha sonra cıvata bağlantı yöntemleri çekme, bükme gibi gerilmeler uygulanmış ve cıvata başlarında ve plakalarda meydana gelen gerilmeler incelenmiştir.

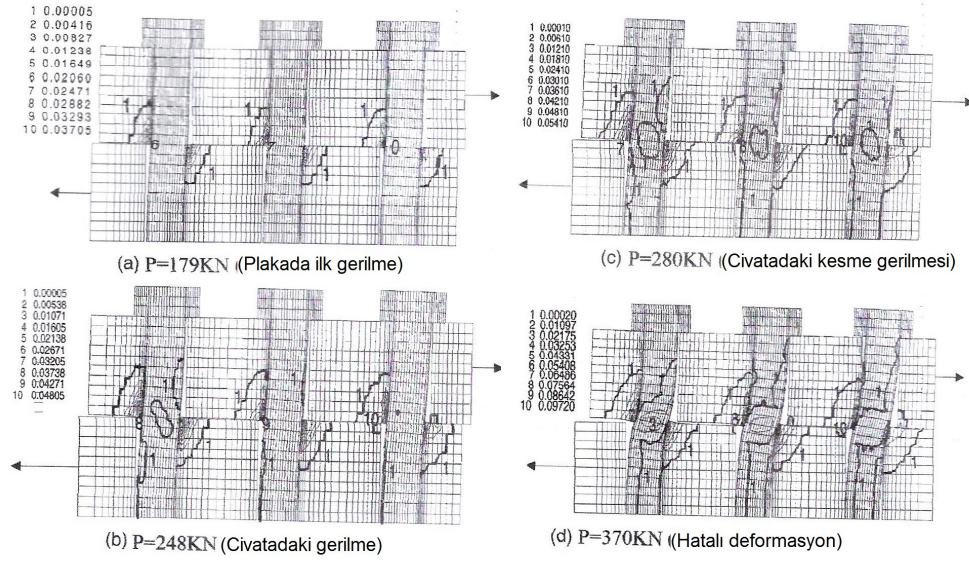
Sonuç olarak 4 cıvata bağlantı tipinden en uygun olanı belirlenmiştir.

Ju, vd., (2003) tarafından yapılan çelik somunlu bağlantıların 3 boyutlu SEY analizinde, çelik civataların plakalı bağlantılarda kesilme kuvvetlerine davranışları incelenmiştir.



Şekil 2.2 Cıvata bağlantısında cıvatadaki kesme kuvvetleri ve cıvatanın davranışı

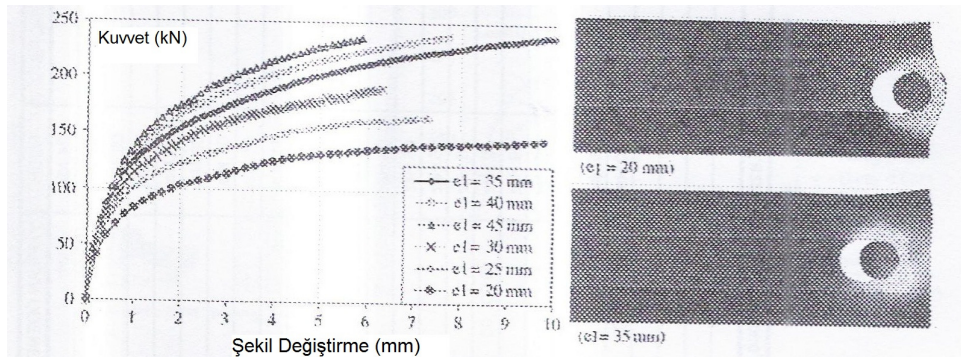
Bu makalede plakalar bir ve birden fazla cıvata ile bağlanarak plakalarda oluşan yer değiştirmeler karşılaştırılmış ve incelenmiştir. Daha sonra cıvata dibinde kesme kuvvetlerinden dolayı meydana gelen yer değiştirmeler ve cıvatanın davranışı incelenmiştir. 3 cıvata bağlı sistem için kuvvetler artırılarak plaka ve civatada meydana gelen yer değiştirmeler ve kesmeden dolayı cıvatanın kırılması incelenmiştir. Makale sonucuna göre civatalar üstünde oluşan toplam gerilmeler cıvata adedine bağlı olarak lineer şekilde civatalar üstüne dağılmaktadır.



Şekil 2.3 Birden fazla cıvata bağlanmış sistemde cıvataların kesitteki malzeme davranışı

Buchair, vd.,(2007) tarafından yapılan araştırmada paslanmaz çelik cıvata bağlantılarının davranışları irdelenmiştir. Bu çalışma, çelik yapılarda genel olarak kullanılan 2 çeşit bağlantı tipine odaklı yapılmıştır. Bunlar T bağlantılı sistemler ve plaka bağlantıları.

Plaka sistemlerinin davranışı çekme uygulanarak incelenmiştir. 2li, 3lü, 4lü ve değişik konumlu cıvata bağlantılarına kuvvet uygulanarak analizler yapılmıştır. Cıvata bağlantısı için gereken deliğin plakanın dışına olan uzaklığı değiştirilerek bu uzaklığa bağlı olarak meydana gelen delik deformasyonları incelenmiştir.



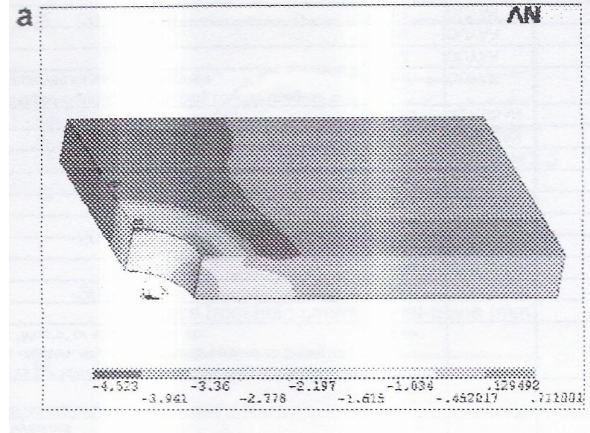
Şekil 2.4 Plakalarda cıvata deliğinin plaka kenarına olan uzaklığına bağlı davranışları

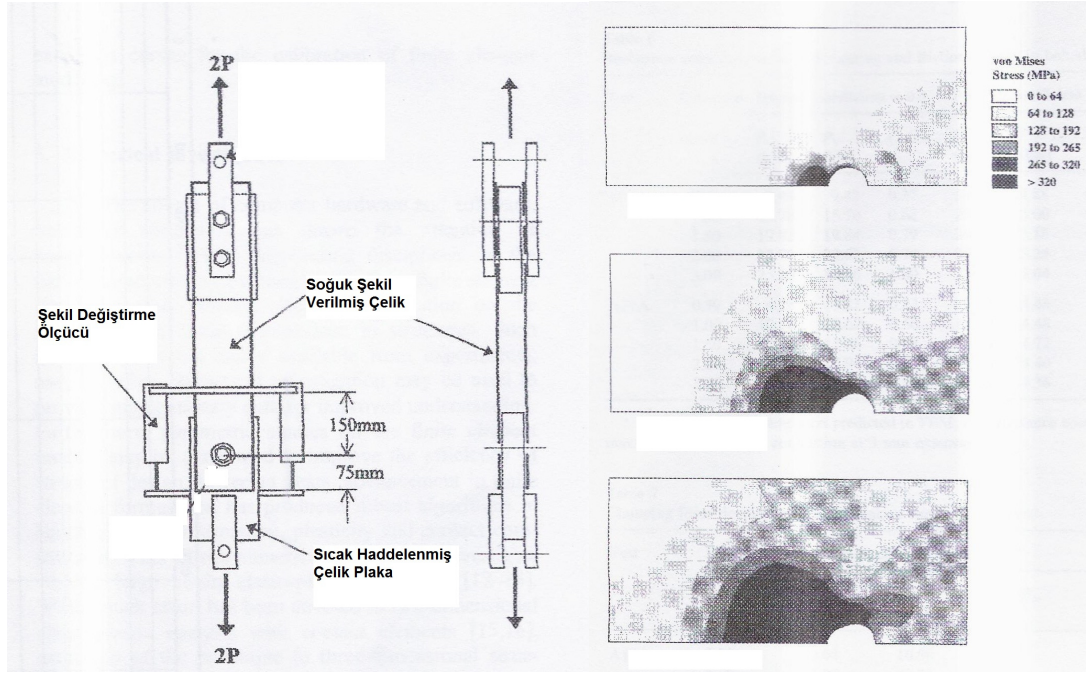
T bağlantı sistemleri için uzun ve kısa T ler için analiz yapılmıştır. Bu sistemler için yer

değişiklikler incelenmiş ve cıvata üzerindeki yük, uygulanan kuvvet ile karşılaştırılmıştır.

Chakherlou vd., (2007) tarafından yapılan araştırmalarda cıvata bağlantılı plakalarda sıkma kuvvetinden dolayı meydana gelen yorulma deneysel ve numerik olarak incelenmiştir.

Deneysel araştırmada cıvata ve somun yardımıyla sıkma kuvveti verilen plaka yorulma test makinesinde test edilmiştir. Bu deney uygulanırken 3 ayrı kuvvet uygulanarak kuvvet-yorulma diyagramları çizilmiştir.



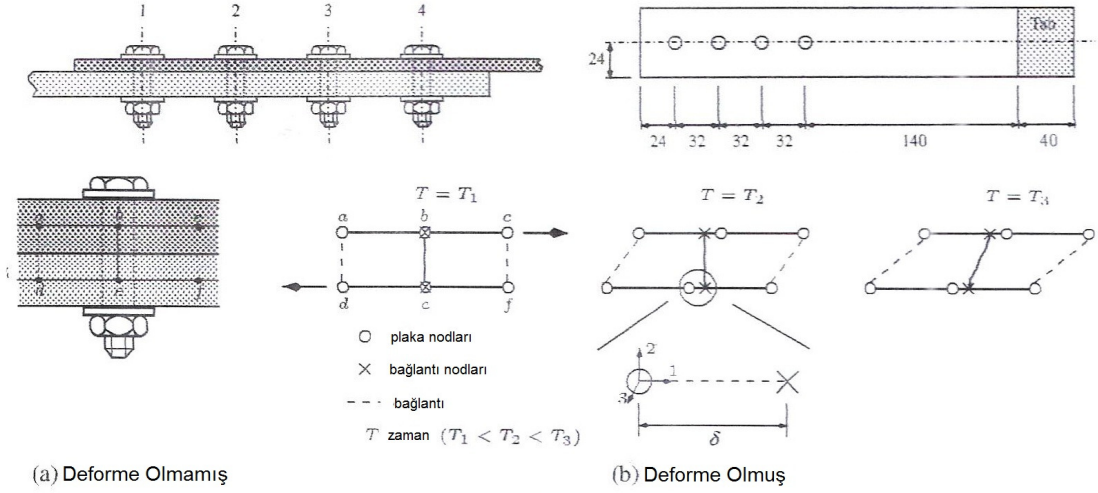


Şekil 2.6 Araştırmada kullanılan model ve plakada oluşan gerilmeler

Bu çalışmada soğuk şekillendirilmiş plaka ile sıcak şekillendirilmiş plaka bağlantısı arasındaki cıvata bağlantısının yapısal performansı incelenmiştir. Yük-yer değiştirme diyagramları oluşturulurken non-lineer malzeme, geometrik ve temas ilişkileri ele alınmıştır. Çalışma sonucunda anlaşılmıştır ki Kuvvet-Gerilme diyagramları, elemanlar arasındaki temas katılığı ve sürtünme ilişkileri ve cıvatalardaki sıkma kuvvetleri, cıvata bağlantılı sistemlerde doğru tahminler için önemli parametrelerdir.

Ekh ve Schön (2007) tarafından yapılan araştırmada çok bağlantılı sistemlerde yapısal elementler kullanarak yük transferlerinin sonlu elemanlar yöntemiyle modellenmesi ve optimizasyonu araştırılmıştır.

Bu çalışmada kompozit ile alüminyum bağlantısı sonlu elemanlar yöntemi ile modellenmiştir. Cıvata bağlantıları arasında ve cıvata boşluklarında yük dağılımları, cıvata ön yüklemeleri ve plakalar arası sürtünme kuvvetleri dikkate alınmıştır.



Şekil 2.7 Plakalar arası yük dağılımları ve plakaların davranışları

Çalışmalarda görülmüştür ki malzemeler arası katılık farkları olduğundan dolayı plakalar arası yük dağılım eşitsizlikleri oluşmaktadır. Bağlantılar üzerinden taşınan yükleri optimum hale getirmek ve bunu bağlantı elemanlarının ağırlığını ve kesit gerilmelerini artırmadan yapmak için çalışılmıştır. Maksimum taşıma gerilmesi 220 Mpa'dan 120 MPa düşürülmüş ve ağırlık ve kesit gerilmeleri azaltılmıştır.

### 3. ANALİZ

Analizler ilk önce parçalar için malzeme k faktörü formülünün doğrulanması ve eşdeğer silindirin dış çapının bulunması üzerine yapılmıştır. Daha sonra ön yükleme üçgeni çizilmiş ve SEY yöntemi ile ön yükleme sırasındaki şekil değiştirmeler ve işletme kuvveti verildikten sonraki şekil değiştirmeler bulunup teorik değerler ile karşılaştırılmıştır.

3 boyutlu modelleme SOLIDWORKS programı kullanılarak yapılmış ve Sonlu Elemanlar Yöntemi analizinde ANSYS programı kullanılmıştır.

#### 3.1 Cıvata Bağlantılarında Ampirik Röscher Denkleminin Doğrulanması

Ön yükleme verilmiş bir cıvatanın (1.14) nolu formülde yer alan, parçanın k malzeme faktörü 2 değişik boyuttaki cıvata bağlantılı sistemde ve 2 değişik malzeme için analizi yapılmıştır. Analiz aynı malzeme için formülde yer alan s somun anahtar ağız genişliği ve lp parçanın

kalınlığı değiştirilerek 2 çeşit bağlantı üzerinde gerçekleştirilmiştir. Analiz 2 çeşit model için çelik malzeme ve dökme demir malzemeler için tekrarlanmıştır.

Analizlerde dişli cıvata yerine aynı işlevi görebilecek ve işlem süresi açısından daha az zaman alacak ve bilgisayar sisteminde çözüm kolaylığı sağlayacak şekilde dişsiz ve bütün bir cıvata kullanılmıştır.

Çizelge 3.1 Analizi yapılacak olan modellerin özellikleri

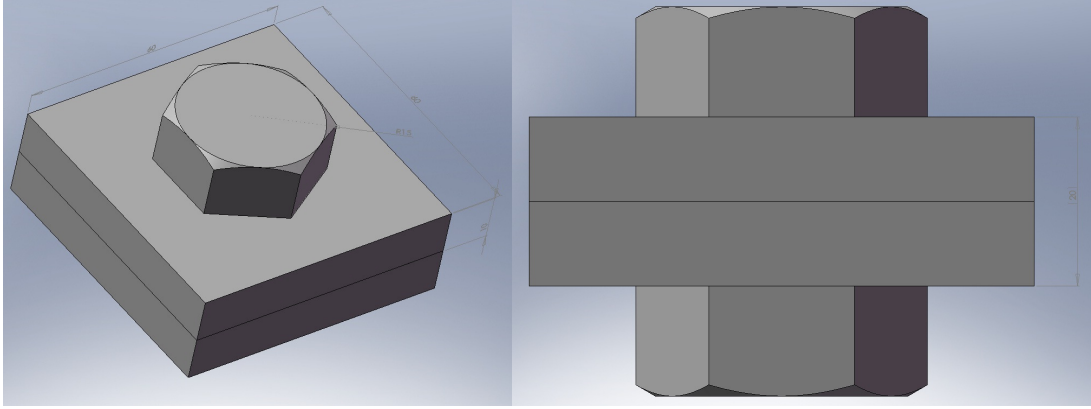
| No | s     | lp    | k    | Malzeme         |
|----|-------|-------|------|-----------------|
| 1  | 30 mm | 20 mm | 0,2  | Paslanmaz Çelik |
| 2  | 30 mm | 30 mm | 0,2  | Paslanmaz Çelik |
| 3  | 30 mm | 20 mm | 0,25 | Dökme Demir     |
| 4  | 30 mm | 30 mm | 0,25 | Dökme Demir     |

### 3.1.1 Modelleme ve Analiz

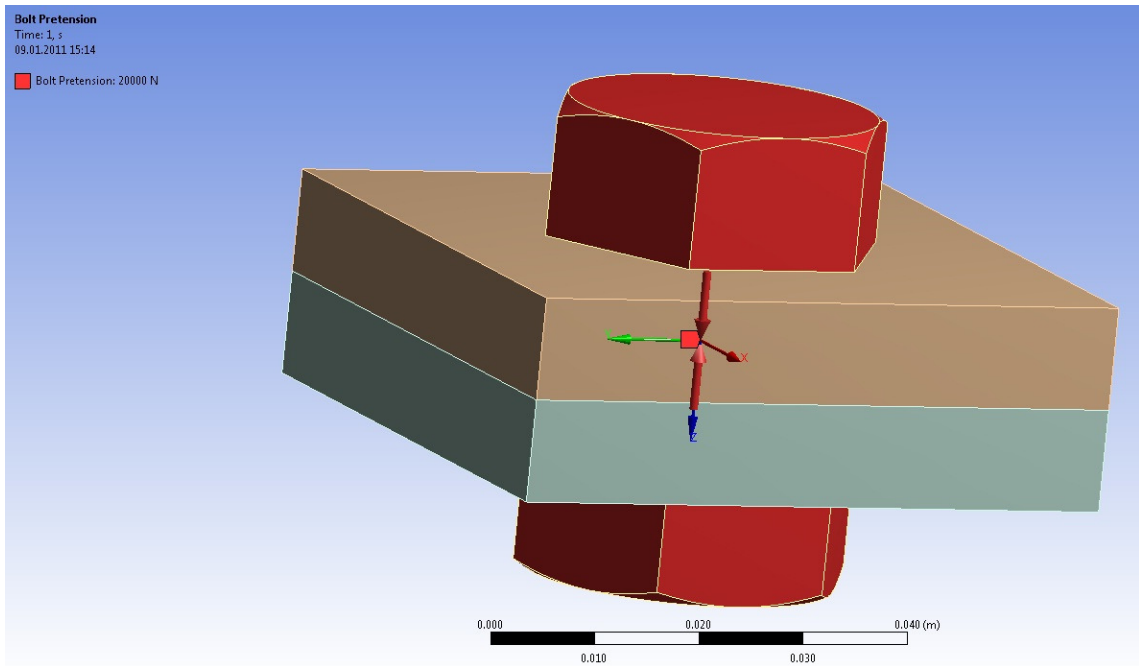
Modellemelerde 60 x 60 mm (Genişlik x Derinlik) boyutlarında levhalar kullanılmıştır. Ayrıca cıvata boyutları M20 cıvata standardına uygundur. Delik çapı 22 mm'dir.

