

Gaz Türbinli Motorlarda Kompresör Muhafaza Bağlantı Elemanlarının
Ansys Yazılımı ile Parametrik Analizleri

Ferhat Şahin

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Aralık 2007

Parametric Analyses of Joint Elements Used on Compressor Casing of
a Gas Turbine Engine by Using Ansys

Ferhat Sahin

MASTER OF SCIENCE THESIS

Department of Mechanical Engineering

December 2007

Gaz Türbinli Motorlarda Kompresör Muhafaza Bağlantı Elemanlarının
Ansys Yazılımı ile Parametrik Analizleri

Ferhat Şahin

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Konstrüksiyon ve İmalat Bilim Dalında
YÜKSEK LİSANS TEZİ
Olarak Hazırlanmıştır

Danışman: Prof. Dr. Bilal Par

Aralık 2007

Ferhat Şahin' in YÜKSEK LİSANS tezi olarak hazırladığı “Gaz Türbinli Motorlarda Kompresör Muhafaza Bağlantı Elemanlarının Ansys Yazılımı ile Parametrik Analizleri” başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

Üye : Prof. Dr. Bilal Par

Üye : Prof. Dr. Soner Alanyalı

Üye : Prof. Dr. Zekeriya Altaç

Üye : Yrd. Doç. Dr. Mesut Tekkalmaz

Üye : Yrd. Doç. Dr. Ümit Er

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun tarih ve sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Abdurrahman KARAMANCIOĞLU

Enstitü Müdürü

GAZ TÜRBLNĠ MOTORLARDA KOMPRESÖR MUHAFAZA BAĞLANTI ELEMANLARININ ANSYS YAZILIMI İLE PARAMETRİK ANALİZLERİ

FERHAT ŞAHİN

ÖZET

Kompresör muhafazaları yüksek basınç ve sıcaklık altında çalışan ve motor çerçevelerine yük aktarımını sağlayan oldukça ince yapılardır. Bu sebeple muhafazaların tasarımı pek çok parametrenin bir arada gözönünde bulundurulmasını gerektirir ve en doğru konfigürasyonun seçilmesi büyük öneme sahiptir. Bu çalışmada çeşitli konfigürasyonlar için sonlu elemanlar yöntemi ile analizler gerçekleştirilmiştir. Geometriler parametrik bir şekilde oluşturulmuş ve civata sayısı, kabuk kalınlığı, civata çapı, öngerilme yükü ve flanş boyutları ana parametreler olarak saptanmıştır. Sonuçlar toplam ağırlık ve yapısal dayanım baz alınarak değerlendirilerek gerilme, kaçaklar (sızıntı) ve ovalleşme gözönünde bulundurulmuştur.

Anahtar kelimeler: Gaz Türbinli Motor, Kompresör, Kompresör Muhafazası, Doğrusal olmayan analiz, Civata, Önyük

PARAMETRIC ANALYSES OF JOINT ELEMENTS USED ON COMPRESSOR CASING OF A GAS TURBINE ENGINE BY USING ANSYS

FERHAT SAHIN

SUMMARY

Compressor casings which are subject to high pressure and temperatures are very thin elements and are responsible for transferring high engine loads to the frames. For this reason, in the design of the casings, a number of parameters should be taken into account, and the selection of the most appropriate configuration is crucial. In this study, finite element analyses are performed for various configurations. The geometries are created in a parametric manner and the number of bolts, shell thickness, bolt diameter, preload, flange dimensions are selected as main design parameters. Overall weight and structural strength is evaluated considering the stress, the leakage and the ovalization

Keywords: Gas Turbine Engine, Compressor, Compressor Casing, Nonlinear Analysis, Bolt, Preload

TEŞEKKÜR

Bu çalışmada benden yardımlarını ve desteklerini esirgemeyen eşim Berrak Sazak Şahin'e, çalışma arkadaşlarım Bülent Acar'a ve Onur Üye'ye sonsuz hoşgörüsü ve yol göstericiliğinden ötürü danışmanım Prof. Dr. Bilal Par'a teşekkürü bir borç bilirim.

Eskişehir 2007

Ferhat ŞAHİN

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET.....	v
SUMMARY	vi
TEŞEKKÜR	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ	x
TABLolar DİZİNİ	xii
SEMBOLLER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xiii
BÖLÜM 1 GİRİŞ.....	16
BÖLÜM 2 KOMPRESÖR TASARIMI.....	28
2.1. Tasarım Parametrelerinin Belirlenmesi	25
2.2 Muhafaza Tasarımı	25
BÖLÜM 3 CİVATALAR.....	28
3.1 Önyüklemesiz ve Önyüklemeli Civatalar	28
BÖLÜM 4 ANSYS PROGRAMI İLE SONLU ELEMANLAR ANALİZLERİ.....	42
4.1 APDL (Ansys Parametric Design Language).....	42
4.2 Yapısal Analiz Adımları	42
4.3 Analizlerde kullanılan ANSYS Elemanları	47
4.4 Temas Durumu	51
BÖLÜM 5 ANALİZ YÖNTEMİ.....	59
5.1 Parametrik Muhafaza Geometrisi	59
5.2 Muhafaza Sonlu Elemanlar Modeli ve Ağ Yapısı	64
5.3Yükler ve Sınır Şartları	72
BÖLÜM 6 SONUÇLAR.....	77

6.1 Önyüklemenin Etkisi	78
6.2 Flanş Kalınlığının Etkisi	80
6.3 Kabuk Kalınlığının Etkisi	81
6.4 Civata Çapının Etkisi	83
6.5 Civata Sayısının Etkisi.....	85
BÖLÜM 7 DEĞERLENDİRMELER.....	88
EKLER	90
EK A Parametreler	
EK B APDL Formatı	
EK C Sonuçlar	
EK D Farklı Önyükleme Değerleri için Gerilme ve Deformasyon Dağılımları	
EK E Farklı Flanş Kalınlığı Değerleri için Gerilme ve Deformasyon Dağılımları	
EK F Farklı Kabuk Kalınlığı Değerleri için Gerilme ve Deformasyon Dağılımları	
EK G Farklı Civata Çapı Değerleri için Gerilme ve Deformasyon Dağılımları	
EK H Farklı Civata Sayısı Değerleri için Gerilme ve Deformasyon Dağılımları	
EK I Civata Üzerindeki Gerilme ve Deformasyon Dağılımları	
KAYNAKLAR DİZİNİ	144

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
3.1 Kesme kuvvetinin plakalar arasında aktarımı	29
3.2 Çekme kuvvetinin aktarımı	30
3.3 Çekme ve kesme kuvvetinin birarada bulunduğu durum	30
3.4 Üst üste bağlantıda yataklama durumu	31
3.5 Uç uca bağlantıda yataklama durumu	33
3.6 Sıralı civatalar arasındaki yük dağılımı	33
3.7 Kesme dayanımından dolayı hasar durumu	34
3.8 Manivela durumu	35
3.9 Civata ve bağlantı kuvvet deformasyon karakteristiği	37
3.10 Bağlantı diyagramı	37
3.11 Bağlantı diyagramı (Dış çekme kuvvetinin etkisi)	38
3.12 Bağlantı diyagramı (Sert ve yumuşak bağlantı)	38
3.13 Bağlantı diyagramı (Dış çekme kuvvetinden dolayı civatanın akması)	39
3.14 Bağlantı diyagramı (Dış çekme kuvvetinden dolayı plakalar arası boşluk oluşması)	40
3.15 Bağlantı diyagramı (Dış basma kuvveti etkisi).....	41
4.1 Katı Modelin oluşturulması	44
4.2 Ağ yapısının oluşturulması	45
4.3 Yüklerin uygulanması.....	46
4.4 Solid 95 elemanının geometrisi, düğüm noktaları ve koordinat sistemi	48
4.5 Solid 154 elemanının geometrisi, düğüm noktaları ve koordinat sistemi	48
4.6 Solid 154 elemanı üzerindeki basınç uygulamak için eleman koordinat sistemi	49
4.7 Targe 170 elemanının geometrisi, düğüm noktaları ve koordinat sistemi	50
4.8 Conta 174 elemanının geometrisi, düğüm noktaları ve koordinat sistemi	50
4.9 Prets 179 elemanının geometrisi, düğüm noktaları ve koordinat sistemi.....	51
4.10 Temas elemanlarının durumu	52
4.11 Temas elemanlarının yüzey uyumluluğunun sağlayamadığı durum	53

4.12 Temas elemanları arasındaki yay benzeşimi	54
4.13 Temas bölgesindeki aşırı rijitlik	55
4.14 Temas elemanları arasındaki sürtünme bağı	56
5.1 Sonlu elemanlar modelinde kullanılan geometri	59
5.2 Gaz türbinli motor kesiti	60
5.3 Kompresör palleri ve kompresör muhafazası	61
5.4 Sonlu elemanlar modelindeki flanşlar	62
5.5 Geometrik parametreler	62
5.6 Parametreler	63
5.7 Sonlu elemanlar ağ yapısı	65
5.8 Öngerme elemanları ve kullanıldığı kesitler	69
5.9 İki ayrıklı flanş arasında kullanılan temas elemanları	70
5.10 Civatalar ve ayrıklı flanş arasında kullanılan temas elemanları	71
5.11 Sonlu elemanlar modelinde kullanılan surf 154 yüzey elemanları	71
5.12 Sıcaklık dağılımı ($^{\circ}\text{C}$)	72
5.13 Basınç dağılımı (MPa)	73
5.14 Sınır şartları	74
5.15 Birinci yük zamanı sınır şartları	75
5.16 İkinci yük zamanı sınır şartları	76
6.1 İç yüzeydeki düğüm noktalarının yerleri	77
6.2 Ovalizasyon (önyük etkisi)	79
6.3 Temas durumu (önyük etkisi)	79
6.4 Ovalizasyon (flanş yüksekliği etkisi)	80
6.5 Temas durumu (Flanş kalınlığı etkisi)	81
6.6 Ovalizasyon (kabuk kalınlığı etkisi)	82
6.7 Temas durumu (Kabuk kalınlığı etkisi)	83
6.8 Ovalizasyon (civata çapı etkisi)	84
6.9 Temas durumu (civata çapı etkisi)	85
6.10 Ovalizasyon (civata sayısı etkisi)	86
6.11 Temas durumu (civata çapı etkisi)	87

TABLolar DİZİNİ

<u>Tablo</u>	<u>Sayfa</u>
3.1 Çelik civatalar için mekanik özellikler (Shigley vd., 2003)	32
5.1 Sonlu elemanlar analizlerinde kullanılan parametreler ve değerleri	64
5.2 Örnek bir analiz modeli için ağ yapısı detayları	65
5.3 Ti 6Al-4V alaşımının özellikleri (matweb.com).....	66
5.4 Inconel 718 alaşımının özellikleri (matweb.com)	68
5.5 Civatalar için kullanılan önyük değerleri.....	74
6.1 Önyüklemenin sonuçlara etkisi.....	78
6.2 Flanş yüksekliğinin sonuçlara etkisi	81
6.3 Kabuk kalınlığının sonuçlara etkisi	82
6.4 Civata çapının sonuçlara etkisi	84
6.5 Civata sayısının sonuçlara etkisi.....	86

SEMBOLLER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Semboller</u>	<u>Açıklama</u>
A_s	Gerilme alanı
B_{Lf}	Kesme dayanımı çarpanı
C_p	Gaz sabiti
d	Nominal civata çapı
d_m	Civata ortalama çapı
d_C	Civata ortalama çapı
d_0	Nominal delik çapı
e_1	Civata ile plaka kenarı arasındaki uzaklık (yük doğrultusu ile aynı yönde)
e_2	Civata ile plaka kenarı arasındaki uzaklık (yük doğrultusuna dik yönde)
F	Kuvvet
F_V	Kesme kuvveti
F_{Vd}	Civatanın tasarım kesme mukavemeti
F_T	Çekme kuvveti
F_{Td}	Civatanın tasarım çekme mukavemeti
F_i	Eksenel kuvvet
F_e	Dış kuvvet
F_c	Temas kuvveti
FKN	Temas rijitliği faktörü
g	Yerçekimi ivmesi
K_{temas}	Temas rijitliği
k_{normal}	Normal yöndeki rijitlik
$k_{tan\ jant}$	Normal yöne dik yöndeki rijitlik
$k_{alt\ elemanlar}$	Alt elemanların rijitliği
L	Civata uzunluğu
L_j	iki uç civata arasındaki mesafe
M	Moment
N	Newton
N	Devir hızı

P	Yük
p	Temas basıncı
Q	Reaksiyon kuvveti
ρ	Akış debisi
$r_{uç}$	Pal ucu yarıçapı
$r_{kök}$	Pal kökü yarıçapı
$Seqvmax$	Maksimum Von Mises gerilmesi
$S1max$	Maksimum 1. asal gerilme
$S3min$	Minimum 3. asal gerilme
t	Plaka kalınlığı
τ	Sürtünmeden doğan kayma gerilmesi
U	Türbin rotoru çevresel hızı
$U_{uç}$	Pal ucu çevresel hızı
U_m	Ortalama pal çevresel hızı
$UXmax$	Maksimum radyal deformasyon
$UXmin$	Minimum radyal deformasyon
Π_{kademe}	Kademe basınç oranı
T	Giriş sıcaklığı
T	Tork
η_{is}	İzentropik verim
γ	Hava sabiti
μ	civata ile somun arasındaki sürtünme katsayısı
μ_c	civata ile bilezik arasındaki sürtünme katsayısı
α	diş yarım açısı
φ	Kademe yükleme
V_a	Eksenel hız
ΔV_w	Dönme hızlarının farkı
ΔH	Entalpi farkı
W	Ağırlık
ψ	İş input faktörü

Kısaltmalar **Açıklama**

<i>Al</i>	Aluminyum
<i>APDL</i>	Ansys parametric design language
<i>B</i>	Bor
<i>C</i>	Karbon
<i>Cr</i>	Krom
<i>Co</i>	Kobalt
<i>Fe</i>	Demir
<i>Gpa</i>	Gigapaskal
<i>H</i>	Hidrojen
<i>HAD</i>	Hesaplamaalı akışkanlar dinamiği
<i>Kg</i>	Kilogram
<i>N</i>	Newton
<i>N</i>	Nitrojen
<i>Nb</i>	Niyobyum
<i>O</i>	Oksijen
<i>M</i>	Milimetre
<i>Max.</i>	Maksimum
<i>Mn</i>	Manganez
<i>Mo</i>	Molibden
<i>MPa</i>	Megapaskal
<i>Ni</i>	Nikel
<i>P</i>	Fosfor
<i>Si</i>	Silikon
<i>S</i>	Sülfür
<i>Ti</i>	Titanyum
<i>V</i>	Vanadyum

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Havacılık amaçlı jet motoru tasarımı II. Dünya Savaşı dönemine rastlar, bu dönemde İngiltere’de Whittle, Almanya’da ise Von Ohain savaş dönemindeki gizlilik uygulamaları sebebiyle birbirlerinin çalışmalarından habersiz, eşzamanlı geliştirme çalışmaları yürütmüşlerdir. Bu çalışmalar sonucunda ilk jet motorlu uçuş 1939 yılında gerçekleştirilmiştir. Dönemin ihtiyaçları dolayısıyla ilk uygulamalar yalnızca askeri uçaklarla sınırlı kalmıştır. Bunun bir diğer sebebi de ilk motorların sivil havacılığın kullanımına sunulamayacak düzeyde verimsiz, yakıt sarfiyatı yüksek ve güvenilirliği az motorlar olmasıdır. (Kerrebrock, 1992)

Uçak hızlarının arttırılması için gerekli olan temel şart, verimin uçuş yüksekliği ve uçuş hızı ile azalmamasıdır. Bu şartı en iyi şekilde yerine getiren itki sisteminin turbojet motorlar olduğu görülmüş ve bu sebeple turbojet motorlar çok kısa sürede ileri düzeyde geliştirilmişlerdir. 1950’li yıllardan sonra orta ve uzun menzilli yolcu uçakları ile avcı ve bombardıman uçaklarında turbojet motorların kullanımı yaygınlaşmaya başlamıştır. Günümüzde, hafif uçaklarla özel amaçlı bazı uçakların dışında, tüm sivil ve askeri uçaklarda, insansız hava araçlarında ve seyir füzelerinde gaz türbinli motorlar kullanılmaktadır. (Saravanamuttoo vd., 2001)

Turbojet motorlar temel olarak gaz jeneratörü (kompresör, yanma odası ve türbin), hava alığı ve egzoz bileşenlerinden oluşmaktadır. Jet motoru giriş ağzından alınan hava, kompresör bölgesinde basıncı artırılarak ve enerji kazandırılarak yanma odasına sevk edilir. Yanma odasında havaya yakıt karıştırılıp yakılarak enerjisi dolayısıyla, sıcaklığı arttırılır. Meydana gelen gaz karışımı türbin bölgesinde genişletilerek enerjisinin bir kısmı kompresörün çevrilmesi için kullanılır. Basınçlı ve yüksek enerjili hava akışı egzozdan dışarı atılır. Bu momentum değişimi bir kuvvet doğurur ve meydana gelen bu kuvvet kendisine eşit, fakat aksi yönlü bir tepki oluşturur. Buna göre, jet motorunun oluşturduğu tepkinin, hızlandırılan hava kütlesi ve yakıt kütlesi (hava+yakıt karışımı) ile motor içinde bu kütlelere kazandırılan ivmenin fonksiyonu olduğu görülür. (Saravanamuttoo vd., 2001)

Hava Alığı: Hava alığının temel fonksiyonu, havayı çekme alanı içerisinde yakalayıp, kompresör girişine kadar yavaşlatmaktır. Çoğunlukla hava alığı seyir koşullarına göre optimize edilmesine rağmen, hava alığından beklenen, hava aracının tüm çalışma koşullarında yeterli hava debisini sağlamasıdır. Bazı motorlarda, yüksek itki gerektiren kalkış koşulunda fazladan hava akışı sağlamak amacıyla kapaklar bulunabilir. Hava alığının verimi çoğunlukla durma basıncı geri kazanımı ile değerlendirilir. Durma basıncı geri kazanımı motora giren havanın enerjisinin gerçekte ne kadarının kompresöre gönderildiğinin bir ölçüsüdür. (Saravanamuttoo vd.)

Ön Çerçeve: Ön çerçevenin temel fonksiyonları, kompresöre giden havanın uygun doğrultuya getirilmesi, motorun iskelet yapısı içinde yer alıp yük taşıması ve altında bulundurduğu yatakları taşıyarak türbin milini mesnetmesidir. Modülün hem aerodinamik, hem de yapısal görevi vardır. Ön çerçeve üzerinde yer alacak duran pal sayısı ve akış yolu kompresör optimizasyonu yapıldıktan sonra sabitlenir.

Kompresör: Kompresör sıkıştırılabilir bir akışkanın basıncını arttıran bir makinedir. Bu sıkıştırma işlemi sürekli ya da süreksiz bir şekilde gerçekleştirilebilir. Pistonlu ve dönel kompresörler süreksiz akışlı ve dinamik kompresörler ise sürekli akışlı kompresörler olarak adlandırılır. Günümüzde havacılık amaçlı gaz türbinlerinde çoğunlukla dinamik kompresörler kullanılmaktadır. Bu sebeple kompresör kelimesi sonraki bölümlerde dinamik kompresörleri anlatmak için kullanılmıştır. Dinamik kompresörler en basit haliyle duran pallerin bağlandığı bir muhafaza ve dönen pallerin bağlandığı rotordan oluşan bir yapıdır. Duran ve dönen pallerin görevi dönme etkisiyle akışa basınç kazandırmaktır. Bir başka deyişle kinetik enerjinin basınç artışına dönüştürülmesidir. Dönen bir pal sırası ve takip eden duran bir pal sırası tek bir kademeyi meydana getirir, ard arda sıralanan kademeler her kademede basıncın daha da artırılması yoluyla istenilen basınç oranına ulaşılmasını sağlar. (Saravanamuttoo vd., 2001; Lewis, 1996)

Her bir kademe için basınç artışı o kademedeki entalpi artışı ile ifade edilebilir. Denklem (1.1)' de verilen Euler turbomakina eşitliği incelenirse; entalpi artışının da çevresel hız ve teğetsel hızların farklarıyla ilişkili olduğu görülebilir. Bu noktada verim hedeflerinin tasarlanan çalışma şartları ile uyum içerisinde olduğu sürekli olarak kontrol edilmelidir. Makina verimini belirleyen etkenler iş faktörü (ya da kademe yüklemesi) ve akış katsayısı adında iki temel parametre altında toplanmıştır. Smith, pek çok

kompresöre ait deneysel verileri derleyerek iş faktörü, akış katsayısı ve verim arasındaki ilişkiyi gösteren Smith Diyagramları'nı oluşturmuştur (Lewis, 1996). Bu diyagramlar kullanılarak, tasarımın ilk aşamasında henüz somut bir geometri yokken hedeflenen verim değerini sağlayacak çalışma şartları belirlenebilir. Günümüzde uçak motorlarında radyal ve aksenal olmak üzere iki çeşit kompresör kullanılmaktadır. Radyal kompresörler özellikle düşük hava debisi gerektiren çalışma şartlarında aksenal kompresörlere göre daha avantajlıdır. Radyal kompresörler 4 ve daha düşük kademe basınç oranı gereksinimlerinde alüminyumdan imal edilirler. Titanyum kullanılarak tek bir kademede 8 basınç oranına ulaşmak mümkün olabilmektedir. Daha yüksek basınç oranı gereksinimlerine bağlı olarak nikel bazlı alaşımlar kullanılabilir ancak bu, kompresörün ağırlaşmasına ve özellikle yüksek güç gerektiren durumlarda yeterli ivmelenmenin sağlanamamasına neden olur. Ayrıca nikel bazlı alaşımların kullanılması maliyeti artırır ve imalatı zorlaştırır. Radyal kompresörler eksen yönünde oldukça az yer kaplarlar, yabancı madde hasarına ve pal yüzeyindeki pürüze bağlı performans kayıplarına karşı oldukça dirençlidirler. Aksenal kompresörlere oranla çok daha basittirler, maliyetleri düşüktür ve çok daha kalıplaşmış tasarım metodolojisine sahiptirler. İki kademeli radyal kompresör arka arkaya sıralanarak 12 ve daha fazla basınç oranlarına ulaşılabilir ancak uzunluk konusunda aksenal kompresörlere karşı üstünlüklerini kaybederler. Aksenal ve radyal kompresörler bir arada kullanılarak 20 basınç oranına ulaşılabilir ancak bu noktada termal olarak eşleme problemleri ile karşılaşılır. Bunun yanında çok küçük pal ucu aralığını elde etmek mümkün olmayacağından dolayı verim gereksinimlerine ulaşmak oldukça zor olacaktır. (Kerrebrock, 1992 ve Kurzke, 2003)

$$\prod_{kademe} = \left[\frac{\psi}{2} \eta_{is} \left(\frac{U_m}{\sqrt{T_1}} \right) \frac{1}{C_p} + 1 \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (1.1)$$

Aksenal kompresörler özellikle yüksek hız ve uzun menzil söz konusu olduğunda, yüksek basınç oranı ve verimle birlikte birim önyüz alanına düşen yüksek hava debisine sahiptirler. Bu sebeple oldukça yaygın olarak kullanılırlar. Aksenal kompresörlerin basınç oranı teorik olarak sadece kademe sayısı ve malzeme özellikleri ile sınırlıdır. Eğer düşük hava debisi ile çok yüksek basınç oranları hedefleniyorsa en son kademe palleri çok küçük olacağından, dalgalanma (surge) aralığı üzerinde büyük

etkisi olan uygun pal ucu açıklığına ulaşılması mümkün olmayacaktır. Motor tasarımının başlangıç aşamasında, tasarlanacak kompresörün seçimi önem arzeden bir konudur. Verim hedefleri, kademe sayısı, uçuş zarfında dalgalanma aralığı, gerilme sınırları gibi pek çok parametre arasında bir uzlaşma sağlanmalıdır. Her kademe yapılan iş miktarının artırılması, çoğunlukla verimde bir azalmaya sebep olsa da son yıllarda kompresör aerodinamiği üzerine yapılan çalışmalar bu verim düşüşünü en aza indirmiştir. Kompresör bölgesinde daha az kademeye sahip olmak motor uzunluğunun, dolayısıyla ağırlığın ve maliyetin azaltılması anlamına gelmektedir, ancak daha yüksek aerodinamik yüklemeleri de beraberinde getirmektedir. (Kerrebrock, 1992; Saravanamuttoo vd., 2001; Kurzke, 2003.)

Kompresör alt parçaları:

- Dönen Paller (Rotor veya Kompresör Çarkı)
- Duran Paller (Stator veya Diffüzör)
- Kompresör Muhafazası
- Diskler
- Sızdırmazlık Elemanları

Yanma Odası: Yanma odasının kullanım amacı temel olarak kompresörden gelen havanın termal enerjisini artırmaktır. Böylelikle, yanma odasını terk eden yüksek toplam sıcaklığa ve toplam basınca sahip hava türbinde genişletilerek güç elde edilmektedir. Gaz türbini yanma odası tasarımı akışkanlar dinamiği, yanma ve mekanik tasarımı bir arada ihtiva eden zor bir süreçtir. Günümüze dek yanma sistemlerinin tasarımı diğer komponentlere kıyasla kavramsal tasarım açısından daha az gelişme göstermiş ve geliştirme programlarında çok sayıda deneme yanılma çalışmalarıyla tasarımlar elde edilmiştir. Son yıllarda Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) uygulamalarının yaygınlaşması tasarım sürecinde önemli bir etki yaratmış, karışık akış ortamının daha iyi anlaşılması, deneme yanılma çalışmalarının sayısını azaltmıştır. Gaz türbini yanması sürekli. Sıvı yakıtın yanması iyi bir şekilde püskürtülen parçacıkların hava ile karıştırılmasını, bu parçacıkların buharlaşmasını, ağır hidrokarbonların daha küçük parçalara ayrılmasını ve bu hidrokarbonların oksijen molekülleriyle iyice karışarak kimyasal reaksiyonların meydana gelmesini içermektedir. Elektrik ateşlemesi sadece ilk başlangıç anında yanma işlemini elde etmek için gereklidir. Sonrasında alev durağan hale gelmelidir. Üç tip yanma odası vardır. Bunlar

boru tipi, halka tipi ve borulu halka tipidir. Boru şeklindeki yanma odaları genelde radyal kompresör kullanan gaz türbinlerinde kullanılmaya uygundur. Tasarımının az zamanda ve düşük miktarda parayla yapılabilmesine rağmen aşırı uzunlukları ve ağırlıkları hava uygulamalarına yönelik gaz türbinli motorlarda kullanılmalarını kısıtlamaktadır. Halka tipi yanma odaları, motor çapı içerisinde kullanılabilir en büyük alana sahip olan ideal konfigürasyondur. Basınç kaybını azaltmakla birlikte motor çapının da küçük olmasını sağlamaktadır. Eksenel kompresörlü motorlarda kullanımı daha uygundur. Diğer yanma odası tiplerine kıyasla en düşük basınç kaybına sahiptir, ancak geliştirme çalışmalarının çoğu yanma odasının tam modelinin motorun çalıştığı hava debisi ve atmosferik şartların simüle edilebildiği bir test sisteminde gerçekleştirilmektedir. Borulu-halka tipi (tubo annular yada cannular) yanma odası ise birkaç boru tipi yanma odasının halkalı olarak birleştirilerek kullanılmasından oluşur. Boru tipi yanma odasının mekanik dayanımını ve halka tipi yanma odasının az yer kaplama özelliğini bünyesinde barındırır. Yanma odasından beklenen özellikler şöyle sıralanabilir: Tam yanma olması, düşük toplam basınç kaybı, yüksek yanma verimi, yanma işleminin kararlı olması, çıkışta yerel yüksek değerlerin bulunmadığı sıcaklık dağılımı, kısa uzunluk ve küçük kesitli olması, alev sönmesinin olmaması, tekrar alev alabilme özelliği, geniş bir debi, basınç ve sıcaklık aralığında çalışabilmesi, düşük maliyet ve kolay üretilebilirlik, bakım yapılabilirlik, dayanıklılık ve farklı yakıtların kullanımına uygun olması.

Yanma odası alt parçaları:

- Yayıcı (Diffuser),
- Burun Kısmı (Snout),
- Karıştırıcı (Swirlers),
- Kubbe (Dome),
- Yakıt Lülesi (Fuel Nozzle),
- Alev Tüpü Duvarları (Flame Tube Inner and Outer Liners),
- Dış Muhafaza (Casing),
- Ana Delikler (Primary Holes),
- Orta Bölge Delikleri (Intermediate Holes),
- Seyreltme Delikleri (Dilution Holes),
- Soğutma Yarıkları (Cooling Slots),

- Çıkış Yayıcısı (Outlet Diffuser).

Türbin: Türbinin işlevi akışkandan enerjiyi almak ve bu enerjiyi mekanik enerjiye dönüştürmektir. Türbin bölgesinde yanma odasından çıkan sıcak gazların genişletilmesiyle iş elde edilir. Türbin rotoru sıcak gazların oluşturduğu tepki neticesinde döner. Sıcak gazlar rotor pallerini geçerken basınç düşer ve enerji türbin miline geçer. Türbinin dönme enerjisi ilk olarak kompresörü çalıştırmaya harcanırken, mil gücünün bir kısmı da diğer yardımcı parçaları (yakıt, yağ ve hidrolik pompaları) çalıştırmak için kullanılır. Daha yüksek giriş sıcaklığından dolayı türbin basınç oranı kompresörünkinden çok daha düşüktür. Turbojetlerde yanmadan elde edilen gücün büyük çoğunluğu kompresörde havayı sıkıştırmak için kullanılır. Türbinler enerji aldığı akışkanın çıkış doğrultusuna göre radyal yada aksenel biçimde olabilirler. Uçak motorundaki en yüksek sıcaklık ve basınç değerlerine maruz kalırlar. Yüksek basınç türbinleri çok yüksek devir hızlarına ulaşırlar. Günümüzde büyük turbofanlar için bu değer 10000 dev/dak iken bazı küçük motorlarda 50000 dev/dak civarındadır.

Kompresörlerin aksine türbinlerde doğaya karşı bir iş yapılmaz, yüksek basınç düşümleri fazla kayıp olmadan elde edilebilir, bu sebeple 7-8 kademeli bir kompresörü tek bir kademe türbin ile çevirmek mümkündür. Tüm bunların yanında türbin kademesinde kompresörlerin yaşamadığı bazı diğer problemler meydana gelir. Çok yüksek gaz sıcaklıklarıyla birlikte dönen türbinler yüksek gerilme oranlarına ve düşük ömür sürelerine maruz kalırlar. Ayrıca yanma odasından çıkan parçacıklar pallerde erozyona sebebiyet verirler. Çok yüksek basınç ve sıcaklık oranlarına maruz kalan türbinlerde kompresörlerin aksine malzeme olarak, yüksek özkütle değerlerine sahip olan özel alaşımlar kullanılır. Günümüzde bazı türbinlerde soğutma kanallarında kullanılmaktadır

Euler denkleminde göre, bir kademenin performansı;

$$\Delta H = U \Delta V_w / g \quad (1.2)$$

$$\frac{\Delta H}{T} = \left(\frac{U}{\sqrt{T}} \right) \left(\frac{\Delta V_w}{g \sqrt{T}} \right) \quad (1.3)$$

Türbin temel olarak aşağıda verilmekte olan yapılardan oluşur:

- Duran Paller (Stator)
- Dönen Paller (Rotor)

- Türbin Muhafazası
- Diskler
- Sızdırmazlık Elemanları

Egzos/Lüle: Egzos lülesi, motorda türbinin arkasına yerleştirilir. Böylece türbinden gelen gaz akışı lülede toplanıp, düzenlenerek; oluşan egzoz gazlarının atmosfere belirli bir doğrultuda atılabilmesini sağlar. Yüksek itki elde edilebilmesi için, egzoz gazlarının kinetik enerjisinin yüksek olması gerekir, bu da çıkışta yüksek egzoz hızı elde edilmesi anlamına gelir. Lüle, gazı genişletip basıncını düşürerek, türbinden gelen sıcak ve yüksek basınca sahip gazın hızını egzoz çıkışında artırır. Kısaca lüle, entalpiyi kinetik enerjiye hiçbir hareketli parça olmaksızın dönüştürebilen bir parça olarak düşünülebilir. Lüle üzerindeki basınç oranı genişleme sürecini belirler. Çıkış basıncı ortam basıncına eşit olduğunda maksimum itki elde edilir. Jet motorlarında genel olarak yakınsak lüle ve yakınsak-ıraksak lüle olmak üzere iki tip lüle kullanılır. Yakınsak lüle, düşük lüle basınç oranına sahip olduğundan, genelde sesaltı uçaklara yönelik düşük tepkili motorlarda kullanılır. Yakınsak-ıraksak lülelerde, daralan alandan genişleyen alana geçerken, lüle minimum alanını oluşturan bir boğaz kesiti bulunur. Sesüstü uçaklarda kullanılır ve geometrisi değiştirilebilen (hareketli) çeşitleri vardır. Bu da sisteme fazladan ağırlık ve karmaşıklık getirmektedir. Yüksek basınç oranı gereksinimlerinde kullanılır. Yakınsak-ıraksak lüle kullanıldığında, ıraksak kısım kendi başına gazların lüle içerisinde sesüstü hızlara ulaşmasına izin verir. Yakınsak-ıraksak lüleler bu sebeple yakınsak lünelere oranla biraz daha verimlidir. Lüle temel olarak aşağıda verilmekte olan yapılardan oluşur:

- Koni
- Çıkış Yön Verici Paleler
- Destek (Strut)

Aksesuarlar: Motorun ana bileşenleri dışında kalan, motor kontrol ünitesi, yağlama sistemi, yakıt sistemi, motor ateşleme sistemi, alternatör, motor çalıştırma sistemi ve motor dişli kutusu motorda temel olarak aksesuar sınıfında değerlendirilmektedir.

Turbojet motorlardaki yakıt sarfiyatını özellikle düşük hızlarda azaltmaya yönelik çalışmaların sonucunda turboprop motorlar ortaya çıkmıştır. Turboprop motorlarda pervane güç türbinlerine göre oldukça geniştir, bu da pervane uç hızlarının

sesüstü seviyesine çıkmasına sebep olabilmektedir. Bu sebepten dolayı güç türbini ile pervane şaftı arasına hız limitleyici bir dişli kutusu sistemi monte edilir. Sonuç olarak maksimum hızın düşük olması, yüksek gürültü ve pervane sisteminin karmaşıklığı turboprop motorları yüksek hızlarda çok verimsiz ve kullanılamaz kılmaktadır. Turboprop motorlar için yüksek hızlarda ortaya çıkan bu sınırlamalar tasarımcıları turbojet ve turboprop motorların avantajlarını birarada taşıyan turbofan motorları geliştirmeye yöneltmiştir. Büyük çok kanatlı bir pervane motor içine alınarak, hava akımının motor içerisinde iki ayrı akış yolunu izlemesi sağlanmıştır. Turbofan motorlarda ilk akış yolu temel olarak turbojet motordaki gibi çekirdek içerisinden geçerek, şaftları sayesinde, hem fan hem de kompresörlerin çevrilmesini sağlarken, ikinci akış yolu ise büyük bir hava debisinin herhangi bir yanma işlemine maruz kalmadan en düşük basınç kaybıyla bir kanal boyunca ilerlemesini sağlar. Biri sıcak akış diğeri soğuk akış olarak adlandırılan bu hava kütleleri lüle bölgesinde karışır. Bu tip motorlarda türbin yüksek basınçlı ve düşük basınçlı olmak üzere ikiye ayrılır. Düşük basınçlı türbin, fanı döndürmek için kullanılırken yüksek basınçlı türbinden elde edilen enerji kompresöre aktarılır. Enerji aktarımı için kullanılan şaftlar iç içe ikili veya üçlü olabilir. Üçlü mil sistemi kullanılan motorlarda, kompresör de düşük ve yüksek basınçlı olarak ikiye ayrılmıştır. Turbojet motordan farklı olarak burada momentum değişimi yüksek bir hız farkından değil, büyük bir hava kütlelerinde gerçekleşecek daha düşük bir hız farkından elde edilir. Fan bir kanal içerisinde yer aldığından aerodinamiğinin kontrol edilmesi daha kolaydır, bu da turbofan motorların yüksek hızlarda çalışmasını mümkün kılmaktadır. Hava kütlelerinin büyük bölümü yanma işlemine maruz kalmadığından özgül yakıt sarfiyatı da turbojet motorlara nazaran daha düşük olur.