Civatalara 20000 N ön gerilme verilmiştir. Ayrıca çelik için  $E = 200000 \text{ N/mm}^2$ ,  $\gamma = 0.3$  dökme demir  $E = 110000 \text{ N/mm}^2$ ,  $\gamma = 0.28$  için alınmıştır.

### 3.1.1.1 Model No 1



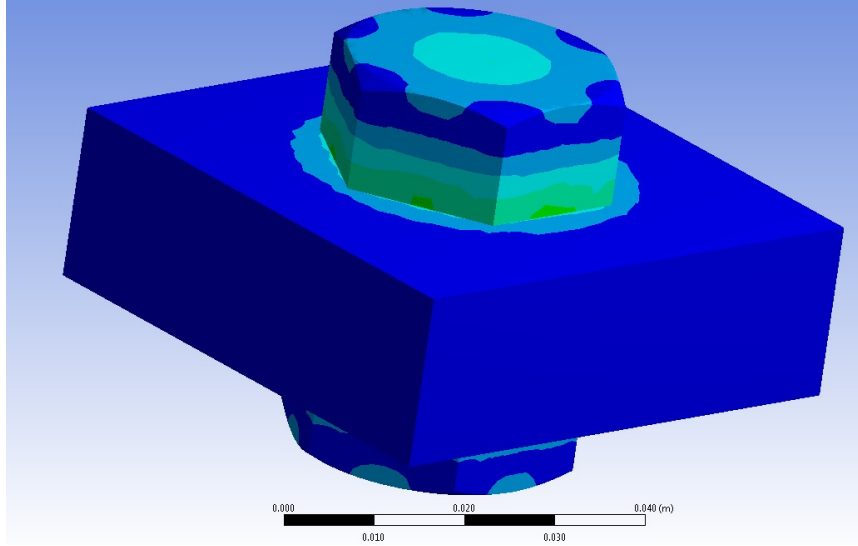
Şekil 3.1 Analizlerde kullanılan Model 1'in çizimi



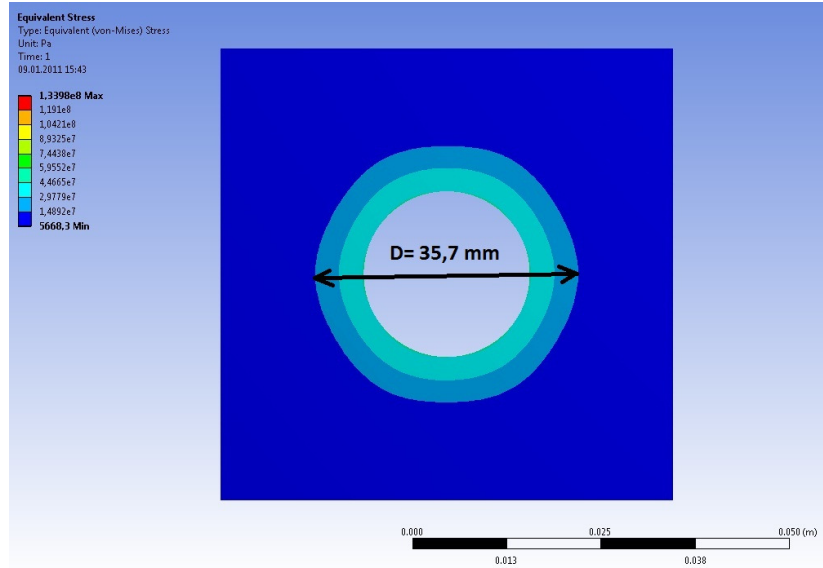
Şekil 3.2 Model 1'in yük uygulanmış görünümü

Analiz sonucuna göre koni üçgenin en dış nokta  $D_{koni} = 35,7$  mm çıkmaktadır. Eşdeğer silindirin dış çapını bulmak için anahtar sıkma genişliği ile koninin en dış noktası alınır. Eşdeğer silindirin dış çapı;

$$D = \frac{35,7\text{mm} + 30\text{mm}}{2} = 32,85\text{mm}$$



Şekil 3.3 Parça ve cıvata üstünde oluşan gerilmeler



Şekil 3.4 Montaj 1 için koninin dış çapı

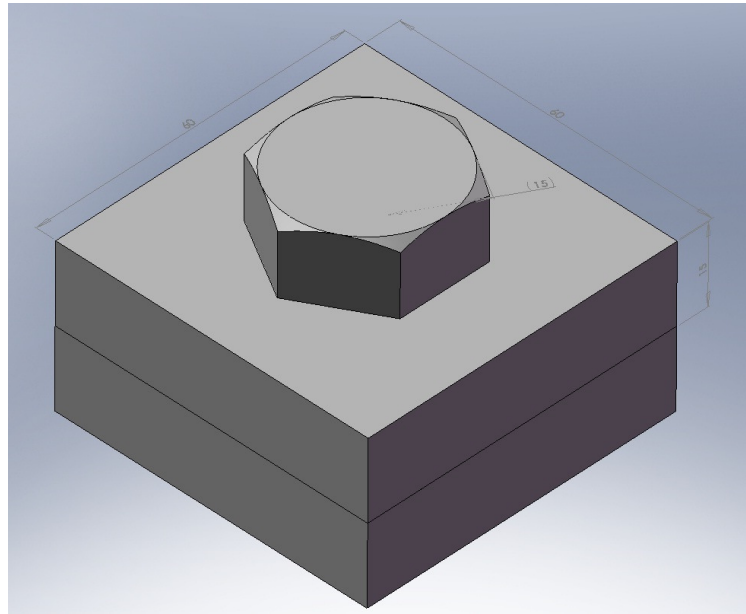
(1.14) formülü ile D dış çapı bulursak;

$$D = s + k\left(\frac{l_p}{2}\right) = 30mm + 0,2\left(\frac{20}{2}\right) = 32mm \text{ bulunmaktadır.}$$

Eğer analiz sonucunda çıkan D değerini doğru kabul edersek;

$$D = s + k\left(\frac{l_p}{2}\right) \quad k = \frac{2(D - s)}{l_p} = \frac{2(32,85 - 30)}{20} = 0,285 \text{ bulunur.}$$

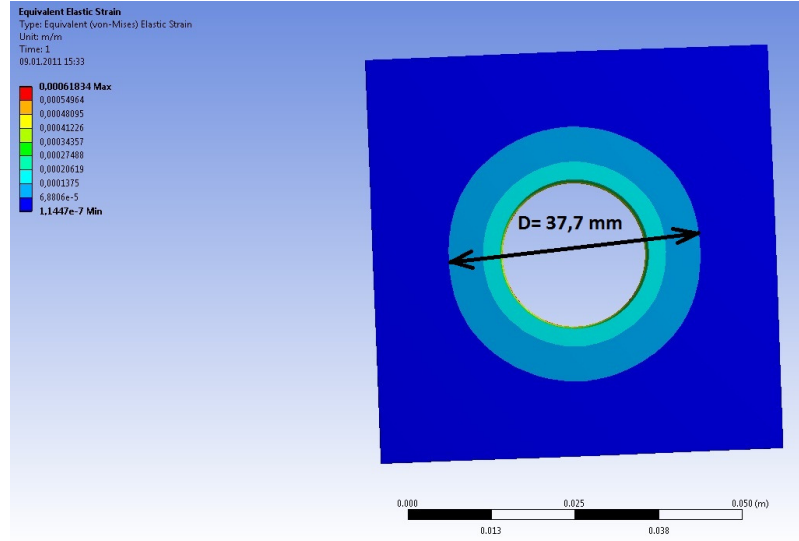
### 3.1.1.2 Model No 2



Şekil 3.5 Analizlerde kullanılan Model 2'nin çizimi

Analiz sonucuna göre koni üçgenin en dış nokta  $D_{koni} = 37,7$  mm çıkmaktadır. Eşdeğer silindirin dış çapını bulmak için anahtar sıkma genişliği ile koninin en dış noktası alınır. Eşdeğer silindirin dış çapı;

$$D = \frac{37,7mm + 30mm}{2} = 33,85mm$$



Şekil 3.6 Montaj 2 için koninin dış çapı

(1.14) formülü ile D dış çapı bulursak;

$$D = s + k\left(\frac{l_p}{2}\right) = 30\text{mm} + 0,2\left(\frac{30}{2}\right) = 33\text{mm} \text{ bulunmaktadır.}$$

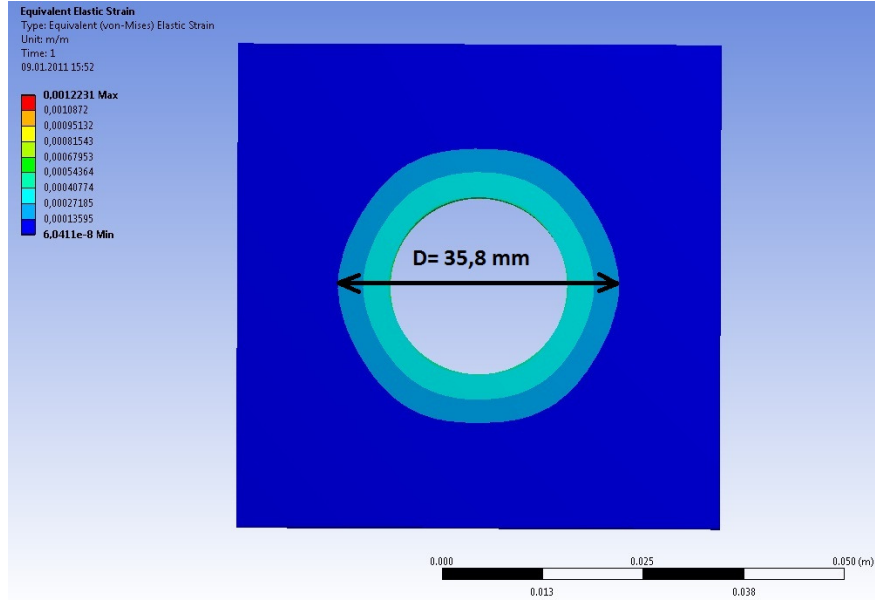
Eğer analiz sonucunda çıkan D değerini doğru kabul edersek;

$$D = s + k\left(\frac{l_p}{2}\right) \quad k = \frac{2(D - s)}{l_p} = \frac{2(33,85 - 30)}{30} = 0,257 \text{ bulunur.}$$

### 3.1.1.3 Model No 3

Analiz sonucuna göre koni üçgenin en dış nokta Dkoni = 35,8 mm çıkmaktadır. Eşdeğer silindirin dış çapını bulmak için anahtar sıkma genişliği ile koninin en dış noktası alınır. Eşdeğer silindirin dış çapı;

$$D = \frac{35,8\text{mm} + 30\text{mm}}{2} = 32,9\text{mm}$$



Şekil 3.7 Montaj 3 için koninin dış çapı

(1.14) formülü ile D dış çapı bulursak;

$$D = s + k\left(\frac{l_p}{2}\right) = 30\text{mm} + 0,25\left(\frac{20}{2}\right) = 32,5\text{mm} \text{ bulunmaktadır.}$$

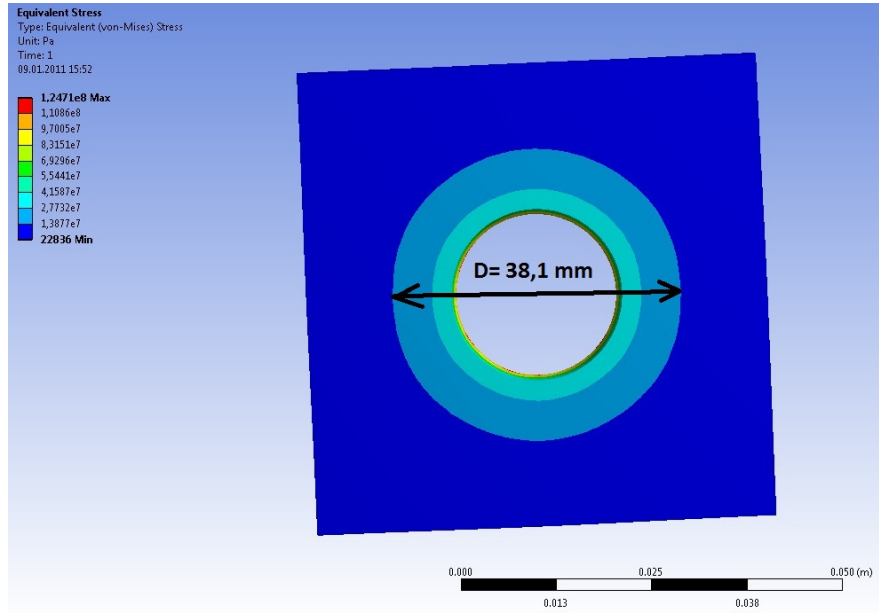
Eğer analiz sonucunda çıkan D değerini doğru kabul edersek;

$$D = s + k\left(\frac{l_p}{2}\right) \quad k = \frac{2(D - s)}{l_p} = \frac{2(32,9 - 30)}{20} = 0,290 \text{ bulunur.}$$

#### 3.1.1.4 Model No 4

Analiz sonucuna göre koni üçgenin en dış nokta  $D_{\text{koni}} = 38,1 \text{ mm}$  çıkmaktadır. Eşdeğer silindirin dış çapını bulmak için anahtar sıkma genişliği ile koninin en dış noktası alınır. Eşdeğer silindirin dış çapı;

$$D = \frac{38,1\text{mm} + 30\text{mm}}{2} = 34,05\text{mm}$$



Şekil 3.8 Montaj 4 için koninin dış çapı

(1.14) formülü ile D dış çapı bulursak;

$$D = s + k\left(\frac{l_p}{2}\right) = 30\text{mm} + 0,25\left(\frac{30}{2}\right) = 33,75\text{mm} \text{ bulunmaktadır.}$$

Eğer analiz sonucunda çıkan D değerini doğru kabul edersek;

$$D = s + k\left(\frac{l_p}{2}\right) \quad k = \frac{2(D - s)}{l_p} = \frac{2(34,05 - 30)}{30} = 0,270 \text{ bulunur.}$$

### 3.1.2 Analiz ile Teorik Değerlerin Karşılaştırılması

Analiz sonuçları ile teorik değerlerin karşılaştırılması (Çizelge 3.2) sonucu k malzeme katsayısı değerlerinin birbirine yakın değerler çıktığı görülmüştür. Aradaki ufak farkların oluşma nedeni eşdeğer silindir çapı için analiz sonucu çıkan değerlerin çok ufak bir değişkenlik bile gösterse formülün yapısından ötürü k değerinde büyük farklılıklara neden olmasıdır.

Fakat sadece malzeme farklılıklarını karşılaştırsak çelik ve demir arasındaki k farkının analiz sonucu çıkan k değerlerinde de olduğu görülmektedir. Örneğin model no 1 ve model no 3 için demirin k değeri çeliğe göre teorik değerde de olduğu gibi daha fazla çıkmıştır. Aynı

özellik diğer modeller arasında da geçerlidir.

Çizelge 3.2 Analiz ile teorik değerlerin karşılaştırılması

| No | s  | lp | k    | Malzeme         | D (SEY Sonucu) | $D = s + k (lp/2)$ | $k = (D - s) / (lp/2)$ |
|----|----|----|------|-----------------|----------------|--------------------|------------------------|
| 1  | 30 | 20 | 0,2  | Paslanmaz Çelik | 32,85          | 32                 | 0,285                  |
| 2  | 30 | 30 | 0,2  | Paslanmaz Çelik | 33,85          | 33                 | 0,257                  |
| 3  | 30 | 20 | 0,25 | Dökme Demir     | 32,90          | 32,5               | 0,290                  |
| 4  | 30 | 30 | 0,25 | Dökme Demir     | 34,05          | 33,75              | 0,270                  |

Silindir eşdeğer çapı için ise s değeri 30 mm için analiz sonucunda çıkan değerler hem çelik hem de demir için teorik değerlere yakın çıkmıştır ve kendi aralarındaki oran açısından bakılacak olursa tutarlıdır.

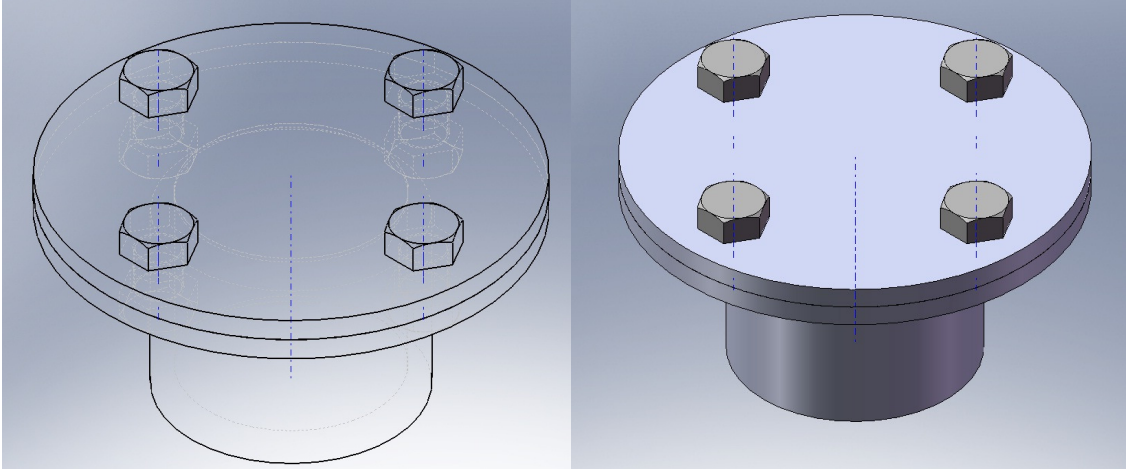
Malzemeler arası karşılaştırma yapılırsa beklenildiği gibi model no 1-3 ve 2-4 karşılaştırılırsa teorik değerlerde oluşan farklar aynı şekilde analiz sonuçlarında da oluşmaktadır.

### 3.2 Ön Yükleme ile İşletme Kuvveti Uygulanmış Cıvata Bağlantısının Analizi

Önyükleme ile işletme kuvveti analizi yapmak için bir kap modeli yapılması gerekmektedir.

#### 3.2.1 Modelleme ve Analiz

Model için genel daha önce analizi yapılan şekilde M20 cıvata ve 10 mm kalınlığına olan kapak ve gövde kullanılmıştır.



Şekil 3.9 Basıncılı kap modelinin görünümü

### 3.2.1.1 Sadece Ön Yüklemeli Hal

Sadece önyüklemeli hal için analiz yapmak ve önyükleme üçgenini çizebilmek için cıvataya uygulanan ön yükleme kuvvetinin bilinmesi, cıvata uzama miktarının hesaplanması ve parçada meydana gelen kısalmanın hesaplanması gerekmektedir.