Fan: Turbofan motorların ilk bileşenidir ve görevi havayı motora doğru çekmektir. Fan ne kadar büyük olursa çekilen hava miktarı da o kadar fazla olur. Fandan geçen hava hızlanır ve ikiye ayrılır. Havanın bir kısmı motorun çekirdeğinden motor elemanlarına yönlendirilerek ilerlerken, diğer kısmı çekirdeğin dışından geçer, çekirdeğin etrafını çevreleyen bir kanaldan egzoz lülesine ilerler ve itkinin büyük bir kısmını oluşturur.

BÖLÜM 2

KOMPRESÖR TASARIMI

Günümüzde yeni motor, dolayısıyla kompresör, tasarımlarının ortak bir eğilim içerisinde olduğu söylenebilir. Doğal enerji kaynaklarının her geçen gün daha az ulaşılır hale gelmesi dolayısıyla yakıt sarfiyatı büyük önem kazanan bir hedeftir. Çevre bilincinin artmasıyla yakıt sarfiyatı ile doğrudan ilişkili karbondioksit emisyonu, bunun yanında gürültü gibi konularda son yıllarda önemli çalışmalar yapılmaktadır. Havayolu işletmecileri açısından önemli bir diğer özellik de bakım maliyetleri olarak belirginlik kazanmaktadır. Motor tasarımının başlangıç aşamasında tasarlanacak kompresörün seçimi önem arzeden bir konudur. Verim hedefleri, kademe sayısı, uçuş zarfında dalgalanma aralığı, gerilme sınırları, mekanik etkenler gibi pek çok parametre arasında bir uzlaşma sağlanmalıdır. Kompresör bölgesinde daha az kademeye sahip olmak motor uzunluğunun dolayısıyla ağırlığın ve maliyetin azaltılması anlamına gelmektedir ancak daha yüksek aerodinamik yüklemeleri de beraberinde getirmektedir. Her kademede yapılan iş miktarının artırılması çoğunlukla verimde bir azalmaya sebep olsa da son yıllarda kompresör aerodinamiği üzerine yapılan çalışmalar bu verim düşüşünü en aza indirmişlerdir. Savaş uçaklarında ağırlık ve maliyet büyük öneme sahip olduğundan genellikle en azından çekirdek kısmında yüksek kademe basınç oranları görülür. Sivil uçaklarda ise çoğunlukla ağırlık ve maliyet önemini korusa da verimin artırılması konusuna daha büyük önem verilir ve daha makul kademe yüklemeleri tercih edilir. Kompresör tasarımında uçuş zarfının her noktası ve bunun yanında süreksizlik koşulları için kararlı bir çalışma sağlanmalıdır. Yeterli bir dalgalanma aralığı sağlanması bu açıdan kritik öneme sahiptir ancak yüksek kademe yüklemesi altında bu kararlılığı sağlamak oldukça zor bir konudur. Eksenel kompresör tasarımı komple motorun çevrim analizi ile başlar. Basınç oranı, dönüş hızı, dış çap, kademe sayısı gibi temel parametreler kararlaştırıldıktan sonra bir boyutlu akış yolu üzerinde her istasyonda ortalama hız, basınç, sıcaklık gibi değerler saptanır. Daha sonra pallerin tasarımı gerçekleştirilir. Eksenel kompresörler için üç boyutlu akış alanı oldukça karmaşıktır. Her ne kadar son yıllarda geliştirilen hesaplamalı akışkanlar dinamiği

programları büyük ölçüde çözüm getirirse de daimi olmayan, sıkıştırılabilir, viskoz bir akış için varolan çözümler halen geliştirilmeye açıktır. Pal geometrisinin tasarlanmasından sonra kompresörün ön mekanik tasarımı gerçekleştirilir. Pal disk bağlantısı ve buna ilişkin parametreler kararlaştırılır. Daha sonra yapısal analizler aracılığı ile pal dibi yarıçapı belirlenir ve pal geometrisinde gerekli değişiklikler yapılır. Disk tasarımı ve muhafaza tasarımı da eş zamanlı olarak gerçekleştirilir. (Okyay, 1996; Steinhardt, 2003)

2.1. Tasarım Parametrelerinin Belirlenmesi

Performans, verim, boyut ve geometriye doğrudan etkisi olan bazı parametrelere tasarımın ilk aşamasında karar verilmesi gerekir. Bunlardan belki de en önemlisi kademe basınç oranıdır. Kademe sayısını dolayısıyla kompresör uzunluğunu belirleyen en önemli etkenlerden biridir. Son yıllarda kademe basınç oranları çevresel hızın artmasına paralel olarak bir artış göstermiştir. Aerodinamik yüklemenin artırılması yoluyla daha fazla basınç oranlarına ulaşabilmek pal yüzeyindeki sınır tabaka sebebiyle oldukça zorlaşmıştır. Bunun yanında pal ucu hızı kompresör boyutlandırılmasında en önemli kısıtlayıcı faktörlerden biridir. Pal ucu hızlarının ($U_{uç}$) artırılması ya dış çapın ($r_{uç}$) ya da devir hızının (N) artırılmasıyla mümkün olur. Her iki halde de pal ucu aerodinamik kayıpların artmasının yanı sıra daha büyük merkezci kuvvetlere bağlı olarak gerilmelerin de artacağı aşikârdır. (Okyay, 1996; Sazak, 2006)

$$U_{uç} = 2\pi r_{uç} N \quad (2.1)$$

$$\dot{m} = \rho V_a A = \rho V_a \pi (r_{uç}^2 - r_{kök}^2) \quad (2.2)$$

2.2 Muhafaza Tasarımı

Muhafazalar yüksek basınç altında çalışan silindirik yapılar olmaları sebebiyle basınçlı kaplar olarak düşünülebilmektedir. Çoğunlukla silindirik ya da konik bir kabuktan meydana gelirler. Muhafazanın ön ve arka tarafında diğer muhafazalara ya da

diğer çerçevelere civata vasıtası ile bağlanabilmelerini sağlayan iki flanş bulunur. Bunun yanında ayrıık flanş adı verilen teğetsel yönde bir ya da birkaç flanş barındırırlar. Bir muhafazaya dışardan bakıldığında çok sayıda sızıntı havası için kullanılan delikler, palleri döndürme mekanizmasına ait çıkıntılar, muayene amaçlı kullanılan açıklıklar görölmektedir. Ayrıca muhafaza kabuğu aksenel ya da çevresel olarak muhafazanın dayanımını arttırmak amacıyla eklenmiş çok sayıda bilezik dolayısıyla paneller halinde görölmektedir. Muhafazalar çalıştıkları ortamın termal davranışına bağlı olarak tek ya da iki katmanlı olabilirler. Ayrıık muhafazalar çevreleri boyunca duran pallerin ya da pal ucu siperinin bağlanabileceği T şekilli yarıklara sahiptirler. Muhafazalar genelde çevreledikleri motor bileşeninin adı ile anılırlar, örneğin yüksek basınç kompresörü muhafazası, fan muhafazası ya da türbin muhafazası gibi. (Ferry, SNECMA Lecture Notes)

Yüksek basınç muhafazası yüksek basınç kompresörünün dış akış yolunu belirler. Değişken açılı stator palleri ve bunların hareket sistemine ait bileşenler için bağlantı noktası görevi görür. Çoğunlukla bakım ve muayene sırasında kolay bir şekilde erişilebilmesini sağlamak amacıyla iki yarımından meydana gelir. Fan çerçevesi ve kompresör arka çerçevesi arasında ya da yanma odası yayıcısı ile lüle muhafazası arasında yük akış yolunun ana gövdesini meydana getirir. Kompresörün yapısal belkemiğini oluşturur ve üzerine gelen yükleri çerçevelere dolayısı ile yataklara aktarır. Yüksek sıcaklıkta ve yüksek basınç altında çalışan ince bir yapı olmasına rağmen oldukça düşük şekil değişimlerine sahiptir. Rotor ile termal eşleme sağlayarak çalışma ve pal ucu açıklığının korunması açısından kritik bir göreve sahiptir. Bağlantı noktaları ve sensörler için sabit bir yer sağlar. Hataya karşı güvenceli bir yapıdır. (Ferry, SNECMA Lecture Notes)

Kompresör muhafazasının bir diğer önemli görevi kuş çarpması, kanatçıkların yüksek çevrim yorulması ya da güvercin kuyruğu bağlantısının yüksek/düşük çevrim yorulması sonucunda kopan pal ve pal parçacıklarının emniyetli bir şekilde korunmasını sağlamaktır. Pallerin emniyetli bir şekilde korunması muhafaza kabuğunun enerjiyi absorbe etme kapasitesi ve palın kopma anındaki kinetik enerjisi ile ilişkilidir. (Ferry, SNECMA Lecture Notes)

Muhafaza üzerindeki civatalı bağlantılar aşırı basınç durumlarında herhangi bir kopma ya da hava kaçağına yol açmadan görevini sürdürebilmelidir. Ayrıca bu

bağlantılar temel rotor hasarında ortaya çıkacak yüklere dayanabilmelidir. Çevresel civata bağlantılarında muhafazaların birbirlerine göre merkezlemelerini ve hizalamalarını sağlayabilmek amacıyla sıkı geçmeler yer alır. (Ferry, SNECMA Lecture Notes)

Muhafaza malzemesi pal ucunun sürtme esnasında kırılmasına sebep olmayacak kadar yumuşak ancak aynı zamanda sürtme etkisiyle sıyrılmayacak kadar da sert bir yapıya sahip olmalıdır. Bununla birlikte kullanılan malzeme karmaşık muhafaza yapılarının şekillerinin kolayca işlenebilmesine imkan vermelidir ve muhafaza üzerine çok sayıda parça kaynakla birleştirildiğinden kaynak edilebilirliği yüksek olmalıdır. (Ferry, SNECMA Lecture Notes)

BÖLÜM 3

CİVATALAR

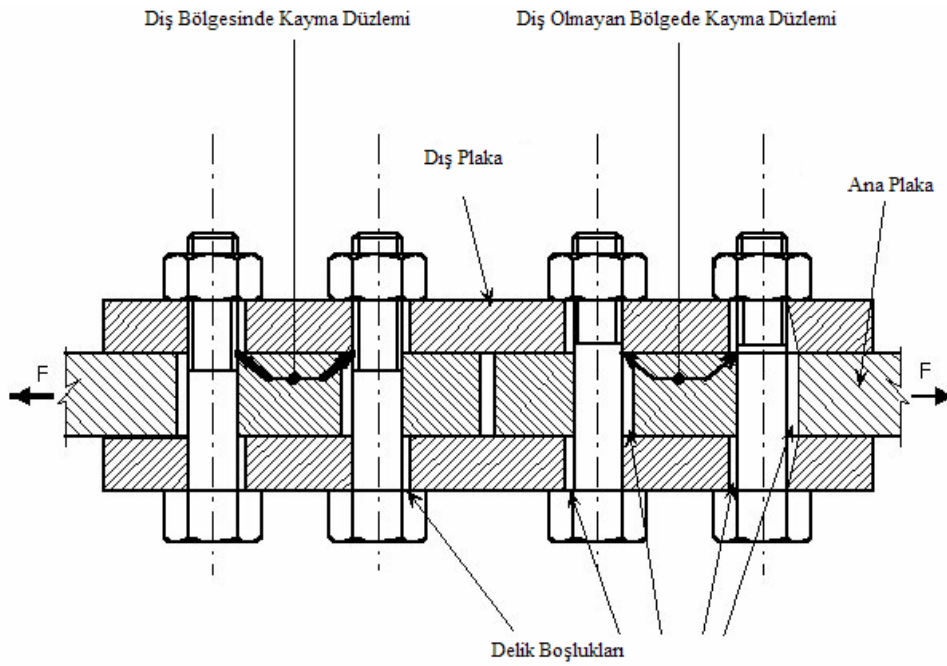
3.1 Önyüklemesiz ve Önyüklemeli Civatalar

Civata bağlantıları kolay kullanılabilmeleri, yüksek dayanıma sahip olmaları, standart olarak elde edilebilmeleri, kolay sökülüp takılabilmeleri ve maliyet açısından avantajlı olmaları sebebiyle en çok kullanılan bağlantı çeşitidir. Civata bağlantılarının çalışma esnasında hasara uğramaması ve görevini tam olarak yerine getirebilmesi için bağlantının fonksiyonunun ve zorlanma şeklinin belirlenmesi gerekmektedir. Çalışma şartlarına uygun malzeme seçimi, emniyet katsayısının belirlenmesi ve montaj usulünün seçilmesi ile bunun kontrolü de bağlantı dayanımı hesaplanırken gözönünde bulundurulması gereken şartlardır. Civatalı bir bağlantının dayanımı temel olarak her bir bağlayıcının ve bağlanan parçaların direncine göre belirlenir. Bağlantıya ilişkin basit dayanım hesaplamalarında genellikle lineer elastik analizler kullanılır. Karmaşık ve kritik parçalar üzerinde detaylı dayanım hesaplamalarına ihtiyaç duyulması halinde ise lineer olmayan analizlerin gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Lineer olmayan analizler gerçekleştirilirken bütün bileşenlerin yük şekil değişimi karakteristiği dikkate alınmalıdır. (Shigley , 2003; Juvinall , 1999; Kutay, 2005)

Makina bağlantılarında kullanılan civatalar temel olarak iki grupta ele alınabilir; önyüklemeli ve önyüklemesiz civatalar. Önyükleme verilmeden kullanılan civatalar genellikle sıradan civata olarak adlandırılır. Bu civatalar oldukça ucuz olmaları ve kolay monte edilebilmeleri sebebiyle tercih edilirler; ancak kullanım alanları oldukça sınırlıdır. Bu bağlantılarda dış kuvvetlerin etkisinden önce hiç ön yüklemeye veya ön kuvvet yoktur. Önyüklemesiz civataların kullanıldığı bağlantılar genelde çekme ve basma altında çalışmaya müsaittirler. Yüksek kesme kuvvetlerinin oluştuğu çarpma ya da önemli derecede titreşim söz konusu olduğunda ise önyüklemesiz civataların kullanılması uygun değildir. Bu bölgelerde kaynakla sabitlenmiş, kilitli, önyüklemeli ya da hareketi engelleyici özellikte civatalar kullanılmalıdır. (Spotts,1999 ; ESDEP, 2005)

Yük Akışı: Yapısal bağlantılarda civatalar bir parçadan diğer parçaya yük aktarımını sağlamak amacıyla kullanılırlar. Aşağıda çeşitli yüklerle yüklenen durumlar için bazı önyüklemesiz civata örnekleri sunulmaktadır.

a) **Kesme Kuvveti:** Yük bağlanan plakalar arasında civatalar tarafından yataklama yoluyla aktarılmaktadır.



Şekil 3.1 Kesme kuvvetinin plakalar arasında aktarımı (ESDEP,1988)

b) **Çekme Kuvveti:** Parça üzerinde yalnızca moment yüklemesi bulunduğu takdirde yükün çekme kısmı civatada aksenal çekme ile aktarılır.

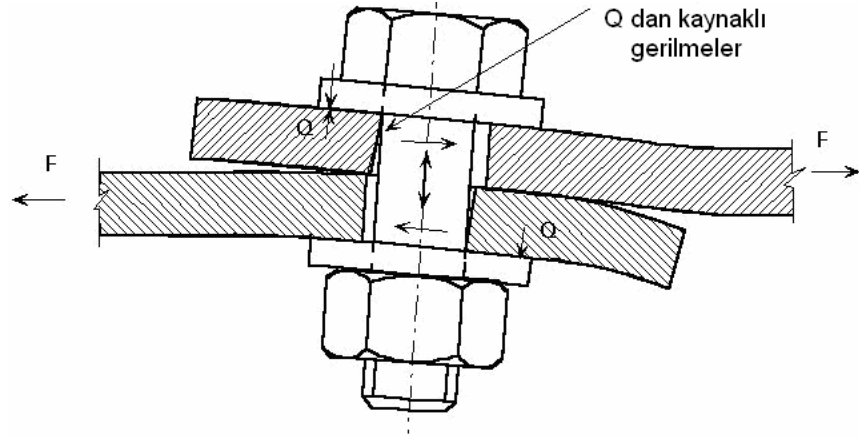
Tablo 3.1 Çelik civatalar için mekanik özellikler (Shigley vd., 2003)

Civata Derecesi	Boyut	Minimum Ayarlama Dayanımı (MPa)	Minimum Çekme Dayanımı (MPa)	Minimum Akma Dayanımı (MPa)
4.6	M5-M36	225	400	240
4.8	M1.6-M16	310	420	340
5.8	M5-M24	380	520	420
8.8	M16-M36	600	830	660
9.8	M1.6-M16	650	900	720
10.9	M5-M36	830	1040	940
12.9	M1.6-M36	970	1220	1100

Verilen bir önyük değeri için tork aşağıdaki gibi hesaplanabilir. (Shigley vd., 2003):

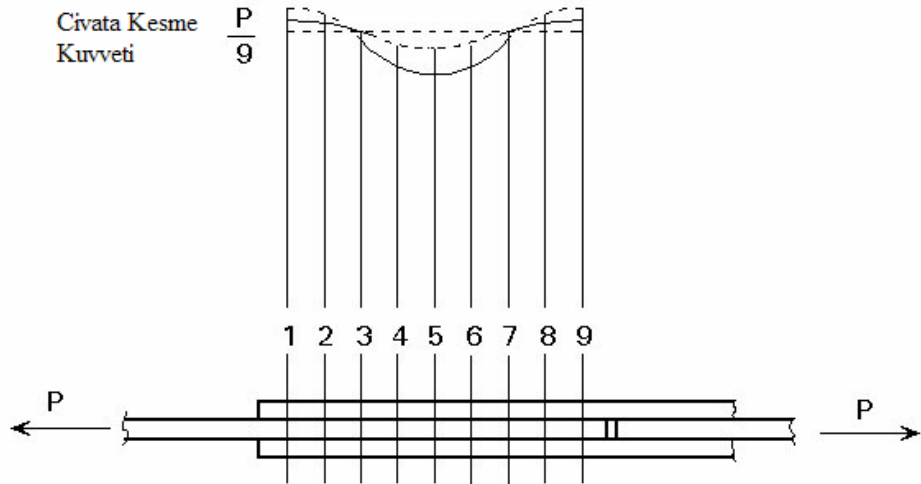
$$T = \frac{F_i d_m}{2} \left[\frac{L + \pi \mu d_m \sec(\alpha)}{\pi d_m - \mu L \sec(\alpha)} \right] + \frac{F_i \mu_c d_c}{2} \quad (3.1)$$

Kayma testleri kesme dayanımının çekme dayanımının % 60'ı civarında olduğunu göstermiştir. Civataların etkin kesme dayanımı plakaların eşit yataklanmamasından ve geniş civata boşlukları sonucunda civatanın eğilmesinden kaynaklanan ikincil yataklamalardan dolayı azalır. Uzun civatalar için kesme dayanımındaki bu azalış daha fazladır. Üstüste bağlantılarda Şekil 3.5 de görüldüğü gibi yükün civatayı döndürmeye çalışması civatanın hem kesme hem de çekme ile yüklenmesine ve bu da civata başı ve somun altında yerel eğilme gerilmeleri oluşmasına neden olur. Bu durumda kesme direncindeki azalma % 10 civarında olur. Bağlantının uzunluğunu ya da civata sayısını artırılması eğilmeyi azaltacağından dolayı kesme direnci kaybının da azalmasına sebep olacaktır. Tek bir civatanın bulunduğu bağlantılarda civata başı ve somun altındaki yerel eğilme gerilmeleri yorulma açısından oldukça sakıncalıdır. (ESDEP,1988)



Şekil 3.5 Uç uca bağlantıda yataklama durumu (ESDEP,1988)

Çok sayıda civata olduğunda, civatalar arasındaki yük dağılımı bağlantının uzunluğuna, bağlanan plakaların kesit alanlarına, civata hatvesine, plakaların ve civataların kayma altında deformasyon kapasitesine bağlıdır. Şekil 3.6 bu şekilde sıralı halde bulunan civatalar arasındaki yük dağılımını göstermektedir.



Şekil 3.6 Sıralı civatalar arasındaki yük dağılımı (ESDEP,1988)

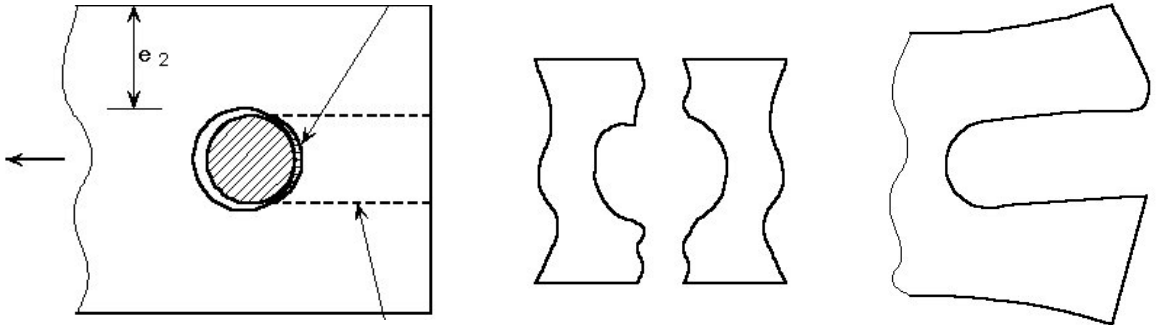
Baştaki ve sondaki civatalar üzerinden aktarılan yük ortadaki civatalara oranla daha fazladır. Test sonuçları incelendiğinde bağlantı uzunluğunun etkisinin civata sayısına oranla daha etkili olduğu görülmektedir. L_j baştaki ve sondaki iki bağlantı elemanının merkezleri arasındaki mesafe olarak alınırsa ve bu uzunluk $15d$ 'den daha büyük ise (d : nominal civata çapı) bütün bağlantı elemanlarının tasarım kesme dayanımı bir çarpan ile çarpılarak azaltılmalıdır. (ESDEP,1988)

$$\beta_{Lf} = 1 - \frac{L_j - 15d}{200d} \quad (3.2)$$

$$\text{fakat } \beta_{Lf} \leq 1,0 \text{ ve } \beta_{Lf} \geq 0,75. \quad (3.3)$$

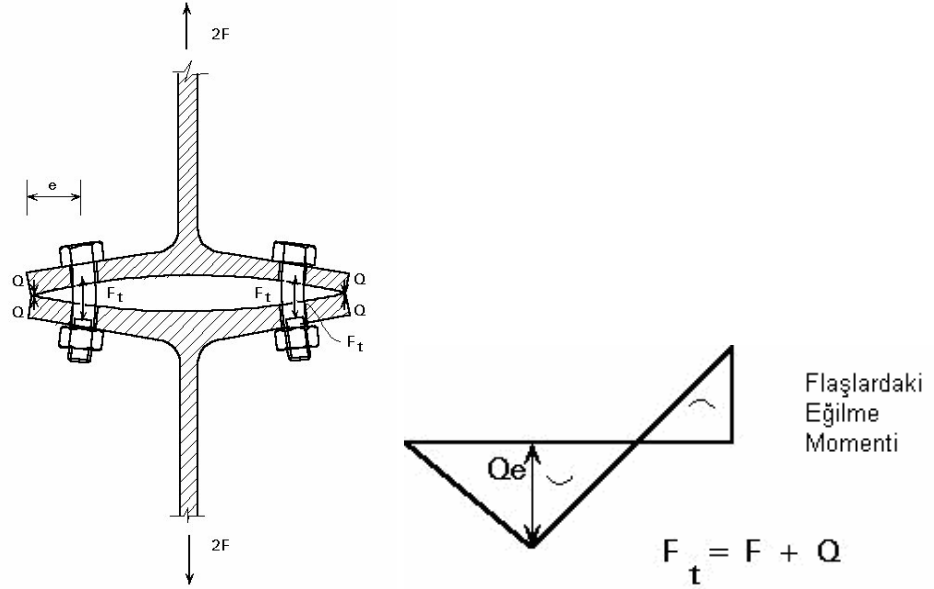
Bu kural bağlantı üzerinde uzunluk boyunca tekdüze bir yük dağılımı var ise geçerli değildir. (ESDEP,1988)

Civata gövdesi ile plaka malzemesi arasındaki basınçtan kaynaklanan akma, plakanın civata deliği çevresinde çok fazla deforme olmasına ve civata üzerinde de çarpımalara neden olabilir. Yataklama basıncına direnç gösteren alan, plaka kalınlığı ile nominal civata çapının çarpımı olarak kabul edilir. Civata ile plakanın kenarı arasındaki uzaklık e , hasarın kesme dayanımına gerekli dayanımı verebilmesi için yeterli mesafeye sahip olmalıdır. Bu durumdan kaynaklanan hasar durumu Şekil 3.7'de gösterildiği üzere bir kesme hasarıdır.



Şekil 3.7 Kesme dayanımından dolayı hasar durumu (ESDEP,1988)

Civatanın aksenal çekme dayanımı ise A_s gerilme alanına bağlıdır. Genelde uygulanan kuvvetin yeri civatanın ekseni ile eksantrik ise civata fazladan bir çekme ile karşı karşıya kalacaktır. Bu durum $2F$ çekme kuvveti ile yüklenmiş T şekilli bir bağlantıda Şekil 3.8’de gösterilmiştir. T şekilli parçanın flanşının eğilmesinde civatalar pivot noktası rolü alır. Böylece flanşların dış kenarlarında basma tepki kuvveti oluşur. Bu kuvvete manivela kuvveti adı verilir. Manivela oranı Q/F geometriye, bağlanan parçaların ve civataların katılığına bağlıdır.



Şekil 3.8 Manivela durumu (ESDEP,1988)

Civatalar kayma ve çekme gerilmelerine aynı anda maruz kalabilir. Kayma düzleminde etkili olan kuvvetler F_V (Kesme kuvveti) ve F_T (Çekme kuvveti)'dir. Yapılan testlerde bu iki kuvvetin etkileşimi araştırılmış ve sonuçlarından kesme kuvvetine ve çekme kuvvetine maruz kalan civatalarda aşağıdaki gibi bir ilişki kurulmuştur. (ESDEP,1988) :

$$\frac{F_v}{F_{vd}} + \frac{F_t}{1,4 F_{td}} \leq 1,0 \quad (3.4)$$

Civatının yerleşimi ile ilgili olarak, yeterli dayanımın sağlanabilmesi için civata deliği ile parça kenarı arasında belirli bir boşluk bulunmalıdır. Yük aktarımı ile aynı doğrultuda olan herhangi bir kenardan bağlantı elemanının deliğinin merkezine olan uzaklık e_1 , $1.2 d_0$ dan daha fazla olmalıdır. Yük aktarımına dik doğrultuda olan herhangi bir kenardan bağlantı elemanının deliğinin merkezine olan uzaklık e_2 ise $1.5 d_0$ dan fazla olmalıdır. Civatalar arasındaki minimum ve maksimum uzaklık için şart yük aktarımı ile aynı doğrultuda civatalar arasındaki mesafenin, p_1 , $2.2 d_0$ dan daha az olmamasıdır. Yük aktarımına dik doğrultuda ise civatalar arasındaki mesafenin p_2 , $3d_0$ 'dan az olmamasıdır. (ESDEP,1988)

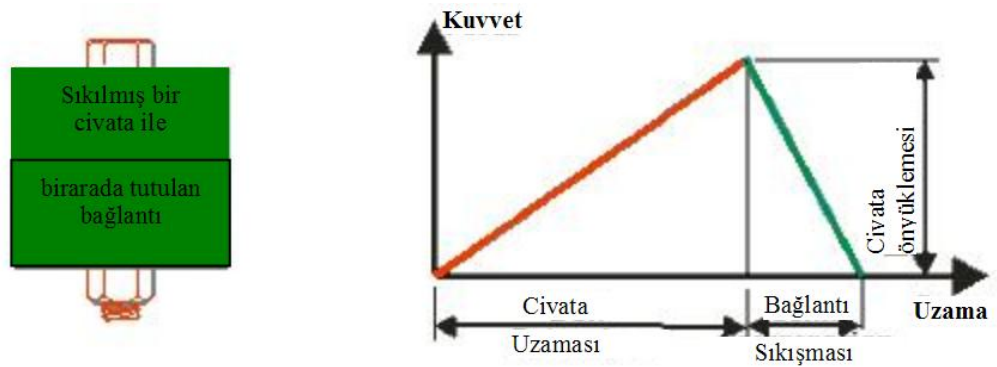
Yükün yönünün değiştiği veya dinamik yüklemeye maruz kalan bağlantılarda civatalar önyüklemeli olmalıdır. Önyüklemeli civata bağlantılarında önyükleme kuvveti iç ve dış vida yanaklarının göreceli olarak dönme hareketi ile sağlanır. Civataların önyüklemesi ile birbirine bağlanan civatalar arasında sıkıştırma basıncı oluşur, bu basınç yükün sürtünme ile aktarımına sebep olur. Önyüklemeli civatalar birbirine bağlanan plakalar üzerinde basma gerilmesine sebep olur. Bu basma gerilmesi bu plakalar arasında yük aktarımını sağlayan yüksek sürtünme direnci oluşturur. Eğer uygulanan kuvvet sürtünme direncini aşarsa plakalar birbirine göre kayar ve civatayı yataklar.

Civata bağlantılarında yük aktarımını daha iyi görebilmek için bağlantı diyagramları geliştirilmiştir. Bağlantı diyagramları, civata ve civatanın sıkıldığı parçanın kuvvet-deformasyon karakteristiği ile ilgili bilgi verir.



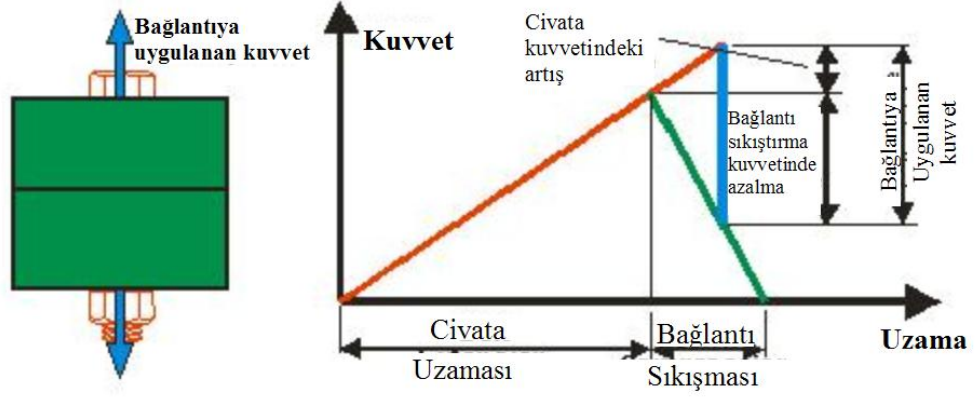
Şekil 3.9 Civata ve bağlantı kuvvet deformasyon karakteristiği (Ouqi, 2005)

1. Şekil 3.9 basit bir bağlantı diyagramını gösterir. Somun sıkıldıkça civatanın boyu uzamaktadır. Civata bu uzamaya direnç gösterdiğinden dolayı, bir çekme kuvveti; yani ön yüklemeye oluşmaktadır. Bu kuvvete reaksiyon olarak bağlantı üzerinde bir basma kuvveti oluşur. Yukarıdaki şekil böyle bir bağlantıda, civatadaki uzama ve plakadaki kısılmayı göstermektedir. Çizgilerin eğimleri her parçanın katılığını göstermektedir. Genelde plakaların katılığı civataların katılığından daha büyüktür.



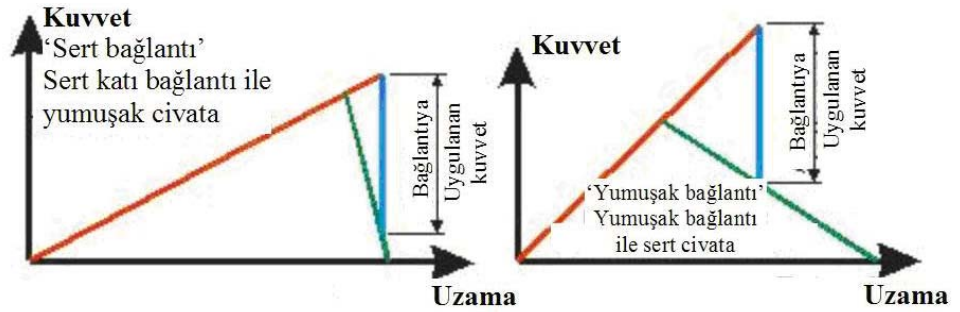
Şekil 3.10 Bağlantı diyagramı (Ouqi, 2005)

Basma çizgisi grafiğin sağına alınırsa bir üçgen oluşmaktadır. Çünkü bağlantıyı sıkıştırmaya çalışan kuvvet civatanın önyüküne eşittir.



Şekil 3.11 Bağlantı diyagramı (Dış çekme kuvvetinin etkisi) (Ouqi, 2005)

Dış bir çekme kuvveti bağlantıya uygulanırsa, bağlantı kuvvetinde bir azalma, civata kuvvetinde bir artma olur. Bu durum, Şekil 3.11'de gösterilmektedir. Diyagramda görüldüğü gibi civatadaki kuvvet artışının büyüklüğü civatanın katılığının bağlantının katılığına oranına bağlıdır. Şekil 3.12'de, katılığı yüksek ve düşük bir bağlantı için bağlantı diyagramı gösterilmiştir.