Buna göre cıvatadaki uzamayı hesaplamak için ilk önce cıvata yaylanma katsayısının hesaplanması gerekmektedir. Cıvata yaylanma katsayısı;

$$\frac{1}{k_c} = \frac{1}{k_v} + \frac{1}{k_s} = \frac{1}{0} + \frac{1}{k_s} \quad k_c = k_s$$

olur. Çünkü cıvatamızda vida boyu sıfırdır.

Buradan cıvata M20 olduğundan  $d=20\text{mm}$ ,  $E_c= 200.000\text{N/mm}^2$  ve şaft boyu  $l_s= 26,5 \text{ mm}$  ise yaylanma katsayısı;

$$k_c = k_s = \frac{A_s E_s}{l_s} = \frac{d^2 \pi E_s}{4 l_s} \quad k_c = \frac{(20\text{mm})^2 \pi (200000\text{N/mm}^2)}{4(26,5\text{mm})} = 2369811,32\text{N/mm}$$

olarak bulunur.

Ön yükleme değerimiz analizlerde  $F_0=20.000 \text{ N}$  olarak seçilmiştir. Buna göre yaylanma katsayısı ile uzama miktarı bulunabilir.

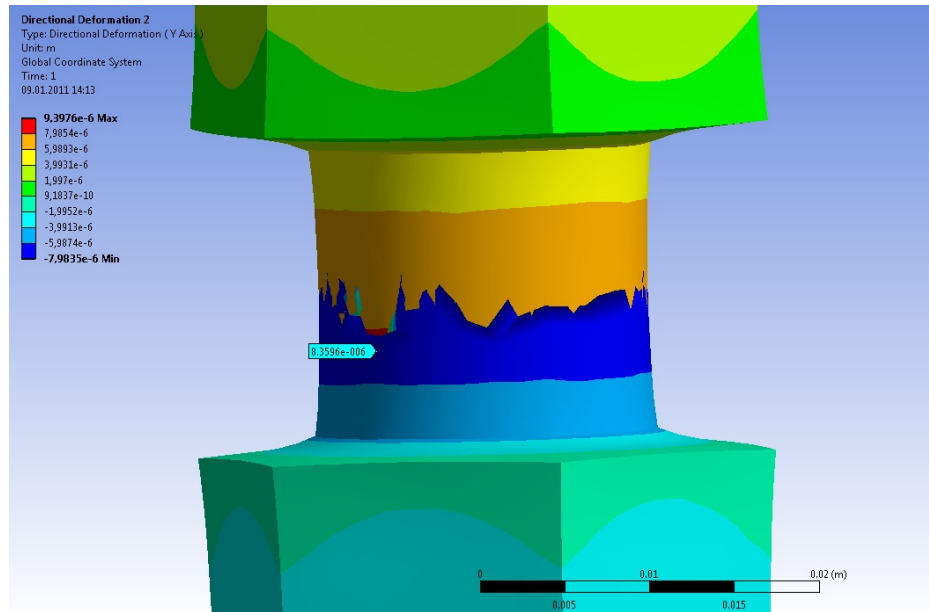
$$F_{\ddot{o}} = k_c x \quad x = \frac{F_{\ddot{o}}}{k_c} = \frac{20.000N}{2369811,32N / mm^2} = 8,44 \times 10^{-3} mm$$

SEY yöntemi ile yaptığımız analiz sonucu cıvataadaki uzama miktarı;

Cıvata merkezinde  $x = 9,40 \times 10^{-3} mm$

Cıvata yüzeyinde  $x = 8,36 \times 10^{-3} mm$

olarak bulunmuştur.



Şekil 3.10 Sadece önyükleme kuvveti uygulanan cıvataadaki uzama miktarı

Parçadaki kısılmanın hesaplanabilmesi için parçanın yay katılığının hesaplanması gerekmektedir. Parça kalınlığı  $l_p=20$  mm,  $E_p= 200.000$  N/mm<sup>2</sup>, eşdeğer silindir çapı  $D=32$ mm ve delik çapı  $d=22$  mm olduğuna göre parçanın yay katılığı;

$$k_p = \frac{A_p E_p}{l_p} = \frac{(D^2 - d^2) \pi E_p}{4 l_p}$$

$$k_p = \frac{((32mm)^2 - (22mm)^2) \pi 200.000 N / mm^2}{4(20mm)} = 4239000 N / mm$$

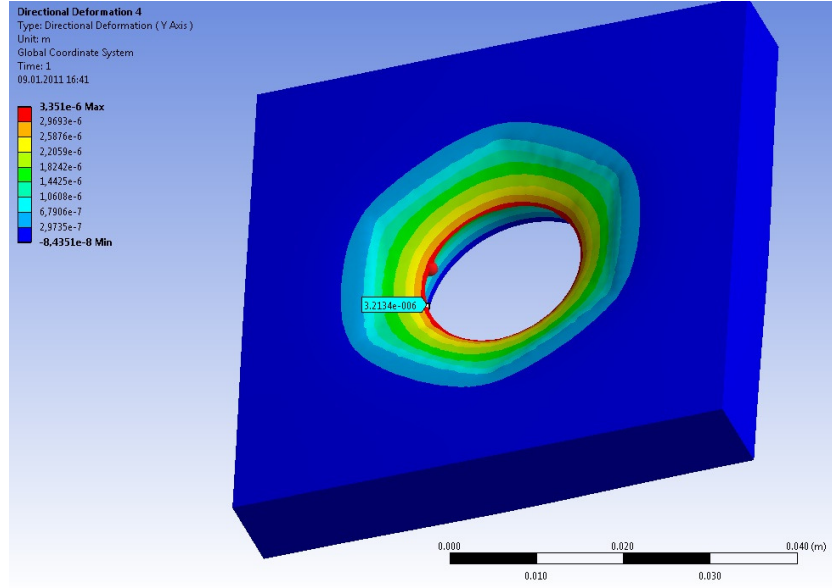
olarak hesaplanır. Buradan parçanın kısılma miktarı hesaplanabilir.

$$F_{\delta} = k_p x' \quad x' = \frac{F_{\delta}}{k_p} = \frac{-20.000N}{4239000N/mm} = -4,72 \times 10^{-3} mm$$

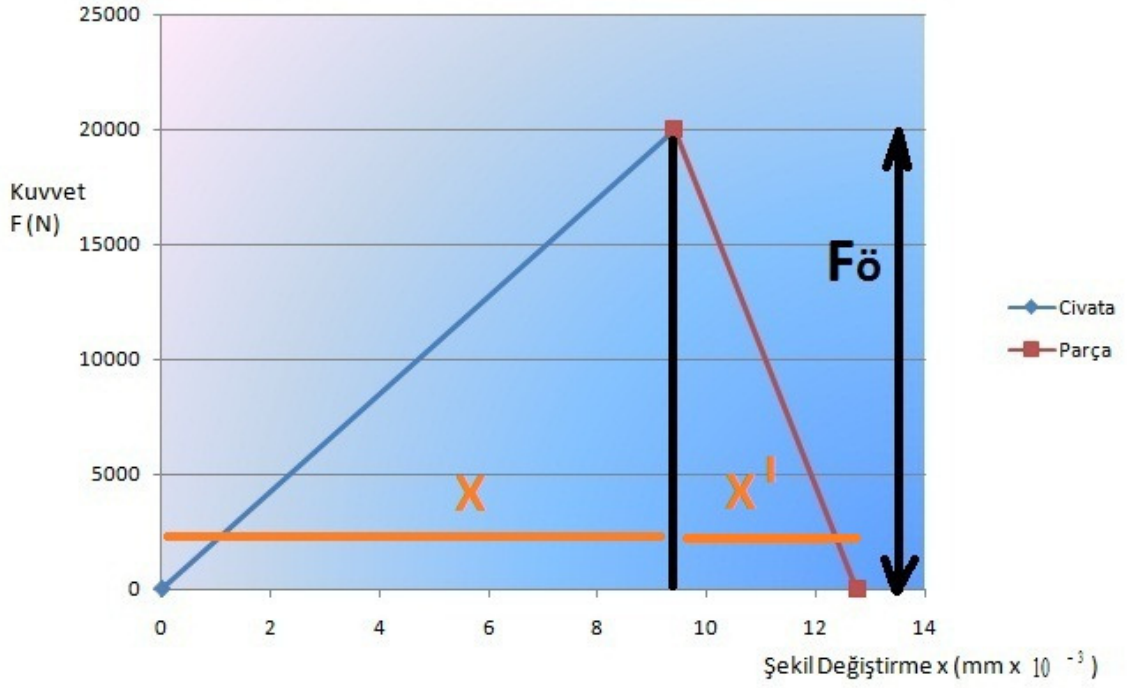
SEY yöntemi ile yaptığımız analiz sonucu parçadaki kısalma miktarı;

$$x' = -3,35 \times 10^{-3} mm$$

olarak bulunmuştur.



Şekil 3.11 Sadece önyüklem kuvveti uygulanan bağlantıda parçadaki kısalma miktarı

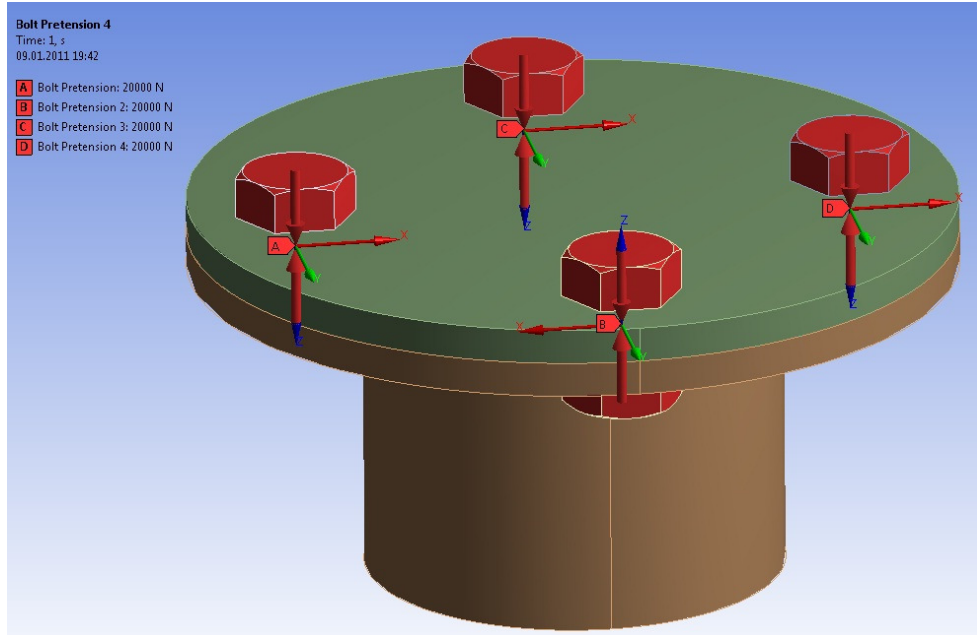


Şekil 3.12 Önyüklem üçgeni

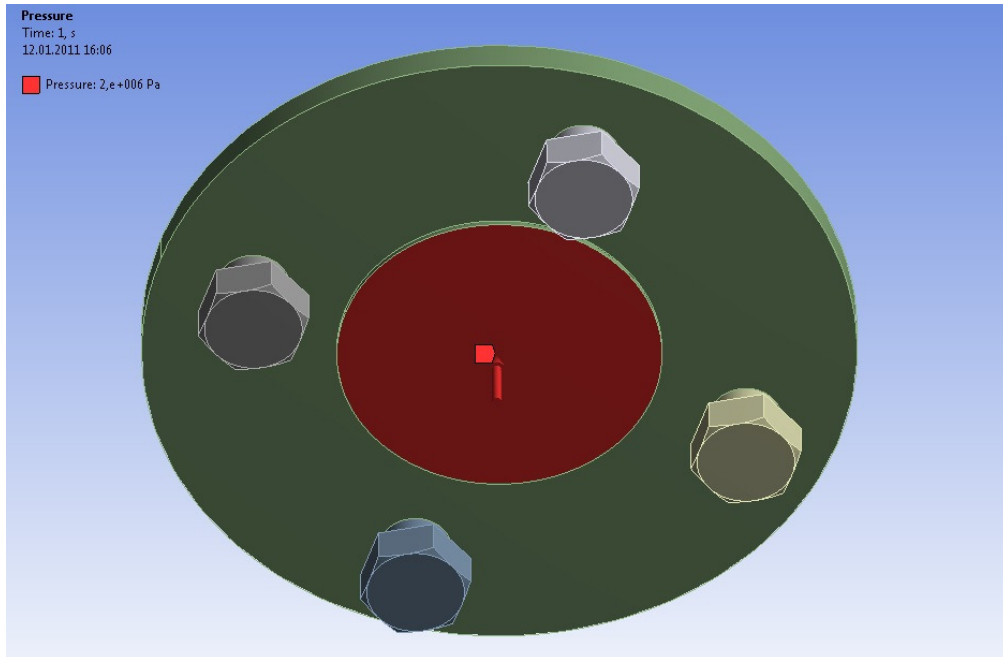
### 3.2.1.2 Ön Yükleme ve İşletme Yüğü Uygulanmış Hal

İşletme yükü modele uygulanırsa cıvatada meydana gelen uzama artacaktır ve parça üzerindeki sıkma kuvveti biraz azalacağından dolayı parçadaki kısılma azalacaktır.

Parçamızdaki cıvatalara 20.000 N ön yükleme kuvveti verilmiştir. Parçaya ise içeriden 2.000.000 Pa basınç uygulanmıştır (Şekil 3.13, Şekil 3.14).



Şekil 3.13 Ön yükleme verilmiş cıvatalar



Şekil 3.14 Basınç uygulanmış kapak

Analiz sonucunda cıvataadaki uzama miktarı;  $x_2 = 10,42 \times 10^{-3} \text{ mm}$  olmuştur. Bu durumda değişim;

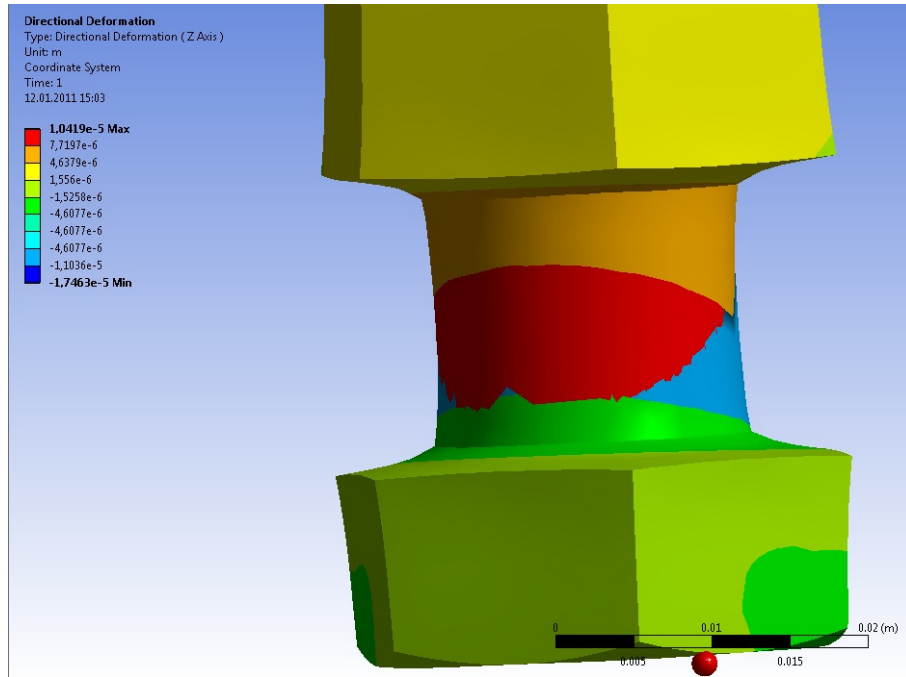
$$x_2 = x + \Delta x \quad \Delta x = x_2 - x = 10,42 \times 10^{-3} \text{ mm} - 9,40 \times 10^{-3} \text{ mm} = 1,02 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

çıkar.

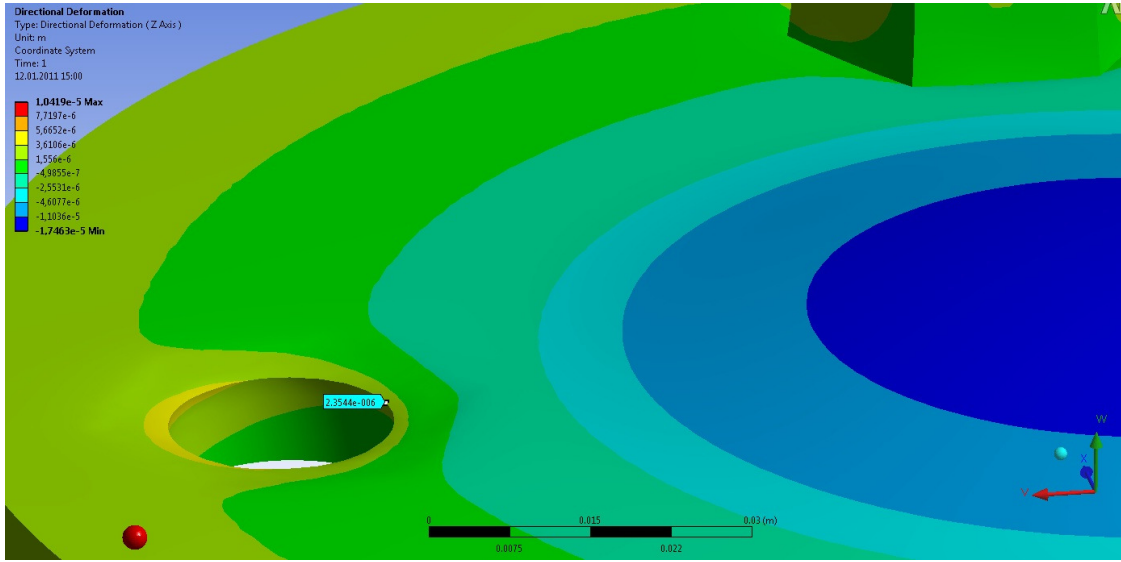
Parçadaki kısalma ise yeni duruma göre  $x'_2 = -2,35 \times 10^{-3} \text{ mm}$  olmuştur. Bu durumda değişim;

$$x'_2 = x' + \Delta x' \quad \Delta x' = x'_2 - x' = -2,35 \times 10^{-3} \text{ mm} - 3,35 \times 10^{-3} \text{ mm} = 1,00 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

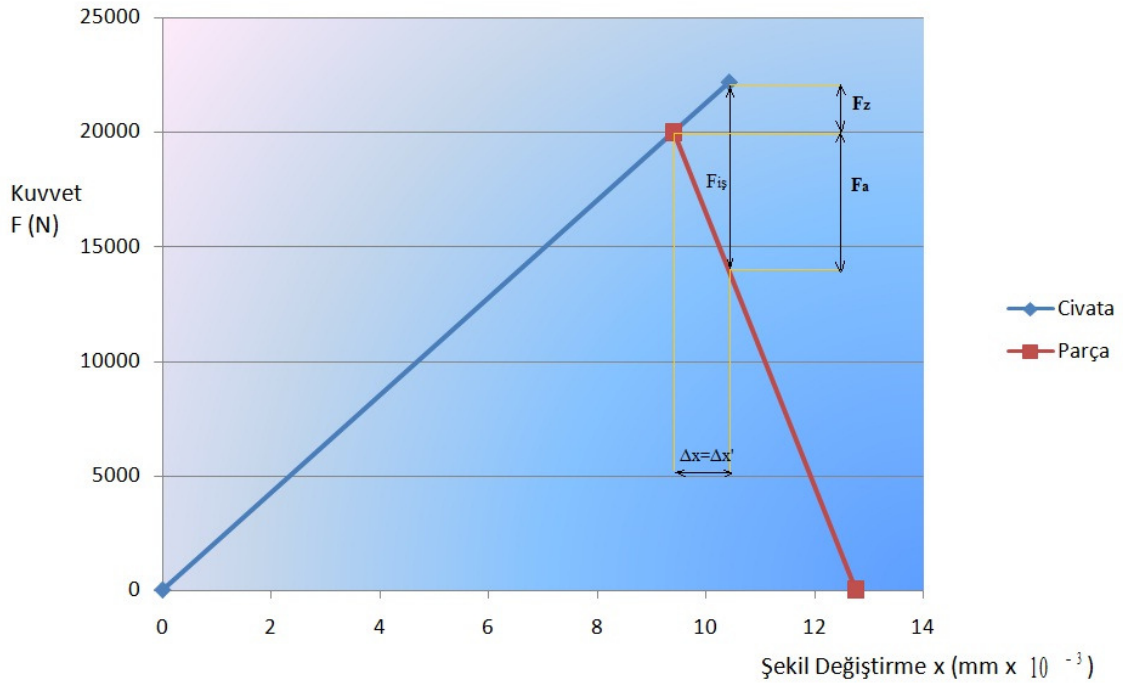
çıkar. Cıvatanın uzama miktarına göre yeni önyüklemeye üçgeni (Şekil 3.15) çizilebilir.