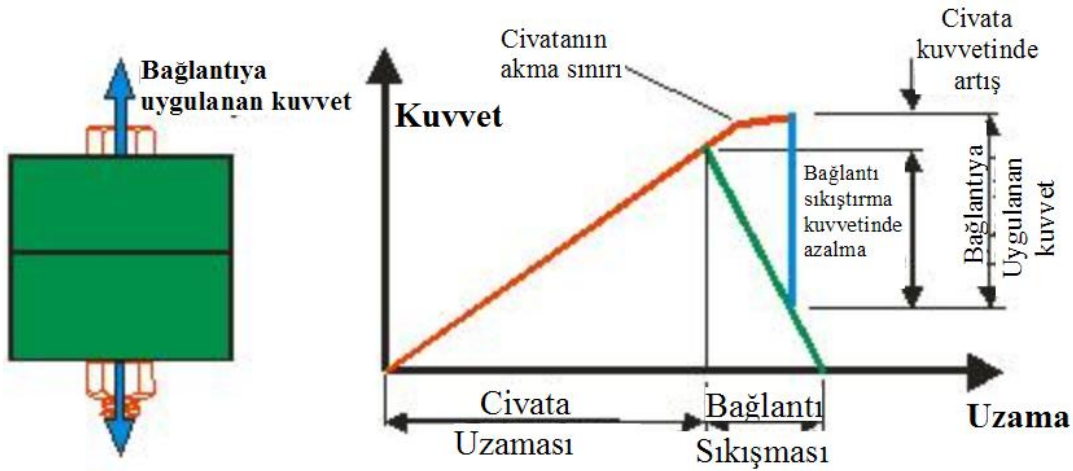
Şekil 3.12 Bağlantı diyagramı (Sert ve yumuşak bağlantı) (Ouqi, 2005)

Bağlantının katılığının civataya göre yüksek olduğu zaman civata, uygulanan kuvvetin az bir kısmını ek olarak almaktadır. Fakat bağlantının katılığı civataya göre düşük olduğu zaman, civata, uygulanan kuvvetin çoğunu almaktadır. Bu yüzden bazı civataların orta kısmının çapı dış çapından daha düşüktür. Böylece civatanın katılığı azaltılır ve uygulanan yükün daha az kısmını hisseder.

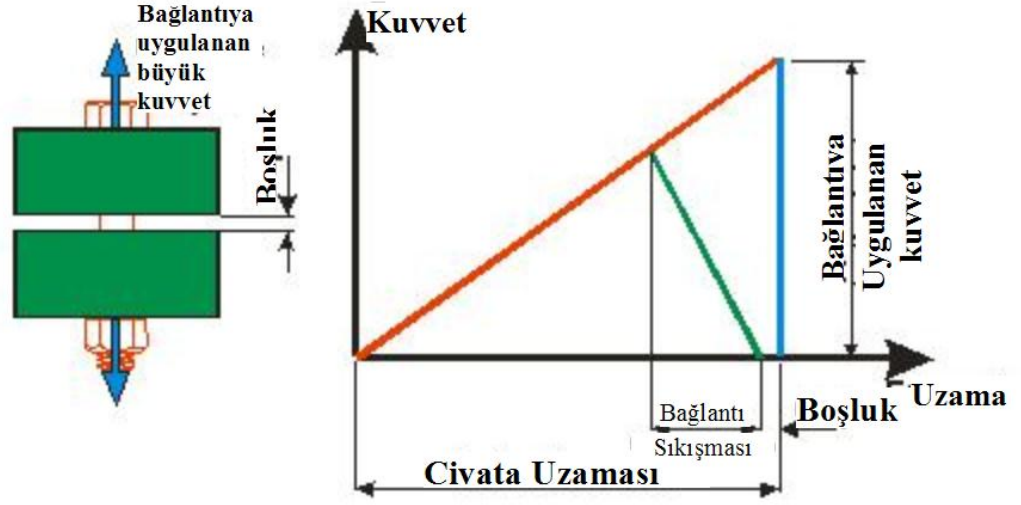
Eğer uygulanan dış kuvvet arttırılırsa civataya ek olarak gelen kuvvet artar. Aynı zamanda plakalardaki bağlantı kuvveti azalır. Eğer dış kuvvet artmaya devam ederse;

1. Civatadaki kuvvet artar ve akma sınırını geçecek civata hasarı meydana gelir. Böyle bir durum için bağlantı diyagramı Şekil 3.13'te verilmiştir.

2. Plakadaki bağlantı kuvveti sıfır olana kadar azalır. Dış kuvvet daha da arttırılırsa plakalar arasında bir boşluk oluşur ve civata tüm uygulanan dış kuvveti hisseder. Böyle bir durum için bağlantı diyagramı Şekil 3.14 'te gösterilmiştir.



Şekil 3.13 Bağlantı diyagramı (Dış çekme kuvvetinden dolayı civatanın akması) (Ouqi, 2005)

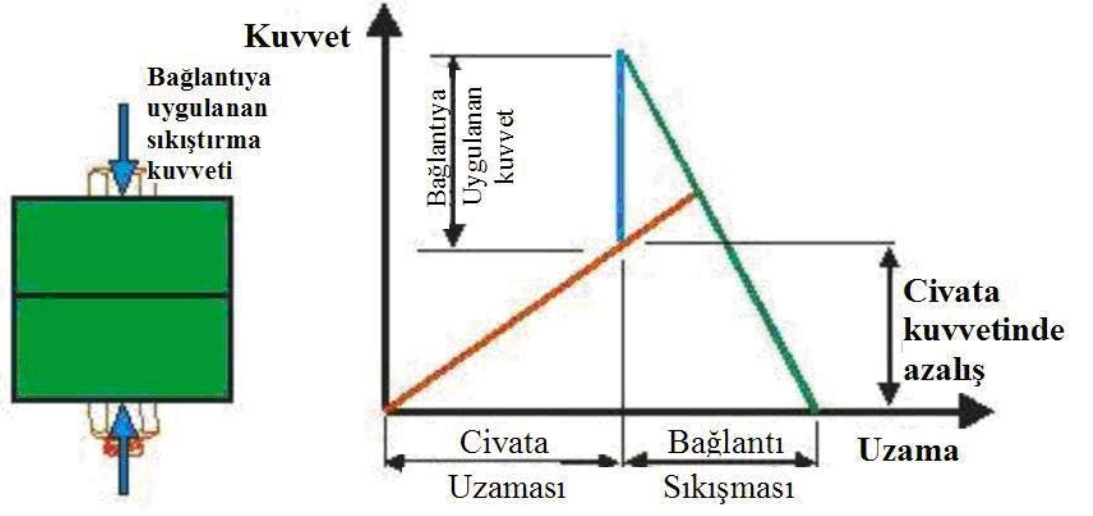


Şekil 3.14 Bağlantı diyagramı (Dış çekme kuvvetinden dolayı plakalar arası boşluk oluşması) (Ouqi, 2005)

Eğer plakalar arasında bir boşluk oluşursa civatalar eğilme ve kayma kuvvetlerinden dolayı lineer olmayan bir yüklemeye maruz kalır. Bu da civatanın çok hızlı bir şekilde hasarına sebep olur. Bu yüzden bir civata bağlantısı herhangi bir yükleme sonrasında plakalar arasında boşluk olmayacak şekilde tasarlanmalıdır.

Eğer bir civata bağlantısı dış bir basma kuvvetine maruz kalırsa, civatadaki çekme kuvveti azalır ve bağlantıdaki basma kuvveti artar. Eğer bir dış basma kuvveti artmaya devam ederse;

2. Civatadaki çekme kuvveti çok düşük seviyelere iner ve yorulmadan dolayı civatalar hasara neden olabilir. Ayrıca civatada titreşim dolayısı ile çözülebilir.



Şekil 3.15 Bağlantı diyagramı (Dış basma kuvveti etkisi) (Ouqi, 2005)

3. Bağlantı önyüklemeden ve dış basma kuvvetinden kaynaklanan kuvvet ile akma sınırına gelebilir. Bu da plakalarda kalıcı deformasyona neden olur. (Ouqi, 2005)

BÖLÜM 4

ANSYS PROGRAMI İLE SONLU ELEMANLAR ANALİZLERİ

ANSYS Programı çeşitli fiziksel problemleri sonlu elemanlar metodunu kullanarak çözmek amacıyla geliştirilmiş ticari bir yazılımdır. Kompresör muhafazasının nonlineer yapısal analizleri sonlu elemanlar modeli ile gerçekleştirilirken ANSYS programından faydalanılmıştır.

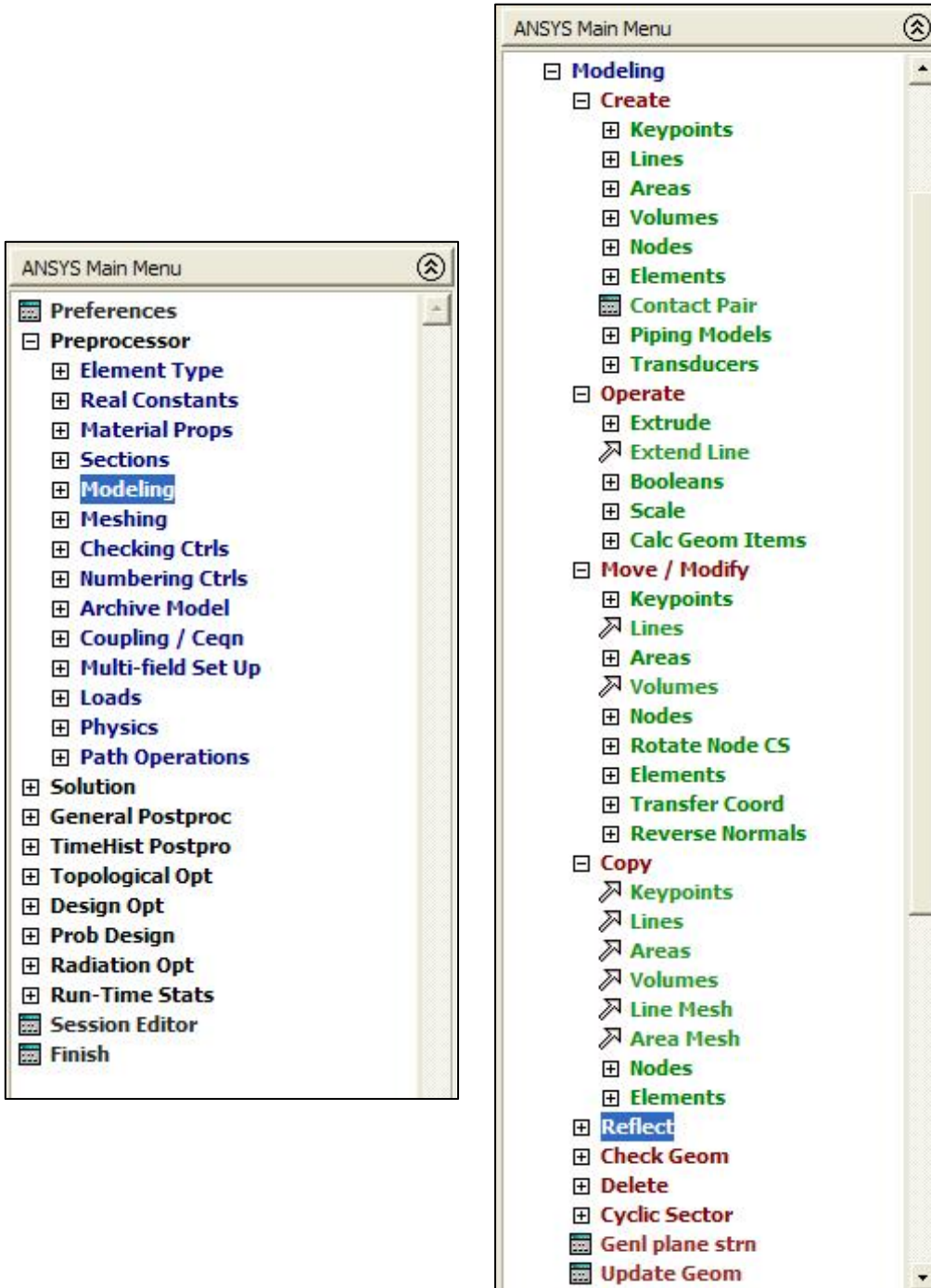
4.1 APDL (Ansys Parametric Design Language)

APDL temel olarak bir programlama dilidir. ANSYS programı içerisinde yer alan komutların parametrik bir dille ifade edilebilmesi sayesinde kullanıcılar tekrarlanan işlemleri otomatik bir şekilde gerçekleştirebilmektedirler. Parametre bir başka deyişle değişkenlere değer atanarak bu değerlerin analizin tüm basamaklarında kullanılabilmesi sağlanmaktadır. Çeşitli ifadeler ve fonksiyonlarla tanımlanan parametreler üzerinden hesaplamalar yapılabilen elde edilen sonuçlar kullanıcıya gösterilebilmektedir. Döngüler ve mantık sorguları gerçekleştirilerek ara kademelerde kullanıcı uyarılarak girdi isteminde bulunabilmektedir. Bunun yanında komut dizilerinden makrolar oluşturularak tüm bir analizin otomatik olarak gerçekleştirilmesi mümkün olmaktadır. (ANSYS User's Guide, 2006)

4.2 Yapısal Analiz Adımları

Sonlu elemanlar metodu bir tasarım üzerindeki yükleri simüle ederek tasarımın bu duruma vereceği cevabı belirlemek üzerine geliştirilmiş bir metoddur. Yapı her birinin söz konusu yüklerle cevabı kesin eşitliklerle ifade edilebilen parçalara ayrılır ve tasarımın toplam davranışı bu elemanların toplamı olarak değerlendirilir. Her bir eleman sonlu sayıda bilinmeyene sahiptir, dolayısıyla sonsuz sayıda bilinmeyene sahip fiziksel bir sistem ancak yaklaşık olarak sonlu sayıda bilinmeyene sahip elemanlarla

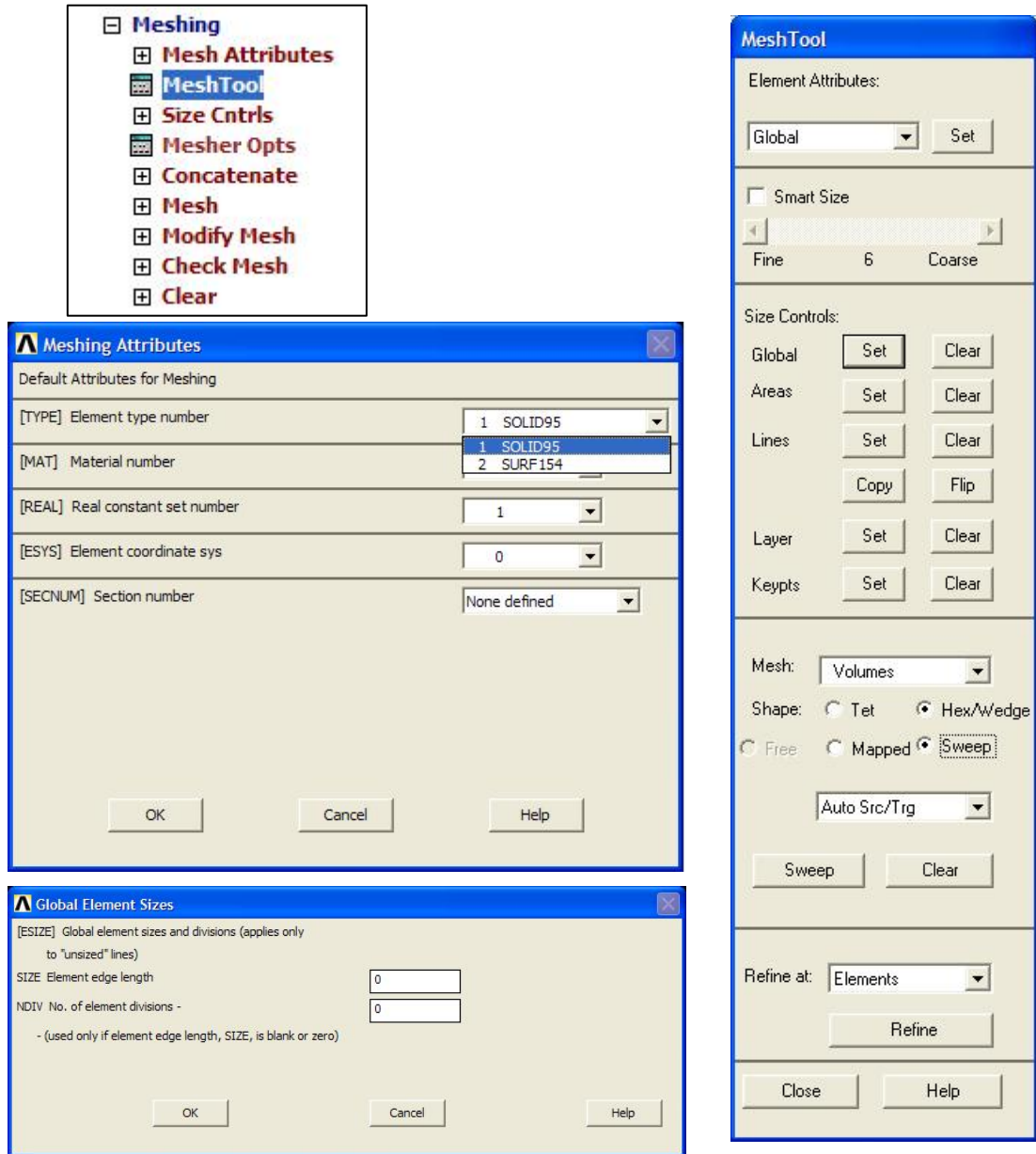
temsil edilebilir. Sonlu Elemanlar Metodu ile analiz yapılırken ilk adım hazırlanacak sonlu elemanlar modelinin mümkün olan en yakın şekilde fiziksel sistemi ifade etmesini sağlamaktır. Öncelikle tüm yükler, çevre elemanlar, malzemeler ve bağlantılar ayrıntılı bir şekilde belirlenmelidir. Bilinmeyen bazı yükler için varsayımlar, bazı ihmaller ve sadeleştirmelerin de yapılması gerekebilir. Bir sonraki adım tanımlanan sistem için analiz çeşidi, kullanılacak eleman, ve analize yönelik modelin saptanmasıdır. Burada mümkün olan en basit şekilde, gereksiz görülen tüm ayrıntılar ihmal edilerek çözüm zamanının oldukça kısaltılması mümkündür, bununla birlikte tekliği ortadan kaldırmaya yönelik değişiklikler de saptanmalıdır. Örneğin ağ yapısının oldukça sıkı olmasına sebep olacak küçük deliklerin gereksizse modelden temizlenmesi, uygun olan yerlerde simetrik ya da aksenal simetrik model kullanılması veya temas yüzeylerinin farklı analiz seçenekleriyle temsil edilmesi çözüm zamanını oldukça azaltacaktır. Bu adım henüz model hazırlanmadan önce temel bazı kararların alınmasını gerektirdiği için oldukça önemlidir. Bir sonraki adım karşılaştırılan tüm varsayımların, ihmallerin ve sadeleştirmelerin ışığında geometrik modelin hazırlanmasıdır. Geometrik model, ya bilgisayar destekli tasarım programı vasıtasıyla hazırlanarak sonlu elemanlar analiz programına aktarılır ya da doğrudan sonlu elemanlar analiz programında oluşturulur. Ansys programında katı modelin oluşturulmasına yönelik komutlar kullanıcı arayüzünde **Preprocessor** menüsü **Modelling** başlığı altında yer alır. **Create** komutu ile nokta, çizgi, yüzey ya da hacim yapıtaşları oluşturulabilir, **Operate** komutu ile ise bu yapıtaşları üzerinde birleştirme, uzatma, kesme gibi işlemler gerçekleştirilebilir. Aynı başlık altında yer alan diğer komutlar da kullanılarak istenilen geometrik model elde edilebilir. Daha sonra malzeme özellikleri saptanarak geometrik bileşenlere atanır ve karşılaştırılan elemana ait seçenekler değerlendirilir. Ansys programında malzeme özellikleri **Materials**, eleman çeşidi **Elements**, elemanlara ilişkin özellikler ise **Real Constants** başlığı altında yer alan komutlar kullanılarak tanımlanır. Şekil 4.1'de **Preprocessor** menüsü altında yer alan başlıklar ile **Modelling** başlığı altında yer alan komutlar, gösterilmiştir.



Şekil 4.1 Katı Modelin oluşturulması

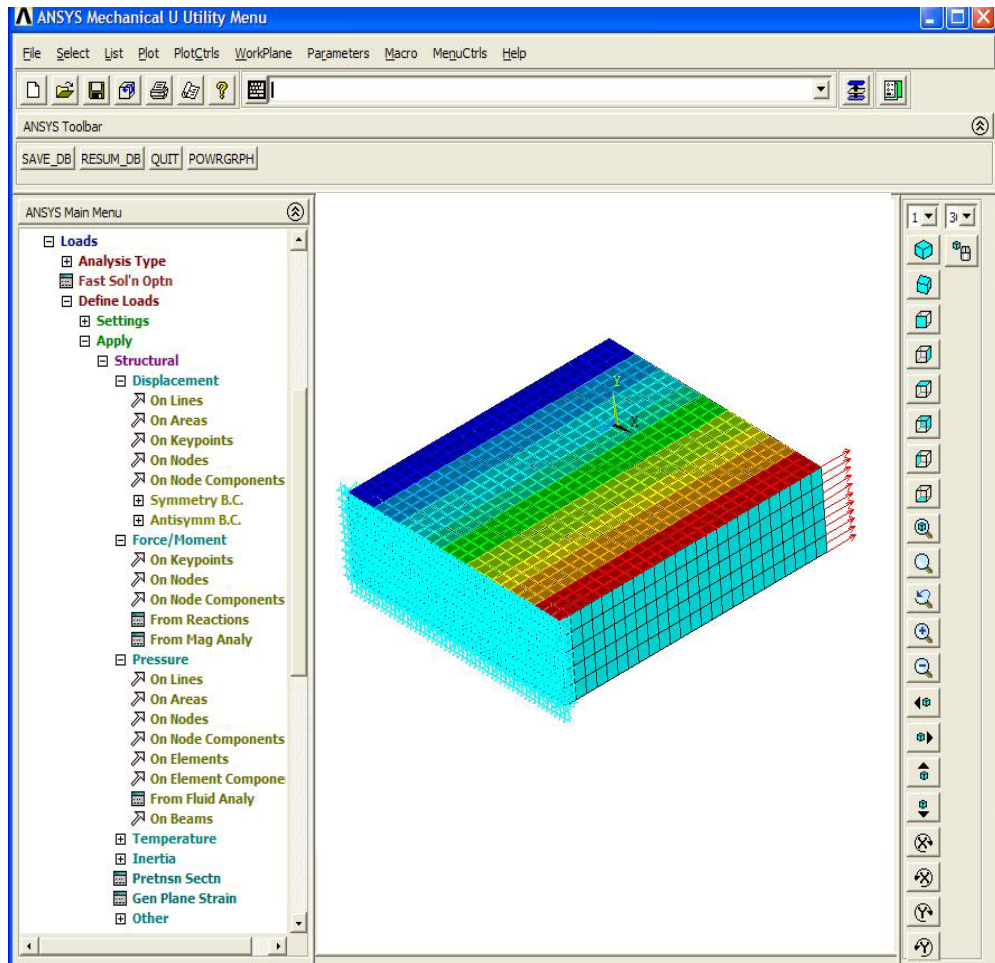
Takibeden adım, ağ yapısının oluşturulmasıdır. Burada eleman büyüklükleri kontrol edilerek kritik bölgelerde sık bir ağ yapısı oluşturulmaya çalışılır. Ansys programında ağ yapısının oluşturulmasına yönelik komutlar Meshing başlığı altında

yeralmaktadır. Ağ yapısı seçimlerinin ve kontrollerin kolayca yapılabilmesini sağlayan Mesh Tool bu başlık altında yer alır.



Şekil 4.2 Ağ yapısının oluşturulması

Eleman ve düğüm sayıları doğrudan çözüm zamanını ve bellek gereksinimini etkilediği için tekrarlayan bir biçimde en uygun ağ yapısı oluşturulmaya çalışılır. Eleman formülasyonları elemanın standart bir biçimi için oluşturulduğundan dolayı, elemanların standart biçimden çok fazla sapmaları hatalı sonuç üretmelerine sebep olacaktır. Bu sebeple ağ yapısı sürekli olarak kontrol altında tutulmalıdır.



Şekil 4.3 Yüklerin uygulanması

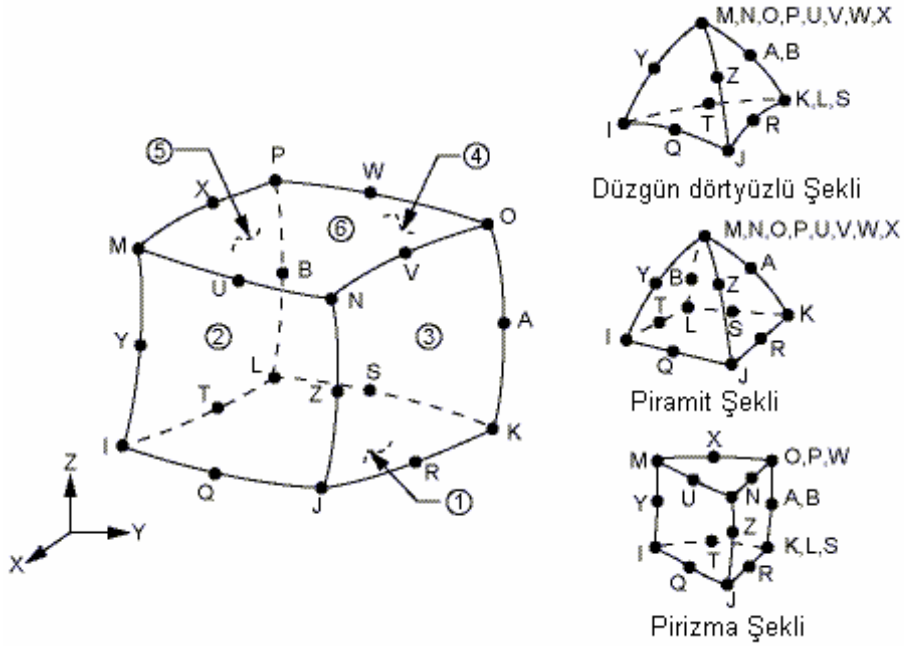
Bir sonraki adımda belirlenen yükler ve sınır şartları uygulanır, temas yüzeyleri modellenir ve uygulanması gereken hareket kısıtları modele aktarılır. Yapısal analizlerde temel olarak tekil ve yayılı yükler, basınç, atalet yükleri ve termal yükler

yeralır. Bunların her biri için Ansys programında *Loading/ Define Loads* başlığı altında birer komut mevcuttur. Yapı üzerindeki yüklerin uygulanmasından sonra birden fazla yük adımı olması ya da aynı sistemin birkaç yük koşuluna maruz kalması durumları değerlendirilir. Şekil 4.3' de yüklerin uygulanmasına örnekler verilmiştir.

Daha sonra çözüm alınarak sonuçların değerlendirilmesi adımına geçilir. Analiz programı sayesinde şekil değiştirme ve gerilme değerleri görsel olarak incelenebilir. Programdan sağlanan tepki kuvvetleri çıktısıyla uygulanan kuvvetlerin kontrolü ve genel gerilme dağılımının beklenen dağılımla uyumlu olması analiz doğruluğunun kontrolü açısından önemlidir. Mümkün olan durumlarda mevcut deneysel veri ya da el hesabı ile sonuçlar karşılaştırılarak analiz sonuçlandırılır. (Chandrupatla, 2002)

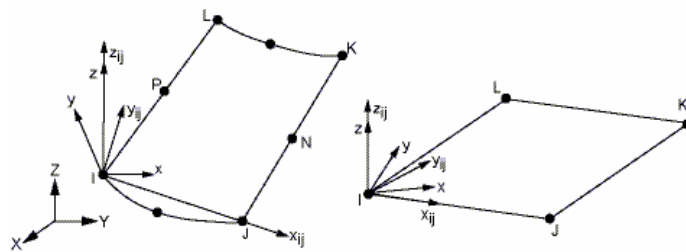
4.3 Analizlerde kullanılan ANSYS Elemanları

Solid 95 elemanı Ansys programında kullanılan 3 boyutlu 8 düğümlü Solid 45 elemanının üst dereceli olanıdır. Düzensiz şekilleri fazla kayıp olmadan tolere edebilir. Solid 95 elemanlarının uyumlu şekil değiştirme özelliği vardır ve bu sebeple Solid 95 elemanlar eğrisel yüzeylerin modellenmesine uygundur. Solid 95, 20 düğümlü ikinci dereceden bir elemandır ve her düğüm noktasının x,y,z yönlerinde olmak üzere 3 serbestlik derecesine sahiptir. Bu eleman plastisite, sürünme, gerilmeye bağlı katılma, büyük şekil değişimi ve büyük gerinmenin sözkonusu olduğu durumlarda kullanılabilir. Solid 95 elemanı için geometri, düğüm noktaları ve koordinat sistemi Şekil 4.4'de gösterilmiştir. Basınçlar eleman yüzeylerine yüzey yükleri gibi uygulanabilir, sıcaklıklar da elemanın düğüm noktasına uygulanabilir. (ANSYS User's Guide, 2006)

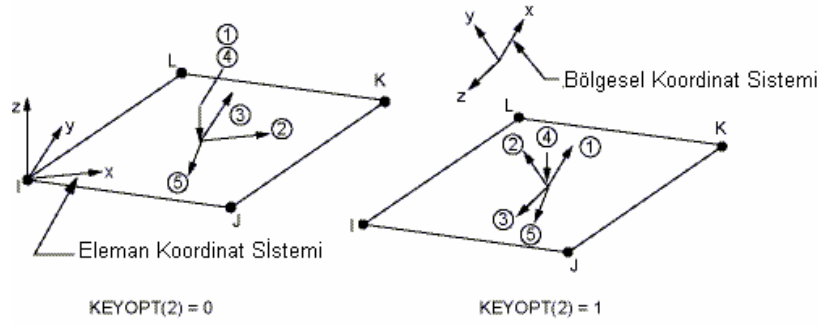


Şekil 4.4 Solid 95 elemanın geometrisi, düğüm noktaları ve koordinat sistemi (ANSYS User's Guide, 2006)

SURF 154 elemanı yüzey yüklemeleri ile ilgili çok çeşitli uygulamalarda kullanılabilir. Bu eleman herhangi bir üç boyutlu elemanın yüzeyinde kullanılabilir. Bu elemana, aynı anda birden çok yüzey üzerine uygulanan yük uygulanabilir.



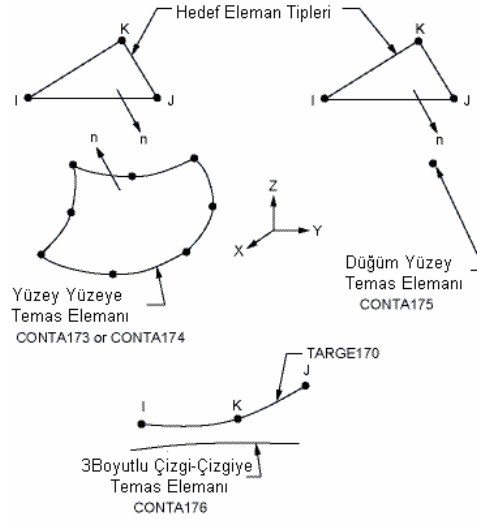
Şekil 4.5 Solid 154 elemanın geometrisi, düğüm noktaları ve koordinat sistemi (ANSYS User's Guide, 2006)



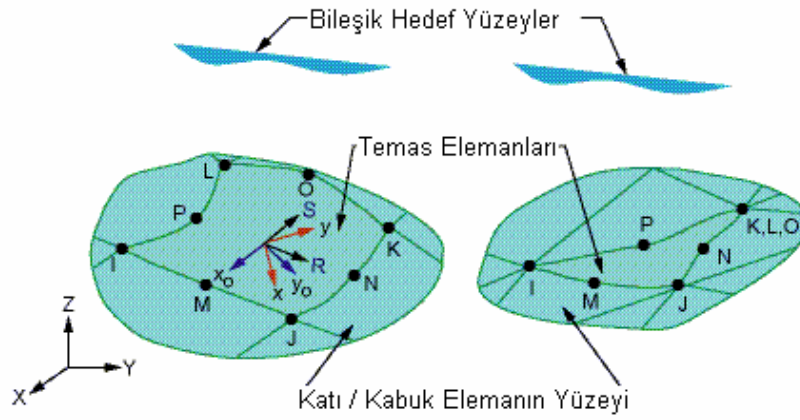
Şekil 4.6 Solid 154 elemanı üzerindeki basınç uygulamak için eleman koordinat sistemi (ANSYS User's Guide, 2006)

TARGET 170 hedef elemanı temas yüzeylerindeki temas çiftini oluşturmak için ilgili temas elemanlarına karşılık olarak (Conta 173, Conta 174, Conta 175, Conta 176) üç boyutlu hedef yüzeylerinde kullanılırlar. Temas elemanları üç boyutlu elemanların yüzeylerinde kullanılarak hedef yüzeyi ile temas oluştururlar. Bu hedef yüzeyi birçok hedef elemanı ile ayrıklaştırılır ve temas yüzeyi ile aynı gerçek sabit altında temas çifti oluşturur. Doğrusal ve dögüsel yer değışimi ile sıcaklık hedef elemana uygulanabilir. Ayrıca yük ve momentler de hedef elemanlarına uygulanabilir. Katılığı yüksek yüzeyler için bu elemanlar karmaşık hedef şekillerini modellemek için kullanılabilir. Esnek yüzeyler için ise bu elemanlar deforme olabilen hedef yüzeylerindeki sınırı oluşturmak için üç boyutlu elemanların yüzeylerinde kullanılırlar. (ANSYS User's Guide, 2006)

CONTA174 elemanı üç boyutlu hedef yüzeyleri ile deforme olabilen yüzeyler arasında teması ve birbirine göre kaymayı modellemek için kullanılır. Bu elemanlar üç boyutlu katı veya kabuk elemanların yüzeylerinde kullanılır. Temas elemanı hedef elemanlarından birinin içine nüfuz ettiği zaman temas oluşur. Coulomb ve kayma gerilmesi sürtünmesi bu elemanlar kullanılarak modellenebilir. (ANSYS User's Guide, 2006)



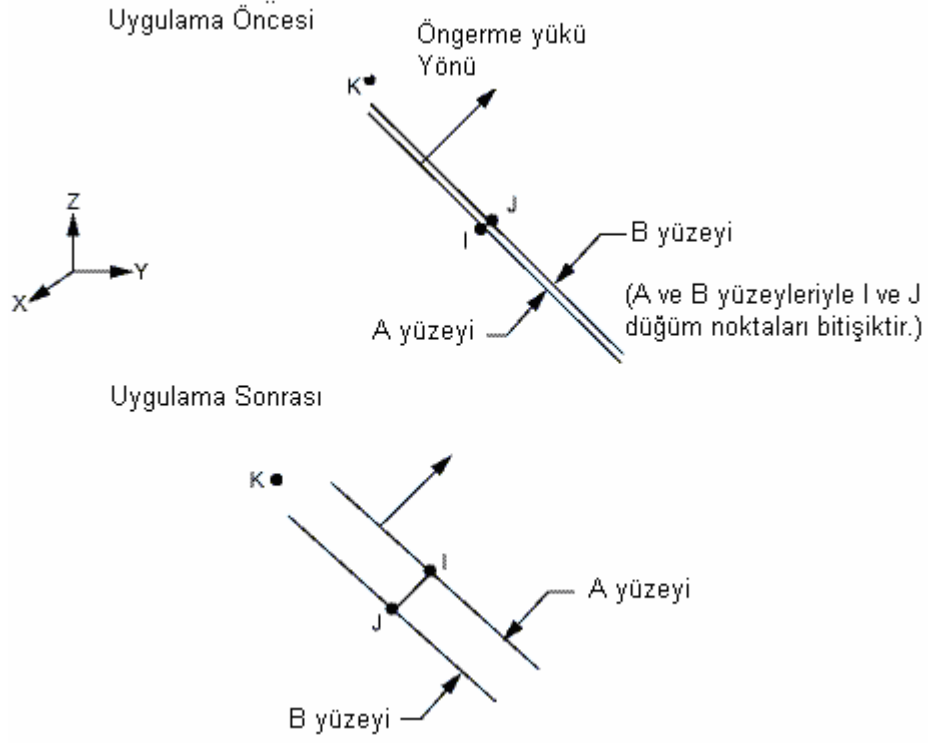
Şekil 4.7 Targe 170 elemanın geometrisi, düğüm noktaları ve koordinat sistemi (ANSYS User's Guide, 2006)



Şekil 4.8 Conta 174 elemanın geometrisi, düğüm noktaları ve koordinat sistemi (ANSYS User's Guide, 2006)

PRETS179 elemanı ağ yapısı oluşturulmuş bir yapıda iki boyutlu ve üç boyutlu öngerilme kesitini tanımlamak için kullanılır. PRETS 179 elemanın bir tane doğrusal serbestlik derecesi vardır (UX) PRETS 179 elemanı ile oluşturulan kesite tanımlanan önyükleme belirtilen yönde uygulanır. Sadece çekme yükleri uygulanabilir. Eğilme ve

burulma yükleri kullanılmaz. (ANSYS User's Guide, 2006)



Şekil 4.9 Prets 179 elemanın geometrisi, düğüm noktaları ve koordinat sistemi(ANSYS User's Guide, 2006)

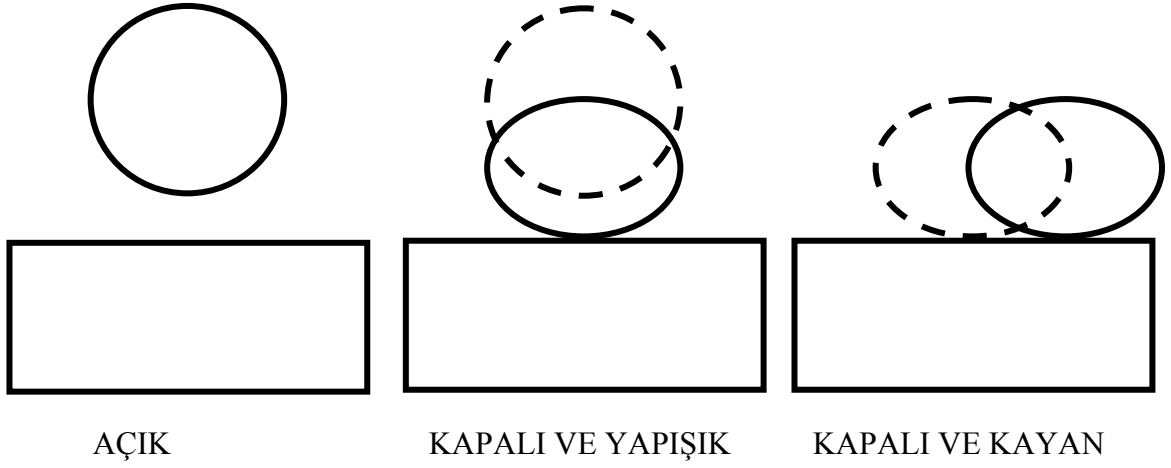
4.4 Temas Durumu

İki ayrı parça yüzeyinin birbirlerine karşılıklı olarak teğet olarak dokunmasını temas (kontak) hali olarak nitelendiriyoruz. Fiziksel anlamda birbirleri ile temas halinde olan parçaların doğru olarak simüle edilebilmeleri için aşağıdaki koşulların sağlanması gerekir.