Şekil 3.15 İşletme yükü uygulanmış modelde cıvata uzama miktarı



Şekil 3.16 İşletme yükü uygulanmış modelde parçanın kısılma miktarı



Şekil 3.17 İşletme yükü verilmiş önyüklem üçgeni

Buna göre üçgenden diğer kuvvetlerin değerleri çıkarılabilir;

$$F_a = 6090N$$

$$F_z = 2170N$$

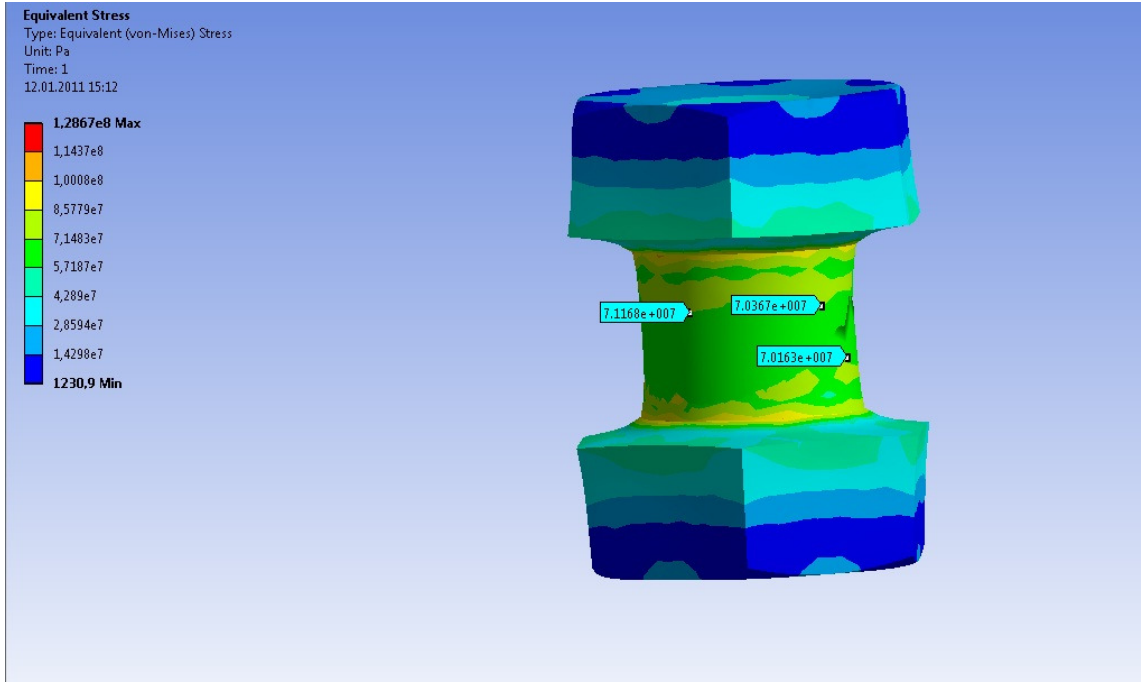
$$F_{i\dot{s}} = F_a + F_z = 6090N + 2170N = 8260N$$

$$F_{\max} = 22170N$$

Cıvata kesitindeki oluşan gerilmenin sağlamasını yapmak amacıyla;

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\max}}{A_1} = \frac{4F_{\max}}{\pi d_1^2} = \frac{4 \times 22170N}{\pi (20mm)^2} = 70,61N/mm^2$$

hesaplanabilir. Bu değer, analizlerde yaklaşık 70,7 N olarak çıkmaktadır (Şekil 3.18).



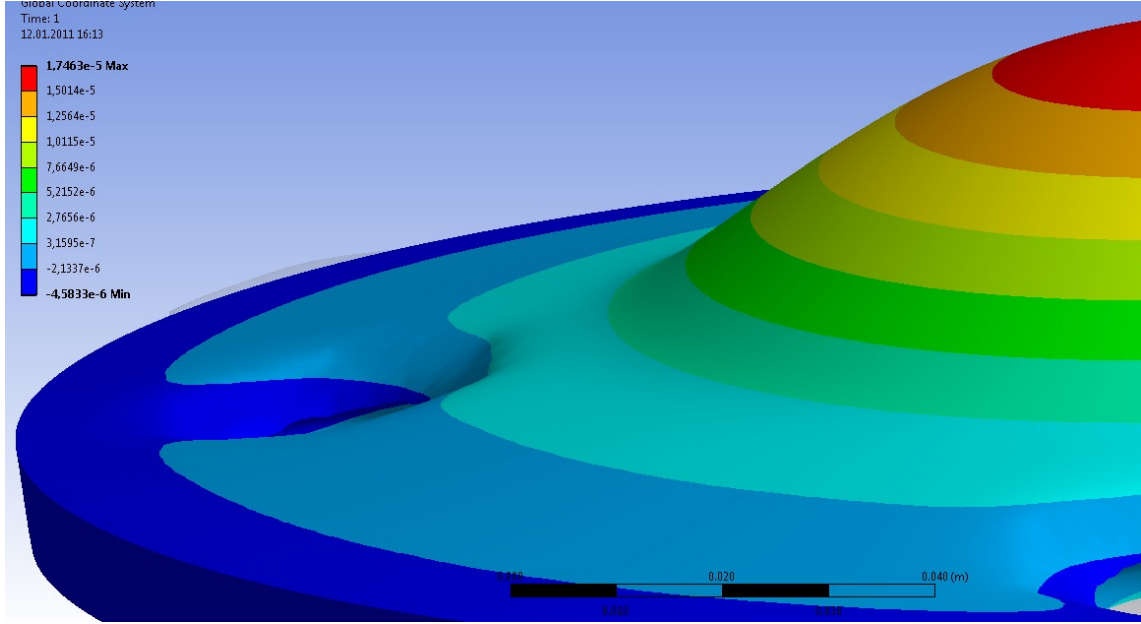
Şekil 3.18 İşletme yükü altında cıvatadaki gerilme miktarı

Eğer Fiş kuvvetini verdiğimiz basınç değeri ile karşılaştıracak olursak uyguladığımız toplam kuvvet  $P=2.000.000 \text{ Pa}=2 \text{ MPa}=2N/mm^2$  ise cıvata başına gelen Fiş’;

$$F_{i\dot{s}}' = \frac{1}{n} \frac{P \pi d^2}{4} = \frac{1}{4} \frac{(2N/mm^2) \pi (100mm)^2}{4} = 3925N$$

olmalıdır. Fakat analizler sonucu tek bir cıvata için  $Fiş=8260 \text{ N}$ ’dur.

Parçada yükler sonucu düzensiz bir şekil değiştirme meydana gelmektedir. Delik çevresinde homojen dağılan bir şekil değiştirme yoktur. Şekil 3.19’de görülebileceği gibi kuvvete yakın olan kısımlar ile deliğin uzak kenarları farklı şekil değiştirme göstermektedir.



Şekil 3.19 Parçadaki deformasyon farklılıkları

### 3.2.1.3 Dişli Cıvata İle Analiz

Eğer civatalarımızı 25mm dişli 8 mm şaft olarak modelleyip analizi baştan yaparsak numerik duruma göre ;

$$\frac{1}{k_c} = \frac{1}{k_v} + \frac{1}{k_s} = \frac{(20\text{mm})^2 \pi (200000\text{N/mm}^2)}{4(18,5\text{mm})} + \frac{(20\text{mm})^2 \pi (200000\text{N/mm}^2)}{4(8\text{mm})}$$

$$k_c = 2380952\text{N/mm}$$

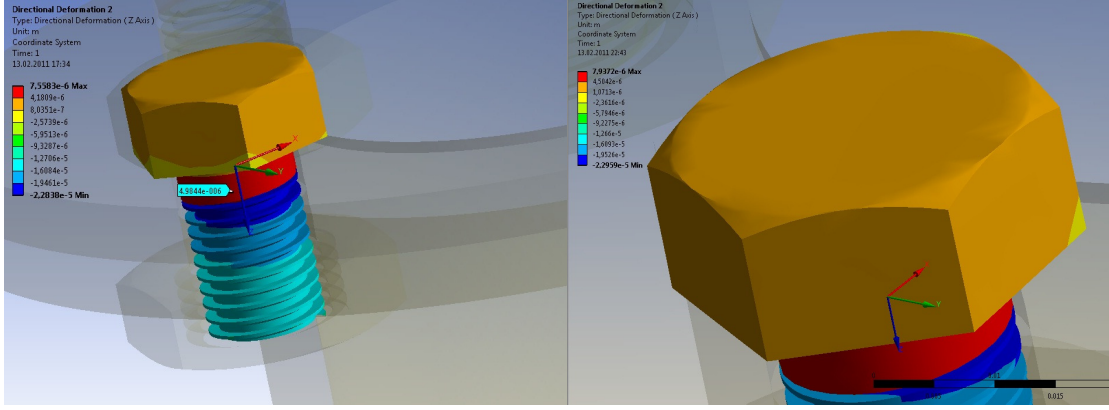
$$x = \frac{F_\delta}{k_c} = \frac{20.000\text{N}}{2380952\text{N/mm}^2} = 8,40 \times 10^{-3}\text{mm} \text{ olarak bulunur.}$$

Parçadaki şekil değiştirme daha önceki hesaplamalardan  $x' = -4,72 \times 10^{-3}\text{mm}$  olarak alınabilir.

Analiz sonucunda civatadaki şekil değiştirmeler ve farkı;

$$x_1 = 7,56 \times 10^{-3} \text{ mm} \quad x_2 = 7,94 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

$$\Delta x = x_2 - x_1 = 7,94 \times 10^{-3} \text{ mm} - 7,56 \times 10^{-3} \text{ mm} = 0,38 \times 10^{-3} \text{ mm} \text{ olarak elde edildi.}$$

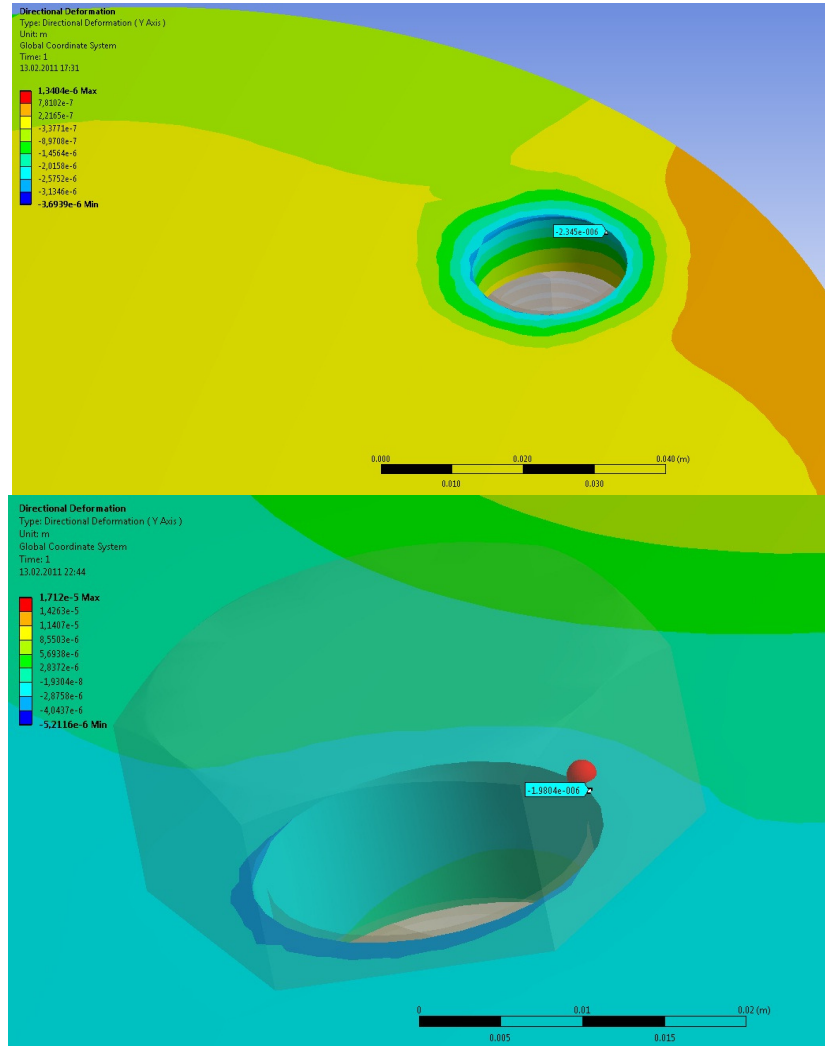


Şekil 5.20 Dişli cıvataadaki şekil değiştirmeler

Analiz sonucunda parçadaki şekil değiştirmeler ve farkı;

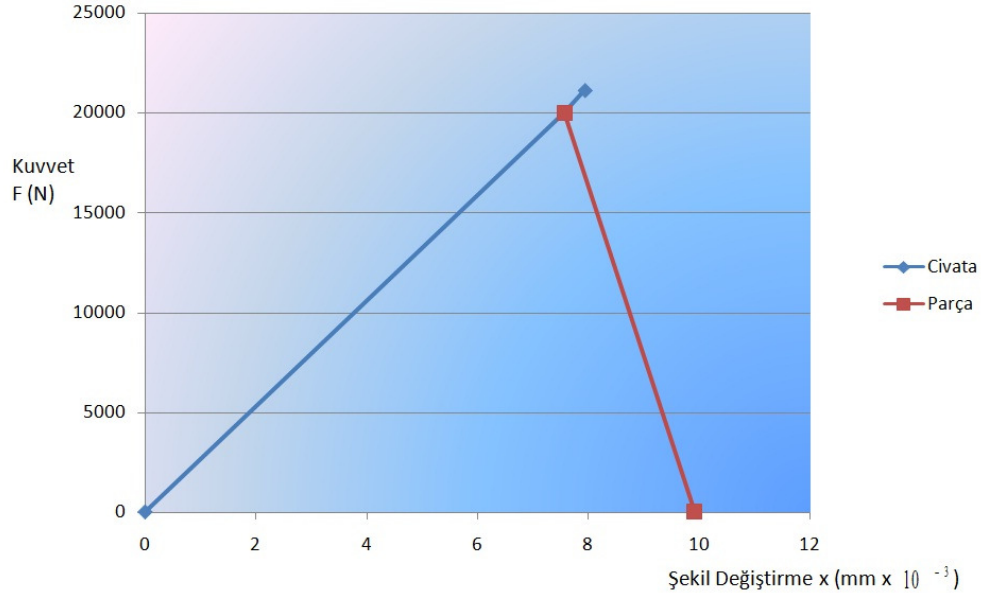
$$x_1 = -2,35 \times 10^{-3} \text{ mm} \quad x_2 = -1,98 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

$$\Delta x = x_2 - x_1 = -1,98 \times 10^{-3} \text{ mm} - (-2,35 \times 10^{-3} \text{ mm}) = 0,37 \times 10^{-3} \text{ mm} \text{ olarak elde edildi.}$$



Şekil 3.21 Parçadaki şekil değiştirmeler

### 3.2.1.4 Dişli Cıvata İçin Önyüklem Üçgeni



Şekil 3.22 Dişli cıvata bağlantısı için önyüklem üçgeni

$$F_z = 979N$$

$$F_a = 3149N$$

$$F_{i\dot{s}} = F_a + F_z = 4128N$$

Önceki analiz ile aynı işletme kuvveti uygulandığından dolayı  $F_{i\dot{s}}$  de numerik olarak aynıdır.

$$F_{i\dot{s}}' = \frac{1}{n} \frac{P\pi d^2}{4} = \frac{1}{4} \frac{(2N/mm^2)\pi(100mm)^2}{4} = 3925N$$

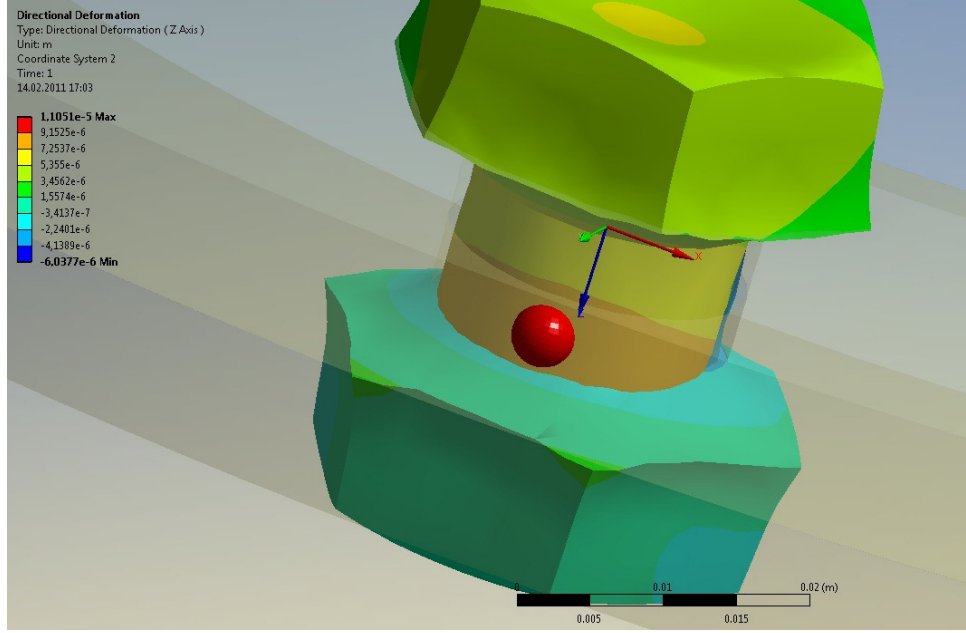
Fakat analizler sonucu tek bir cıvata için  $F_{i\dot{s}}=4128 N$ 'dur.