- Birbirlerinin içinden geçip gitmezler
- Birbirlerine dik kuvvetleri ve yatay sürtünme kuvvetlerini iletirler.

Genellikle normal çekme kuvvetleri parçalar birbirlerine baskı uygulamayacağından dolayı iletmezler. Bu nedenle yüzeylerin analiz esnasında

deformasyona bağılı olarak birbirlerinden ayrılabilmeleri muhtemeldir. Temas değişken duruma sahip bir doğrusal olmayan davranış şekli olup sistemin katılığı buna bağılı olarak değişir. Bu durum Şekil 4.10'dan takip edilebilir. (ANSYS User's Guide, 2006)



Şekil 4.10 Temas elemanlarının durumu (ANSYS User's Guide, 2006)

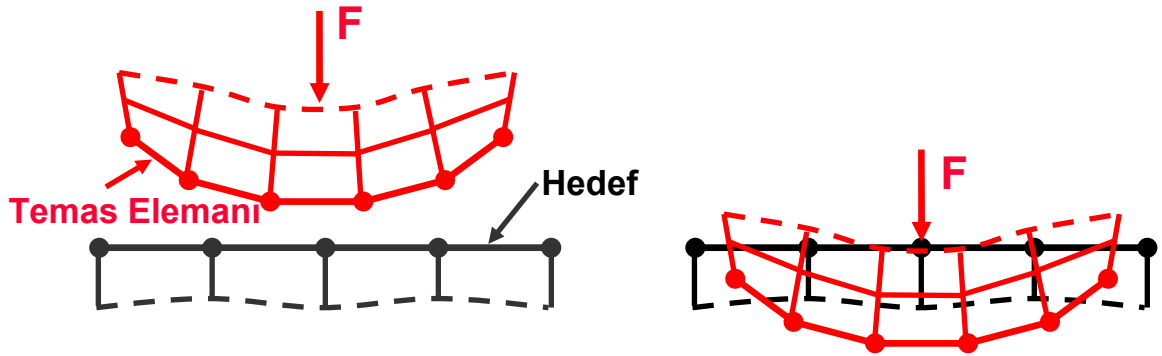
Temas algoritması temas yüzeylerinin durumuna göre sürekli değişmesinden dolayı oldukça karmaşık bir nonlineerlik içerir. Katılığın sürekli ani olarak değişmesi çok fazla yakınsama problemine neden olur. Temas analizini karmaşıklaştıran diğer faktörler ise,

- Analizin başlangıcında temas yüzeylerinin tam olarak belli olmaması
- Pek çok temas analizinin sürtünme olayını da bünyesinde barındırması
- Ara parçalarda temasa bağılı olarak sistemin kuvvet dengesinin kurulması

olarak sıralanabilir. Burada sürtünme enerjisini bünyesinde sönmüleme özelliğine sahip olup hassas bir yük yer değiştirme ilişkisinin takibini gerektirir. Bir diğer husus ise temas edecek parçaların kendi eleman ve düğüm noktalarına sınır şartlarının uygulanmamış olması durumudur. Bu durumda parçalar sınır şartları belirlenmiş bir parçaya temas ederek o parçanın sınır şartları vasıtası ile kuvvet dengesini kurarlar. Fakat matematiksel olarak sınır şartları belirlenmemiş parçalar analiz esnasında matematiksel dengesizlik yaratırlar. Bu da çözümlerin yakınsamasını

oldukça zorlaştırır. (ANSYS User's Guide, 2006)

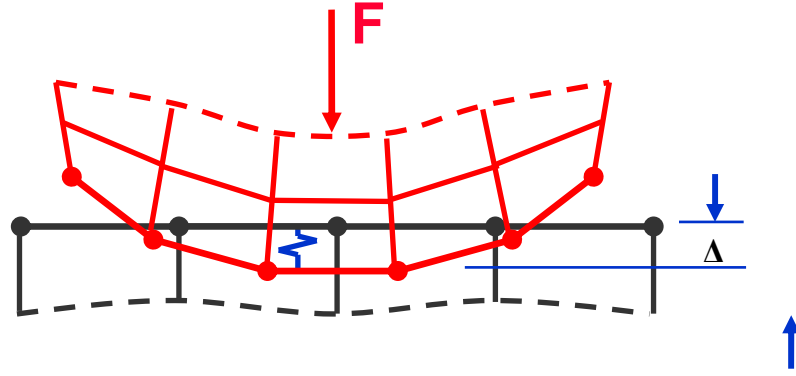
Parçaların temas durumları katı-esnek ve esnek-esnek olmak üzere iki şekilde sınıflandırılabilir. Katı-esnek temasta parçaların biri diğerine göre oldukça yüksek bir deformasyona direncine sahiptir. Kalıpla metal şekil verme proseslerinde yoğun olarak görülen temas şekli budur. Bu tür bir temas analizinde katı cisime ait yer değiştirme ve gerilme değerleri önemli olmadığı için hesaplama sürelerini oldukça azaltır. Bu durumda analizci problemin sınırlarını iyi çizerek sadece ihtiyacı olan verilere göre denklem takımlarını kurarsa nonlineerliğin getirdiği hesaplama zorluklarını büyük ölçüde azaltabilir. Esnek-esnek temas halinde ise temas algoritmasına dahil edilen parçaların tümünün şekil değişimine uğrayabileceği esasına göre sistem çözümlenmesi oluşturulur. Cıvatalı bağlantılar bu temas sınıfına ait güzel bir örnektir. (ANSYS User's Guide, 2006)



Şekil 4.11 Temas elemanlarının yüzey uyumluluğunun sağlayamadığı durum (ANSYS User's Guide, 2006)

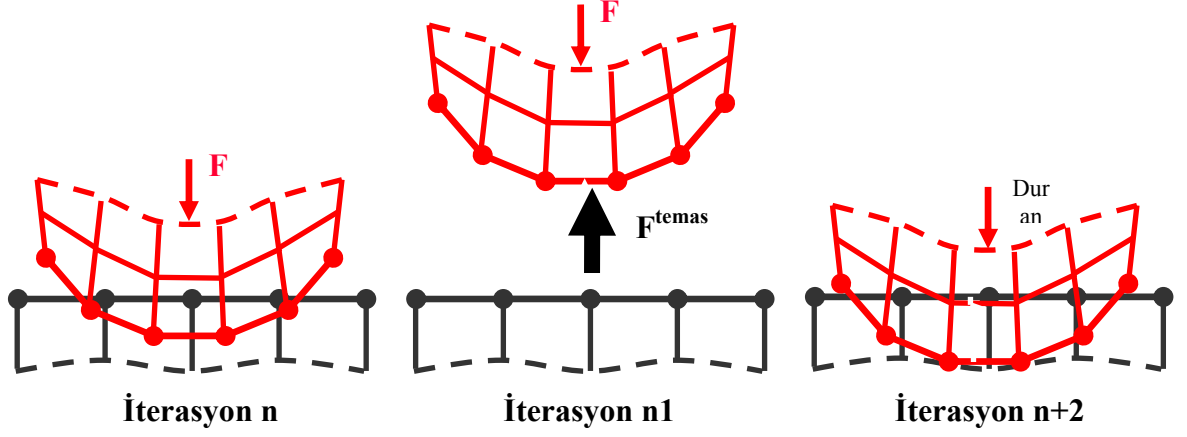
Temas uyumluluğunun sağlanması temas halindeki parçaların birbirlerinin içine gömülmesi hadisesinin engellenmesi anlamına gelir. Bu sayede parçalar birbirlerine yük uygulayabilirler, diğer bir deyişle birbirlerini rijit bir cisim olarak tanırlar. Bu durumun gerçekleşerek temas analizinin başarıyla uygulanabilmesi temas uygunluğunun sağlandığı anlamına gelir. Yüzey tanımlaması ve uyumluluğunun sağlanamadığı durum Şekil 4.11'de gösterilmiştir. (ANSYS User's Guide, 2006)

Bu uyumluluğun sağlanması için iki yüzey arasındaki etkileşimi simgeleyecek belirli bir rijitliğe sahip bir yay elemanı olduğu varsayılır. Buna temas rijitliği de diyebiliriz. Parçalar temas halinde değil iken, farz edilen yay sisteme bir rijitlik katmaz. Ancak parçalar temas ettiklerinde bu yay işlevine başlar ve kuvvet aktarımı rolünü üstlenir. Böylece temas yapan parça enerjisini bu elemana aktarır, hedef olan parça ise yüklemeyi bu elemandan alır. (ANSYS User's Guide, 2006)



Şekil 4.12 Temas elemanları arasındaki yay benzeşimi (ANSYS User's Guide, 2006)

Burada görülen Δ gömülme miktarı fiziksel olarak mümkün olmayan fakat matematiksel algoritmanın gerektirdiği bir olgudur. 0'dan bir miktar büyük seçilen bu değer, parçaların birbirlerine yük aktarması için gerekli denge denklemlerinin kurulmasında yardımcı olur. Bu değeri düşük kabul etmek çözümlemenin yakınsaması için önem taşımakla beraber bu seçim, temas bölgesinin rijitliğinin çok büyük seçildiği anlamına gelmektedir. Bu rijitlikteki aşırılıkta yakınsama açısından problem doğurabilir. Eğer temas rijitliği çok yüksek olursa oluşan çok yüksek temas kuvvetleri bir sonraki iterasyon adımında uygulanan kuvvetin yüksek olması dolayısıyla yük artışındaki anilikten dolayı yakınsama gücünü çekilebilir. Ayrıca Şekil 4.13'te görüldüğü gibi temas bölgesindeki aşırı rijitlik reaksiyon kuvvetlerindeki artışa, dolayısıyla parçanın geriye doğru sıçraması sonucu bir sonraki iterasyonda daha yüksek bir kuvvetle yeniden temasa geçmesine yolaçabilir. Bu parametreler arasındaki optimizasyon, sonuçların güvenilirliği açısından önem arz etmektedir. (ANSYS User's Guide, 2006)



Şekil 4.13 Temas bölgesindeki aşırı rijitlik (ANSYS User's Guide, 2006)

Temas rijitliği çözüm hassasiyetini ve yakınsamayı doğrudan etkileyen önemli bir parametredir. Tekrar belirtmek gerekirse seçilen büyük rijitlik değeri daha kesin bir sonuç elde edilmesine rağmen yakınsama açısından problem doğurur. Dolayısıyla bu değer seçimi analizin güvenliği açısından önem arz etmektedir. Bu değer, problemin yapısına bağlı olarak değişir. Kullanılan hesaplama yönteminin başlangıç (default) değerlerine her zaman güvenilmemelidir. Sadece bu değerlerin kesinleştirilmesi için problem üzerinde bir seri ardışık çözümler gerekebilir. (ANSYS User's Guide, 2006)

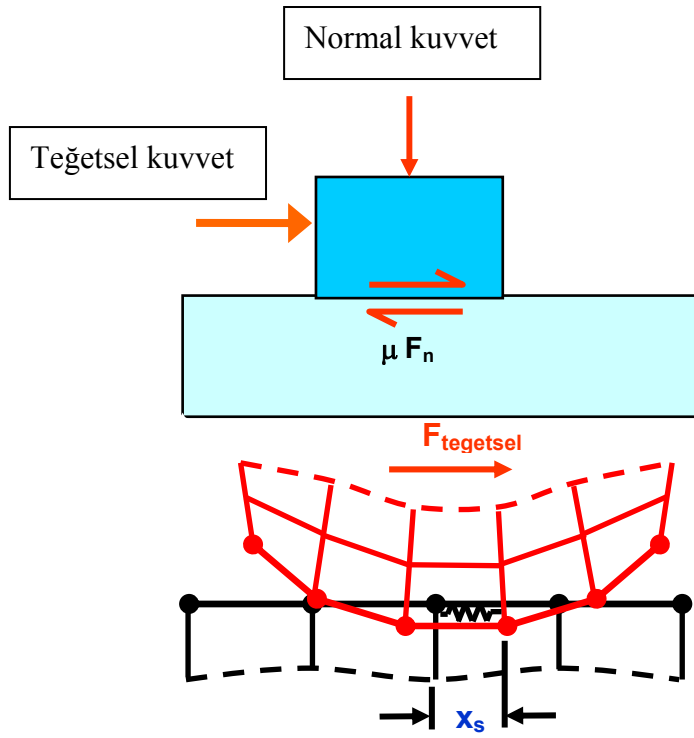
Yüzey-yüzeye temas problemlerinde FKN (Temas Rijitlik Faktörü) faktörüne uygun bir tanımlama yapılır. Bu mantığa göre rijitlik tanımlaması, alttaki elemanların rijitlik değerlerinin toplamının bir katsayıyla çarpımı olarak düşünülür. Öyleki;

$$K_{Temas} = FKN \times f(k_{alt\ elemanlar}) \quad (4.1)$$

Yüzey yüzeye temas elemanlarında temas rijitliği, birim alan rijitliğinin bir faktörü olarak anılır. Alınacak en mantıklı değer temas altındaki elemanların rijitliklerine eşdeğer bir rijitlik ifadesini tanımlamaktır.

Parçalar arasındaki temas koşullarının birbirlerine tam dik olmama yani yanal

bir yükleme vektörüne sahip olma durumunda parçalar arasındaki sürtünme bağının tanımlanması ve analizde bunun dikkate alınması şarttır. Şekil 4.14'te görülen fiziksel koşulun Sonlu Eleman modellemesi aynı şekilde sağdaki gibidir. Analizlerde tanımlanan her koşul gibi burada da yay benzeşimine ihtiyaç vardır. Farz edilen yayın rijitliği sürtünme katsayısını simgelemek zorundadır. (ANSYS User's Guide, 2006)



Şekil 4.14 Temas elemanları arasındaki sürtünme bağı (ANSYS User's Guide, 2006)

Burada da seçilen düşük rijitlik değeri hassas olmayan sonuçlara, yüksek rijitlik değeri ise yakınsama zorluklarına yol açar. Burada da analizci tarafından problem tipine ardışık çözümlerle optimum değer elde edilebilir. Bu çözümlerinde başlangıç değeri için dik yöndeki rijitliğin aşağıdaki katsayıyla çarpımı şeklinde alınabilir;

$$k_{\tan jant} = 0.01 k_{normal} \quad (4.2)$$

Bunun yanında yukarıdaki ifadeler ışığında parçaların belirli bir kuvvet çifti etkileşiminden sonra kaymaya başlayabilmelerine dair herhangi bir karar verilemez. Bunu yapabilmek için oluşan teğetsel gerilmelerin belirli bir değere ulaşması halinde kaymanın başlayabilmesi olgusunun tanımlanması gerekir. Teğetsel gerilme aşağıdaki değerle sınırlanır ve istenen miktarda kaymasına izin verilir.

$$\tau \leq \mu \times p \quad (4.3)$$

Ansys programının temel olarak üç çeşit temas uygulaması bulunmaktadır. Bunlar sırasıyla düğüm ile düğüm teması, düğüm ile yüzey teması ve yüzey ile yüzey temasıdır. Düğüm ile düğüm teması durumu temas edecek iki noktanın önceden bilinmesi durumunda kullanılır. Çok sayıda düğüm-düğüm teması tanımlanarak iki yüzeyin temasının da modellenmesi mümkündür. Burada iki yüzey üzerindeki ağ yapısının birbiriyle özdeş olması en önemli noktalardan biridir ve bu şartın sağlanması çoğunlukla oldukça zordur. İkinci olarak dikkat edilmesi gereken nokta ise bu temas çeşidinin yüzeylerin birbiri üzerindeki kayma miktarlarının oldukça az olduğu durumlarda kullanılabilmesidir. Düğüm yüzey teması çeşidi bir düğümün bir yüzeyin herhangi bir noktası ile biraraya geldiği durumu simüle ederken kullanılır. Avantajı farklı ağ yapısına sahip iki parça arasında tanımlanabilmesidir. Yüzey-yüzey teması ise iki yüzeyin teması söz konusu olduğunda kullanılabilir. Temasın meydana geleceği noktalar ile ilgili herhangi bir ön çalışma gerektirmediğinden kullanılması oldukça kolaydır. Yüzey-yüzey elemanlarının dezavantajı ise her bir temas çifti için tüm zaman adımlarında temas durumu kontrol edileceğinden dolayı çözüm süresinin oldukça artmasıdır. (ANSYS User's Guide, 2006). Muhafaza geometrisi gözönünde bulundurulduğunda kullanılması uygun olan temas çeşidi yüzey ile yüzeyin temasıdır. Bu sebeple daha sonraki bölümlerde temas sözcüğü bu temas çeşidini de ifade etmek için kullanılacaktır.

Temas çiftleri oluşturulurken kararlaştırılması gereken bir diğer nokta hangi yüzeyin teması hangi yüzeyin hedef yüzeyi olacaktır. Bu konuyla ilgili olarak kullanılan temel kriter

- eğer bir içbükey bir dış bükey yüzey teması söz konusu ise dış bükey yüzeyin

- eğer bir yüzeyin daha sıkı ağ yapısı diğerinin gevşek ağ yapısı var ise gevşek ağ yapısına sahip yüzeyin
- eğer bir yüzeyin katılığı daha yüksek diğerinin daha düşük ise katılığı yüksek yüzeyin
- eğer bir yüzeydeki elemanlar daha yüksek dereceden diğer yüzeydeki elemanlar daha düşük dereceden ise düşük dereceden elemanların bulunduğu yüzeyin
- eğer bir yüzey daha geniş diğeri daha küçük ise büyük olan yüzeyin

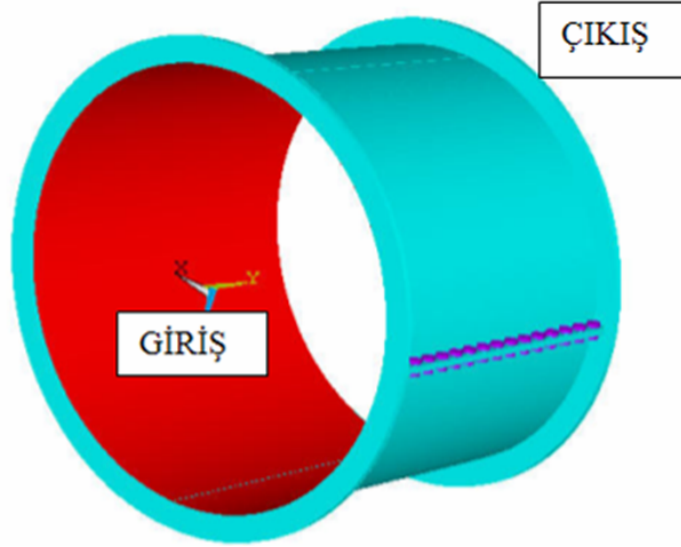
hedef yüzeyi olmasıdır.

BÖLÜM 5

ANALİZ YÖNTEMİ

5.1 Parametrik Muhafaza Geometrisi

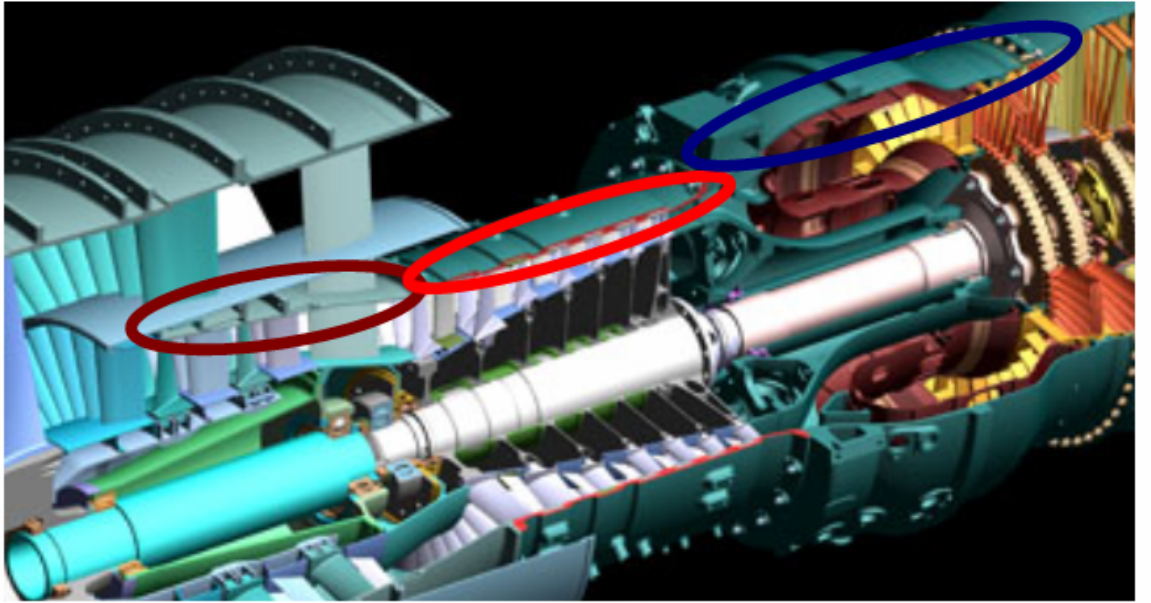
Gerçekleştirilen çalışmanın amacı çeşitli parametrelerin etkilerinin incelenmesi olduğundan muhafaza geometrisi mümkün olduğunca basitleştirilmiştir. Bu çalışmada kullanılan muhafaza geometrisi bir aksenal kompresörün 4 kademeli bölümüne ait olarak düşünülmüştür. Şekil 5.1 sonlu elemanlar modellerinde kullanılan geometriyi göstermektedir.



Şekil 5.1 Sonlu elemanlar modelinde kullanılan geometri

Muhafaza uzunluğu ve çapı aerodinamik akış yolunu belirlemesi dolayısı ile kompresör tasarımı ile doğrudan ilişkilidir ve bu sebeple çalışmada bu değerler sabit kabul edilmiştir. Muhafaza tasarımında saptanması gereken başlıca parametreler kabuk kalınlığı, giriş ve çıkış çapı, aksenal uzunluk, giriş ve çıkış flanş kalınlıkları, giriş ve

çıkış flanş yükseklikleri, ayırık flanş kalınlığı, ayırık flanş genişliği, flanşlardaki civata sayısı, civata çapları, delik ile civata çapı arasındaki boşluklar ve civata önyükleme değerleridir. Bu çalışmada giriş ve çıkış çapı ve aksel uzunluk sabit alınarak çapların aksel uzunluğa oranı günümüz motorlarındaki muhafazaları göz önünde bulundurularak belirlenmiştir. Kompresör muhafazası genelde ön taraftan fan çerçevesine arka taraftan da yanma odası muhafazasına civatalar ile bağlanır. Bu yüzden bu iki muhafazadan gelen kısıtlamalar ve yükler göz önünde bulundurulmalıdır. Şekil 5.2 bir motorda kompresör muhafazasını ve bu muhafazaya bağlı fan ve yanma odası muhafazasını göstermektedir.



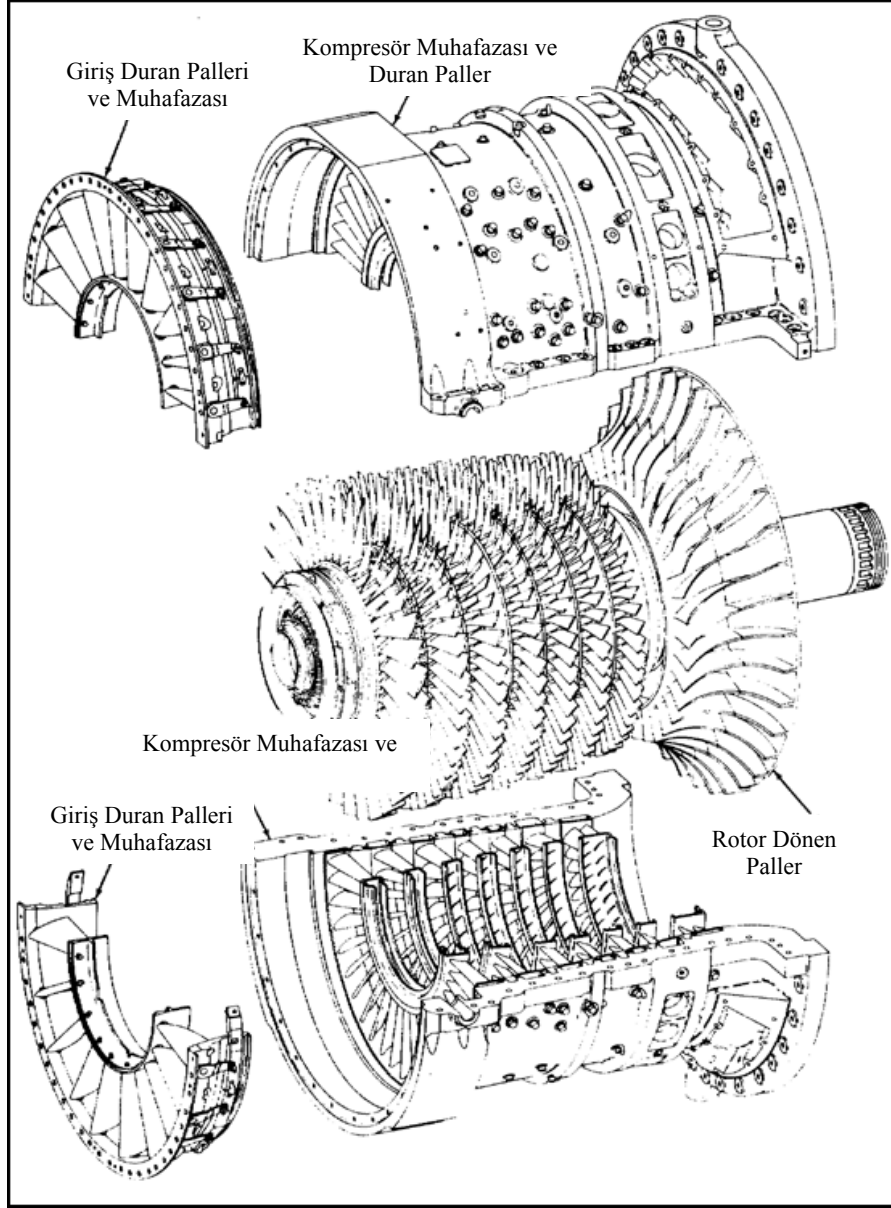
**Fan
Muhafazası**

**Kompresör
Muhafazası**

**Yanma Odası
Muhafazası**

Şekil 5.2 Gaz türbinli motor kesiti (www turbomecanica.com)

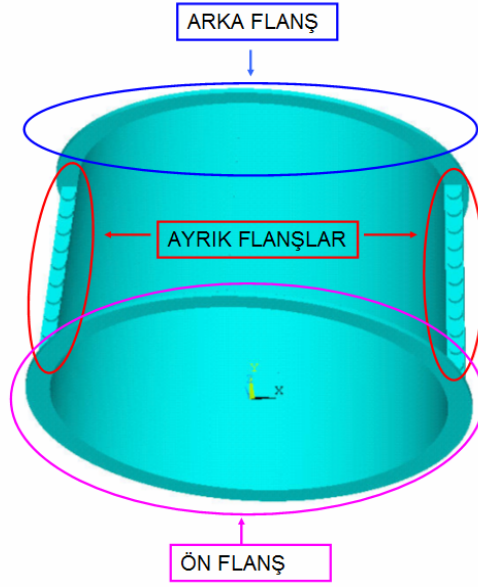
Ayrıca kompresör muhafazasına bağlı olan kompresöre ait dönmeyen pallerden gelen yüklerin muhafazaya olan etkisi de hesaba katılmalıdır. Şekil 5.3 bir kompresör muhafazasını ve bu muhafazaya bağlı dönmeyen palleri göstermektedir.



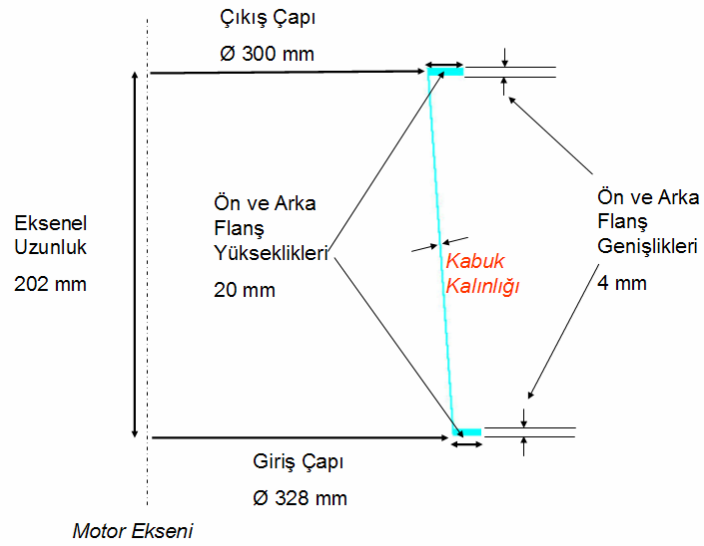
Şekil 5.3 Kompresör palleri ve kompresör muhafazası

Ön ve arka muhafazaların ve dönmeyen kompresör pallerinin geometrileri olmadığı için bu çalışmada bu bileşenlerden gelen kısıtlar ve yükler yapılan analizlerde ihmal edilmiştir. Bu yüzden ön ve arka flanşa ait geometrik parametreler sabit alınmış, kabuk kalınlığının ise aksel yönde değişmediği kabul edilmiştir. Ayrıca ön ve arkadaki muhafazalar modellenmediği için bu flanşlara ait civatalar da sonlu elemanlar

analizinde kullanılmamıştır. Şekil 5.4 kullanılan geometrideki flanşları göstermektedir.

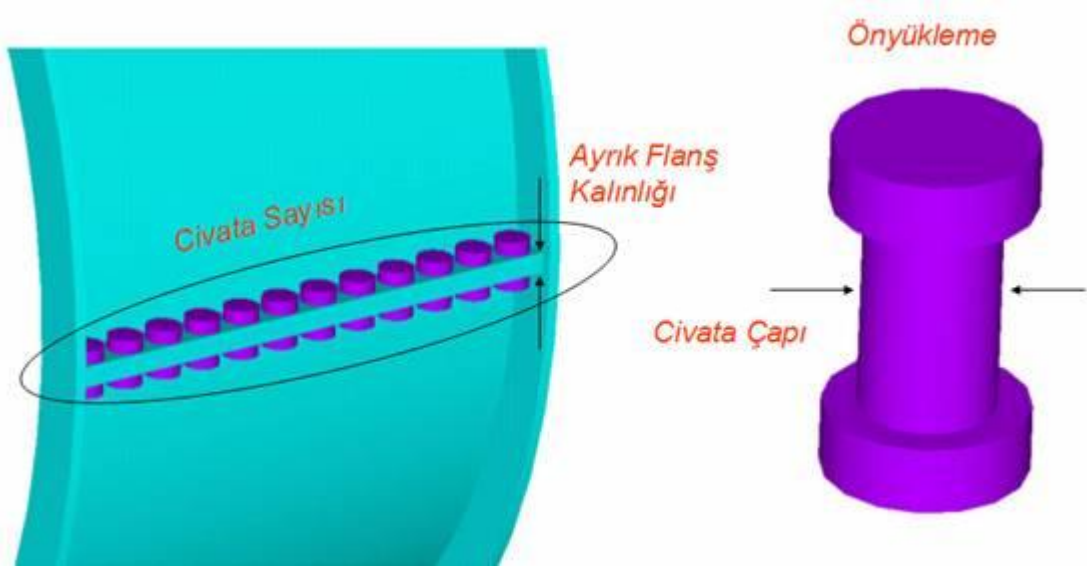


Şekil 5.4 Sonlu elemanlar modelindeki flanşlar



Şekil 5.5 Geometrik parametreler

Ayrık flanş genişliği kullanılan civata çapları göz önünde bulundurularak değişken parametre olarak kullanılmamıştır. Civata ile muhafazadaki delik arasındaki boşluk bütün örneklerde çapta 0.5 mm olarak sabit olarak kullanılmıştır. Yapılan analizlerdeki parametreler Şekil 5.5 ve Şekil 5.6'da gösterilmiştir.



Şekil 5.6 Parametreler

Kabuk kalınlığı, ayrık flanş kalınlığı, civata sayısı ve civata çapı gibi parametreler belli değerler arasında değiştirilerek çok sayıda lineer olmayan sonlu elemanlar yapısal analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu geometrik parametrelerin yanı sıra sızıntı ve ovalleşme ile doğrudan ilişkili olan önyükleme değeri de temel tasarım parametreleri arasında değerlendirilmiştir.

Her bir geometrik parametre için 3 farklı değeri ve önyükleme parametresinin 5 farklı değeri ile karşılaştırma yapılacağı düşünüldüğünde 5 parametrenin değişiminin incelenmesi (5*34) 405 adet analiz yapılmasını gerektirmektedir. Ancak bu çalışmada analizlerin sonuçları eş zamanlı olarak değerlendirilerek bazı analizler elenmiştir. Analizlerde kullanılan parametrelerin aldığı değerler Tablo 5.1'de gösterilmiştir.

Tablo 5.1 Sonlu elemanlar analizlerinde kullanılan parametreler ve değerleri

Ayrık Flanş kalınlığı	3mm	4 mm	5 mm		
Civata çapı	6 mm	8 mm	4 mm		
Kabuk kalınlığı	1 mm	1.5 mm	2 mm		
Civata sayısı	15	12	10		
Önyükleme	0.7 F	0.8 F	0.9 F	1.0 F	1.1 F

Benzer pek çok analiz gerçekleştirileceğinden dolayı modeller parametrik bir şekilde APDL kullanılarak Ansys programında hazırlanmıştır. Toplam 110 nonlineer analiz yapılmıştır. Bu analizler için kullanılan parametreler ekler bölümünde ek A'da verilmiştir.

5.2 Muhafaza Sonlu Elemanlar Modeli ve Ağ Yapısı

Analizlerde ağ yapısı, düğüm noktalarının ve elemanları sayısı önemli parametreler olduğundan dolayı muhafazanın ağ yapısı da APDL ile oluşturulmuştur. Analizlerde kullanılan örnek bir APDL formatı ekler bölümünde ek B'de verilmiştir.

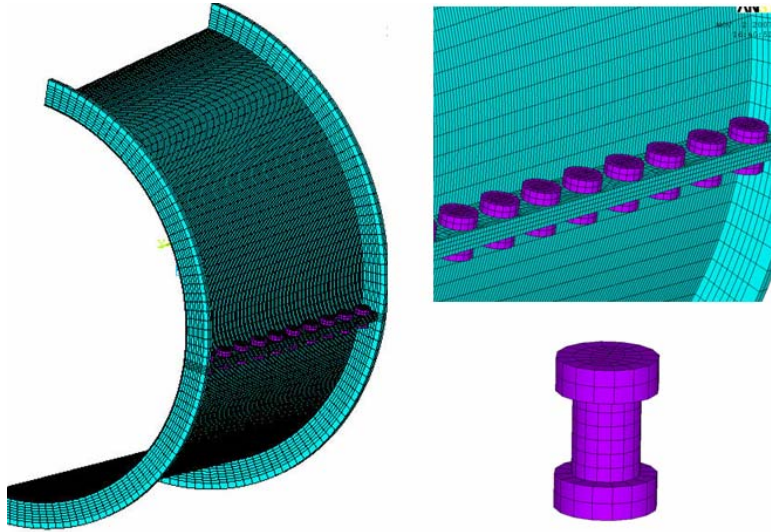
Muhafaza ve civatalarda solid 95 elemanları kullanılarak ağ yapısı oluşturulmuştur. Temas yüzeyleri için targe170 ve conta174 elemanları kullanılmıştır. Öngermeyi modellemek için prets179 elemanları, kademeli olarak artan basınç kuvvetini modelleyebilmek için surf 154 elemanları kullanılmıştır. Örnek bir model için sonlu elemanlar özeti Tablo 5.2'de verilmiştir. Ağ yapısına karşı analiz sonuçlarının hassasiyetini ortadan kaldırmak amacı ile tüm sonlu elemanlar modellerinde eleman ve düğüm noktaları sayısı birbirine yakın olacak şekilde ağ yapısı oluşturulmuştur.

Tablo 5.2 Örnek bir analiz modeli için ağ yapısı detayları

	Adet
Noktalar	930
Çizgiler	1547
Alanlar	812
Hacimler	176
Düğüm Noktaları	194679
Elemanlar	52441

Model simetrik olduğu için $\frac{1}{2}$ simetrik sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. (Şekil 5.7) $\frac{1}{2}$ simetrik model kullanıldığı için ayrıık flanşın bir tanesi ve bu flanşlardaki toplam civata sayısının yarısı modellenmiştir.

Civatalar da dahil olmak üzere tüm yapı üç boyutlu elemanlar kullanılarak modellenmiştir. Sonlu elemanlar modeli üzerinde 20 düğümlü hegzagonal elemanlar ile ağ yapısı oluşturulmuştur. Modeller için eleman ve düğüm sayısı sırası ile 50000 ve 190000 civarındadır. Şekil 5.7'de örnek bir model için sonlu elemanlar modelinin ağ yapısı sunulmaktadır.



Şekil 5.7 Sonlu elemanlar ağ yapısı

Flanşlarda kullanılan civataların ve muhafazanın malzemeleri günümüz motorları referans alınarak seçilmiştir. Muhafaza malzemesi olarak belirli sıcaklıklara kadar oldukça yüksek dayanıma sahip bunun yanında oldukça hafif bir malzeme olan Ti-6Al-4V alaşımı seçilmiştir. Civatalar için ise çok yüksek dayanımlı nikel alaşımli süper alaşım olan Inconel 718 kullanılmıştır.

Titanyum; dayanıklı, hafif ve korozyona dirençli bir malzeme olarak 1948 yılından itibaren kullanılmaktadır. Özellikleri çelik ile alüminyum arasında olması bu malzemenin önemini bir kat daha artırmaktadır. Akma sınırı 415 MPa civarındadır; bu sınır ısıtıl işlemlerle ve alaşımlar kullanılarak 1300 MPa civarlarına kadar çıkmaktadır. Çeliğin özkütlesinin % 56'sı kadar bir özkütleyle sahiptir ve elastisite modülü çeliğin elastisite modülünün yarısı kadardır. 480 oC'ye kadar mekanik malzeme özelliğini yitirmedeğinden yüksek sıcaklıkta kullanılan bir mühendislik malzemesi olarak da kullanılır. Fakat titanyum ve alaşımları pahalıdır ve bir takım üretim zorlukları vardır.

Titanyum ve alaşımları genelde ağırlığına göre dayanıklılığının yüksek olması, katılığının yüksek olması, korozyona karşı dayanıklı olması ve yüksek sıcaklıklarda malzeme özelliklerini kaybetmemesinden dolayı tercih edilir. En çok kullanım alanı havacılık sektöründedir (Degarmo vd., 1997). Ti 6Al-4V alaşımına ait özellikler Tablo 5.3'de verilmiştir (www.matweb.com).

Tablo 5.3 Ti 6Al-4V alaşımının özellikleri (matweb.com)

İçeriği ağırlık yüzdesi olarak:	Al 5.5 - 6.75 C Max 0.08'den az Fe Max 0.4'den az H Max 0.015'den az N Max 0.05'den az O Max 0.2'den az Ti 87.6 – 91 V 3.5 - 4.5.
---------------------------------	--

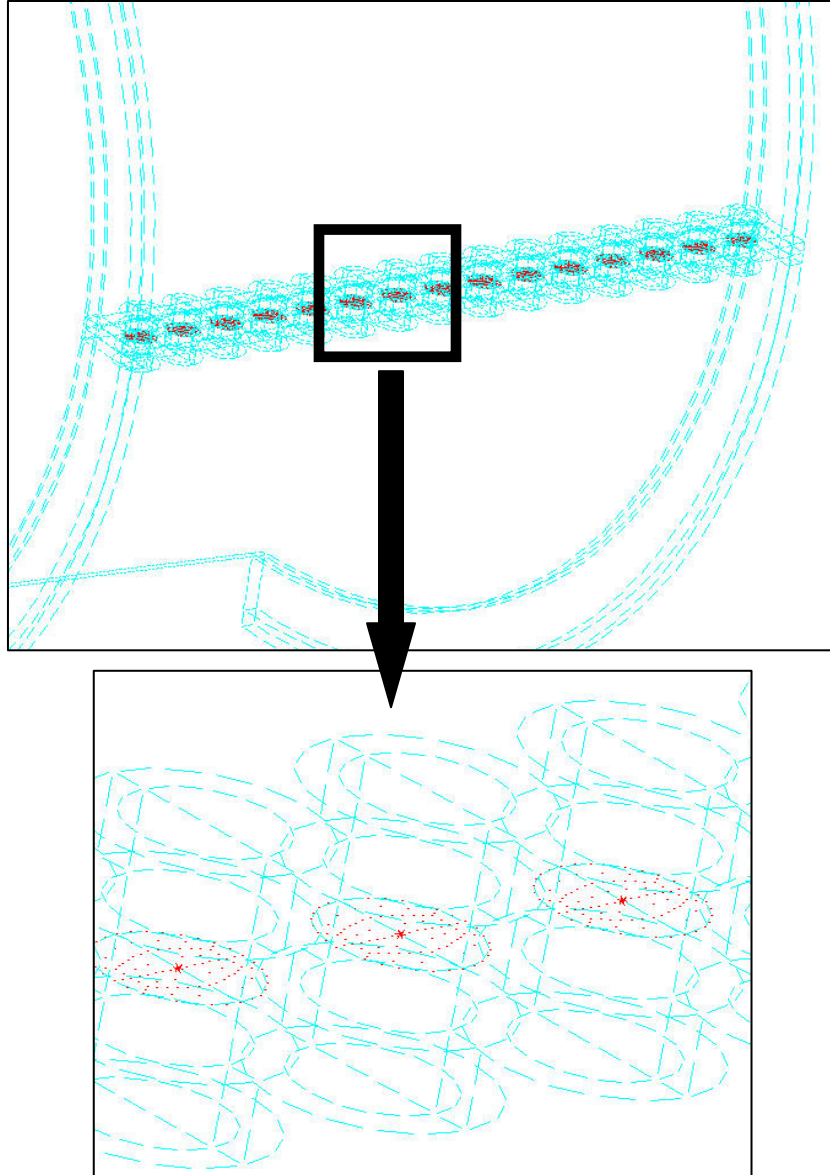
Yoğunluk	4420 kg/m ³
Elastisite Modülü	105-120 Gpa
Poison Oranı	0.3
Maksimum Çekme Dayanımı	985 MPa
Akma Çekme Dayanımı	885 MPa
Kayma Modülü	41-45
Genleşme Katsayısı	9 µm/m-°C (20 °C) - 9.4 µm/m (250 °C)
Özgül Isı Kapasitesi	0.586 J/g-°C
Termal İletkenlik	6.6 W/m-K
Kaynama Noktası	1674 °C

Jet motoru, gaz türbini, roket ve nükleer uygulamalarda genelde 1100 oC'yi aşan sıcaklıklarda dayanıklı, sürünmeye, oksidasyona, korozyona ve yorulmaya karşı dirençli malzemelere ihtiyaç duyarlar. Bu malzemeleri özelliklerini sağlayan malzemelere süperalaşımalar denir. İlk defa 1940'larda bir turbojet uçağında kullanılmıştır. Süper alaşımlar çok yüksek sıcaklıklarda iyi malzeme özellikleri olan nikel alaşımlardır. Oda sıcaklığında akma çekme dayanımı 1200 MPa ve kopma çekme dayanımı 1450 MPa civarlarına kadar olan nikel alaşımları bulunmaktadır. Fakat özkütleleri çelikten fazladır ve pahalı malzemelerdir. Ayrıca üretimi oldukça zordur. Yüksek sıcaklıklarda kullanılan bazı alaşımların bileşenleri ekler bölümünde Ek D'de verilmiştir (Degarmo vd., 1997). Civata malzemelerinde kullanılan inconel 718 malzemesie ait özellikler Tablo 5.4'de verilmiştir. (matweb.com)

Tablo 5.4 Inconel 718 alaşımının özellikleri (matweb.com)

İçeriği ağırlık yüzdesi olarak:	Al 0.2 - 0.8 B Max 0.006'dan az C Max 0.08'den az Cr 17.0 - 21.0 Co Max 1.0'dan az Nb 4.75 - 5.50 Cu Max 0.3'den az Fe 17.0 Mn Max 0.35'den az Mo 2.8 – 3.3 Ni 50.0 – 55.0 P Max 0.015'den az Si Max 0.35'den az S Max 0.015'den az Ti 0.65 – 1.15
Yoğunluk	8190 kg/m ³
Maksimum Çekme Dayanımı	1375 MPa
Maksimum Çekme Dayanımı (yüksek sıcaklıkta)	1100 MPa
Akma Çekme Dayanımı	1100 MPa
Akma Çekme Dayanımı (yüksek sıcaklıkta)	980 MPa
Genleşme Katsayısı	13 µm/m-°C (20 °C)

Özgül Isı Kapasitesi	0.435 J/g-°C
Termal İletkenlik	11.4 W/m-K
Kaynama Noktası	1260-1136 °C

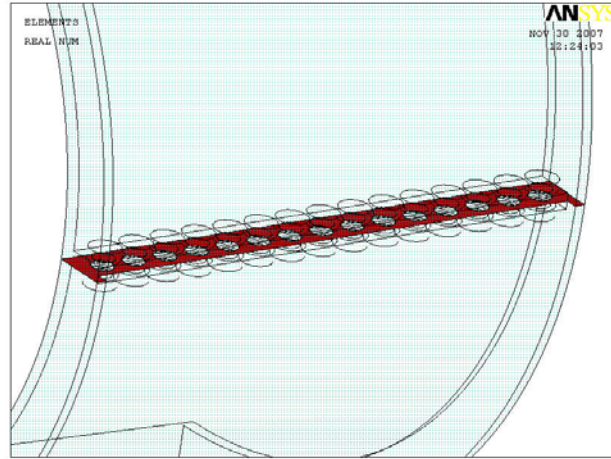


Şekil 5.8 Öngerme elemanları ve kullanıldığı kesitler

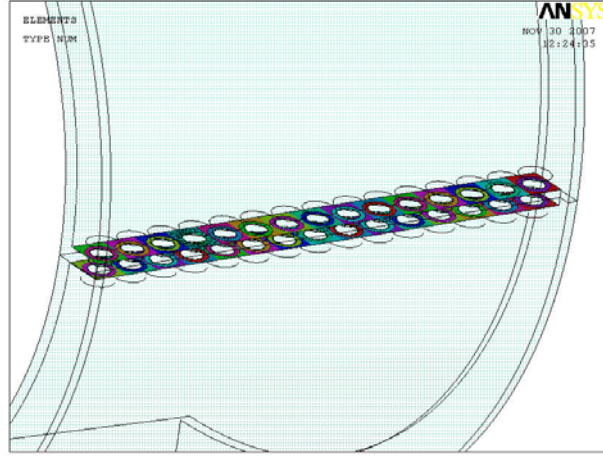
Analizlerde malzeme bilgisi sıcaklığa bağılı olarak kullanılmıştır. Yani, malzemeden kaynaklanan nonlinearite analizlerde dikkate alınmıştır.

Civatalar katı elemanlar ile modellenip, her bir civata için öngerme elemanı PRETS179 ile önyükleme kesiti tanımlanmıştır. Şekil 5.8 PRETS179 elemanlarını ve oluşturulduğu kesiti göstermektedir.

Ayrık flanşlar arası, ayrık flanş ile civata başı arası ve ayrık flanş ile somun arası temas yüzeylerinde Contact174-Target170 elemanları ile temas çifti oluşturulmuştur. Civata başı ile ayrık flanş yüzeyleri ve somun ile ayrık flanş yüzeyi arasında 0.15 sürtünme katsayısı; iki ayrık flanş arasında da 0.4 sürtünme katsayısı kullanılmıştır. Öngerme elemanları ve temas elemanlarına ilişkin şekiller Şekil 5.8, 5.9 ve 5.10'da gösterilmiştir.

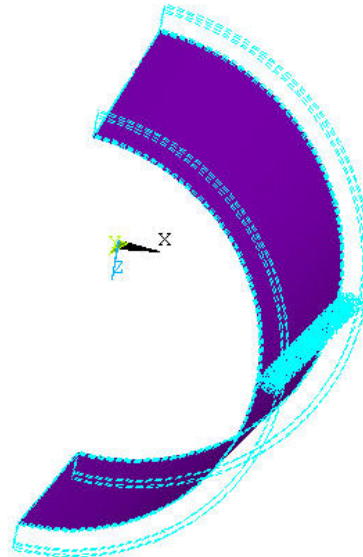


Şekil 5.9 İki ayrık flanş arasında kullanılan temas elemanları



Şekil 5.10 Civatalar ve ayrıık flaş arasında kullanılan temas elemanları

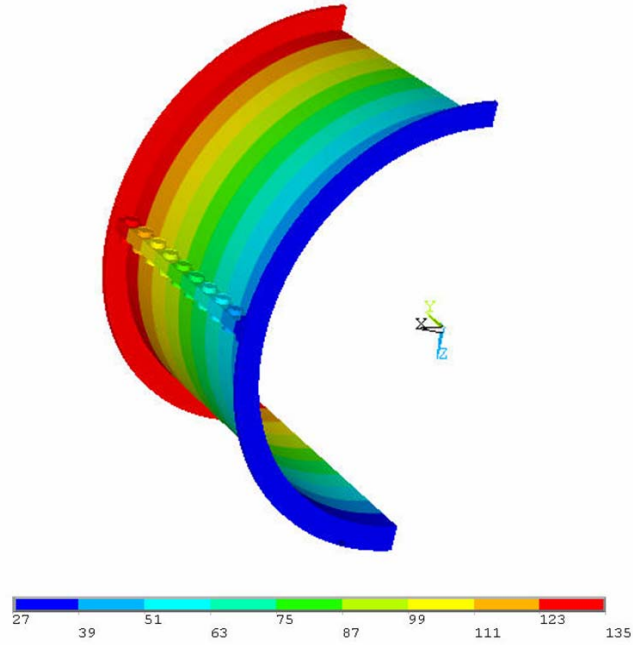
Kademeli olarak artan basınç dağılımını doğru bir şekilde uygulayabilmek amacıyla tüm kabuk iç yüzeylerinde SURF154 3 boyutlu yüzey elemanları oluşturulmuştur. Bu elemanlar Şekil 5.11’de verilmiştir.



Şekil 5.11 Sonlu elemanlar modelinde kullanılan surf 154 yüzey elemanları

5.2 Yükler ve Sınır Şartları

Sonlu elemanlar modeline ilişkin analizlerde motorun çalışması esnasında muhafazaya etki edecek temel yük durumları gözönünde bulundurulmuştur. Muhafazaya etkiyen basınç ve sıcaklık dağılımları için teğetsel yönde meydana gelebilecek dalgalanmaların hesaplanması oldukça karmaşık analizler gerektireceğinden bu yönde sabit ortalama bir değer kullanılmıştır. Her kademedeki sıcaklık değişimi ortalama 27 oC civarında kabul edilip 27 oC ‘den 135 oC’ye aksel yönde artacak şekilde uygulanmıştır. (Şekil 5.12) Sıcaklık için radyal yöndeki dağılım da termal analizlerin gerçekleştirilmesi ile saptanabileceğinden dolayı bu yöndeki değişim de ihmal edilmiştir. Bir başka deyişle, ayrıık flanştaki sıcaklık değerleri sıcak havanın geçtiği iç yüzeydeki sıcaklık değerlerinden daha düşük olmasına rağmen aynı aksel mesafede olan yerlere aynı sıcaklık değeri uygulanmıştır.

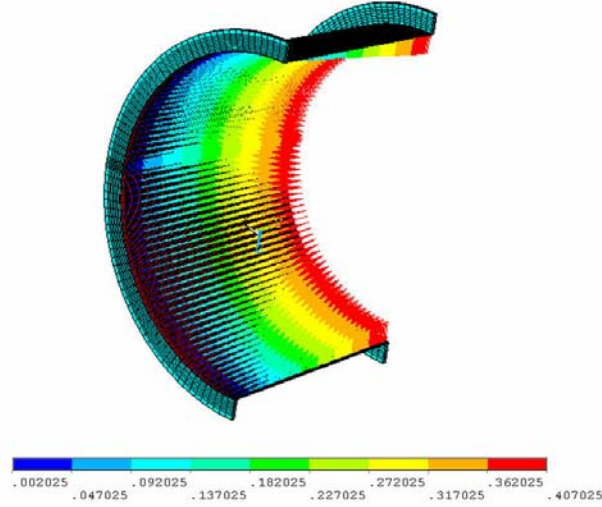


Şekil 5.12 Sıcaklık dağılımı (°C)

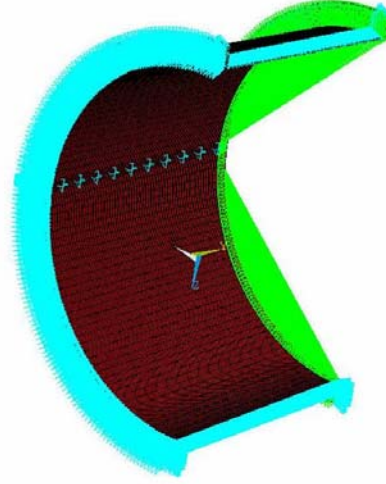
Eksenel yönde ise günümüz motorlarına ait kademe başına basınç artış değerleri ile orantılı olarak eksen boyunca artan bir basınç farkı yüzey elemanlarına uygulanmıştır.

Her kademedeki basınç oranı 1.5 olarak kabul edilmiştir. Böylece 4 kademe sonrasındaki toplam basınç oranı 5.07'dir. Bu basınç sonlu elemanlar modellerinin sadece iç yüzeylerine uygulandığı için manometre basıncı olarak uygulanmıştır. Basınç dağılımı Şekil 5.13'de verilmiştir.

Arka flanşın düzlemselliğinin korunması amacı ile flanş alanı üzerindeki düğüm noktaları eksenel yönde eşlenmiştir. Ön flanş ise ön çerçevenin katılığı gözönünde bulundurularak eksenel ve teğetsel yönde kısıtlanmıştır. Simetrik yüzeylerde simetri sınır şartı kullanılmıştır. (Şekil 5.14)



Şekil 5.13 Basınç dağılımı (MPa)



Şekil 5.14 Sınır şartları

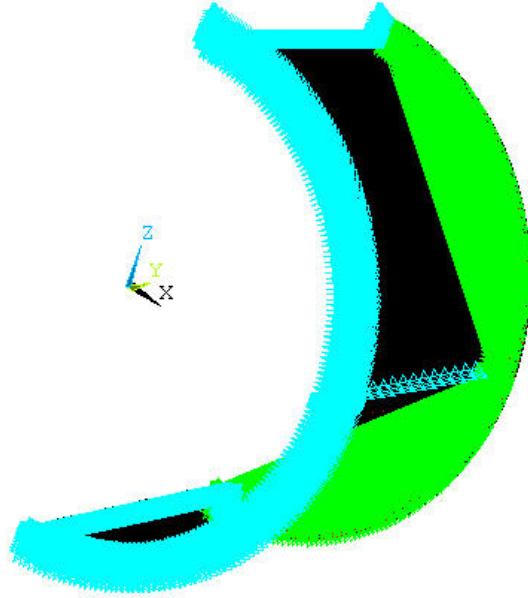
Her bir civata üzerine duruma ait önyükleme değeri uygulanmıştır. Söz konusu önyükleme değeri civata çapı ve civata malzemesi gözönünde bulundurularak hesaplanan akma yüklemesiyle oranlanarak hesaplanmıştır. Civatalarda kullanılan inconel 718 malzemesinin akma çekme dayanımı oda sıcaklığında 1000 MPa civarındadır. Bu değer % 68 'i (680 MPa) civata ekseninde oluşacak gerilme değeri olarak kabul edilip önyükleme değeri bu değer ile kullanılan civatanın gerilme alanı ile çarpılarak hesaplanmıştır. Daha sonra farklı önyüklemelerin etkisini görmek için hesaplanan değer kendisi, %110'u, %90'ı, %80'i ve %70'i önyükleme olarak farklı analizlerde kullanılmıştır. Yapılan analizlerde kullanılan civatalar için ilk önyük değerleri Tablo 5.5'de verilmiştir.

Tablo 5.5 Civatalar için kullanılan önyük değerleri

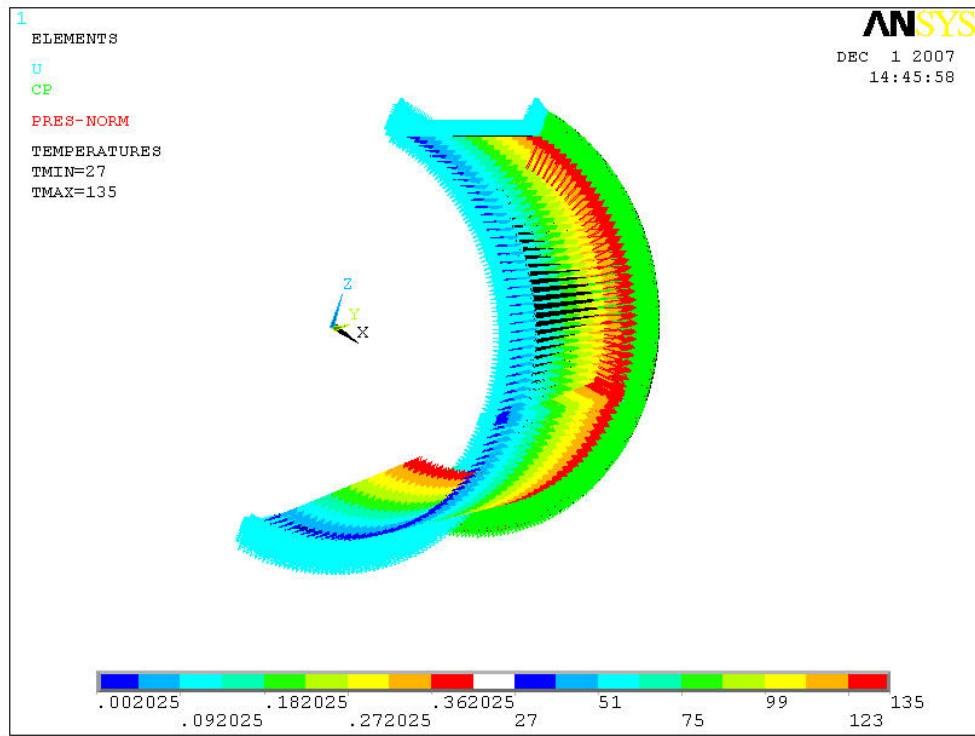
Civata	Çekme gerilme alanı	Önyük değeri (N)
M4	8.8	5970
M5	14.2	9656
M6	20.1	13668
M8	36.6	24888

İlk yük zamanında basınç ve termal yükler olmaksızın sadece montaj yükleri uygulanmıştır. Yani sadece civataların önyüklemeye değeri civata kesitlerine uygulanmıştır. Modelin sıcaklığı ve referans sıcaklık değeri de 15oC alınmıştır. Böylece termal yüklemeden kaynaklanabilecek bir yük ilk yükleme zamanında uygulanmamıştır. Şekil 5.15 bir örnek model için bu yükleme durumunu göstermektedir.

İkinci yük zamanında termal yüklemeden kaynaklanan sıcaklıklar ve muhafazanın iç yüzeyine etkiyen basınç uygulayarak analizler gerçekleştirilmiştir. Model üzerine uygulanan sınır şartları Şekil 5.16’da gösterilmiştir



Şekil 5.15 Birinci yük zamanı sınır şartları



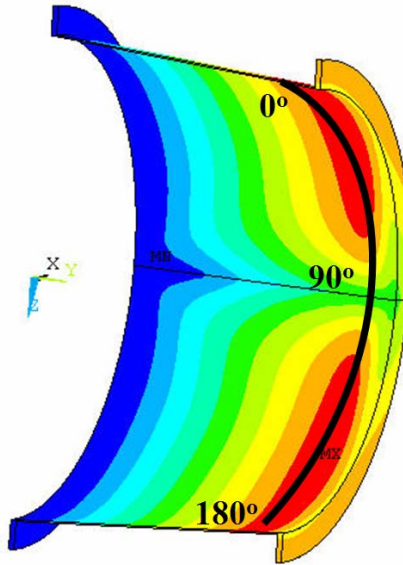
Şekil 5.16 İkinci yük zamanı sınır şartları

BÖLÜM 6

SONUÇLAR

Sonuçların değerlendirilmesinde temel olarak gerilmeler ile ovalizasyonun bir ölçüsü olan maksimum ve minimum radyal şekil değişimleri karşılaştırılmıştır. Bunun yanında muhafaza ağırlığı ile aksel şekil değişimi gözönünde bulundurulmuştur. Sızıntı açısından temas yüzeylerinin durumu, temas basıncı, temas yüzeyleri arasındaki içe geçme ve aralık incelenerek karşılaştırılmıştır. Parametrelere bağlı olarak elde edilen değerler ise ekler bölümünde Ek C’de verilmiştir.

Maksimum radyal deplasman değeri ile minimum radyal deplasman değeri arasındaki fark ovalizasyonun bir ölçüsü olarak kabul edilmiş ve muhafaza iç yüzeyinin açısal olarak radyal deplasman değerleri bölümünde Şekil 6.2 ve 6.7 arasında grafiksel olarak verilmiştir. Bu grafikler Şekil 6.1 deki iç yüzeydeki düğüm noktalarının analizlerin radyal yöndeki deformasyon sonuçları alınarak oluşturulmuştur.



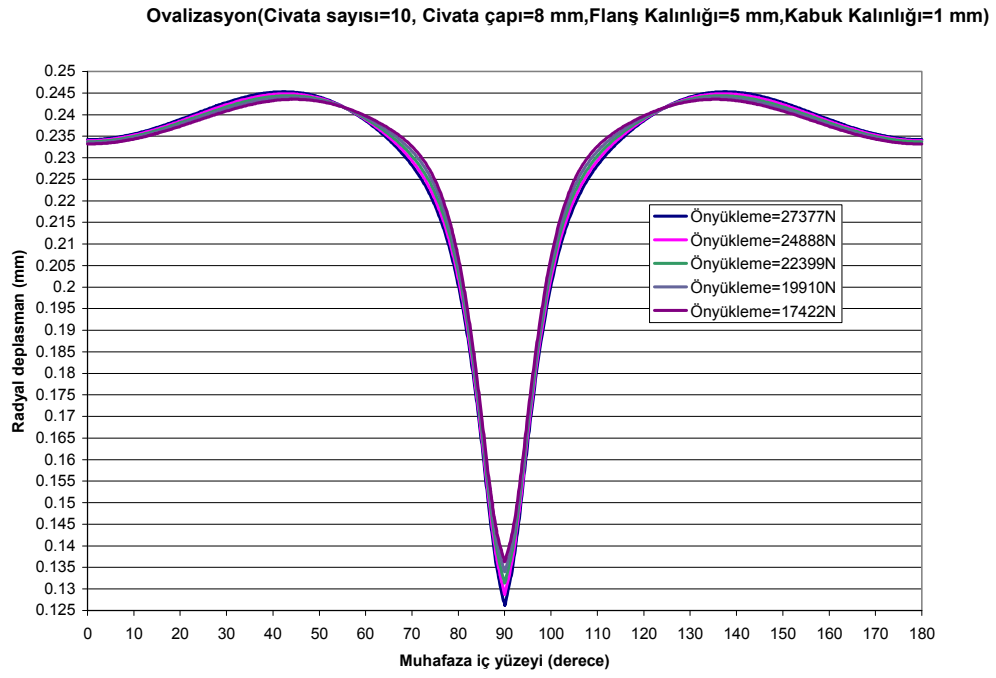
Şekil 6.1 İç yüzeydeki düğüm noktalarının yerleri

6.1 Önyüklemenin Etkisi

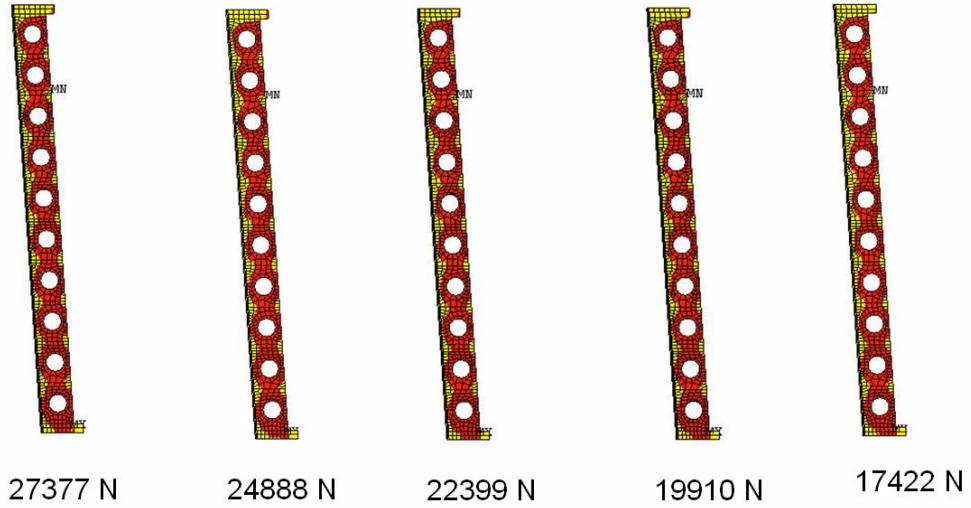
Önyükleme değerinin etkisine ilişkin analizler incelendiğinde maksimum gerilmeler önyükleme ile doğru orantılı olarak değişmektedir. Sızdırmazlığı karşılaştırırsak önyükleme arttıkça iki ayrıık flanş yüzeyindeki temas gerilmelerinin arttığını ve temas bölgelerinin de buna bağlı olarak arttığı görülmektedir. Örneğin; önyük değerindeki % 57'lik bir artış, max temas gerilmesini % 41 civarında arttırmaktadır. Şekil 6.3'te ayrıık flanşlar arasındaki temas durumu gösterilmektedir. Önyüklemenin ovalliğe olan etkisinin diğer parametrelere göre göreceli olarak daha az olduğu görülmektedir. Örneğin, Tablo 6.1'deki sonuçlar karşılaştırıldığında önyüklemedeki % 63 lük azalma ovalikte % 9 iyileşmeye neden olmaktadır. Bu durum Şekil 6.2'de de görülmektedir. Tablo 6.1'deki modeller için analiz sonuçlarına ait gerilme deformasyon dağılımları ekler bölümünde Ek D'de verilmiştir.