### 3.2.1.5 Geniş Kapaklı Model İle Analiz

Eğer kapağımızın iç genişliğini 150 mm olarak modelleyip analizi baştan yaparsak analiz sonucunda civatadaki şekil değiştirmeler ve farkı;

$$x_1 = 9,40 \times 10^{-3} mm \quad x_2 = 11,05 \times 10^{-3} mm$$

$\Delta x = x_2 - x_1 = 11,05 \times 10^{-3} \text{ mm} - 9,40 \times 10^{-3} \text{ mm} = 1,55 \times 10^{-3} \text{ mm}$  olarak elde edildi.

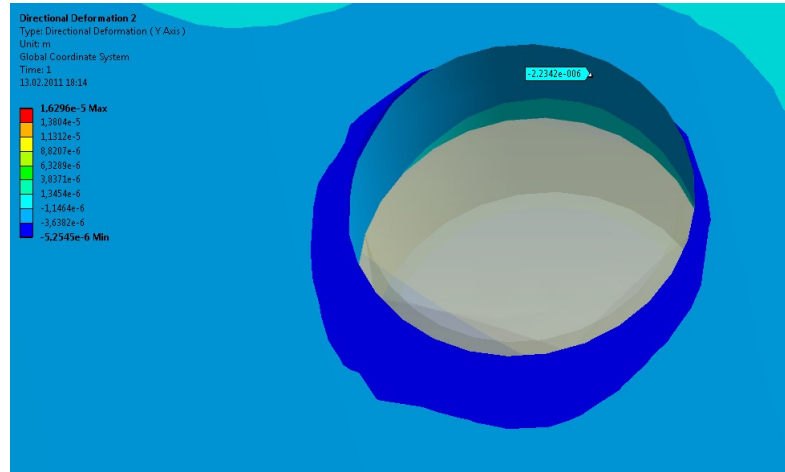


Şekil 3.23 Cıvataadaki şekil değiştirmeler

Analiz sonucunda parçadaki şekil değiştirmeler ve farkı;

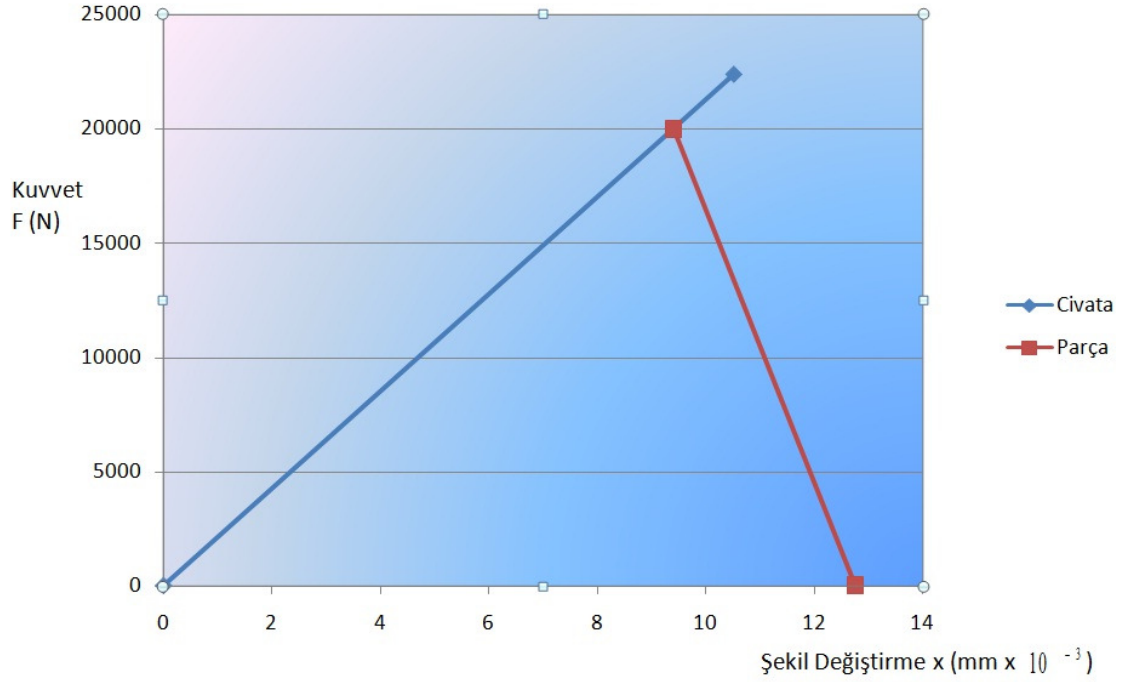
$$x_1 = -3,35 \times 10^{-3} \text{ mm} \quad x_2 = -2,23 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

$\Delta x = x_2 - x_1 = -2,23 \times 10^{-3} \text{ mm} - (-3,35 \times 10^{-3} \text{ mm}) = 1,12 \times 10^{-3} \text{ mm}$  olarak elde edildi.



Şekil 3.24 Parçadaki şekil değiştirmeler

### 3.2.1.6 Geniş Kapaklı Model İçin Önyüklem Üçgeni



Şekil 3.25 Geniş kapaklı model için önyüklem üçgeni

$$F_z = 2383N$$

$$F_a = 6687N$$

$$F_{i\dot{s}} = F_a + F_z = 9070N$$

Eğer Fiş kuvvetini verdiğimiz basınç değeri ile karşılaştıracak olursak uyguladığımız toplam kuvvet  $P=500.000 \text{ Pa}=0,5 \text{ MPa}=0,5\text{N/mm}^2$  ise cıvata başına gelen Fiş’;

$$F_{i\dot{s}}' = \frac{1}{n} \frac{P\pi d^2}{4} = \frac{1}{4} \frac{(0,5 \text{ N/mm}^2)\pi(150\text{mm})^2}{4} = 2208N$$

Fakat analizler sonucu tek bir cıvata için  $F_{i\dot{s}}=9070 \text{ N}$ ’dur. Kapak genişledikçe momentler arttığı ve şekil değiştirme düzensizlikleri de orantılı olarak arttığı için numerik sonuçlar ile analiz sonuçları farklılık göstermektedir.

#### 4. SONUÇLAR

Bu tez çalışmasında cıvata-somun bağlantılarında, bağlanan parçaların katılığının hesaplanmasında kullanılan ampirik Rötsher formülünün geçerliliği sonlu elemanlar yöntemi (SEY) kullanılarak araştırılmıştır. Bu amaçla ön yüklemeli bir bağlantıda Rötsher formülünde yer alan parametreler ayrı ayrı test edilerek formülün doğrulaması yapılmıştır. Diğer yandan ön yüklemeli bağlantılarda kullanılan gerilme üçgeni SEY kullanılarak araştırılmıştır. Gerilme üçgeninde işletme kuvveti etki ettikten sonra parçalarda ve civatada meydana gelen gerilme ve gerinimler (kuvvet ve şekil değiştirmeler) tespit edilerek işletme kuvvetinin parça ve civatalar tarafından ne ölçüde paylaşıldığı araştırılmıştır.

Araştırmanın doğrulaması yapılırken farklı boyuttaki analizler birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Ayrıca karşılaştırmalar mevcut denklemler kullanılarak varılan sonuçlar ile de karşılaştırılmıştır.

Malzeme faktörü için yapılan analiz sonuçları göstermiştir ki, Rötsher Denklemi genellikle gerçek değerlere yakın sonuçlar vermektedir. Anlaşılmıştır ki denklem ile bulunan sonuçlar ile gerçek sonuçlar arasındaki farklar çok azdır. Farkların az olması Rötsher denkleminin gerçek değerlere ulaşmak için kullanılabileceğini göstermiştir. Sonuç olarak denklemin gerçekliğe yakınlığı ispatlanmıştır.

Önyükeme ve işletme kuvveti altında çalışan cıvata bağlantıları için çizilen gerilme üçgeni gerçek değerleri tam olarak yansıtmamaktadır. Bunun nedeni gerilme üçgeni çizilirken parça ve civatada oluşan uzama ve kısaltmalar homojen bir dağılım temeli üzerine oturtulmuştur. Fakat gerçekte özellikle parçada homojen bir deformasyon dağılımı mümkün değildir. Parçada oluşan gerilmeler sonucu deliğin etrafında dahi farklı şekil değiştirmeler oluşturmaktadır. Bu nedenle ön yüklemeli bağlantıların analizinde SEY yöntemi ile gerçeğe daha yakın sonuçlar elde edilmektedir. Bu sonuçlar gerçek değerleri göz önüne sermekte ve gerilme üçgeni ile gerçek değerler arasında oluşan farklılıkları ortaya çıkarmaktadır.

Ayrıca gerilme üçgeni dışı düz civatalarda gerçek değerlerden farklı sonuçlar verirken, dışı civatalarda gerçeğe yakın sonuçlar verildiği görülmüştür.

Farklı yapılan analizler göstermiştir ki, delik üzerine gelen işletme yükünden kaynaklanan

moment ne kadar artarsa gerilme üçgeninin verdiği sonuçlar gerçek değerlerden o kadar uzaklaşmaktadır. Bu sonuca farklı kapak boyutları ile yapılan analizler ile varılmıştır. Kapak boyutumuz ne kadar artarsa delik üstüne gelen moment kuvvetleri o kadar arttığından dolayı önyükleme üçgeni ve sonlu elemanlar yöntemi ile varılan sonuçlar arasındaki farklar artmaktadır. Bunun nedeni delik çevresinde meydana gelen farklı şekil değiştirmelerden kaynaklanmaktadır.

## KAYNAKLAR

Al-Khatab Z. ve Bouchair A., (2007), Analysis of a Bolted T-stub Strengthened by Backing-Plates with Regard to Eurocode 3, Journal of Constructional Steel Research 63: 1603-1615

Babalık, F, (1997), Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri, Cilt 1, Uludağ Üniversitesi, Bursa.

Bozacı, A, (2005), Makine Elemanları, Cilt 1, İkinci Baskı, Çağlayan Basımevi, İstanbul.

Bouchair A., Averseng J. ve Abidelah A., (2008), Analysis of the Behaviour of Stainless Steel Bolted Connections, Journal of Constructional Steel Research 64: 1264-1274.

Chakherlou T.N., Oskouei R.H. ve Vogwell J., (2008), Experimental and Numerical Investigation of the Effect of Clamping Force on the Fatigue Behaviour of Bolted Plates, Engineering Failure Analysis 15: 563-574.

Chung K.F. ve Ip K.H., (2000), Finite Element Modeling of Bolted Connections Between Cold-Formed Steel Strip and Hot Rolled Steel Plates Under Static Shear Loading, Engineering Structures 22: 1271-1284.

Ekh Johan ve Schön Joakim, (2008), Finite Element Modeling and Optimization of Load Transfer in Multi-Fastener Joints Using Structural Elements, Composite Structures 82: 245-256.

Ju, S.H., Fan, C.,Y. ve Wu, G.H., (2004), Three-Dimensional Finite Elements of Steel Bolted Connections, Engineering Structures 26: 403-413.

Kim Jeong, Yoon Joo-Cheol ve Kang Beom-Soo, (2007), Finite Element Analysis and Modeling of Structure with Bolted Joints, Applied Mathematical Modelling 31: 895-911.

## İnternet Kaynakları

[1] [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com)

**EKLER**

Ek 1 Sonlu Elemanlar Yöntemi

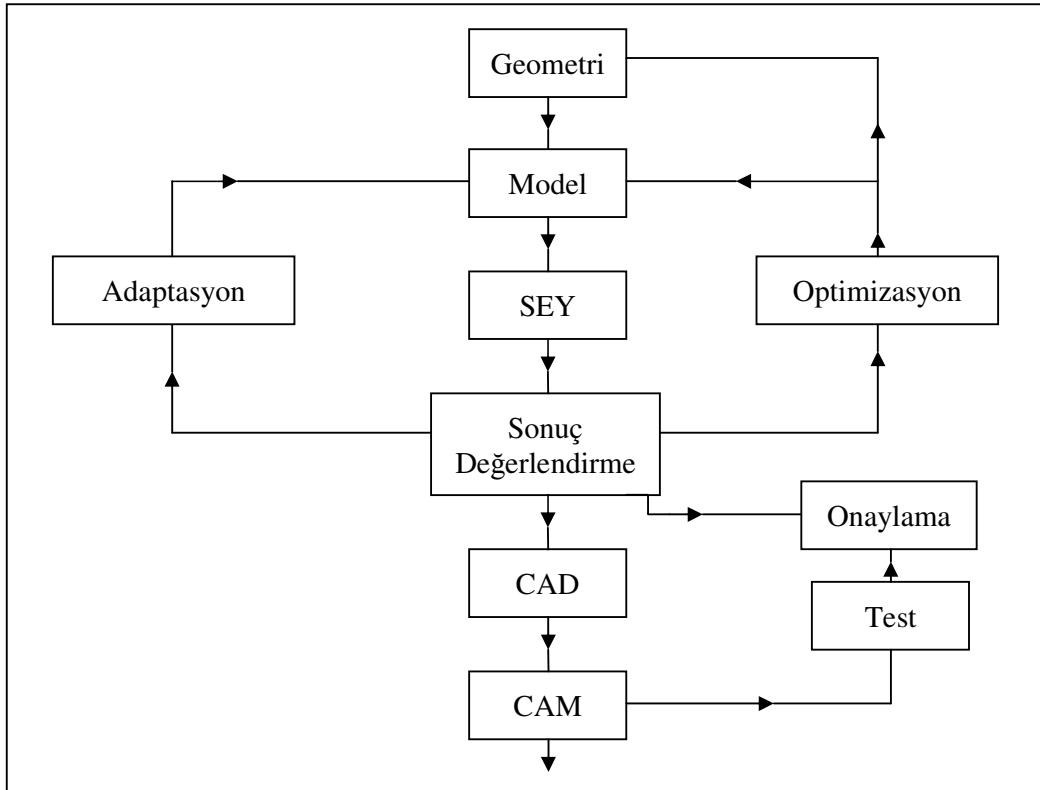
Ek 2 ANSYS Programının Özellikleri

## Ek 1 Sonlu Elemanlar Yöntemi

### 1. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ

Mühendislik problemlerinin ve sorularının gerçeğe yakın olarak çözülmesinde sayısal metotlar kullanılmaktadır. Bilgisayar teknolojisindeki gelişmelere bağlı olarak geliştirilen programlar sayısal metotların daha etkin kullanımını sağlamaktadır. Sonlu elemanlar metodu modellemede sağladığı esneklikler ve metodun tatbikinde sağladığı kolaylıklar nedeniyle tercih edilen yöntem olmaktadır.

SEY'i kullanan çok sayıda bilgisayar programı mevcuttur. SEY'nin kullanılması her türlü mühendislik alanında her geçen gün yaygınlaşmaktadır. SEY geçmişte sadece tasarımın onaylanmasında kullanılmasına rağmen günümüzde daha etkili bir rol almış ve tasarım aşamasının bir ögesi haline gelmiştir (Şekil 1.1).



Şekil 1.1 SEY'in Tasarım Aşamasında Yeri

SEY deki ana fikir sürekli bir sistemi sonlu sayıda elemana ayırmaktır. Her ögenin davranışı gerilim veya deformasyon fonksiyonları ile belirlenir. Elemanlar birbirlerine düğüm noktalarında bağlıdırlar. Elemanların ve düğüm noktalarının kombinasyonu sonlu elemanlar ağı olarak belirtilir.

### 1.1 Sonlu Elemanlar Yönteminin Gelişimi

Sonlu elemanlar yöntemi ile fizik ve mühendislikte karşılaşılan birçok problemin çözümünde kullanılan en yaygın ve etkin sayısal analiz yöntemlerinden biridir.

Sonlu elemanlar metodu daha çok matematikçilerden tarafından değil mühendisler tarafından geliştirilmiştir. Metot ilk olarak gerilme analizi problemlerinde kullanılmıştır. Tüm bu uygulamalar için bir büyüklük alanının hesaplanması istenmektedir. Gerilme analizinde bu değer deplasman alanı veya gerilme alanı olarak; ısı analizinde sıcaklık alanı veya ısı akışı olarak; akışkan problemlerinde ise akım fonksiyonu veya hız potansiyel fonksiyonu olarak hesaplanır.

Sonlu elemanlar metodunda yapı, davranışı daha önceden belirlenmiş olan birçok küçük elemana bölünür. Elemanlar "nod" adı verilen noktalarda tekrar bir araya getirilir. Bu şekilde cebri bir denklem takımı elde edilmiş olur. Gerilme analizinde bu denklemler nodlardaki denge denklemlerini oluşturur. İncelenen probleme bağlı olarak bunun gibi yüzlerce hatta binlerce denklem elde edilir. Bu denklem takımının çözümü ise çok vakit alacağı ve bazen imkansız olduğu için bilgisayar kullanımını zorunlu kılmaktadır.

Sonlu elemanlar metodu ilk olarak kullanıldığı yer yapı analizleridir. İlk çalışmalar Hrennikoff (1941) ve Mc Henry (1943) tarafından yapılmış ve yan analitik metotları geliştirilmiştir. Argyis ve Kelsey (1960) bir direkt yaklaşım metodunu virtuel iş prensibini kullanarak geliştirmişlerdir. Turner ve diğerleri (1956) bir üçgen eleman için rijitlik matrisini oluşturmuştur. "Sonlu Elemanlar" terimi ilk defa Clough (1960) tarafından bir çalışmada kullanılmıştır. Metodun üç boyutlu problemlere uygulanması iki boyutlu teoriden sonra pek de zor olmamıştır (Argyis, 1964). İlk gerçek kabuk elemanlar eksenel simetrik elemanlar olup (Grafton ve Strome (1963)), bunları silindirik ve diğer kabuk elemanları izlemiştir (Gallagher (1969)). Araştırmacılar non-lineer problemlerle ilgilenmeye 1960'li yılların başlarında başladılar

ve Turner ve diğerleri (1960) geometrik olarak non-linear problemler için yeni bir çözüm tekniği geliştirdi. Sonlu elemanlar metoduyla stabilite analizi ise ilk Martin (1965) tarafından tartışılmıştır. Statik problemlerin yanında dinamik problemlerde sonlu elemanlar yöntemiyle incelenmeye başlandı (Zienkiewicz ve diğerleri (1966) ve Koenig ve Davids (1969)). 1943 yılında Courant bölgesel sürekli lineer yaklaşım kullanarak bir burulma problemi için çözüm yolu üretmiştir.