Tablo 6.1 Önyüklemenin sonuçlara etkisi

	Önyükleme (N)	Seqvmax (MPa)	S1max (MPa)	S3min (MPa)	UXmax (mm)	UXmin (mm)	Uzmax (mm)	UXmax - UXmin (mm)	W (kg)
örnek 2	27377	701	208	-840	0.246	0.126	0.131	0.12	2.03
örnek 1	24888	638	191	-762	0.246	0.129	0.13	0.117	2.03
örnek 3	22399	575	175	-684	0.246	0.131	0.13	0.115	2.03
örnek 4	19910	512	162	-604	0.245	0.134	0.129	0.111	2.03
örnek 5	17422	448	149	-525	0.245	0.136	0.128	0.109	2.03
Civata sayısı=10, Civata çapı=8 mm, Kabuk kalınlığı=1 mm ,Flanş kalınlığı= 5 mm									



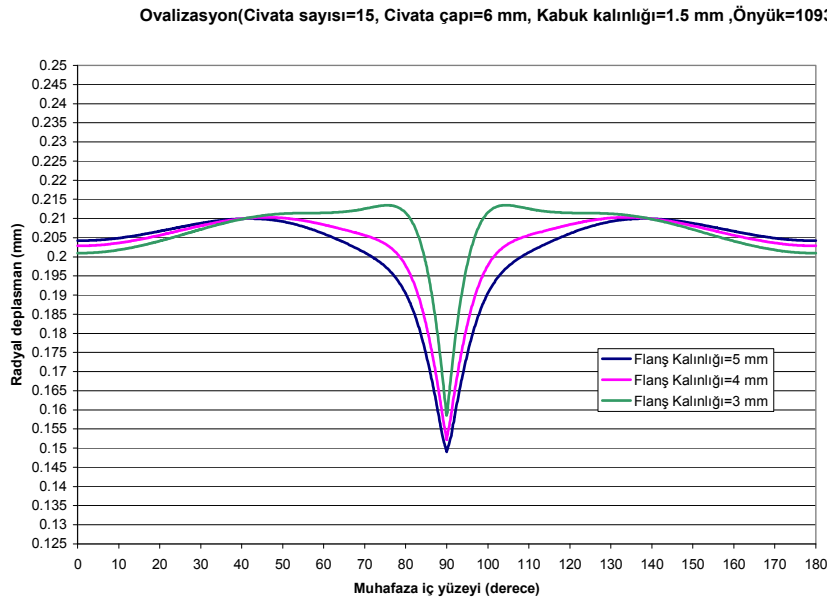
Şekil 6.2 Ovalizasyon (önyük etkisi)



Şekil 6.3 Temas durumu (önyük etkisi)

6.2 Flanş Kalınlığının Etkisi

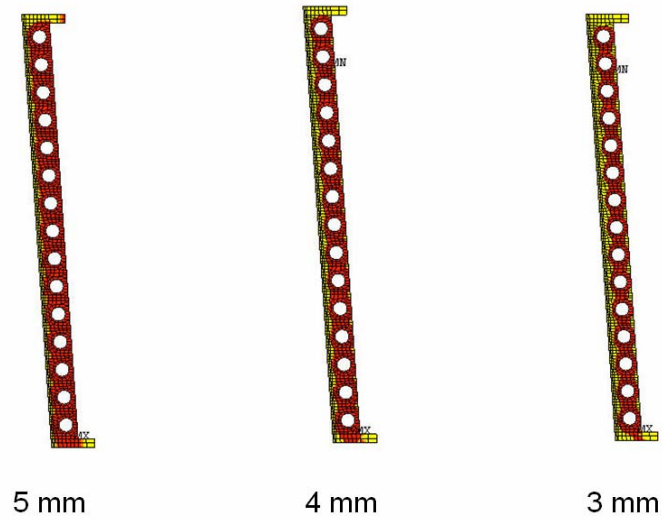
Flanş kalınlığı parametresi incelendiğinde kalınlık azaldıkça minimum üçüncü asal gerilmenin büyüklüğünün azaldığı görülmektedir. Flanş kalınlığındaki 1 mm'lik bir değişimin muhafaza toplam ağırlığına etkisi %1-2 civarlarındadır. Sızdırmazlık parametresi açısından farklı flanş kalınlıkları incelendiğinde flanş kalınlığı azaldıkça önyükün etkisi ile temas gerilmelerinin arttığı ve yapışma bölgesinin arttığı gözükmemektedir. (Şekil 6.5) Örneğin flanş kalınlığı 5 mm olan bir modeldeki maksimum temas gerilmesi diğer parametreler aynı kalacak şekilde flanş kalınlığını 3 mm'ye indirdiğimizde maksimum temas gerilmesi % 65 civarında artmaktadır. Şekil 6.4'te de görüldüğü gibi flanş kalınlığı değişimi muhafazanın radyal deformasyon karakteristiğini oldukça değiştirmektedir. Şekil 6.4 incelendiğinde 90 derecelik kısım için özellikle kalınlık azaldığında eğrinin tek bir noktada maksimuma sahip olmadığı; bunun yerine eğrinin 30-40 derecelik bölgede maksimum değerlere sahip olduğu görülmektedir. Tablo 6.2'deki modeller için analiz sonuçlarına ait gerilme deformasyon dağılımları ekler bölümünde Ek E'de verilmiştir.



Şekil 6.4 Ovalizasyon (flanş kalınlığı etkisi)

Tablo 6.2 Flanş yüksekliğinin sonuçlara etkisi

	Flanş Kalınlığı (mm)	Seqvmax (MPa)	S1max (MPa)	S3min (MPa)	UXmax (mm)	UXmin (mm)	Uzmax (mm)	UXmax - UXmin (mm)	W (kg)
örnek 64	5	566	250	-649	0.211	0.149	0.129	0.062	2.334
örnek 69	4	540	232	-628	0.212	0.152	0.128	0.06	2.291
örnek 74	3	533	262	-619	0.215	0.159	0.128	0.056	2.248
Civata sayısı=15, Civata çapı=6 mm, Kabuk kalınlığı=1.5 mm ,Önyük=10934 N									



Şekil 6.5 Temas durumu (Flanş kalınlığı etkisi)

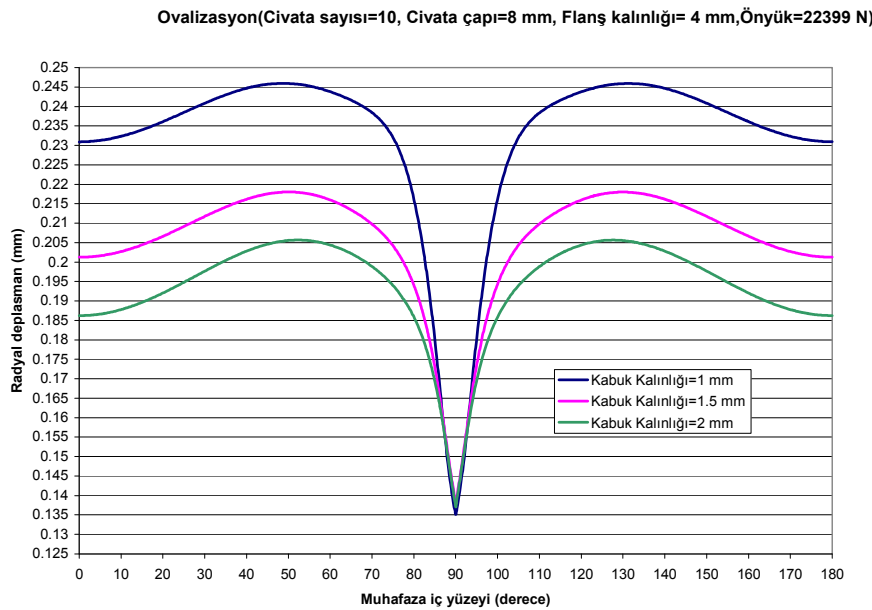
6.3 Kabuk Kalınlığının Etkisi

Kabuk kalınlığı değişiminin maksimum gerilmelere olan etkisi, diğer sabit parametrelerin farklı değerleri için farklı karakteristik göstermektedir. Bu nedenle kabuk kalınlığı değişimi ile maksimum gerilme arasında doğrudan bir orantı kurulamamaktadır. Buradan hareketle diğer sabit parametrelerin ortak etkisinin kabuk kalınlığından daha baskın bir etkiye sahip olduğu sonucuna ulaşılabilir. Kabuk kalınlığı azaldıkça temas gerilmesinde göreceli olarak küçük bir artış gözlenmektedir. Örneğin

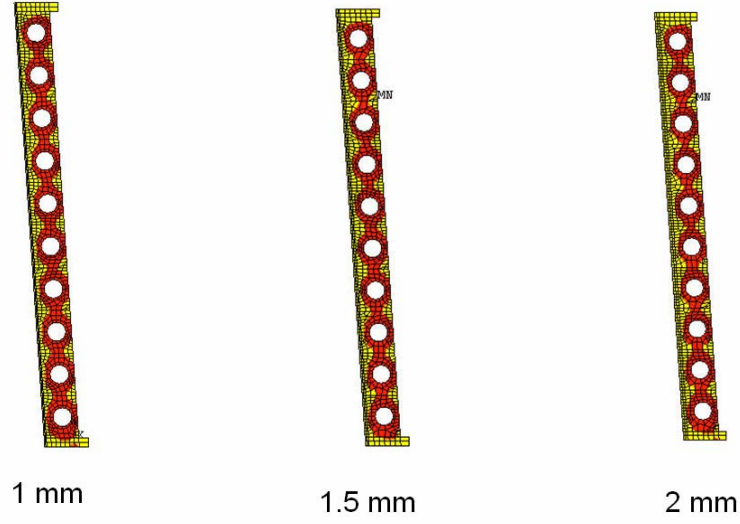
kalınlığı 2 mm'den 1 mm'ye düşürmek temas gerilmesini % 4 gibi bir oranla artırmaktadır. Şekil 6.7 kabuk kalınlığının farklı olduğu modellerdeki temas durumunu göstermektedir. Kabuk kalınlığı değişiminin Şekil 6.6'da görüldüğü gibi ovalizasyon üzerinde çok büyük bir etkisi vardır. Kalınlığın 1 mm artması ovalizasyonu % 30 iyileştirmektedir. (Tablo 6.3). Fakat kabuk kalınlığını bir mm artırmak ağırlığı % 45 civarında artırmaktadır. Tablo 6.3'deki modeller için analiz sonuçlarına ait gerilme deformasyon dağılımları ekler bölümünde Ek F'de verilmiştir.

Tablo 6.3 Kabuk kalınlığının sonuçlara etkisi

	Kabuk Kalınlığı (mm)	Seqvmax (MPa)	S1max (MPa)	S3min (MPa)	UXmax (mm)	UXmin (mm)	Uzmax (mm)	UXmax - UXmin (mm)	W (kg)
örnek 8	1	462	192	-562	0.247	0.135	0.128	0.112	1.951
örnek 23	1.5	563	182	-641	0.22	0.138	0.13	0.082	2.401
örnek 38	2	548	190	-643	0.215	0.137	0.131	0.078	2.831
Civata sayısı=10, Civata çapı=8 mm, Flanş kalınlığı= 4 mm, Önyük=22399 N									



Şekil 6.6 Ovalizasyon (kabuk kalınlığı etkisi)



Şekil 6.7 Temas durumu (Kabuk kalınlığı etkisi)

6.4 Civata Çapının Etkisi

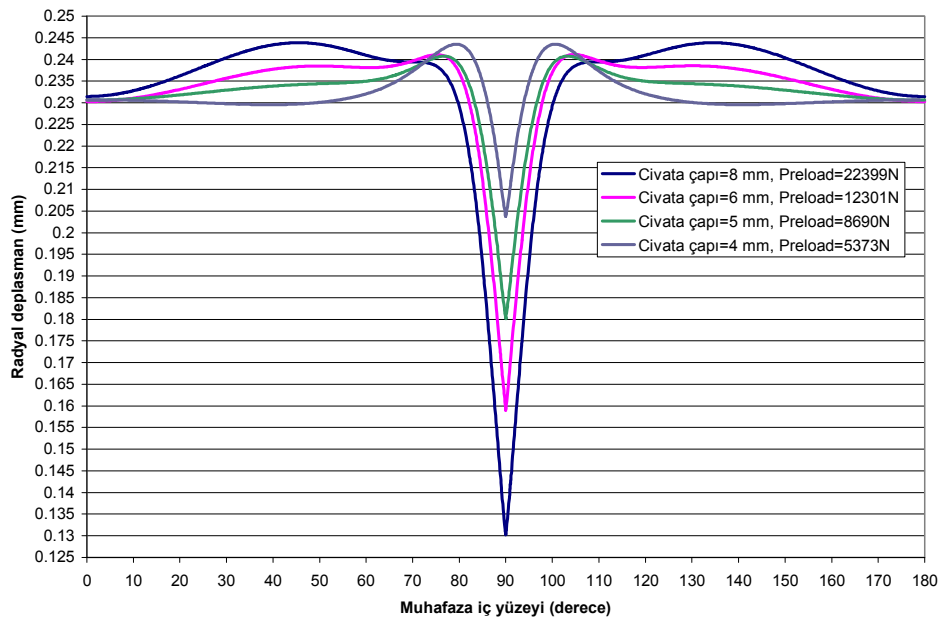
Civata çapının değişimi ile maksimum gerilmeler arasında doğrudan bir orantı kurulamamaktadır. Civata çapı değişiminin ovalizasyona etkisi Şekil 6.8’te görüldüğü gibi çok büyüktür. 8 mm civatalı olan modelde radyal yönde minimum ve maksimum deplasman farkı 0.115 mm iken 4 mm civatalı olan modelde bu değer 0.040 mm civarına düşmektedir. (Tablo 6.4). Fakat civata çapını küçültmek ovalizasyonda iyileşmeye sebep olurken sızdırmazlık düşünüldüğünde ters etki yaparak sızdırmazlığı kötüleştirmiştir. Şekil 6.9’da civata çapı farklı olan modellerin ayrıık flanş yüzeylerindeki temas durumu verilmiştir. 4 mm çaplı civata olan modelde civata arasındaki flanş bölgelerinde bir temassızlığın olduğu görülmektedir. Civata çapını düşürmek ayrıca toplam ağırlığıda azaltmaktadır. Tablo 6.4’deki modeller için analiz sonuçlarına ait gerilme deformasyon dağılımları ekler bölümünde Ek G’de verilmiştir.

Tablo 6.4 Civata çapının sonuçlara etkisi

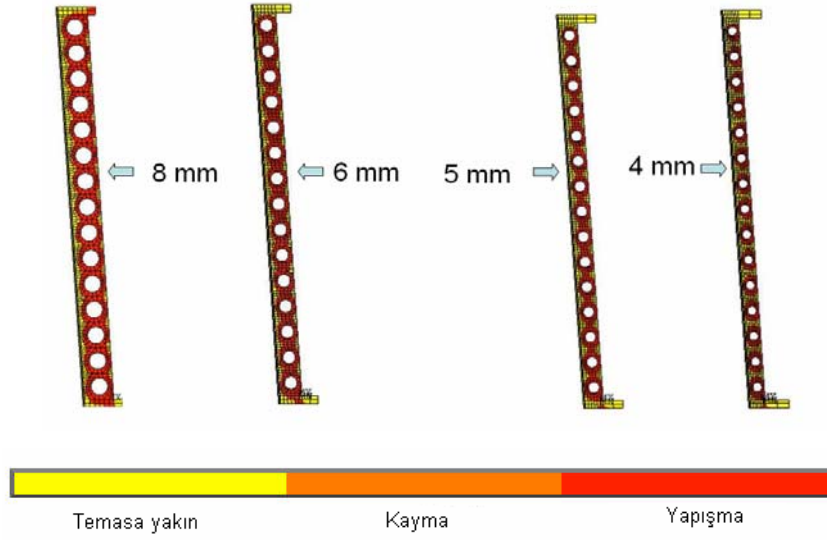
	Civata Çapı (mm)	Seqymax (MPa)	S1max (MPa)	S3min (MPa)	UXmax (mm)	UXmin (mm)	Uzmax (mm)	UXmax - UXmin (mm)	W (kg)
örnek 93	8	704	439	-819	0.245	0.13	0.129	0.115	1.954
örnek 58	6	612	293	-700	0.242	0.159	0.126	0.083	1.819
örnek 98	5	624	323	-729	0.242	0.18	0.124	0.062	1.755
örnek 103	4	626	405	-720	0.244	0.204	0.123	0.04	1.706

Civata sayısı=15, Kabuk kalınlığı=1mm, Flanş kalınlığı= 3 mm, Önyük=22399, 12301, 8690, 5373 N

Ovalizasyon(Civata sayısı=15, Kabuk kalınlığı=1mm, Flanş kalınlığı= 3 mm)



Şekil 6.8 Ovalizasyon (civata çapı etkisi)



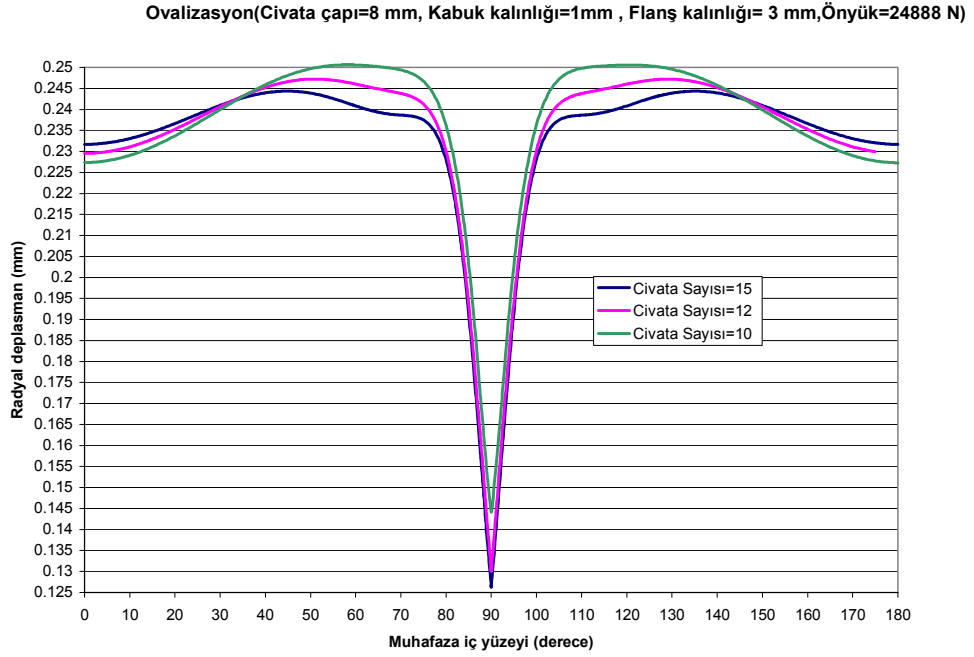
Şekil 6.9 Temas durumu (civata çapı etkisi)

6.5 Civata Sayısının Etkisi

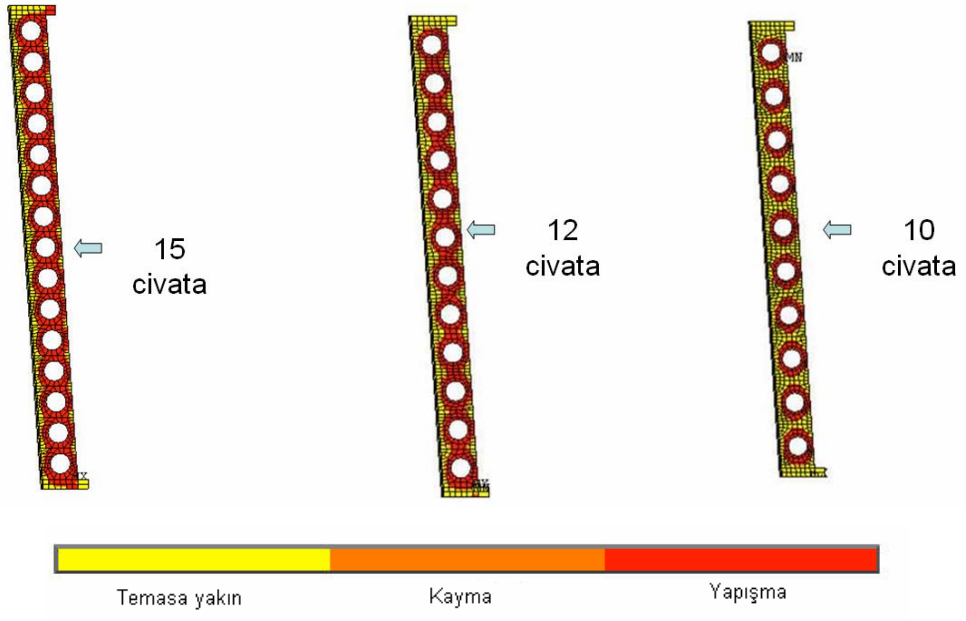
Civata sayısı parametresinin gerilmelere olan etkisi doğrusal bir şekilde değişmemektedir. Tablo 6.5’de görüldüğü gibi civata sayısının azalması maksimum ve minimum radyal deplasman değerlerini artırmıştır. Minimum radyal deplasman değerini daha büyük bir oranda artırdığı için ovalizasyonu biraz iyileştirdiği görülmektedir. (Şekil 6.10) Sızdırmazlık açısından incelediğimizde Şekil 6.11’te görüldüğü gibi civatanın daha çok olması civatalar arasındaki ayrık flanş yüzeylerinin birbirine yapışmasını sağlıyor. Tablo 6.5’deki modeller için analiz sonuçlarına ait gerilme deformasyon dağılımları ekler bölümünde ek H’de verilmiştir. Ayrıca civatadaki gerilme ve deformasyon dağılımları örnek bir modelin sonuçlarına göre Ek I’da verilmiştir.

Tablo 6.5 Civata sayısının sonuçlara etkisi

	Civata Sayısı	Seqymax (MPa)	S1max (MPa)	S3min (MPa)	UXmax (mm)	UXmin (mm)	Uzmax (mm)	UXmax - UXmin (mm)	W (kg)
örnek 91	15	781	486	-909	0.246	0.126	0.13	0.12	1.954
örnek 106	12	519	274	-639	0.248	0.13	0.13	0.118	1,950
örnek 11	10	927	257	-1014	0.252	0.144	0.127	0.108	1.916
Civata çapı=8 mm, Kabuk kalınlığı=1mm , Flanş kalınlığı= 3 mm, Önyük=24888 N									



Şekil 6.10 Ovalizasyon (civata sayısı etkisi)



Şekil 6.11 Temas durumu (civata çapı etkisi)

BÖLÜM 7

DEĞERLENDİRMELER

Önyüklemenin etkisi değerlendirildiğinde, maksimum gerilmelerin önyükleme ile doğru orantılı olarak değiştiği gözlemlenmiştir. Önyükleme arttıkça iki ayrı flaş yüzeyindeki temas gerilmelerinin arttığı ve yapışma bölgelerinin de buna bağlı olarak artıyor. Önyüklemenin ovalizasyona olan etkisi diğer parametrelere göre göreceli olarak daha az olmaktadır. Önyükleme değerinin azalması ile ovalleşmenin azaldığı görülmektedir.

Flaş kalınlığı etkisi değerlendirildiğinde, kalınlık azaldıkça minimum üçüncü asal gerilmenin büyüklüğü azaldığı sonucuna varılmaktadır. Von Mises gerilmesine ve 1. asal gerilmesi ile ilişkisinin doğrusal olmadığı görülmektedir. Flaş kalınlığının azalmasının ağırlığı küçük bir oranda azaltıyor. Önyükün etkisi ile kalınlığın azalması temas gerilmeleri artıyor ve yapışma bölgesi artıyor. Flaş kalınlığı değişiminin ovalizasyona olan etkisinin çok az olduğu fakat radyal deformasyon karakteristiğini değiştirdiği gözlemlenmektedir. Kalınlık iyice azaldığında maksimum radyal deformasyon bölgesi 10 o'lik dilimlerden 80 o'lik bölgeye yayılabiliyor. Pal ucu açıklığı düşünüldüğünde bu parametrenin ovalizasyona etkisinin dikkatle irdelenmesi gerekmektedir.

Kabuk kalınlığı parametresinin flaş üzerindeki gerilmeler üzerine etkisi çok baskın olmadığı sonucuna varılmaktadır. Kabuk kalınlığı azaldıkça temas gerilmesinde göreceli olarak küçük bir artış gözlenmektedir, bunun sonucunda sızdırmazlığı küçük bir oranda iyileştirmektedir. Bu parametrenin ovalizasyona ve ağırlığa etkisinin çok fazla olduğu sonuçlardan çıkarılmaktadır. Kalınlığı artırmak ovalizasyonu büyük miktarda iyileştirdiği fakat muhafaza ağırlığını da yine büyük oranda arttırdığı görülmektedir. Bu yüzden kabuk kalınlığının çok dikkatli seçilmesi bu iki parametreye olan etkisinin dikkatle incelenmesi gerekir.

Civata çapının ovalizasyon ve sızdırmazlık üzerinde çok etkili olduğu sonuçlardan çıkarılmaktadır. Civata çapını küçültmek ovalizasyonda iyileşmeye sebep olurken sızdırmazlık düşünüldüğünde ters etki yaparak sızdırmazlığı kötüleştirmiştir.

Özellikle çok küçük civata çaplarında iki ayrıık flanş arasında boşluk olduğu sonuçlardan çıkarılmaktadır. Bu yüzden bu parametre tasarım kriterlerini sağlayacak şekilde çok dikkatli bir şekilde seçilmelidir.

Civata sayısının azalması maksimum ve minimum radyal deplasman değerlerini artırmıştır. Minimum radyal deformasyonu daha büyük bir oranda arttırdığı için ovalizasyonu az miktarda iyileştirmiştir. Civatanın daha çok olması civatalar arasındaki ayrıık flanş yüzeyleri arasındaki yapışma bölgesinin artmasını sağlıyor. Bu yüzden sızdırmazlığı iyileştiriyor. Bu yüzden iki flanş arasında olabildiğince çok civata kullanılması sonucuna varılabilir.

Tüm parametrelerin sonuçları değerlendirildiğinde, bazı parametrelerin değışiminin bir kriter açısında iyi etkisi olmasına rağmen diğer bir kritere etkisinin istenmeyen değerlerde olduğu gözlemlenmiştir. Bu yüzden kullanılan parametrelerin tasarım kriterleri içinde çok dikkatli seçilmesi gerekmektedir.

EKLER

EK-A Parametreler

	Civata Sayısı	Civata çapı (mm)	Muhafaza Kalınlığı (mm)	Flanş Yüksekliği	Öngerilme (N)
örnek1	10	8	1	5	24888
örnek2	10	8	1	5	27377
örnek3	10	8	1	5	22399
örnek4	10	8	1	5	19910
örnek5	10	8	1	5	17422
örnek6	10	8	1	4	24888
örnek7	10	8	1	4	27377
örnek8	10	8	1	4	22399
örnek9	10	8	1	4	19910
örnek10	10	8	1	4	17422
örnek11	10	8	1	3	24888
örnek12	10	8	1	3	27377
örnek13	10	8	1	3	22399
örnek14	10	8	1	3	19910
örnek15	10	8	1	3	17422
örnek16	10	8	1.5	5	24888
örnek17	10	8	1.5	5	27377
örnek18	10	8	1.5	5	22399
örnek19	10	8	1.5	5	19910
örnek20	10	8	1.5	5	17422
örnek21	10	8	1.5	4	24888
örnek22	10	8	1.5	4	27377
örnek23	10	8	1.5	4	22399
örnek24	10	8	1.5	4	19910
örnek25	10	8	1.5	4	17422
örnek26	10	8	1.5	3	24888
örnek27	10	8	1.5	3	27377
örnek28	10	8	1.5	3	22399
örnek29	10	8	1.5	3	19910
örnek30	10	8	1.5	3	17422
örnek31	10	8	2	5	24888
örnek32	10	8	2	5	27377
örnek33	10	8	2	5	22399
örnek34	10	8	2	5	19910
örnek35	10	8	2	5	17422

	Civata Sayısı	Civata çapı (mm)	Muhafaza Kalınlığı (mm)	Flaş Yüksekliği	Öngerilme (N)
örnek36	10	8	2	4	24888
örnek37	10	8	2	4	27377
örnek38	10	8	2	4	22399
örnek39	10	8	2	4	19910
örnek40	10	8	2	4	17422
örnek41	10	8	2	3	24888
örnek42	10	8	2	3	27377
örnek43	10	8	2	3	22399
örnek44	10	8	2	3	19910
örnek45	10	8	2	3	17422
örnek46	15	6	1	5	13668
örnek47	15	6	1	5	15035
örnek48	15	6	1	5	12301
örnek49	15	6	1	5	10934
örnek50	15	6	1	5	9568
örnek51	15	6	1	4	13668
örnek52	15	6	1	4	15035
örnek53	15	6	1	4	12301
örnek54	15	6	1	4	10934
örnek55	15	6	1	4	9568
örnek56	15	6	1	3	13668
örnek57	15	6	1	3	15035
örnek58	15	6	1	3	12301
örnek59	15	6	1	3	10934
örnek60	15	6	1	3	9568
örnek61	15	6	1.5	5	13668
örnek62	15	6	1.5	5	15035
örnek63	15	6	1.5	5	12301
örnek64	15	6	1.5	5	10934
örnek65	15	6	1.5	5	9568
örnek66	15	6	1.5	4	13668
örnek67	15	6	1.5	4	15035
örnek68	15	6	1.5	4	12301
örnek69	15	6	1.5	4	10934
örnek70	15	6	1.5	4	9568
örnek71	15	6	1.5	3	13668
örnek72	15	6	1.5	3	15035
örnek73	15	6	1.5	3	12301
örnek74	15	6	1.5	3	10934
örnek75	15	6	1.5	3	9568

	Civata Sayısı	Civata çapı (mm)	Muhafaza Kalınlığı (mm)	Flaş Yüksekliği	Öngerilme (N)
örnek76	15	6	2	5	13668
örnek77	15	6	2	5	15035
örnek78	15	6	2	5	12301
örnek79	15	6	2	5	10934
örnek80	15	6	2	5	9568
örnek81	15	6	2	4	13668
örnek82	15	6	2	4	15035
örnek83	15	6	2	4	12301
örnek84	15	6	2	4	10934
örnek85	15	6	2	4	9568
örnek86	15	6	2	3	13668
örnek87	15	6	2	3	15035
örnek88	15	6	2	3	12301
örnek89	15	6	2	3	10934
örnek90	15	6	2	3	9568
örnek91	15	8	1	3	24888
örnek92	15	8	1	3	27377
örnek93	15	8	1	3	22399
örnek94	15	8	1	3	19910
örnek95	15	8	1	3	17422
örnek96	15	5	1	3	9656
örnek97	15	5	1	3	10622
örnek98	15	5	1	3	8690
örnek99	15	5	1	3	7725
örnek100	15	5	1	3	6759
örnek101	15	4	1	3	5970
örnek102	15	4	1	3	6567
örnek103	15	4	1	3	5373
örnek104	15	4	1	3	4776
örnek105	15	4	1	3	4179
örnek106	12	8	1	3	24888
örnek107	12	8	1	3	27377
örnek108	12	8	1	3	22399
örnek109	12	8	1	3	19910
örnek110	12	8	1	3	17422

EK- B APDL Formatu

```
/prep7
r=164
he=202
fthc=4
fhgt=20
ET,1,SOLID95
*ask,t,thickness of casing,1
*ask,N,number of bolts,15
*ask,bolt_diameter,bolt diameter,6
*ask,H,height of flange,5
*ask,p,PRELOAD,13668
*afun,deg
alph=atan(14/he)
w=(bolt_diameter*3/2)+bolt_diameter*0.34
k,1,0,0,0
k,2,r,0,0
k,3,150,he,0
k,4,r+fhgt,0,0
k,5,r+fhgt,fthc,0
k,6,r+(t/(cos(alph)))-(fthc*sin(alph)/cos(alph)),fthc,0
k,7,150+fhgt,he,0
k,8,150+fhgt,he-fthc,0
k,9,150+(t/(cos(alph)))+(fthc*sin(alph)/cos(alph)),he-fthc,0
k,10,0,200,0
k,11,r+(t/(cos(alph)))-(fthc*sin(alph)/cos(alph))+w,fthc,0
k,12,150+(t/(cos(alph)))+(fthc*sin(alph)/cos(alph))+w,he-fthc,0
k,13,150+t,he,0
k,14,r+t,0,0
k,15,r+t+w,0,0
k,16,150+t+w,he,0
l,2,4
l,4,5
l,5,6
l,2,3
l,3,7
l,7,8
l,8,9
l,9,6
al,all
l,6,11
l,9,12
l,11,12
l,9,13
```

1,6,14
1,15,11
1,16,12
al,8,11,10,9
aglua,1,2
NUMCMP,ALL
VROTAT,2, , , , ,10, 1,90,1,
VROTAT,1, , , , ,10, 1,90,1,
wpoff,,h
VSBW, 2
VDELE, 4, , ,1
NUMCMP,ALL
vglua,1,2
numcmp,all
wpoff,,-h
dist=(he-2*fthc)/2/N
wpro,,-90.000000,
wpoff,,fthc
VSBW, 2
wpoff,, he-2*fthc
VSBW, 4

AROTAT,10, , , , ,10, 1,90,1,
AROTAT,11, , , , ,10, 1,90,1,
AROTAT,13, , , , ,10, 1,90,1,
AROTAT,12, , , , ,10, 1,90,1,
NUMCMP,ALL
VSBA, 4, 23
NUMCMP,ALL
VSBA, 5, 23
NUMCMP,ALL
VSBA, 3, 22
NUMCMP,ALL
VSBA, 7, 21
NUMCMP,ALL
CSYS,0
WPAVE,0,0,0
CSYS,0
WPCSYS,-1
wpoff,,h
VSBW,6
VSBW,3
VSBW,8
VSBW,4
VSBW,5
VSBW,7
wpoff,,-h

```

vglue,all
dist=((he-2*fthc)/cos(alph))/(2*N)
wpoff,r+(t/(cos(alph)))-
(fthc*sin(alph)/cos(alph))+(bolt_diameter*3/4)+bolt_diameter*0.24,fthc,0z
wpoff,-dist*sin(alph),dist*cos(alph),
a=-dist*2*sin(alph)
b=dist*2*cos(alph)

```

```

*DO,N, 1, N,
CYL4,(N-1)*a,(N-1)*b,bolt_diameter/2+0.25, , , 2*H+bolt_diameter
*ENDDO
VSBV, 1, 2
NUMCMP,ALL
VSBV, 28, 4
NUMCMP,ALL
VSBV, 27, 6
NUMCMP,ALL
VSBV, 26, 6
NUMCMP,ALL
VSBV, 25, 6
NUMCMP,ALL
VSBV, 24, 14
NUMCMP,ALL
VSBV, 23, 14
NUMCMP,ALL
VSBV, 22, 14
NUMCMP,ALL
VSBV, 21, 14
NUMCMP,ALL
VSBV, 20, 14
NUMCMP,ALL
VSBV, 19, 14
NUMCMP,ALL
VSBV, 18, 14
NUMCMP,ALL
VSBV, 17, 14
NUMCMP,ALL
VSBV, 16, 14
NUMCMP,ALL
VSBV, 15, 14
NUMCMP,ALL
wpoff,a/2,b/2,
wpro,,90.000000,
*DO,N, 1, N-1,
BLC5,0,0,30,30
wpoff,a,0,-b
*ENDDO

```

```

ASEL,S,,97
ASEL,A,,98
ASEL,A,,99
ASEL,A,,100
ASEL,A,,101
ASEL,A,,102
ASEL,A,,103
ASEL,A,,104
ASEL,A,,105
ASEL,A,,106
ASEL,A,,107
ASEL,A,,108
ASEL,A,,109
ASEL,A,,110
VSBA,14,all
allsel,all
/replot
WPAVE,0,0,0
WPCSYS,-1
wpoff,r+(t/(cos(alph)))-
(fthc*sin(alph)/cos(alph))+(bolt_diameter*3/4)+bolt_diameter*0.24,fthc,0
wpoff,-dist*sin(alph),dist*cos(alph),
*DO,N,1,N+1,
CYL4,(N-1)*a,(N-1)*b,bolt_diameter/2,,H+bolt_diameter/2
*ENDDO
wpoff,,H
*DO,N,1,N,
CYL4,(N-1)*a,(N-1)*b,3*bolt_diameter/4,bolt_diameter/2,bolt_diameter/2
*ENDDO
WPAVE,0,0,0
WPCSYS,-1
NUMCMP,ALL
VSEL,S,,14
VSEL,A,,44
VSEL,A,,49
VSEL,A,,46
VSEL,A,,31
VSEL,A,,45
VSEL,A,,30
VSEL,A,,47
VSEL,A,,32
VSEL,A,,48
VSEL,A,,33
VSEL,A,,34
VSEL,A,,35
VSEL,A,,50
VSEL,A,,51

```



```
VSEL,A,, ,36
VSEL,A,, ,52
VSEL,A,, ,37
VSEL,A,, ,53
VSEL,A,, ,38
VSEL,A,, ,54
VSEL,A,, ,39
VSEL,A,, ,55
VSEL,A,, ,40
VSEL,A,, ,56
VSEL,A,, ,41
VSEL,A,, ,57
VSEL,A,, ,42
VSEL,A,, ,58
VSEL,A,, ,43
```

```
VSYMM,Z,all, , ,0,0
VGLUE,all
ASEL,NONE
WPAVE,0,0,0
WPCSYS,-1
wpoff,r+(t/(cos(alph)))-
(fthe*sin(alph)/cos(alph))+(bolt_diameter*3/4)+bolt_diameter*0.24,ftc,0
wpoff,a/2,b/2,
wpro,,90.000000,
*DO,N,1,N,
BLC5,0,0,30,30
wpoff,a,0,-b
*ENDDO
VSBA,all,all
esize,bolt_diameter/4
!*
MAT,1,
MPREAD,'titanium','USER_MPL','! . \',LIB
!*
MPLIST,1
TBLIST,ALL,1
!*
!*
MAT,2,
MPREAD,'inco','USER_MPL','! . \',LIB
!*
MPLIST,2
TBLIST,ALL,2
!*
!*
MPTEMP,,,,,,,,,
```

```
MPTEMP,1,0
MPDATA,DENS,3,,0
!*
ET,2,SURF154
!*
TYPE, 1
MAT, 2
REAL,
ESYS, 0
SECNUM,
TSHAP,LINE
!*
VSEL,S,,14
VSEL,A,,30
VSEL,A,,31
VSEL,A,,32
VSEL,A,,33
VSEL,A,,34
VSEL,A,,35
VSEL,A,,36
VSEL,A,,37
VSEL,A,,38
VSEL,A,,39
VSEL,A,,40
VSEL,A,,41
VSEL,A,,42
VSEL,A,,43
VSEL,A,,44
VSEL,A,,45
VSEL,A,,46
VSEL,A,,47
VSEL,A,,48
VSEL,A,,49
VSEL,A,,50
VSEL,A,,51
VSEL,A,,52
VSEL,A,,53
VSEL,A,,54
VSEL,A,,55
VSEL,A,,56
VSEL,A,,57
VSEL,A,,58
VSEL,A,,59
VSEL,A,,60
VSEL,A,,61
VSEL,A,,62
VSEL,A,,63
```

VSEL,A, , ,64
VSEL,A, , ,65
VSEL,A, , ,66
VSEL,A, , ,67
VSEL,A, , ,68
VSEL,A, , ,69
VSEL,A, , ,70
VSEL,A, , ,71
VSEL,A, , ,72
VSEL,A, , ,73
VSEL,A, , ,74
VSEL,A, , ,75
VSEL,A, , ,76
VSEL,A, , ,77
VSEL,A, , ,78
VSEL,A, , ,79
VSEL,A, , ,80
VSEL,A, , ,81
VSEL,A, , ,82
VSEL,A, , ,83
VSEL,A, , ,84
VSEL,A, , ,85
VSEL,A, , ,86
VSEL,A, , ,87
VSEL,A, , ,88
CM,bolts,VOLU
vsweep,all
VSEL,S, , ,149
VSEL,A, , ,150
VSEL,A, , ,151
VSEL,A, , ,152
VSEL,A, , ,153
VSEL,A, , ,154
VSEL,A, , ,155
VSEL,A, , ,156
VSEL,A, , ,157
VSEL,A, , ,158
VSEL,A, , ,159
VSEL,A, , ,160
VSEL,A, , ,161
VSEL,A, , ,162
VSEL,A, , ,163
VSEL,A, , ,164
VSEL,A, , ,165
VSEL,A, , ,166
VSEL,A, , ,167
VSEL,A, , ,168

VSEL,A, , ,169
VSEL,A, , ,170
VSEL,A, , ,171
VSEL,A, , ,172
VSEL,A, , ,173
VSEL,A, , ,174
VSEL,A, , ,175
VSEL,A, , ,176
VSEL,A, , ,177
VSEL,A, , ,178
VSEL,A, , ,179
VSEL,A, , ,180
VSEL,A, , ,181
VSEL,A, , ,182
VSEL,A, , ,183
VSEL,A, , ,184
VSEL,A, , ,185
VSEL,A, , ,186
VSEL,A, , ,187
VSEL,A, , ,188
VSEL,A, , ,189
VSEL,A, , ,190
VSEL,A, , ,191
VSEL,A, , ,192
VSEL,A, , ,193
VSEL,A, , ,194
VSEL,A, , ,195
VSEL,A, , ,196
VSEL,A, , ,197
VSEL,A, , ,198
VSEL,A, , ,199
VSEL,A, , ,200
VSEL,A, , ,201
VSEL,A, , ,202
VSEL,A, , ,203
VSEL,A, , ,204
VSEL,A, , ,205
VSEL,A, , ,206
VSEL,A, , ,207
VSEL,A, , ,208
CM,boltheads,VOLU
vsweep,all
LSEL,S, , ,276
LSEL,A, , ,279
LSEL,A, , ,284
LSEL,A, , ,287
LSEL,A, , ,292

LSEL,A, , ,295
LSEL,A, , ,300
LSEL,A, , ,303
LSEL,A, , ,308
LSEL,A, , ,311
LSEL,A, , ,316
LSEL,A, , ,319
LSEL,A, , ,324
LSEL,A, , ,327
LSEL,A, , ,332
LSEL,A, , ,335
LSEL,A, , ,340
LSEL,A, , ,343
LSEL,A, , ,348
LSEL,A, , ,351
LSEL,A, , ,356
LSEL,A, , ,359
LSEL,A, , ,364
LSEL,A, , ,367
LSEL,A, , ,372
LSEL,A, , ,375
LSEL,A, , ,380
LSEL,A, , ,383
LSEL,A, , ,388
LSEL,A, , ,390
LESIZE,ALL, , ,10, , , ,1
LSEL,S, , ,32
LSEL,A, , ,34
LSEL,A, , ,283
LSEL,A, , ,291
LSEL,A, , ,299
LSEL,A, , ,307
LSEL,A, , ,315
LSEL,A, , ,323
LSEL,A, , ,331
LSEL,A, , ,339
LSEL,A, , ,347
LSEL,A, , ,355
LSEL,A, , ,363
LSEL,A, , ,371
LSEL,A, , ,379
LSEL,A, , ,387
LESIZE,ALL, , ,6, , , ,1
VSEL,S, , ,15
VSEL,A, , ,16
VSEL,A, , ,17
VSEL,A, , ,18

```
VSEL,A,,19
VSEL,A,,20
VSEL,A,,21
VSEL,A,,22
VSEL,A,,23
VSEL,A,,24
VSEL,A,,25
VSEL,A,,26
VSEL,A,,27
VSEL,A,,28
VSEL,A,,29
!*
TYPE,1
MAT,1
REAL,
ESYS,0
SECNUM,
TSHAP,LINE
!*
vsweep,all
LSEL,S,,41
LSEL,A,,44
LSEL,A,,45
LSEL,A,,49
LESIZE,ALL,,2,,,,1
VSEL,S,,1
VSEL,A,,2
VSEL,A,,3
VSEL,A,,4
VSEL,A,,5
VSEL,A,,6
VSEL,A,,7
VSEL,A,,8
VSEL,A,,9
VSEL,A,,10
VSEL,A,,11
VSEL,A,,12
VSEL,A,,13
ESIZE,7,0,
vsweep,all
allsel,all
CMSEL,U,BOLTHEADS
CMSEL,U,BOLTS
ALLSEL,BELOW,VOLU
VSYMM,Z,all,,0,0
WPCSYS,-1
CSYS,0
```

```

WPAVE,0,0,0
CSYS,0
!*
wpro,,-90.000000,
CSWPLA,11,1,1,1,
NROTAT,all
ASEL,S,,5
ASEL,A,,37
ASEL,A,,40
ASEL,A,,42
ASEL,A,,45
ASEL,A,,187
ASEL,A,,245
ASEL,A,,275
ASEL,A,,281
ASEL,A,,311
NSLA,S,1
TYPE, 2
MAT, 3
REAL,
ESYS, 0
SECNUM,
TSHAP,LINE
CMSEL,,_Y1
ESURF,0
CMSEL,,_Y
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
CSYS,0
CMSEL,S,BOLTHEADS
CMSEL,A,BOLTS
ALLSEL,BELOW,VOLU
ASEL,S,,198
ASEL,A,,205
NSLA,S,1
ESLN,S
PSMESH,1,BOLT1,,ALL,,0,Z,,,,,
CMSEL,S,BOLTHEADS
CMSEL,A,BOLTS
ALLSEL,BELOW,VOLU
ASEL,S,,214
ASEL,A,,221
NSLA,S,1
ESLN,S
PSMESH,2,BOLT2,,ALL,,0,Z,,,,,
CMSEL,S,BOLTHEADS
CMSEL,A,BOLTS

```

ALLSEL,BELOW,VOLU
ASEL,S,,231
ASEL,A,,237
NSLA,S,1
ESLN,S
PSMESH,3,BOLT3,,ALL,,0,Z,,,,,
CMSEL,S,BOLTHEADS
CMSEL,A,BOLTS
ALLSEL,BELOW,VOLU
ASEL,S,,246
ASEL,A,,252
NSLA,S,1
ESLN,S
PSMESH,4,BOLT4,,ALL,,0,Z,,,,,
CMSEL,S,BOLTHEADS
CMSEL,A,BOLTS
ALLSEL,BELOW,VOLU
ASEL,S,,262
ASEL,A,,268
NSLA,S,1
ESLN,S
PSMESH,5,BOLT5,,ALL,,0,Z,,,,,
CMSEL,S,BOLTHEADS
CMSEL,A,BOLTS
ALLSEL,BELOW,VOLU
ASEL,S,,279
ASEL,A,,285
NSLA,S,1
ESLN,S
PSMESH,6,BOLT6,,ALL,,0,Z,,,,,
CMSEL,S,BOLTHEADS
CMSEL,A,BOLTS
ALLSEL,BELOW,VOLU
ASEL,S,,294
ASEL,A,,300
NSLA,S,1
ESLN,S
PSMESH,7,BOLT7,,ALL,,0,Z,,,,,
CMSEL,S,BOLTHEADS
CMSEL,A,BOLTS
ALLSEL,BELOW,VOLU
ASEL,S,,310
ASEL,A,,316
NSLA,S,1
ESLN,S
PSMESH,8,BOLT8,,ALL,,0,Z,,,,,
CMSEL,S,BOLTHEADS

CMSEL,A,BOLTS
ALLSEL,BELOW,VOLU
ASEL,S,,323
ASEL,A,,327
NSLA,S,1
ESLN,S
PSMESH,9,BOLT9,,ALL,,0,Z,,,,,
CMSEL,S,BOLTHEADS
CMSEL,A,BOLTS
ALLSEL,BELOW,VOLU
ASEL,S,,333
ASEL,A,,337
NSLA,S,1
ESLN,S
PSMESH,10,BOLT10,,ALL,,0,Z,,,,,
CMSEL,S,BOLTHEADS
CMSEL,A,BOLTS
ALLSEL,BELOW,VOLU
ASEL,S,,344
ASEL,A,,348
NSLA,S,1
ESLN,S
PSMESH,11,BOLT11,,ALL,,0,Z,,,,,
CMSEL,S,BOLTHEADS
CMSEL,A,BOLTS
ALLSEL,BELOW,VOLU
ASEL,S,,355
ASEL,A,,359
NSLA,S,1
ESLN,S
PSMESH,12,BOLT12,,ALL,,0,Z,,,,,
CMSEL,S,BOLTHEADS
CMSEL,A,BOLTS
ALLSEL,BELOW,VOLU
ASEL,S,,365
ASEL,A,,369
NSLA,S,1
ESLN,S
PSMESH,13,BOLT13,,ALL,,0,Z,,,,,
CMSEL,S,BOLTHEADS
CMSEL,A,BOLTS
ALLSEL,BELOW,VOLU
ASEL,S,,376
ASEL,A,,382
NSLA,S,1
ESLN,S
PSMESH,14,BOLT14,,ALL,,0,Z,,,,,

CMSEL,S,BOLTHEADS
CMSEL,A,BOLTS
ALLSEL,BELOW,VOLU
ASEL,S,,393
ASEL,A,,399
NSLA,S,1
ESLN,S
PSMESH,15,BOLT15,,ALL,,0,Z,,,,,
ALLSEL,ALL
CSYS,11
ASEL,S,LOC,Z,0
NSLA,S,1
D,ALL,,,,,UY,UZ,,,,,
ASEL,S,LOC,Y,90
ASEL,A,LOC,Y,-90
DA,ALL,SYMM
ASEL,S,LOC,Z,202
ASEL,U,,215
ASEL,U,,207
ASEL,U,,275
NSLA,S,1
CP,1,UZ,ALL
ALLSEL,ALL
/SOL
SLOAD,ALL,9,LOCK,FORC,P,1,2
TUNIF,15,
TREF,15,
ANTYPE,0
NLGEOM,1
DELTIM,10,10,100
TIME,100
LSWRITE,1,

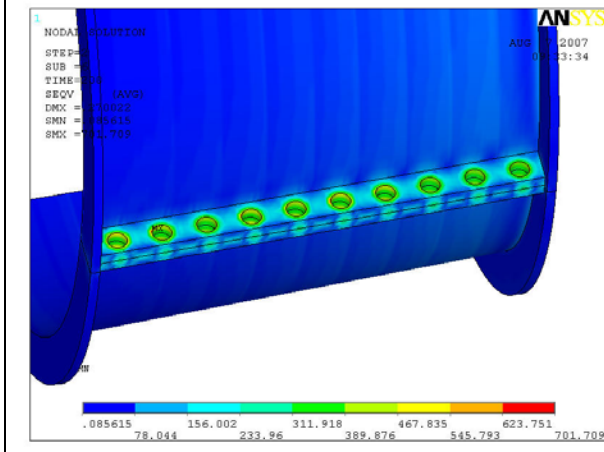
EK-C Sonuçlar

	Max Von Mises Gerilmesi (MPa)	Max Birinci Asal Gerilme (MPa)	Min Üçüncü Asal Gerilme (MPa)	Max Radyal Deplasman (mm)	Min Radyal Deplasman (mm)	Max Eksenel Deplasman (mm)	Radial Yönde Max Deplasman Farkı (mm)	Muhafaza Ağırlığı (kg)
örnek1	638	191	-762	0.246	0.129	0.130	0.117	2.030
örnek2	701	208	-840	0.246	0.126	0.131	0.120	2.030
örnek3	575	175	-684	0.246	0.131	0.130	0.115	2.030
örnek4	512	162	-604	0.245	0.134	0.129	0.111	2.030
örnek5	448	149	-525	0.245	0.136	0.128	0.109	2.030
örnek6	513	202	-625	0.248	0.132	0.129	0.116	1.951
örnek7	563	217	-687	0.248	0.129	0.130	0.119	1.951
örnek8	462	192	-562	0.247	0.135	0.128	0.112	1.951
örnek9	412	183	-500	0.247	0.138	0.128	0.109	1.951
örnek10	361	173	-437	0.246	0.141	0.127	0.105	1.951
örnek11	927	257	-1014	0.252	0.144	0.127	0.108	1.916
örnek12	1018	264	-1116	0.252	0.141	0.129	0.111	1.916
örnek13	836	250	-912	0.251	0.146	0.127	0.105	1.916
örnek14	745	244	-810	0.251	0.149	0.126	0.102	1.916
örnek15	653	238	-707	0.252	0.152	0.126	0.100	1.916
örnek16	555	178	-630	0.218	0.131	0.131	0.087	2.458
örnek17	608	195	-693	0.219	0.129	0.132	0.090	2.458
örnek18	500	161	-568	0.218	0.134	0.131	0.084	2.458
örnek19	445	149	-504	0.218	0.136	0.130	0.082	2.458
örnek20	390	136	-441	0.218	0.139	0.130	0.079	2.458
örnek21	625	202	-713	0.220	0.136	0.131	0.084	2.401
örnek22	687	221	784	0.221	0.133	0.131	0.088	2.401
örnek23	563	182	-641	0.220	0.138	0.130	0.082	2.401
örnek24	501	170	-570	0.219	0.141	0.129	0.078	2.401
örnek25	438	160	-498	0.219	0.143	0.129	0.076	2.401
örnek26	658	234	-754	0.223	0.145	0.130	0.078	2.344
örnek27	723	240	-830	0.224	0.143	0.130	0.081	2.344
örnek28	592	229	-679	0.223	0.148	0.129	0.075	2.344
örnek29	527	224	-603	0.223	0.150	0.129	0.073	2.344
örnek30	461	221	-527	0.223	0.152	0.128	0.071	2.344
örnek31	621	188	-745	0.214	0.133	0.132	0.081	2.888
örnek32	684	205	-823	0.214	0.131	0.132	0.083	2.888
örnek33	557	171	-667	0.213	0.135	0.131	0.078	2.888
örnek34	493	159	-589	0.213	0.137	0.131	0.076	2.888
örnek35	428	147	-511	0.212	0.139	0.130	0.073	2.888
örnek36	611	211	-718	0.216	0.135	0.131	0.081	2.831
örnek37	674	230	-792	0.216	0.133	0.132	0.083	2.831
örnek38	548	190	-643	0.215	0.137	0.131	0.078	2.831
örnek39	485	170	-568	0.215	0.140	0.130	0.075	2.831
örnek40	421	160	-493	0.214	0.142	0.130	0.072	2.831

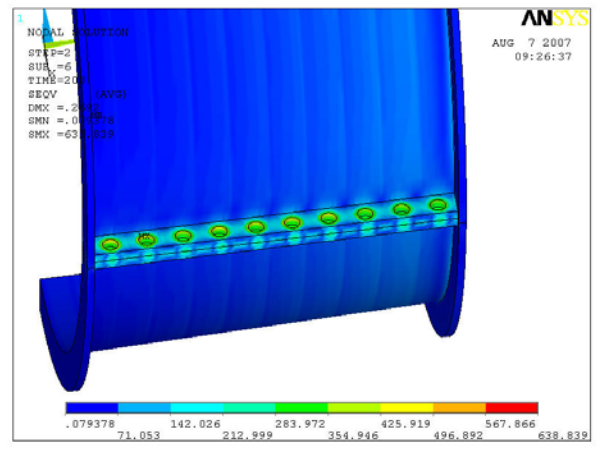
	Max Von Mises Gerilmesi (MPa)	Max Birinci Asal Gerilme (MPa)	Min Üçüncü Asal Gerilme (MPa)	Max Radyal Deplasman (mm)	Min Radyal Deplasman (mm)	Max Eksenel Deplasman (mm)	Radial Yönde Max Deplasman Farkı (mm)	Muhafaza Ağırlığı (kg)
örnek41	637	228	-750	0.219	0.143	0.131	0.076	2.774
örnek42	702	244	-827	0.220	0.141	0.131	0.079	2.774
örnek43	572	223	-672	0.219	0.145	0.130	0.074	2.774
örnek44	506	218	-594	0.219	0.147	0.130	0.072	2.774
örnek45	440	215	-515	0.218	0.149	0.129	0.069	2.774
örnek46	672	303	-780	0.240	0.144	0.128	0.096	1.906
örnek47	763	336	-886	0.240	0.141	0.129	0.099	1.906
örnek48	628	276	-727	0.239	0.146	0.128	0.093	1.906
örnek49	559	251	-647	0.239	0.149	0.127	0.090	1.906
örnek50	491	226	-568	0.239	0.151	0.126	0.088	1.906
örnek51	689	292	-793	0.240	0.148	0.127	0.092	1.862
örnek52	756	313	-870	0.240	0.145	0.128	0.095	1.862
örnek53	621	271	-714	0.239	0.150	0.127	0.089	1.862
örnek54	554	251	-636	0.239	0.153	0.126	0.086	1.862
örnek55	486	231	-558	0.238	0.156	0.125	0.082	1.862
örnek56	678	309	-776	0.241	0.157	0.126	0.084	1.819
örnek57	745	324	-852	0.241	0.153	0.127	0.088	1.819
örnek58	612	293	-700	0.242	0.159	0.126	0.083	1.819
örnek59	545	279	-624	0.243	0.162	0.125	0.081	1.819
örnek60	478	264	-547	0.244	0.165	0.125	0.079	1.819
örnek61	704	304	-808	0.212	0.145	0.130	0.067	2.334
örnek62	773	333	-887	0.212	0.142	0.131	0.070	2.334
örnek63	636	276	-728	0.212	0.147	0.130	0.065	2.334
örnek64	566	250	-649	0.211	0.149	0.129	0.062	2.334
örnek65	497	225	-568	0.211	0.151	0.129	0.060	2.334
örnek66	674	271	-783	0.213	0.147	0.129	0.066	2.291
örnek67	741	297	-861	0.213	0.144	0.130	0.069	2.291
örnek68	629	269	-717	0.212	0.150	0.129	0.062	2.291
örnek69	540	232	-628	0.212	0.152	0.128	0.060	2.291
örnek70	476	213	-551	0.211	0.155	0.128	0.056	2.291
örnek71	667	290	-772	0.214	0.153	0.128	0.061	2.248
örnek72	734	304	-848	0.214	0.150	0.129	0.064	2.248
örnek73	600	276	-696	0.215	0.155	0.128	0.060	2.248
örnek74	533	262	-619	0.215	0.159	0.128	0.056	2.248
örnek75	468	249	-543	0.216	0.162	0.127	0.054	2.248
örnek76	697	305	-807	0.208	0.144	0.131	0.064	2.763
örnek77	765	333	-886	0.208	0.142	0.131	0.066	2.763
örnek78	628	280	-728	0.208	0.146	0.130	0.062	2.763
örnek79	560	254	-648	0.207	0.148	0.130	0.059	2.763
örnek80	491	229	-568	0.207	0.150	0.130	0.057	2.763

	Max Von Mises Gerilmesi (MPa)	Max Birinci Asal Gerilme (MPa)	Min Üçüncü Asal Gerilme (MPa)	Max Radyal Deplasman (mm)	Min Radyal Deplasman (mm)	Max Eksenel Deplasman (mm)	Radial Yönde Max Deplasman Farkı (mm)	Muhafaza Ağırlığı (kg)
örnek81	690	295	-794	0.209	0.144	0.130	0.065	2.720
örnek82	733	299	-858	0.209	0.143	0.130	0.066	2.720
örnek83	602	255	-704	0.209	0.147	0.130	0.062	2.720
örnek84	539	234	-627	0.208	0.149	0.129	0.059	2.720
örnek85	475	213	-549	0.208	0.151	0.129	0.057	2.720
örnek86	660	291	-770	0.212	0.146	0.130	0.066	2.677
örnek87	726	306	-846	0.212	0.143	0.130	0.069	2.677
örnek88	614	289	-703	0.211	0.148	0.129	0.063	2.677
örnek89	529	262	-618	0.211	0.151	0.129	0.060	2.677
örnek90	466	248	-541	0.210	0.154	0.129	0.056	2.677
örnek91	781	486	-909	0.246	0.126	0.130	0.120	1.954
örnek92	854	531	-997	0.246	0.123	0.131	0.123	1.954
örnek93	704	439	-819	0.245	0.130	0.129	0.115	1.954
örnek94	628	393	-731	0.245	0.133	0.128	0.112	1.954
örnek95	551	345	-639	0.244	0.136	0.127	0.108	1.954
örnek96	689	329	-808	0.240	0.178	0.125	0.062	1.755
örnek97	755	335	-888	0.240	0.175	0.125	0.065	1.755
örnek98	624	323	-729	0.242	0.180	0.124	0.062	1.755
örnek99	558	317	-649	0.243	0.183	0.124	0.060	1.755
örnek100	492	314	-569	0.244	0.186	0.124	0.058	1.755
örnek101	692	398	-799	0.244	0.202	0.123	0.042	1.706
örnek102	757	390	-877	0.242	0.200	0.124	0.042	1.706
örnek103	626	405	-720	0.244	0.204	0.123	0.040	1.706
örnek104	560	413	-641	0.245	0.206	0.123	0.039	1.706
örnek105	494	424	-562	0.247	0.208	0.123	0.039	1.706
örnek106	519	274	-639	0.248	0.130	0.130	0.118	1.950
örnek107	586	304	-706	0.249	0.127	0.130	0.122	1.950
örnek108	502	274	-579	0.247	0.134	0.128	0.113	1.950
örnek109	459	264	-514	0.247	0.137	0.127	0.110	1.950
örnek110	415	252	-449	0.247	0.140	0.126	0.107	1.950

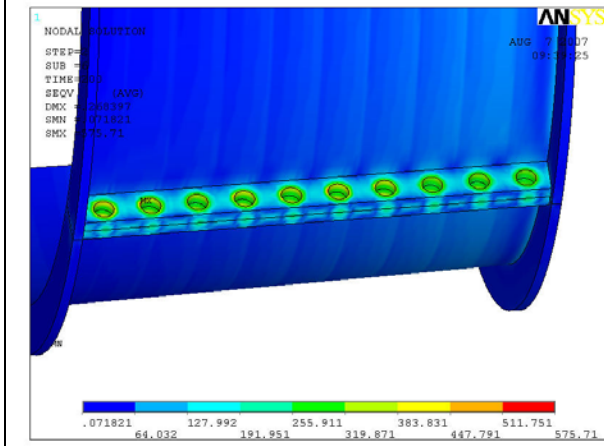
EK-D Farklı Önyükleme Değerleri için Gerilme ve Deformasyon Dağılımları



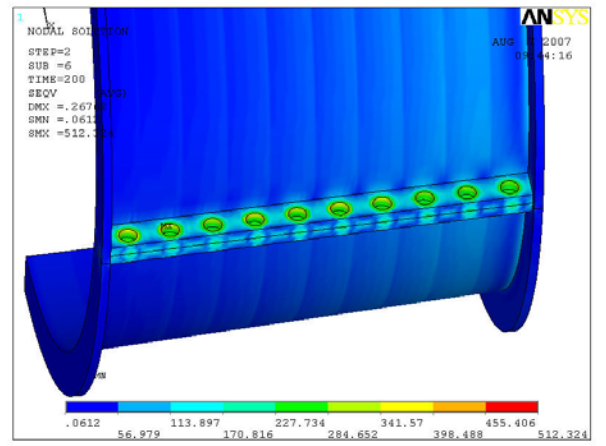
Von Mises Gerilmesi (Örnek 2)



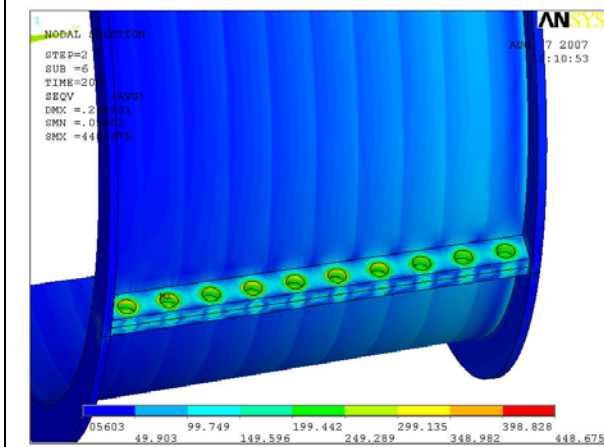
Von Mises Gerilmesi (Örnek 1)



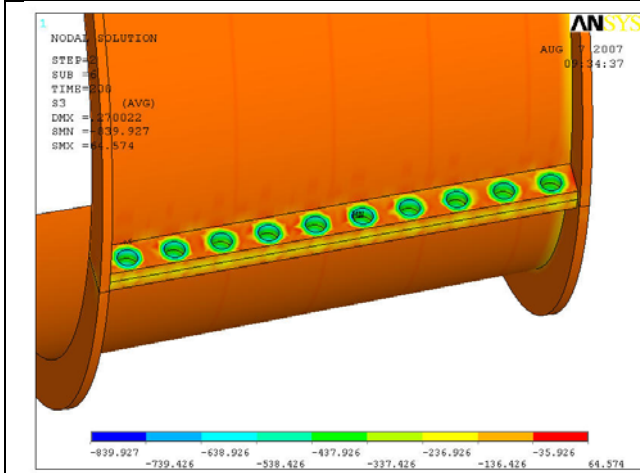
Von Mises Gerilmesi (Örnek 3)



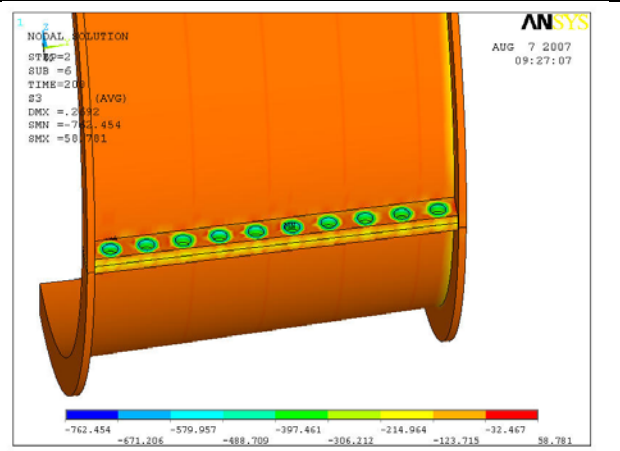
Von Mises Gerilmesi (Örnek 4)



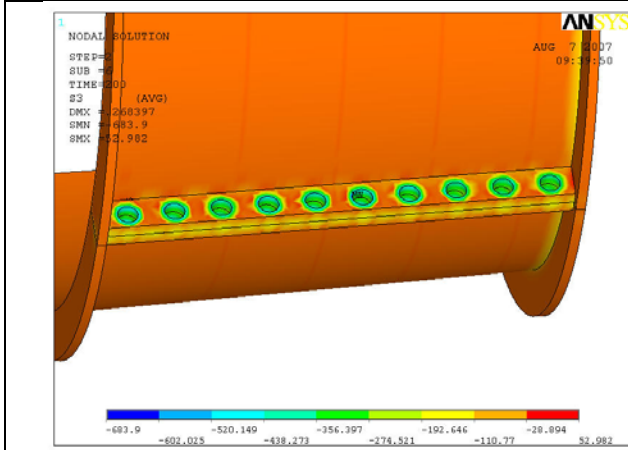
Von Mises Gerilmesi (Örnek 5)



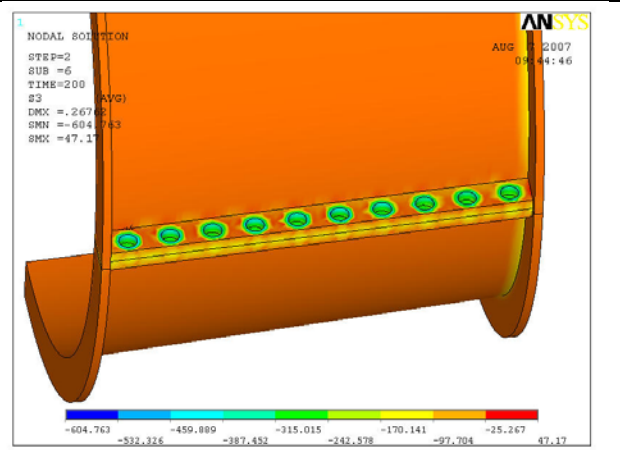
3. Asal Gerilme (Örnek 2)



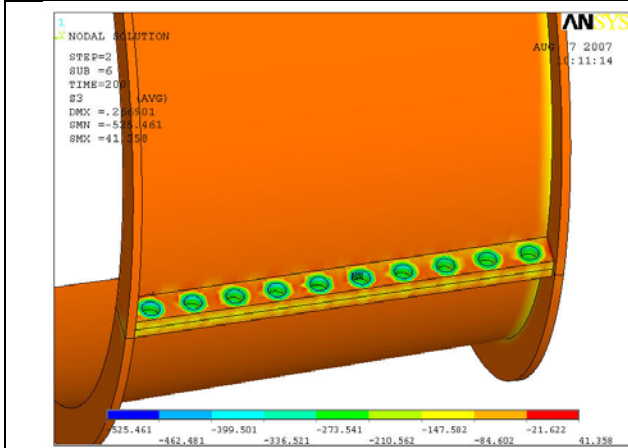
3. Asal Gerilme (Örnek 1)



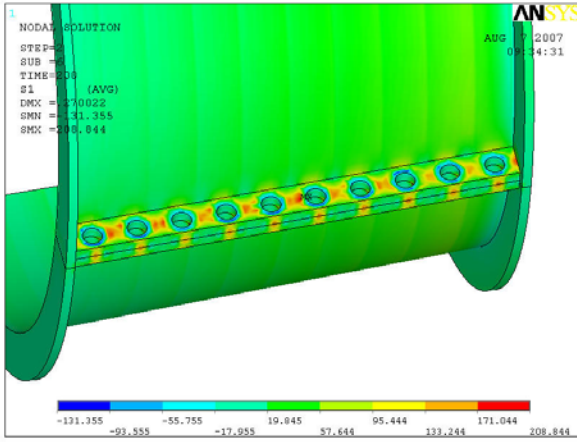
3. Asal Gerilme (Örnek 3)



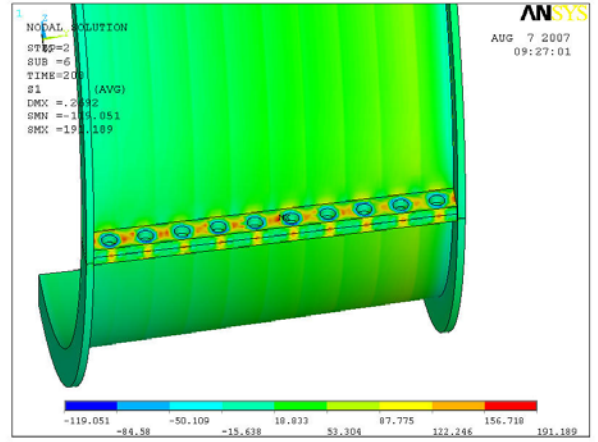
3. Asal Gerilme (Örnek 4)