Yapı alanı dışında kalan problemlerin sonlu elemanlar metoduyla çözümü 1960 'li yıllarda başlamıştır. Örnek olarak Zienkiewicz ve Cheung (1965) sonlu elemanlar metodu ile Poisson denklemini çözmüştür. Doctors (1970) ise bu metodu potansiyel akışa uygulamıştır. Sonlu elemanlar metodu daha fazla geliştirilerek ısı transferi, yeraltı sularının akışı, manyetik alan ve diğer birçok alana uygulanmaktadır.

Genel amaçlı sonlu elemanlar paket programları 1970'li yıllardan itibaren piyasada yerini almaya başlamıştır. 1980'li yılların sonlarına doğru ise artık paket programlar mikro bilgisayarlarda kullanılmaya başlanmasıyla yöntem bir ileride aşamaya geçmiştir. 1990 yıllarının ortalarına doğru sonlu elemanlar metodu ve uygulamaları ile ilgili yaklaşık olarak 40.000 makale ve kitap yayınlanmıştır.

Bu yöntemde yapı "sonlu" boyutta çok sayıda "elemana" bölünerek analizler yapılmaktadır. Metodun gerçek adı da buradan gelmektedir.

### **1.1.1 Sonlu Elemanlar Yönteminin Diğer Yöntemlerle Karşılaştırılması**

Matematik modelleme işleminin, modelin varyasyonel problem olarak ifade edilmesinden sonraki safhası, bilgisayarda çözümlenmesi amaçlanan ayrık modelin oluşturulmasıdır. Günümüzde, diferansiyel denklemlerle ilgili matematik modellerin ayrık benzeşiklerinin oluşturulması ve oluşturulan ayrık problemin bilgisayarda çözümlenmesi açısından en detaylı ve evrensel yöntem, sonlu elemanlar yöntemi (SEY)'dir. Bu yöntemin bilinen sonlu farklar yönteminden başlıca farkı, bunun sınır değer problemini değil, varyasyonel problemi temel almasıdır.

Bu yüzden ki SEY, bilimsel ve teknolojik problemlerin sayısal çözümlenmesinde en çok kullanılan yöntemlerden biridir. SEY'in boyutlarının büyüklüğünü ortaya koymak için, bunun

hem matematiksel analiz, hem diferansiyel denklemler, hem sayısal yöntemler, hem bilgisayar bilimleri, hem de ayrıca çeşitli mühendislik bilimleri dallarıyla birleşmiş olduğunu söylemek yeterlidir.

Sonlu eleman metodunu diğer metotlara üstün kılan başlıca özellikler şunlardır:

1. Sonlu elemanlar, boyutları ve şekillerinin esnekliğinden ötürü, verilen bir cismi temsil edebilir, hatta karmaşık şekilli bir cisim için de daha güvenilir olabilir.
2. Çok bağlantılı bölgeler (yani bir veya daha çok delikli cisimler) veya köşeleri olan bölgeler hiçbir zorluk çekilmeksizin incelenebilir.
3. Değişik malzeme ve veya geometrik özellikleri bulunan problemler ekstra bir zorluk göstermez. Geometri ve malzeme non-lineerlikleri, kalıtsal olsa bile (örneğin zamana bağlı) malzeme özellikleri kolaylıkla göz önüne alınabilir.
4. Sebep-sonuç bağıntılarına ait problemler tümel direngenlik matrisi ile birbirine bağlanmış olan genelleştirilmiş "kuvvetler" ve "yer değiştirmeler" cinsinden formülize edilebilir. Sonlu eleman metodunun bu özelliği problemin anlaşılmasını ve çözülmesini hem mümkün kılar hem de kolaylaştırır.
5. Sınır şartları çok basit bir şekilde uygulanır.
6. Sonlu eleman metodunun çok yönlülük ve esnekliği karmaşık yapılarda, sürekli ortam, alan ve diğer problemlerde sebep sonuç ilişkilerini hesaplamak için çok etkili bir şekilde kullanılabilir. Analitik ve deneysel metotlara göre hassas sonuçlar alınır.

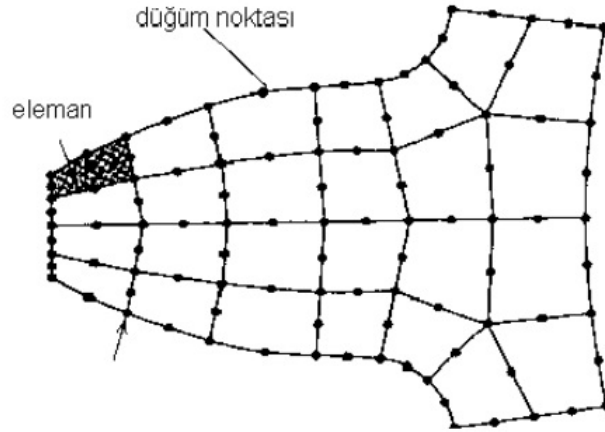
Sonlu elemanlar yönteminin günümüzdeki uygulamaları çok fazladır ve diferansiyel eşitliklerle düzenlenen bütün fiziksel problemleri kapsar. Sonlu elemanlar yönteminin yararları, genişçe kullanılmasına yardımcı olmaktadır. Bunların bazıları;

1. Bitişik elemanlardaki malzeme özellikleri birbiriyle aynı olmayabilir. Bu özellik bir kaç malzemenin bir arada olduğu ve birleştirildiği cisimlerde uygulanabilmesine imkân vermektedir.
2. Düzgün olmayan sınırları olan şekiller, eğri kenarlı elemanlar kullanılarak analiz edilebilirler.

3. Eleman boyutları kullanıcı tarafından istenildiği şekilde değiştirilebilir. Böylece önemli değişiklikler beklenen, önemi daha fazla olan bölgelerde daha küçük elemanlar kullanılarak hassas işlemler yapılabilirken, aynı parçanın diğer bölgeleri büyük elemanlara bölünerek işlem hızı artırılarak vakitten kazanç sağlanabilir.
4. Süreksiz yüzey yüklemeleri gibi sınır durumları yöntem için herhangi bir zorluk oluşturmaz. Karışık sınır durumları kolaylıkla incelenip ele alınabilir.

### 1.1.2 Sonlu Elemanlar Yönteminin Metodu

Sonlu elemanlar metodunda yapı, davranışı daha önce belirlenmiş olan birçok elemana bölünür. Elemanlar "nod" adı verilen noktalarda tekrar birleştirilirler (Bak Şekil 3.46). Bu şekilde cebrik bir denklem takımı elde edilir. Gerilme analizinde bu denklemler nodlardaki denge denklemleridir. İncelenen probleme bağlı olarak bu şekilde yüzlerce hatta binlerce denklem elde edilir. Bu denklem takımının çözümü ise bilgisayar kullanımını zorunlu kılmaktadır.



Şekil 1.2 Nod noktaları ve elemanlar

### 1.1.3 Sonlu Elemanlar Yönteminde Bir Probleme Yaklaşım Yöntemi

Sonlu Elemanlar Yöntemi (SEY) mühendislikte malzemelerin veya sistemlerin dış etkenlere (kuvvet, ısı, elektrik, vb.) karşı tepkilerinin analizinde kullanılan nümerik bir yöntemdir. SEY

yapısal statik analizlerde rijitlik matrisi  $\{K\}$  ile deformasyonlar matrisinin  $\{u\}$  kuvvetler matrisine  $\{F\}$  eşitlenmesi ile kurulan matematik modelin nümerik çözümünden oluşur.

$$[K]\{u\} = \{F\}$$

$[K]$  = Global rijitlik matrisi

$\{u\}$  = Bilinmeyen deplasman vektörü

$\{F\}$  = Sağ taraf (Kuvvet) vektörü

Burada,  $[K]$  üçgen elemanların fiziksel parametrelerinden oluşan ve ortamın mekanik davranışını karakterize eden bir ifade olup  $[K] = [B][D][B]^T$  eşitliği ile tanımlanır. Burada D, gerilim birim deformasyon ilişkisini belirleyen matristir ve şu şekildedir:

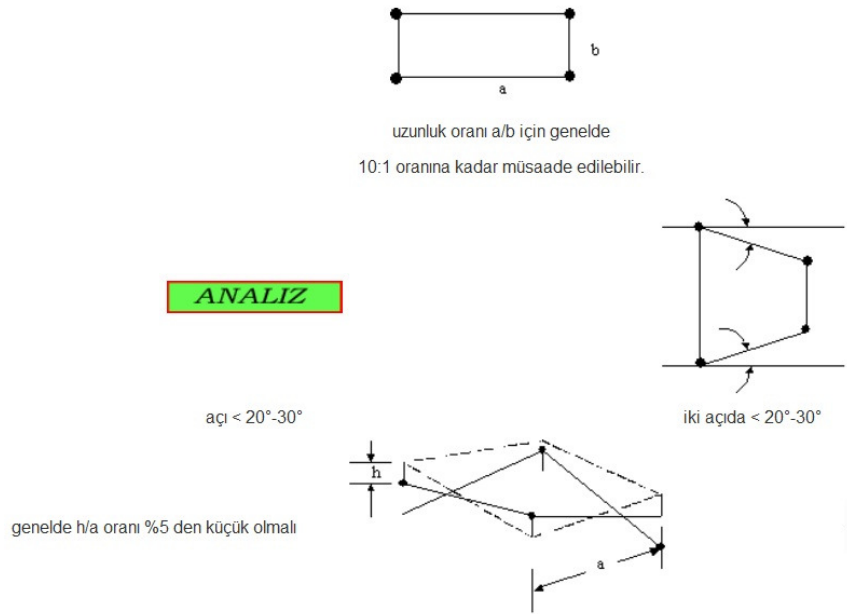
Sonlu elemanlar yöntem uygulamasında sistem için öngörülen çözüme temel yaklaşım aşağıdaki işlemleri içerir;

- Sistemin uygun sayıda ve uygun ölçekte üçgen elemanlara bölünmesi,
- Her üçgen eleman için bir  $[K]$  matrisinin oluşturulması ve bunların bir araya getirilmesi ile tüm sistem için bir  $[K]$ 'nın saptanması,
- Sistemin sınır koşullarının, bu sınırları oluşturan üçgen köşe noktalarına etki eden kuvvetler veya bunların yer değiştirmeleri cinsinde saptanması,
- Model için oluşturulan kuvvet-yerdeğişim denklemini çözerek üçgen köşe noktalarının bilinmeyen yerdeğişimleri  $\{u\}$ 'nın saptanması,
- Bu yerdeğişimlerden, birim deformasyon – yerdeğişim ilişkisini kullanarak her üçgen eleman için birim deformasyonun saptanması,
- Son olarak, eleman birim deformasyonlarından, temel ilişkileri kullanarak her elemandaki gerilimlerin hesaplanması yapılır.

Bu yer matrisi 3 boyutlu program ile modellenen sistem sonlu elemanlar yöntemi analiz programına aktarılır ve matris bu programda hesaplanır.

### 1.1.4 Sonlu Elemanlarda Genel Olarak Modelleme

Modelleme bir fiziksel yapı veya sürecin analitik veya sayısal olarak yeniden inşa edilmesidir. Sonlu elemanlar metodunda modelleme basitçe nod ve elemanlardan oluşan bir ağ yapısı hazırlamak değildir. Problemi gerekli şekilde modelleyebilmek için gerekli sayı ve tipteki elemana karar vermek ancak problemin fiziğinin iyi şekilde anlaşılmasıyla mümkündür. Kötü şekil verilmiş elemanlar ile hesaplanması istenilen büyüklüğün hesaplama alanı içindeki değişimini yansıtamayacak kadar büyük boyutlu elemanlar modellemede istenmez. Şekil 1.3 'de elemanlarda genelde müsaade edilebilecek geometrik biçim bozukluklarının seviyesi gösterilmektedir. Diğer yandan zaman ve bilgisayar olanaklarını boş yere harcamamıza neden olacak, gereksiz kadar çok sayıda elemanlardan oluşan bir modellemede istenmemektedir. Hesaplanması istenilen büyüklüğü ve hesaplama alanı içindeki değişimini yeterli doğrulukta verecek kadar sıklıkta bir eleman dağılımına ihtiyaç vardır. Hesaplanan değerlerin kabul edilebilir olup olmadıklarının kontrol edilmesi ayrı bir öneme sahiptir. Dikkat edilmesi gereken hususlar aşağıda kısaca belirtilecektir.



Şekil 1.3 Nod noktaları ve elemanlar

### 1.1.5 Analizlerde Eleman Tipi Seçimi

Doğru element tipini seçmek analiz işleminin en önemli parçalarından biridir. Bu adım için kullanıcının yeterince sonlu elemanlar yöntemi hakkında bilgi sahibi olması gerekmektedir. Çözümü istenen cismin geometrisi, analizin tipi (mukavemet, ısı transferi, manyetik analiz tipi) ve sınırları eleman seçiminin nasıl yapılacağını etkiler.

#### 1.1.5.1 Sabit Gerilmeli Üçgen Eleman

Sabit gerilmeli üçgen elemanı sabit kalınlığı olan, üç nod noktasını birleştiren ve toplam altı serbestlik derecesi ile tarif edilen bir elemandır. Eleman deplasman alanı aşağıdaki gibi tarif edilmektedir.

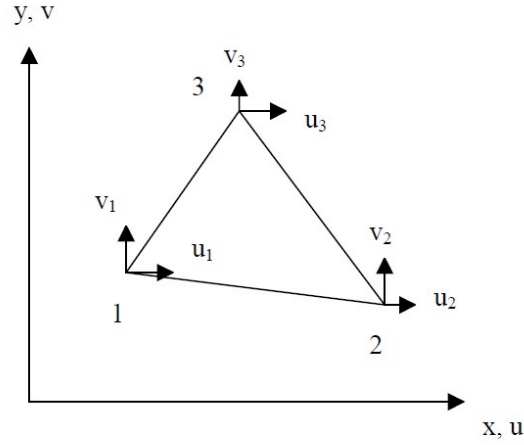
$$u = a_1 + a_2x + a_3y$$

$$v = a_4 + a_5x + a_6y$$

Yukarıdaki deplasman bağıntılarından görüldüğü gibi deplasman alanı eleman içinde ve kenarlar boyunca lineer dir. Eleman sınırları içinde ise gerilme değerleri sabittir.

Birbirine bağlı elemanlar arasında deplasman uyumluluğu (compatibility), bağlı iki nod noktası arasındaki lineer kenar deformasyon karakteristiği dolayısıyla sağlanmaktadır. Yapının bütün olarak kuvvet dengesi ise nod noktalarında sağlanır.

Sabit gerilmeli üçgen elemanı sonlu eleman modellerinde küçük gerilme gradyeni karakteristiğine sahip bölgelerde iyi sonuç verecektir. Diğer durumlarda sabit gerilmeli üçgen elemanın kullanılması iyi sonuç vermeyecektir. Örneğin sadece eğilmeye maruz bir yapıyı sabit gerilmeli üçgen elemanlarıyla modellemek gerçek problem ile uyumsuz sonuçlar verecektir. Sabit gerilmeli üçgen elemanlarının bu olumsuzlukları, daha sık bir eleman ağ yapısıyla kısmen giderilebilir.



Şekil 1.4 Sabit gerilmeli üçgen eleman

### 1.1.5.2 Lineer Gerilmeli Üçgen Eleman

Lineer gerilmeli üçgen elemanları sabit gerilmeli üçgen tip elemanların aksine, köşe noktalarına ilaveten kenar orta noktalarında birer adet daha nod noktasına sahiptir. Böylece her bir lineer gerilmeli üçgen elemanı 6 adet nod noktasına ve toplam olarak 12 nod serbestlik derecesine sahiptir. Eleman deplasman alanı ise aşağıdaki gibi tarif edilmektedir.

$$u = a_1 + a_2x + a_3y + a_4x^2 + a_5xy + a_6y^2$$

$$v = a_7 + a_8x + a_9y + a_{10}x^2 + a_{11}xy + a_{12}y^2$$

Sabit gerilmeli üçgen elemanın aksine gerilme büyüklüğü lineer gerilmeli üçgen elemanı içerisinde x ve y koordinatları ile lineer olarak değişmektedir. Sadece eğilmeye maruz yapılar için lineer gerilmeli üçgen elemanlarıyla yapılan modellemelerde, deplasman ve gerilme alanları için çok iyi yaklaşımlar elde edilecektir.

### 1.1.5.3 Çifte Lineer Dörtgen Eleman

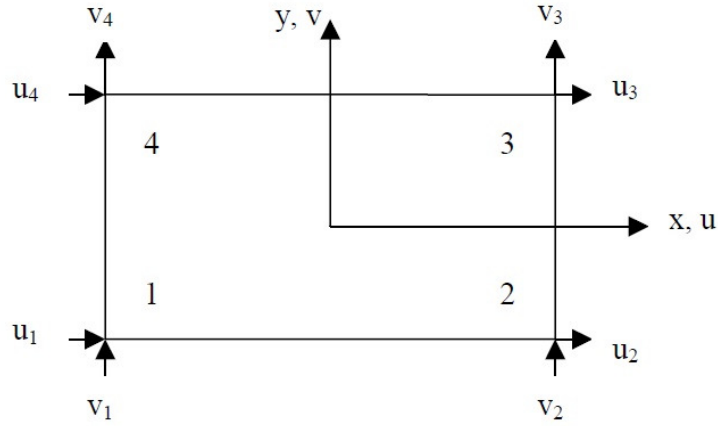
2 Boyutlu problemler için diğer bir tip eleman, çifte lineer dörtgen elemanlardır. Eleman köşelerinde dört adet nod yer almaktadır ve eleman sekiz nodal serbestlik derecesine sahiptir. Diğer yandan 8 nodlu eleman tipi için ise kenarların orta noktalarında dört adet nod vardır.

Dört nodlu eleman için deplasman alanı aşağıdaki bağıntılarda verilmiştir.

$$u = a_1 + a_2x + a_3y + a_4xy$$

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

Burda elemanın çifte lineer diye isimlendirilmesi u ve v deplasman bağıntılarının iki lineer polinomun çarpımından oluşmasından dolayıdır.



Şekil 1.5 Dört nodlu çifte lineer dörtgen eleman

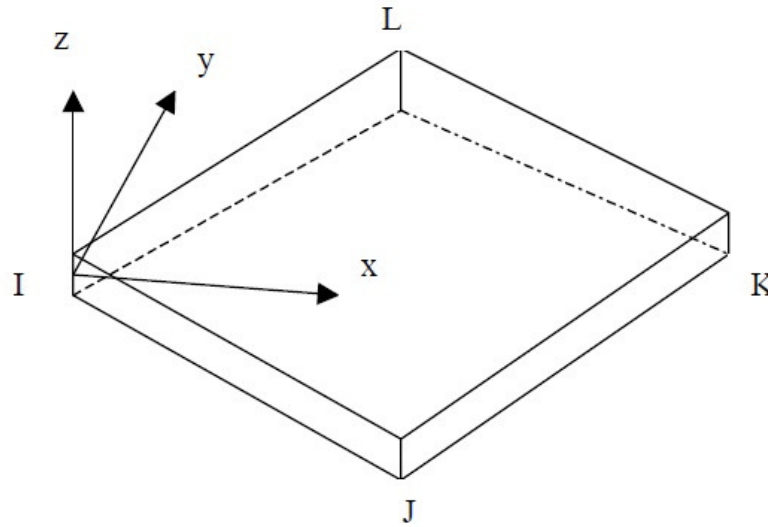
Elemanın en önemli özelliği  $o_x$  değeri x- koordinatından bağımsızdır. Bu eleman tipi, örneğin ucundan yüklü konsol kirişlerin modellenmesinde uygun sonuç vermeyecektir.

#### 1.1.5.4 Kabuk Elemanlar

Bir genel kabuk eleman membran ve eğilme etkisini aynı anda temsil edebilmelidir. Örneğin dört nodlu basit bir dörtgen eleman tarif edilebilir. Elemanı tarif eden tüm nodlar aynı düzlem üzerinde olmayabilir. Bu da elemanda çarpılmaya neden olur. Elemanın çarpılması performansını olumsuz yönde etkiler. Ticari paket programlarda küçük miktarlarda çarpılmaya müsaade edilmektedir. Bu dört nodlu elemanın en büyük avantajı formülasyonunun basit olmasıdır. Genellikle az sayıda daha karışık bir eleman tipi kullanılması yerine, daha fazla sayıda basit bir eleman tipi kullanılması tavsiye edilmektedir. Dört kabuk elemanın en büyük dezavantajı düzgün eğrisel yüzeylerin düzlem elemanlarla

veya az miktarda çarpılmış şekle sahip olan elemanla temsil edilmesidir. Kabuk teorisine dayanarak elde edilen eğrisel yüzeyli elemanlar düzlemsel elemanların yaratmış olduğu problemleri ortadan kaldırmaktadır. Fakat diğer yandan beraberinde başka zorlukları getirmektedir. Eğrisel elemanı tarif etmek için çok daha fazla geometrik bilgiye ihtiyacımız olmaktadır. Elemanın formülasyonu ise düzlemsel elemanlara nazaran çok daha zordur.

Çoğu ticari programda yer alan bu eleman tipi eğilme ve membrane yüklerini taşıyabilme özelliğine sahiptir. Eleman düzlemi içinde ve düzlemine dik doğrultudaki yüklemelere müsaade eder. Her nod, üç tanesi  $x$ ,  $y$ ,  $z$ - doğrultusunda öteleme ve üç tanesi de bu eksenler etrafında dönme serbestliği olmak üzere altı adet serbestlik derecesine sahiptir. Eleman dört nod ile tarif edilmekte ve değişken kalınlığa müsaade edilebilmektedir. Değişken kalınlıklı elemanlar için kalınlık eleman içerisinde düzgün olarak değişmelidir. Bu eleman tipi plakların olduğu kadar düzgün eğrisel yüzeylerin modellenmesinde de kullanılmaktadır. Eğrisel yüzeylerde iyi bir yaklaşım elde edebilmek için fazla sayıda bu elemandan kullanılmalıdır. Formülasyonunun basit olması nedeniyle diğer tip elemanlara göre daha avantajlıdır.



Şekil 1.6 Dört nodlu ve dört kenarlı elastik eleman ( $x, y$  eksenleri eleman düzlemi içindedir.)

### 1.1.6 Analizi Yapılacak Problemin Programa Aktarılması

Çözümü istenilen problemin geometrisi kullanılan sonlu elemanlar yöntemine dayalı paket program içinde veya bir çizim programı (CAD) ortamında oluşturulabilir. Model eğer başka bir CAD ortamında oluşturulmuş ise IGES, SAT, VDA gibi dönüştürücü formatlar kullanılarak sonlu elemanlar programına transferi gerçekleştirilir.

### 1.1.7 Malzeme Özellikleri Tanımlanırken Dikkat Edilecek Hususlar

Malzeme özellikleri, malzemenin elastikiyet modülü veya özgül ağırlık gibi geometriden bağımsız olan fiziksel özelliklerdir. Bu noktada malzemenizin fiziki özelliklerini tanımlarsınız ve bu bundan sonra yapılacak analizlerde kullanılacak malzeme bilgilerini içerir. Örneğin katı yapısal problemler için, elastikiyet modülünü, poisson oranını ya da malzemenin yoğunluğu tanımlanır.

### 1.1.8 Mesh ya da Sonlu Elemanlar Ağ Modeli

Sonlu elemanlar metodunu ile yapılan bir analiz işleminde ağ oluşturma işlemi sonlu elemanlar metodunun asıl belkemiğini oluşturur. Termal, yapısal, mekanik, akışkan ve elektromanyetik gibi mühendisliğin temel alanlarında sayısal analiz işlemleri esnasında ağ oluşturma işlemi olmazsa olmaz bir adımdır. Ağ oluşturma işlemi düğüm noktalarının ve elemanların koordinatlarını oluşturur. Aynı zamanda kullanıcı tarafından girilen asgari bilgiye karşılık optimum sürede otomatik olarak düğüm noktalarını ve elemanları sıralar, numaralanmasını sağlar.

### 1.1.9 h ve p Elemanları

Klasik sonlu elemanlar analizinde sonuçların doğruluğu ve gerçekliğe yakınlığı çoğunlukla eleman sayısına bağlıdır. Eleman sayısı arttıkça sonuçlar daha gerçeğe yakın olarak çıkar. Gerilme değişimlerinin yüksek ve sık olduğu bölgelerde eleman sayısı artırılarak elde edilen sonucun hassasiyeti artırılır. Bu çözüm yöntemine, h-adaptivity metodu denir. İkinci bir hassasiyet yöntemi ise bu elemanların sayısını arttırmak yerine elemanların polinom derecesini arttırmaktır. Polinom derecesi arttıkça elde edilen modelin doğruluğu da artar.

Sonuçlar kullanıcı tarafından belirlenen tolerans içine girene kadar polinom derecesi artar.  
Bu tür elemanlar  $p$  elemanı olarak tanımlanır.

## **Ek 2 ANSYS Programının Özellikleri ve Kullanımı**

### **1. ANSYS PROGRAMININ ÖZELLİKLERİ**

Ele alınan bir problemin sonlu elemanlar metodu ile modeli ile modellenmesi, çözümlenmesi ve çözümün sonuçlarının değerlendirilmesi programlarda üç ayrı modülde gerçekleştirilmektedir.

Genel olarak bu aşamalar ANSYS gibi bilgisayar programlarındaki temel işlem aşamalarını temsil etmektedir. Bu aşamalar;

#### **1.1 Giriş Modülü**

Bu aşamada eleman tipleri, eleman sabitleri, elemanların özellikleri, modelin geometrisi, eleman büyüklüğü belirlenerek ağ oluşturması yapılır.

#### **1.2 Hesap Modülü**

Bu aşamada hangi analizin yapılacağı belirlenir. Sınır noktaları ve yüklemeler verilerek analiz başlatılır.

#### **1.3 Çıkış Modülü**

Bu aşamada sonuçlar rakamsal veya grafik olarak okunabilir. Analizde modele sınır şartlarının uygulanmasına kadar olan işlemler programın giriş modülünde, modelin çözümlenmesi hesap modülünde ve ek hesaplamalar ile sonuçların sayısal veya görsel olarak değerlendirilmesi işlemleri ise çıkış modülünde gerçekleştirilmektedir.

Sonlu elemanlar modelinin elde edilmesinde en büyük kolaylığı sağlayan sekme, giriş modülündeki geometrik modelleme kütüphanesidir. Bu kütüphanede iki ve üç boyutlu hazır geometrik şekiller (primitif modeller) bulunur. Problem geometrisi dikdörtgen gibi basit bir geometrik şekille ifade edilebiliyor ise programdaki hazır geometrik şekil kütüphanesinden yararlanılır. Geometri basit geometrik şekillerin bir kombinasyonu şeklinde ifade edilebiliyorsa BOOLEAN cebri uygulanır. Problem karmaşık geometrili ise bu durumda hiyerarşik modelleme uygulanmaktadır. Bu durumda önce köşe noktalar oluşturulur ve bu

noktalar birbirlerine çizgilerle bağlanarak nihayet dört çizginin uygun tertibiyle dörtgen bir bölge elde edilmektedir. Böylece karmaşık problem geometrisi çok sayıda basit geometrik şekillerin topluluğu olarak ifade edilmiş olur.

Geometrik modelin kenarlarına eleman sayı ve dağılımını belirleyen parametreler uygulanarak edilerek problemin sonlu eleman modeli elde edilmektedir.

Sonlu elemanlar metodu mühendislik problemlerine yaklaşık bir çözüm sağlayan sayısal bir tekniktir. Problemin fiziksel davranışını, geometrisini ve sınır şartlarını doğru temsil eden bir modelin tesis edilmesi analizde analitik çözüme tatminkar yaklaşımın sağlanması ile sonuçlanır. Sonlu elemanlar metodunun etkin kullanımı, uygulayıcıların yapılan hesapların bilimsel esaslarını bilmeleri ve fiziksel senaryoyu bilgisayar ortamına doğru olarak aktarmalarına da büyük oranda bağlıdır. Yöntemi yeni kullanmaya başlayan araştırmacıların öncelikle basit analitik ifade ile temsil edilen problemleri çözümlemeye çalışmaları yerinde olacaktır. Bu şekilde karmaşık geometri ve sınır şartlı problemleri incelemek ve anlamak kolaylaşacaktır.

Bu çalışmada yaygın olarak kullanılan ANSYS genel amaçlı sonlu elemanlar analiz programında bir mühendislik probleminin nasıl modellenmesi gerektiği ele alınmıştır. Problemin modellenmesinde takip edilen adımlar ve dikkat edilecek hususlar belirtilmiş ve ele alınan analizler bu duruma göre incelenmiştir.

## **2. ANSYS PROGRAMININ KULLANILMASI**

Cıvata bağlantılı sistemlerde 2 önemli karakteristik vardır. Bunlar; birbiriyle yüzey teması yapan geçme parçalar arasındaki temas ve ön gerilmedir. Ön gerilme genellikle ısıl deformasyon, ilk gerilme veya ön gerilme formülü ile modellenir. Isıl deformasyon yöntemi için cıvata ile flanşa farklı ısıl genleşme katsayısı ve sıcaklık değeri verilir. Ön gerilme formülü yönteminde nodların davranışını belirleyebilmek için kullanılacak formüle göre ön gerilme özel bir kaplin formu alır. İlk gerilme yöntemi ise daha direk bir yöntemdir. Bu yöntemde deplasman miktarı cıvata bağlantısında ön gerilmenin bir miktarı olarak belirlenir.

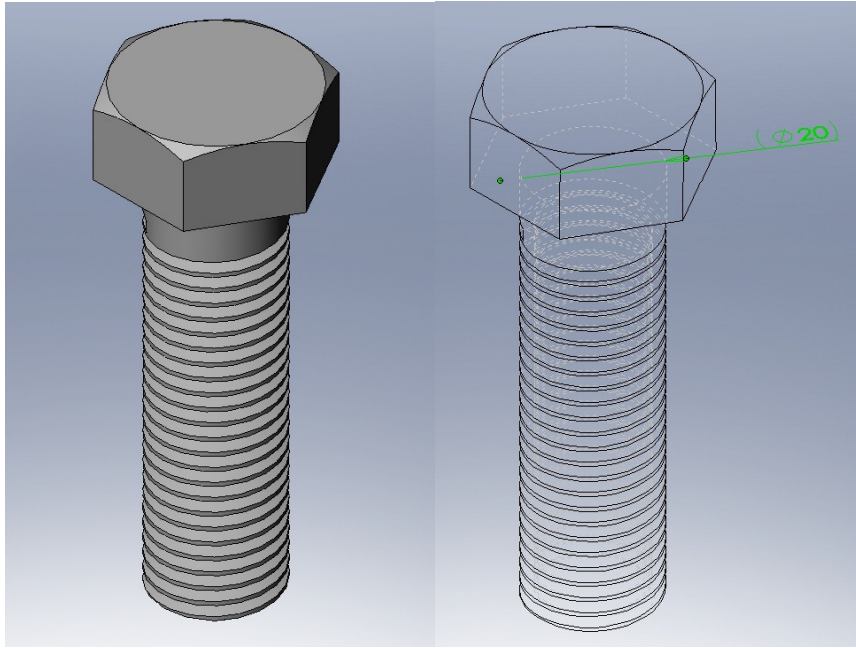
Bu özellikler ışığından modelleme yapmadan önce cıvata bağlantılı sistemlerinin en yaygın kullanılan konstrüksiyon tipleri ve bu tipleri analiz edebilmek için kullanılması gereken en

uygun analiz yöntemlerini incelememiz gerekmektedir. Bu sonuca göre modelimizi en yaygın konstrüksiyon tipine göre belirlememiz gerekmektedir.

## 2.1 3 Boyutlu Modelin SOLIDWORKS Programı ile Oluşturulması

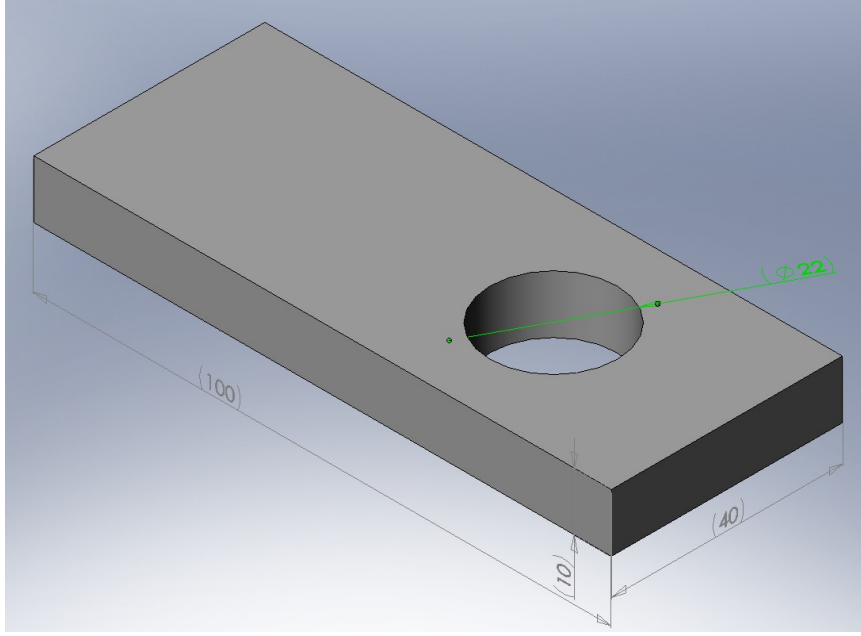
Cıvata bağlantı sistemlerinde en yaygın kullanılan bağlantı şekillerinden biri, 2 levhanın bir cıvata ve somun sistemi ile birleştirilmesidir. Buna bağlı olarak çalışmalarda en uygulanabilir ve en çok karşılaşılan bir konstrüksiyon modelinin seçilmiştir. Analizlerde kullanılacak olan model 2 levha, 1 cıvata ve 1 somundan oluşan birleştirme yöntemidir.

ANSYS'te analize başlamadan önce SOLIDWORKS programı ile cıvata, somun ve levhalar 3 boyutlu olarak modellenmiştir. Burada kullanılan cıvata boyutu M20 cıvata standartlarına uygun olarak seçilmiştir.



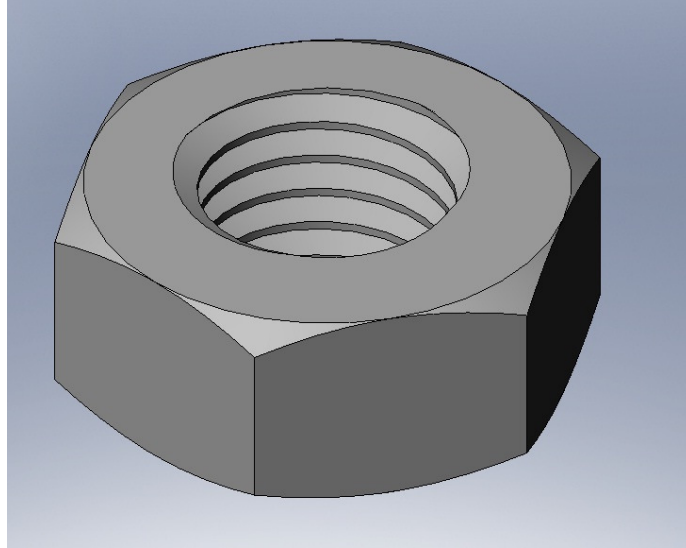
Şekil 2.1 SOLIDWORKS programında M20 cıvatasının modeli

İlk analiz için levhalar 1000 x 400 x 100 (G x D x Y) mm boyutlarında seçilmiştir. Cıvata bağlantısının kullanılabilmesi için her levha üstüne birer adet 220 mm genişliğinde delik açılmıştır.



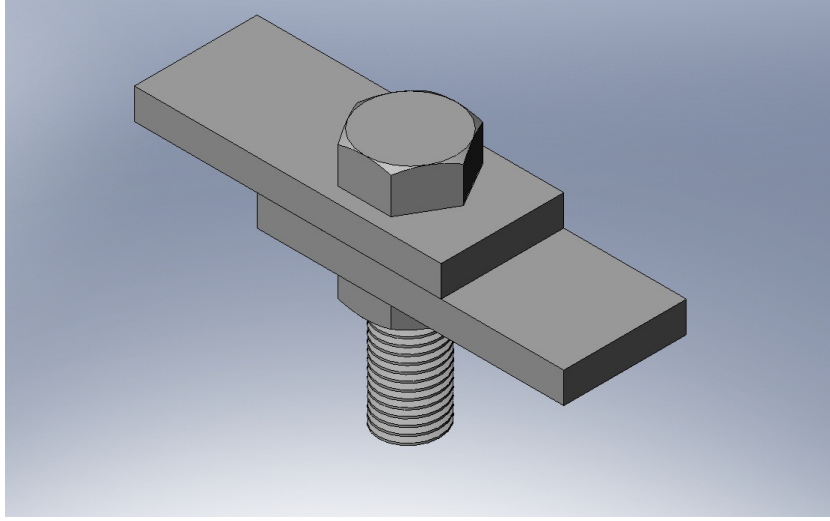
Şekil 2.2 Analizde kullanılacak olan levhanın 3 boyutlu modeli

Kullanılacak somun ise ilk önce diş açılmamış şekilde modellenmiştir. Daha sonra birleştirilme aşamasında “Mold Cavity” yöntemi kullanılarak civataya uygun dişleri açılmıştır.



Şekil 2.3 Mold Cavity yöntemi ile oluşturulan somunun modeli

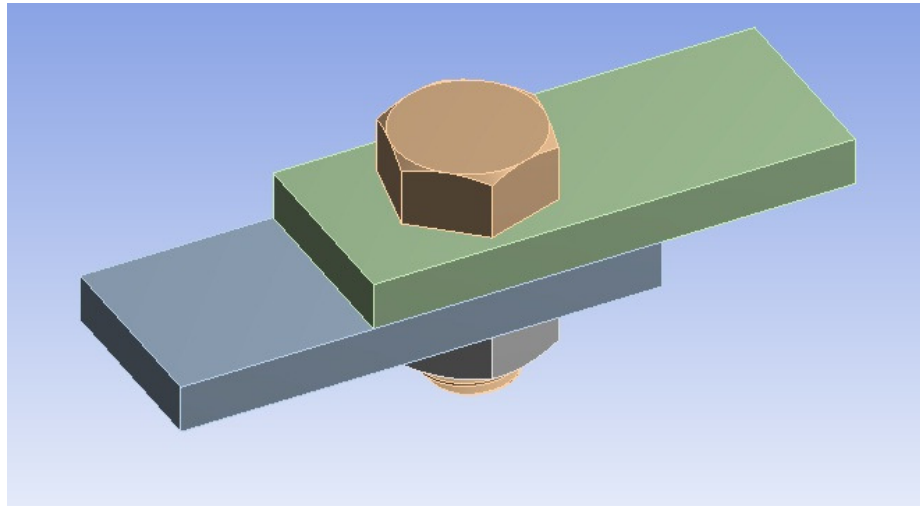
Bu parçalar birleştirilme aşamasında Mate özellikleri tanımlanmış ve ANSYS programına aktarmaya hazır hale getirilmiştir.



Şekil 2.4 Analizde kullanılacak olan parçanın modeli

## 2.2 Modelin ANSYS Programına Aktarılması

ANSYS programına aktarım yapılırken “IGES” formatında parça kaydedilir ve ANSYS programına model aktarılır. Model aktarıldıktan sonra gerekli olan malzeme özellikleri, mesh elemanı özellikleri, meshleme yöntemi, yüklerin belirlenmesi işlemleri yapılmalıdır.

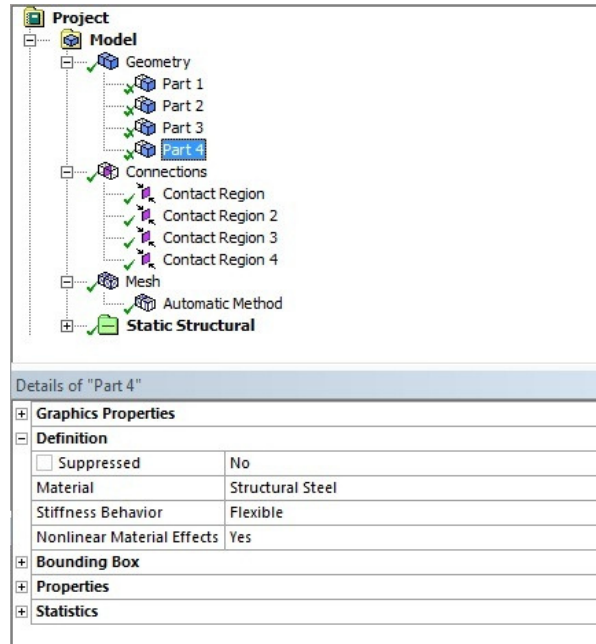


Şekil 2.5 ANSYS Workbench programına aktarılan 3 boyutlu model

## 2.3 Analiz Özelliklerinin Programa Tanımlanması

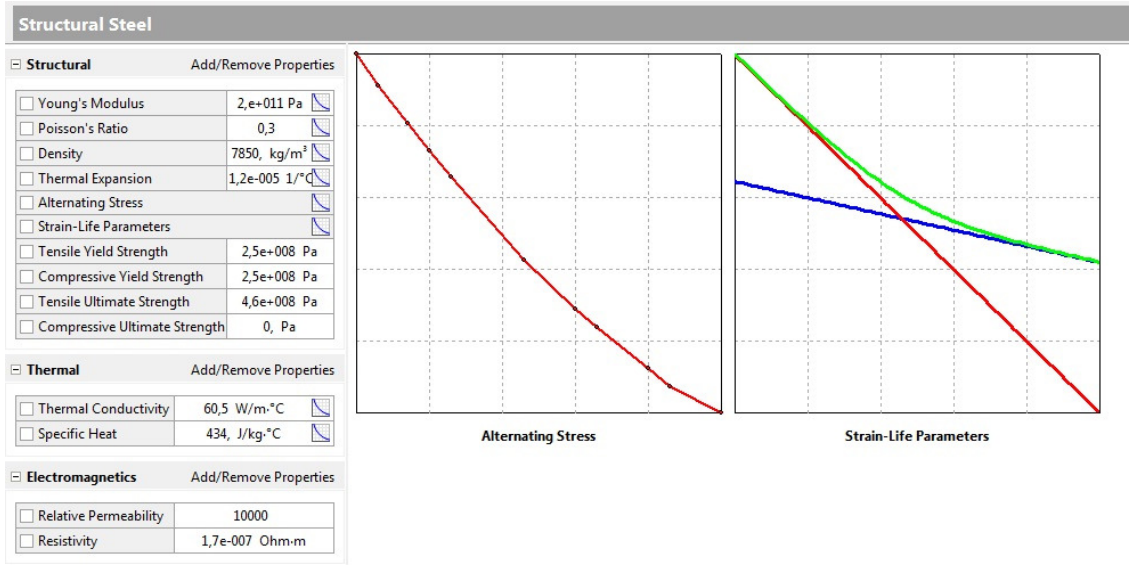
### 2.3.1 Malzeme Özelliklerinin Tanımlanması

Modelimize ilk vermemiz gereken özellik parçalarımızın malzeme yapısının ne olduğudur. Şekil 3.6'da görülebileceği gibi Material sekmesi altında malzemeler sıralanmıştır. Bu malzeme ANSYS programının veri tabanında otomatik olarak yer almaktadır. Buradan arzu edilen malzeme tipi seçilebilir veya burada yer almayan malzeme özellikleri belirtilerek yeni bir malzeme türü oluşturulabilir.



Şekil 2.6 Parçalarımızın malzeme özelliklerinin girilmesi

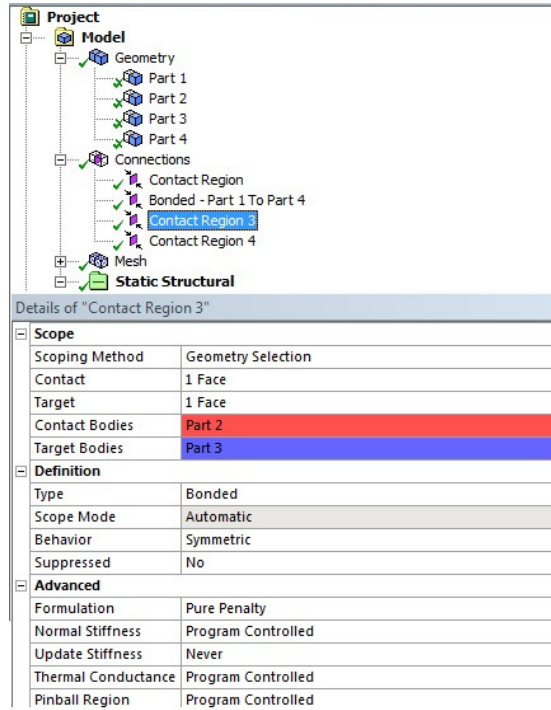
Paslanmaz çelik, alüminyum, dökme demir vb. çok karşılaşılan malzeme türleri programa tanımlanmıştır. İstendiği takdirde Şekil 3.7'de gösterilen malzeme özellikleri değiştirilerek yeni bir malzeme türü oluşturulabilir.



Şekil 2.7 Paslanmaz çelik malzemenin ANSYS programındaki fiziksel özellikleri

### 2.3.2 Temas Özelliklerinin Tanımlanması

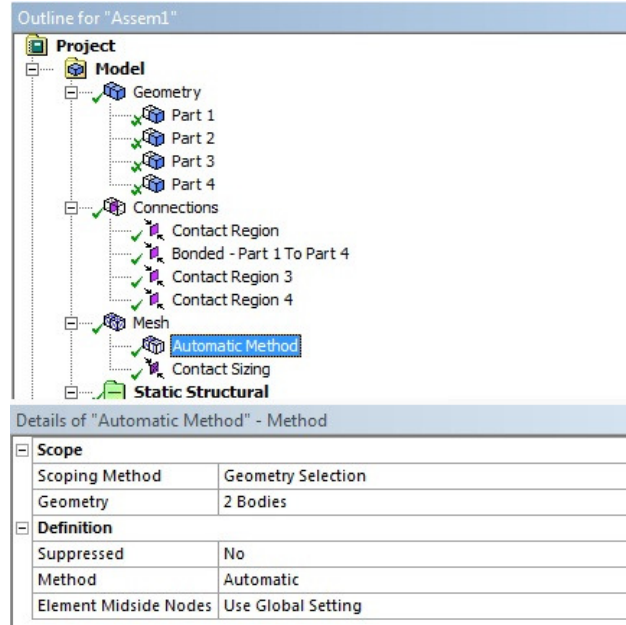
ANSYS programına SOLIDWORKS üzerinden aktarılan 3 boyutlu model için SOLIDWORKS tabanında oluşturulan “Mate” özellikleri direk olarak ANSYS tabanında da görülebilir. ANSYS tabanında “Contact” olarak görülebilecek olan bu temas yüzeylerine gerekli özellikler “Contact Region” sekmesi altında verilebilir.



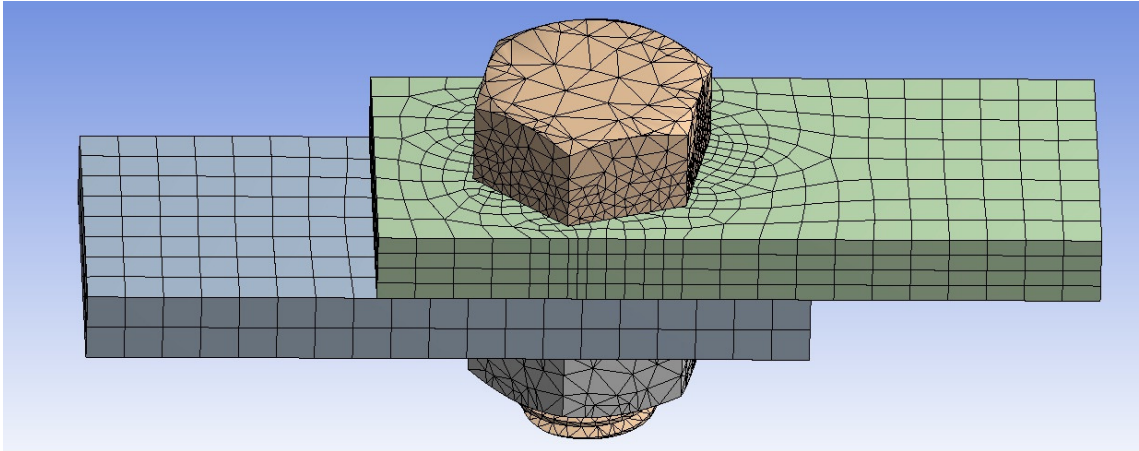
Şekil 2.8 Temas özelliklerinin programda tanımlanması

### 2.3.3 Parçaların Sonlu Elemanlara Bölünmesi

ANSYS Workbench programında meshleme otomatik olarak yapılır fakat boyutlandırma ve hangi sonlu elemanın kullanılacağı belirlenebilmektedir. Parçalarda analiz değerlerinin önemli olduğu bölgelerde mesh yoğunluğu artırılarak gerçeğe daha yakın bir sonuç elde edilebilir. Bu nedenle mesh yoğunluğu kritik noktalarda artırılmalıdır.



Şekil 2.9 Mesh özelliklerinin programa tanımlanması



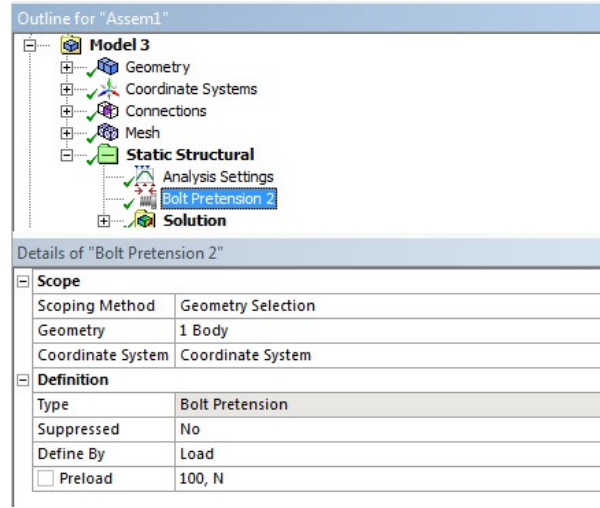
Şekil 2.10 Kritik noktalara göre Meshleme

### 2.3.4 Yüklerin Tanımlanması

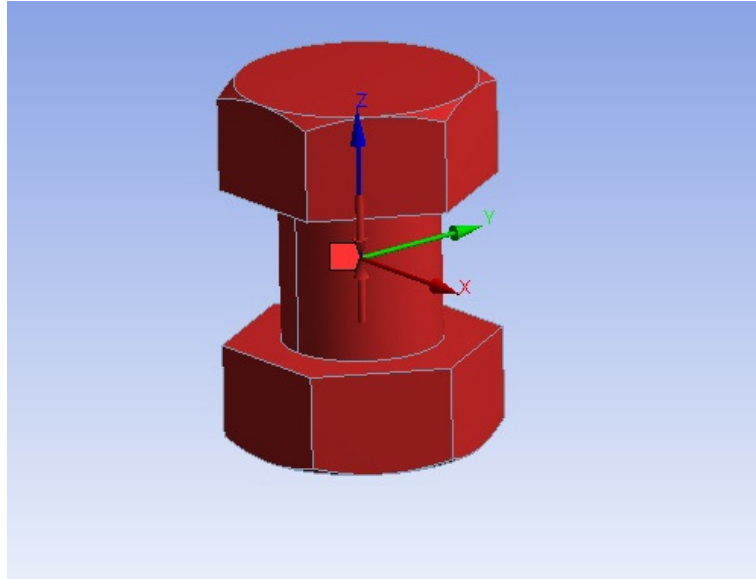
Analizi yapılacak durum için uygulanacak kuvvetler “Static Structural” sekmesi altında tanımlanır. Statik durum dışında, dinamik, termal, manyetik vb. analiz türleri ile de tanımlamalar yapılabilir.

Analizimizde uygulanması gereken kuvvet türü ön gerilme verilmiş cıvata bağlantısı

olduğundan dolayı cıvata ön gerilme kuvveti tanımlanmalıdır.



Şekil 2.11 Cıvataya ön gerilme kuvvetinin tanımlanması

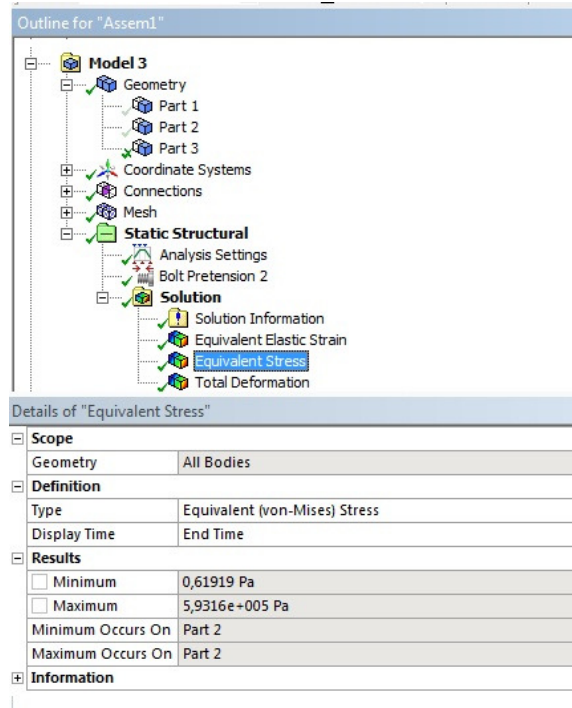


Şekil 2.12 Ön gerilme verilmiş cıvatanın 3 boyutlu görünümü

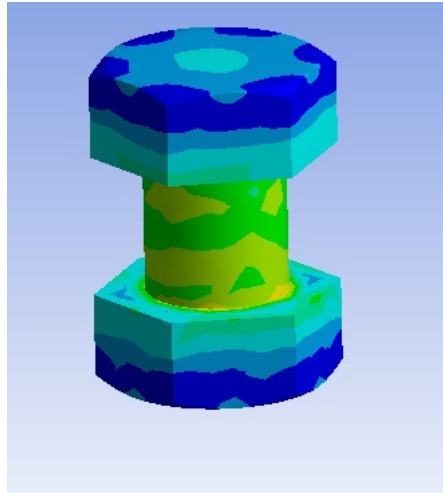
### 2.3.5 Analiz Sonuçlarının Okunması

Malzeme özellikleri girildikten, sonlu elemanlara bölünme işlemi yapıldıktan ve yükler tanımlandıktan sonra programa analiz işlemi yaptırılır ve analizin hangi sonuçlar isteniyorsa o

sonuçlar elde edilir. Hangi analiz sonuçlarının istendiği “Solution” sekmesi altında verilir ve program istenen analiz sonuçlarını verir.



Şekil 2.13 İstenen analiz sonucunun belirlenmesi



Şekil 2.14 Analiz sonuçlarının okunması

**ÖZGEÇMİŞ**

|               |            |                                                                                                      |
|---------------|------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Doğum tarihi  | 04.11.1984 |                                                                                                      |
| Doğum yeri    | Aydın      |                                                                                                      |
| Lise          | 2000-2003  | Söke Hilmi Fırat Anadolu Lisesi                                                                      |
| Lisans        | 2003-2007  | Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi<br>Makine Müh. Bölümü, Konstrüksiyon Programı            |
| Yüksek Lisans | 2007-...   | Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü<br>Makine Müh. Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Prog. |

**Çalıştığı Kurumlar**

|                   |                                      |
|-------------------|--------------------------------------|
| 2007-2009         | Optima Mühendislik Taahhüt Ltd. Şti. |
| 2010-Devam ediyor | Optima Mühendislik Taahhüt Ltd. Şti. |