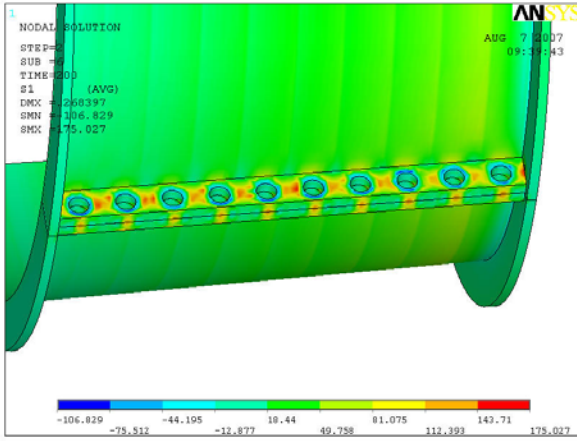
3. Asal Gerilme (Örnek 5)



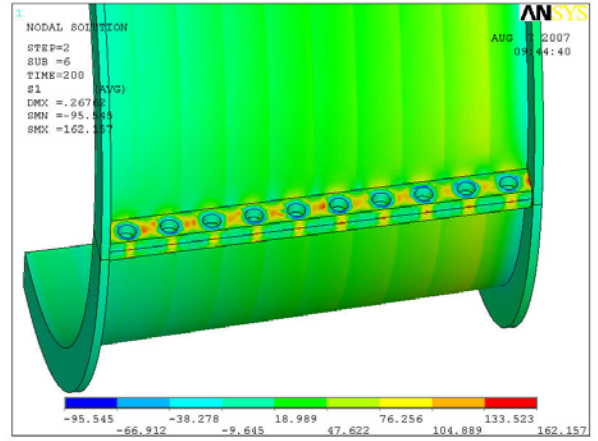
1. Asal Gerilme (Örnek 2)



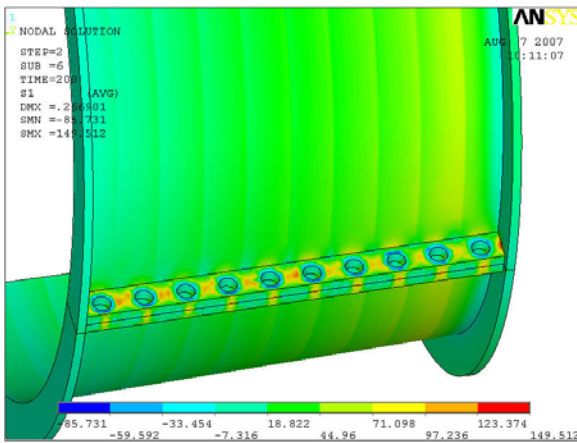
1. Asal Gerilme (Örnek 1)



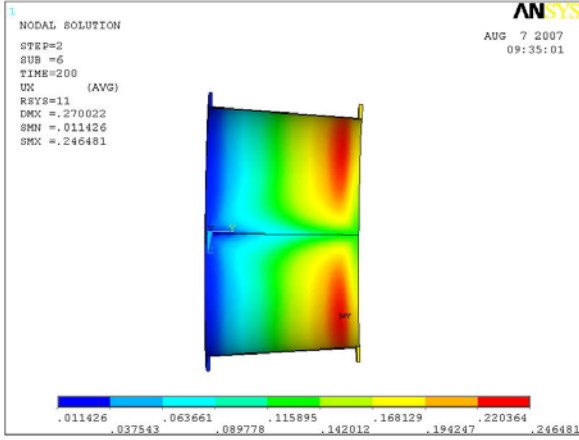
1. Asal Gerilme (Örnek 3)



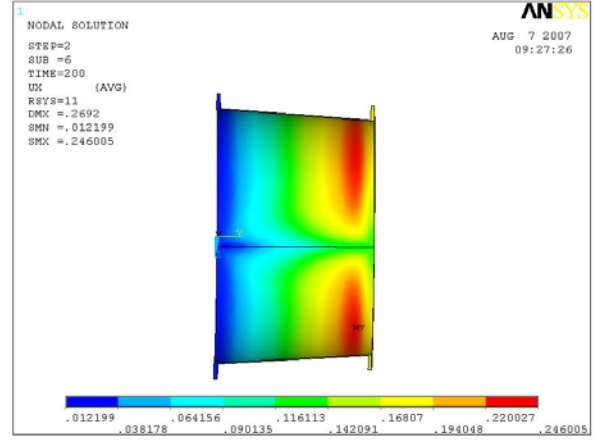
1. Asal Gerilme (Örnek 4)



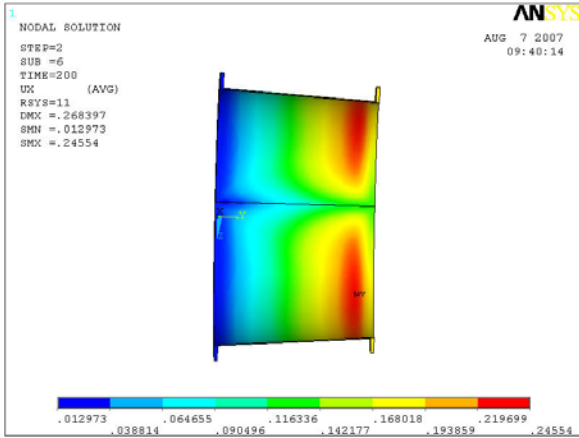
1. Asal Gerilme (Örnek 5)



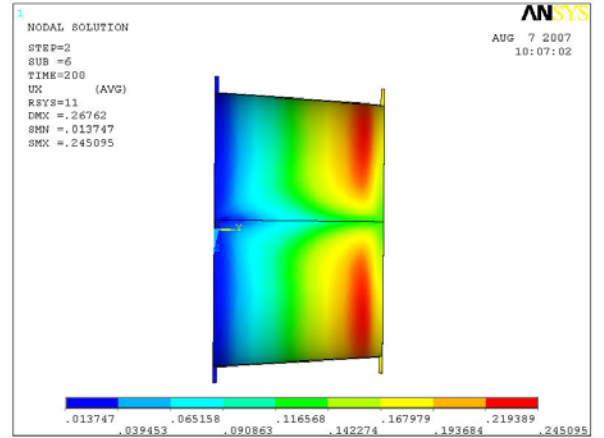
Radyal Deformasyon (Örnek 2)



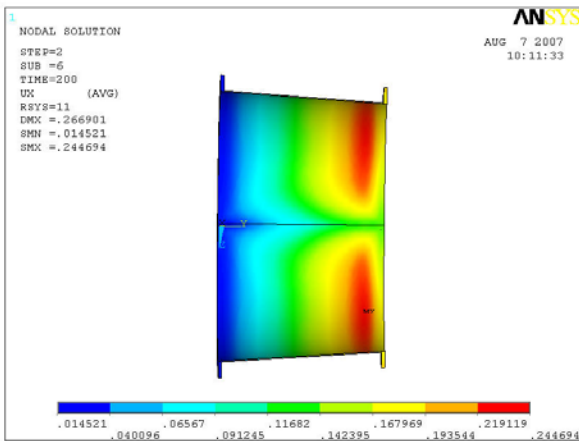
Radyal Deformasyon (Örnek 1)



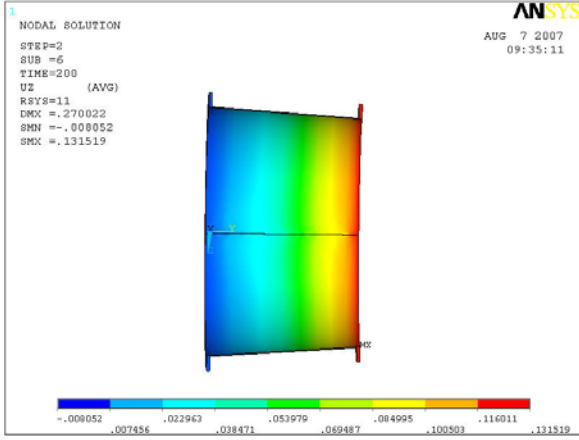
Radyal Deformasyon (Örnek 3)



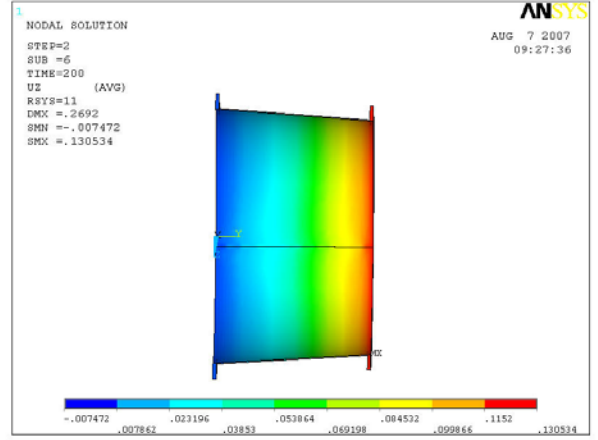
Radyal Deformasyon (Örnek 4)



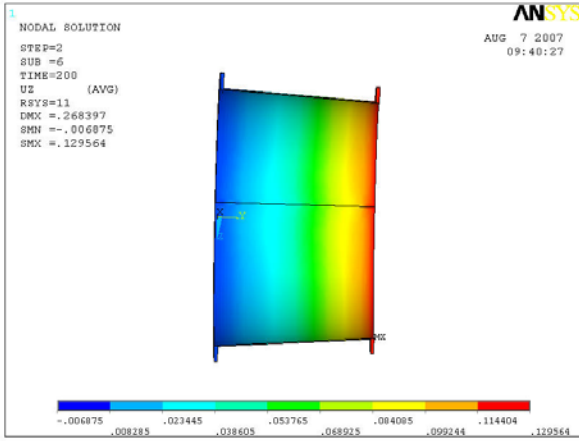
Radyal Deformasyon (Örnek 5)



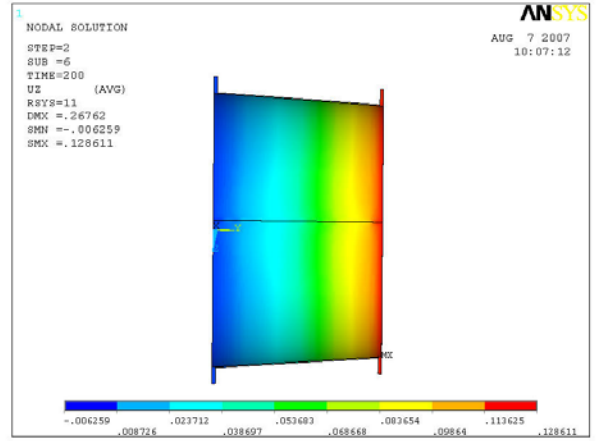
Eksenel Deformasyon (Örnek 2)



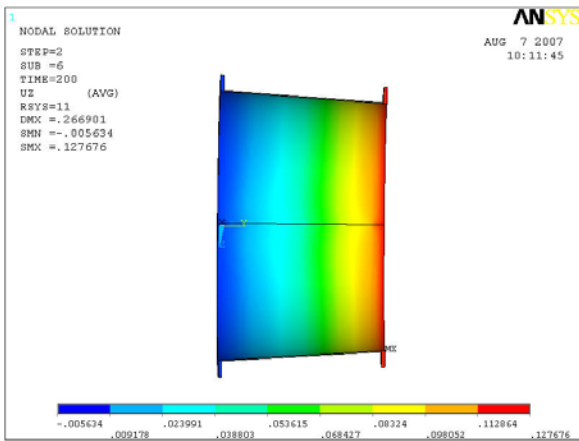
Eksenel Deformasyon (Örnek 1)



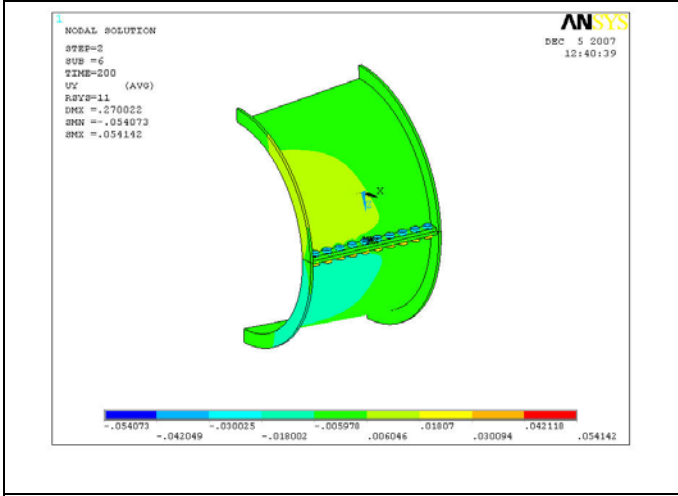
Eksenel Deformasyon (Örnek 3)



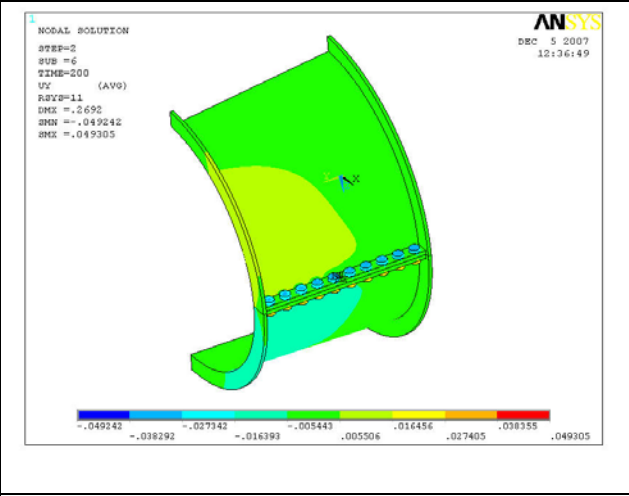
Eksenel Deformasyon (Örnek 4)



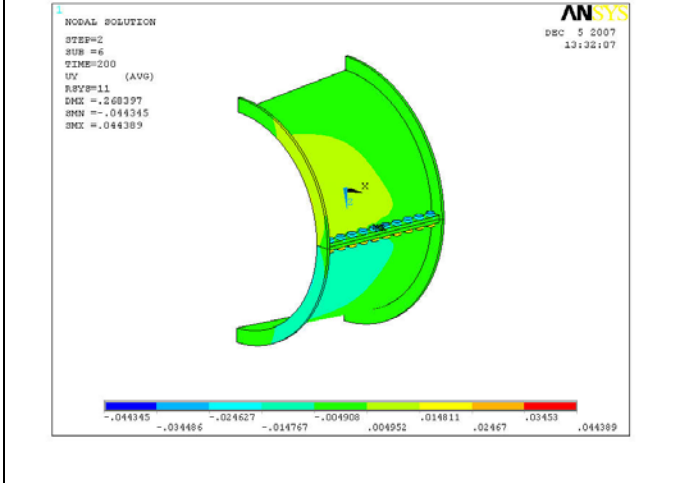
Eksenel Deformasyon (Örnek 5)



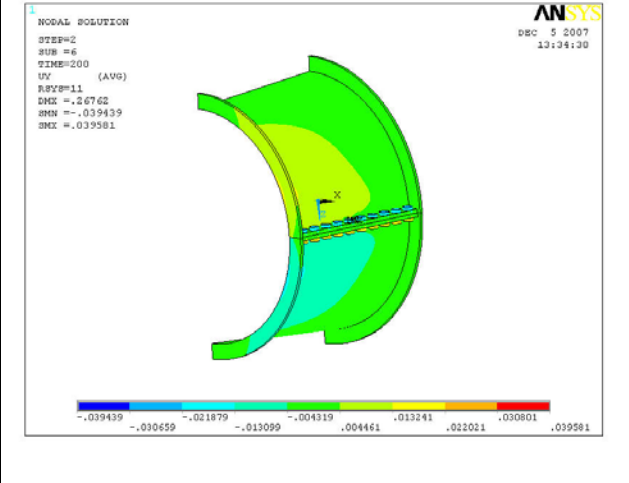
Teğetsel Deformasyon (Örnek 2)



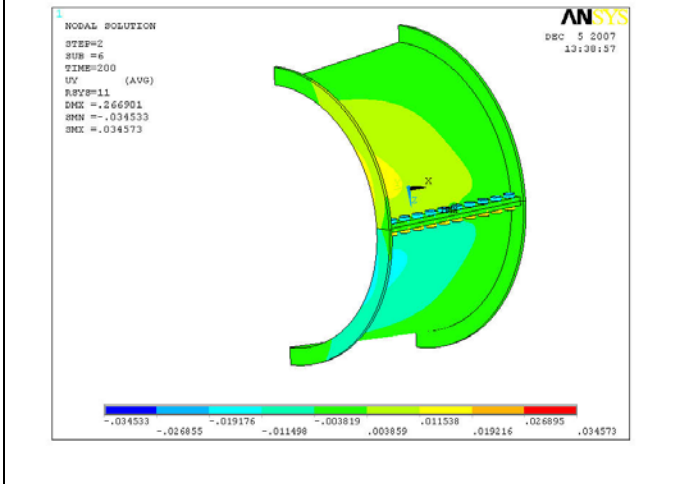
Teğetsel Deformasyon (Örnek 1)



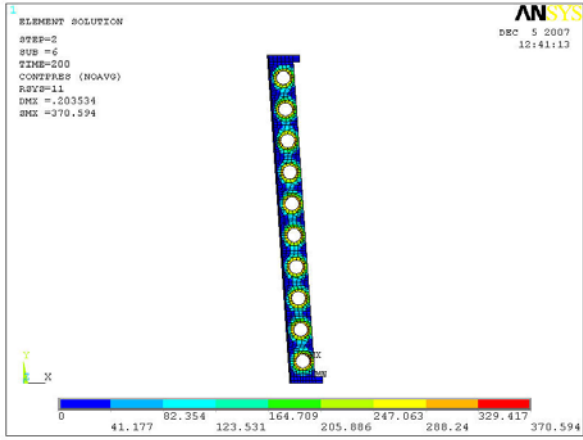
Teğetsel Deformasyon (Örnek 3)



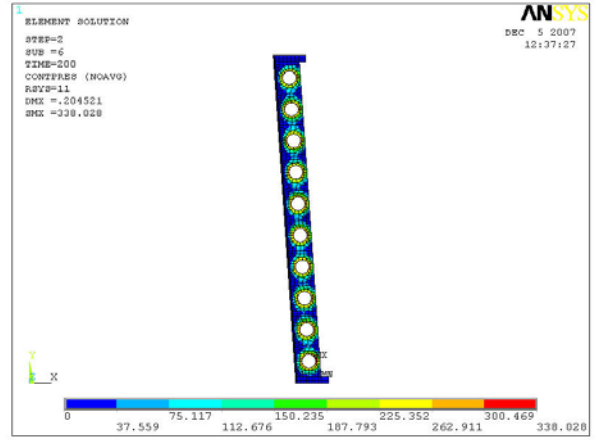
Teğetsel Deformasyon (Örnek 4)



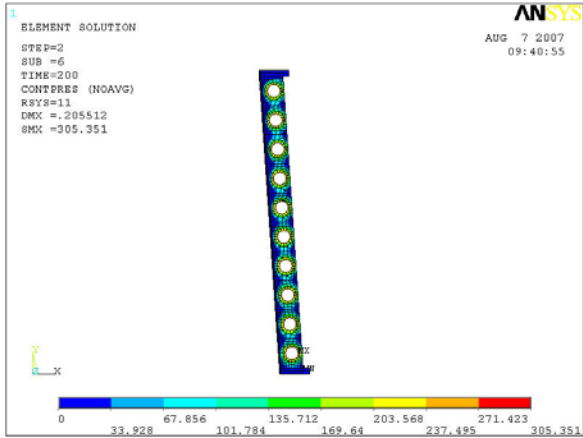
Teğetsel Deformasyon (Örnek 5)



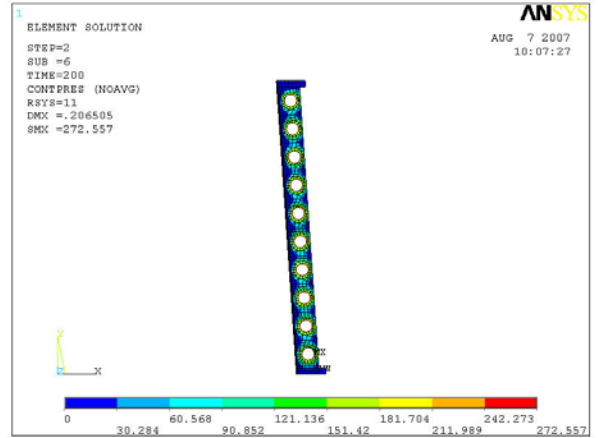
Temas Gerilmeleri (Örnek 2)



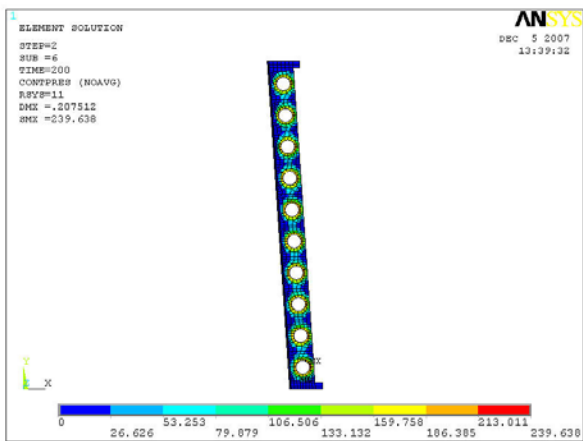
Temas Gerilmeleri (Örnek 1)



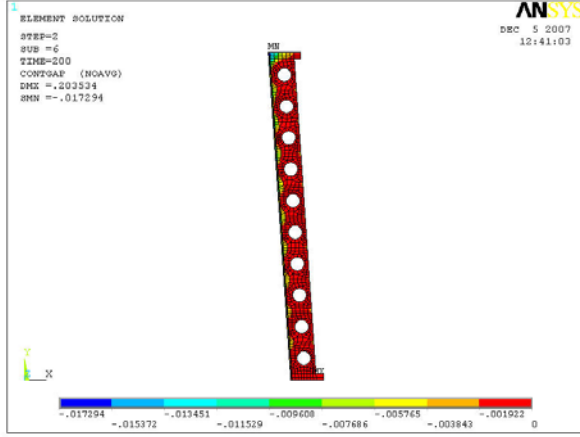
Temas Gerilmeleri (Örnek 3)



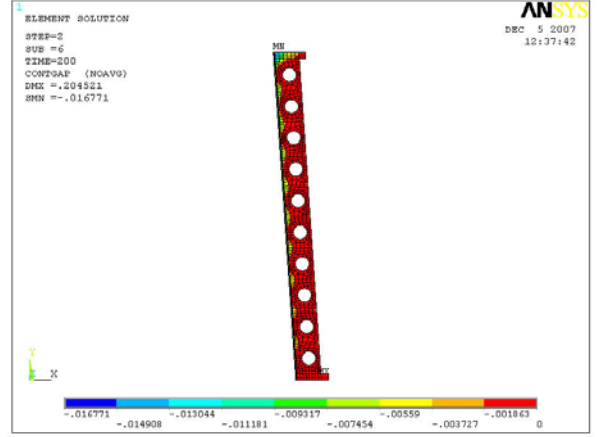
Temas Gerilmeleri (Örnek 4)



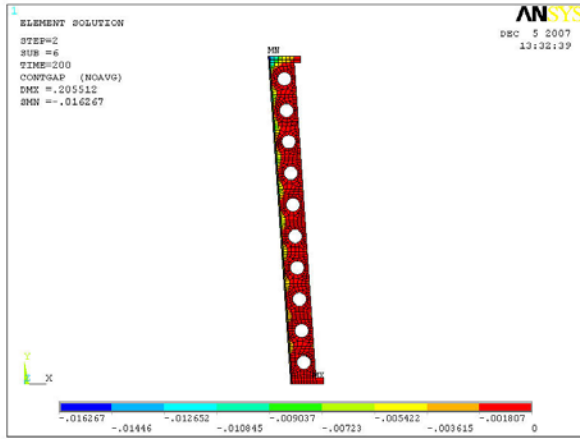
Temas Gerilmeleri (Örnek 5)



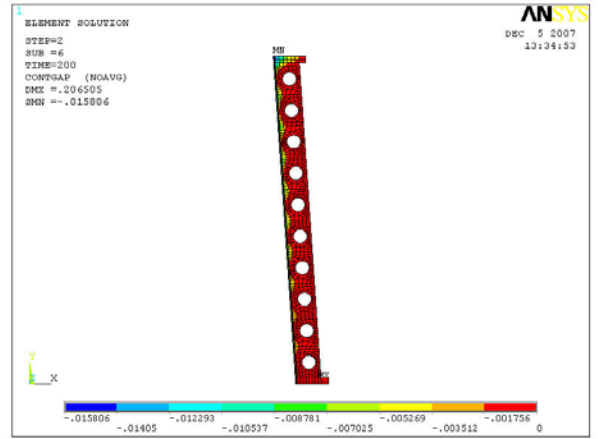
Temas boşlukları (Örnek 2)



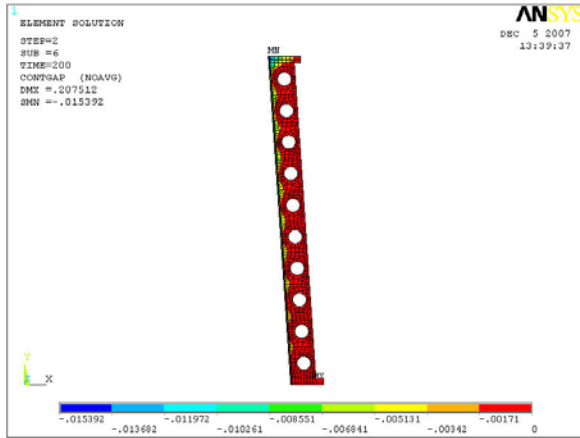
Temas boşlukları (Örnek 1)



Temas boşlukları (Örnek 3)

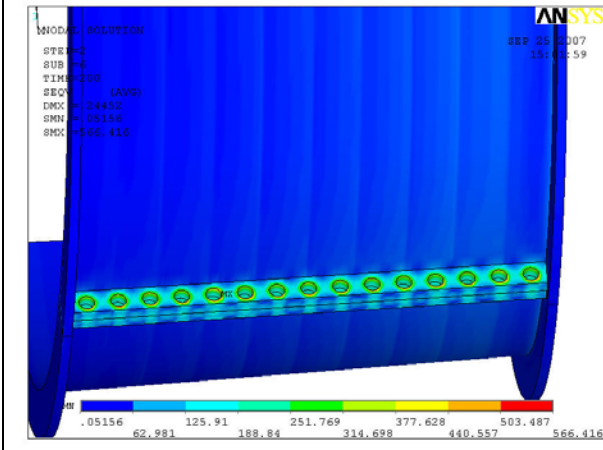


Temas boşlukları (Örnek 4)

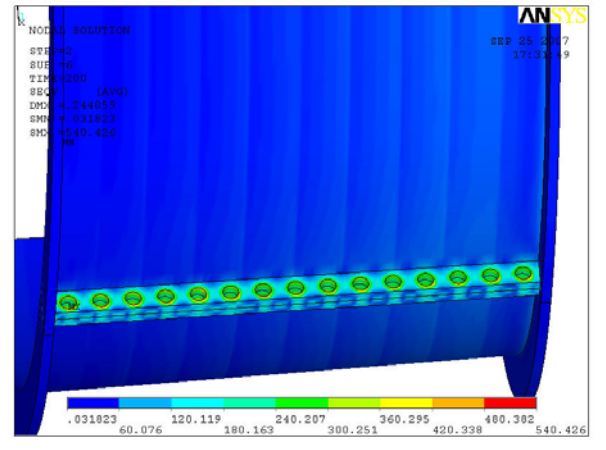


Temas boşlukları (Örnek 5)

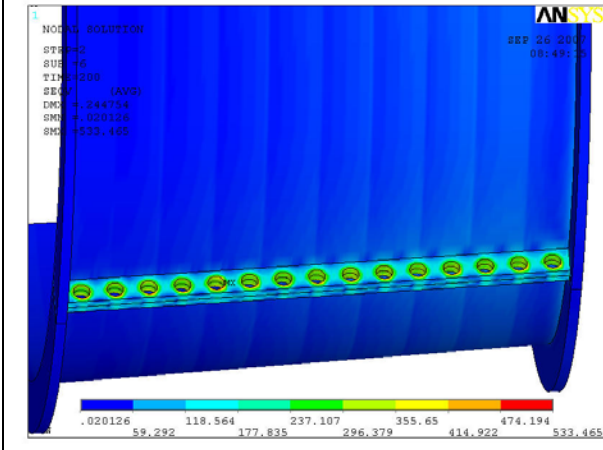
EK-E Farklı Flanş Kalınlığı Değerleri için Gerilme ve Deformasyon Dağılımları



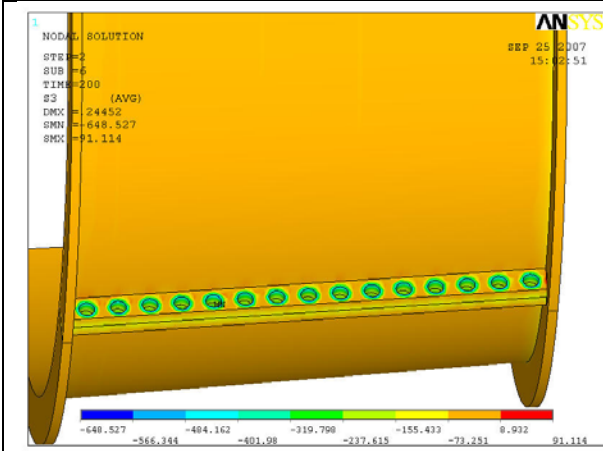
Von Mises Gerilmesi (Örnek 64)



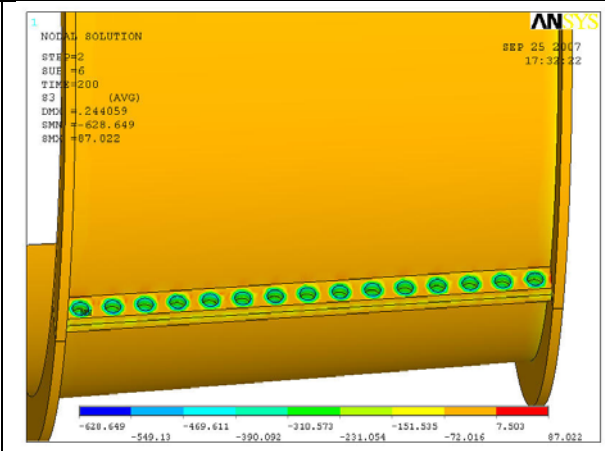
Von Mises Gerilmesi (Örnek 69)



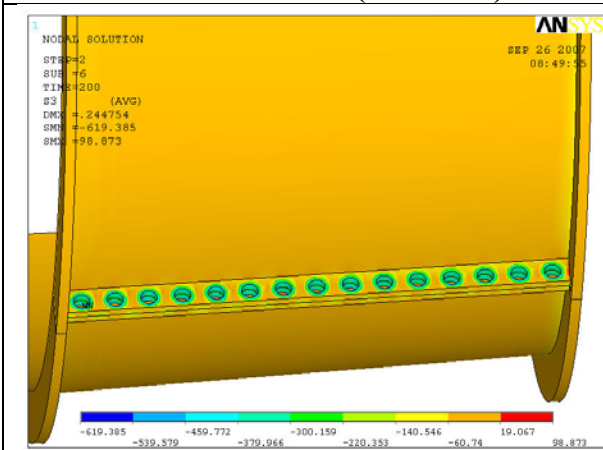
Von Mises Gerilmesi (Örnek 74)



3. Asal Gerilme (Örnek 64)



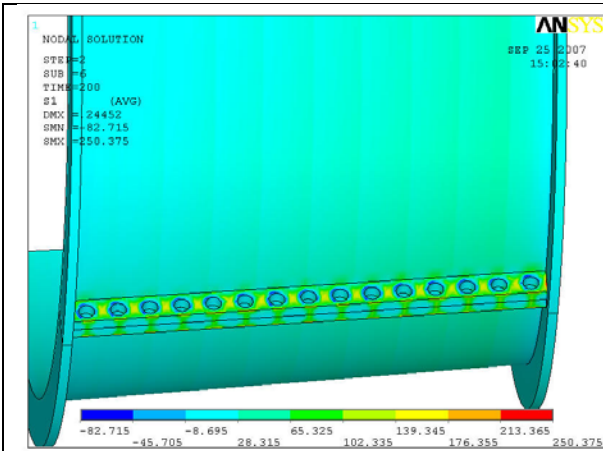
3. Asal Gerilme (Örnek 69)



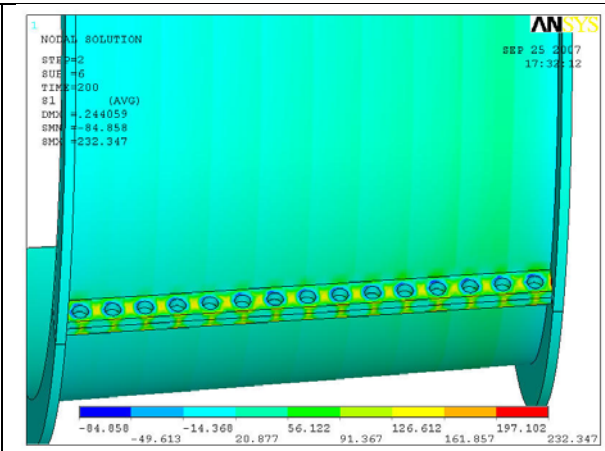
3. Asal Gerilme (Örnek 74)

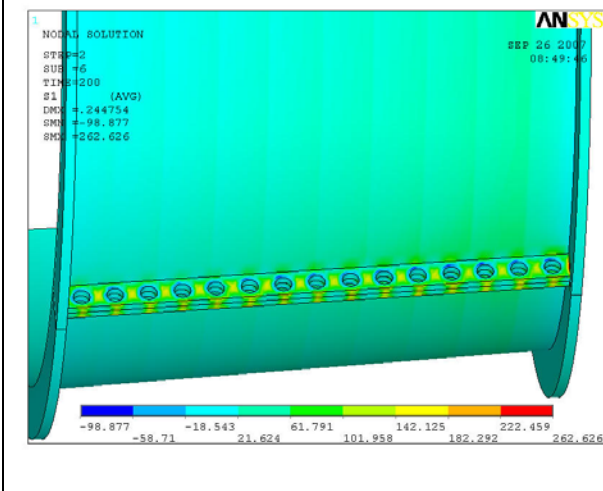


1. Asal Gerilme (Örnek 69)

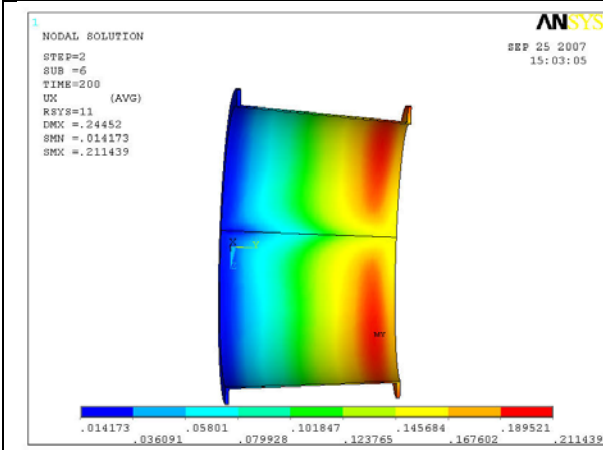


1. Asal Gerilme (Örnek 64)

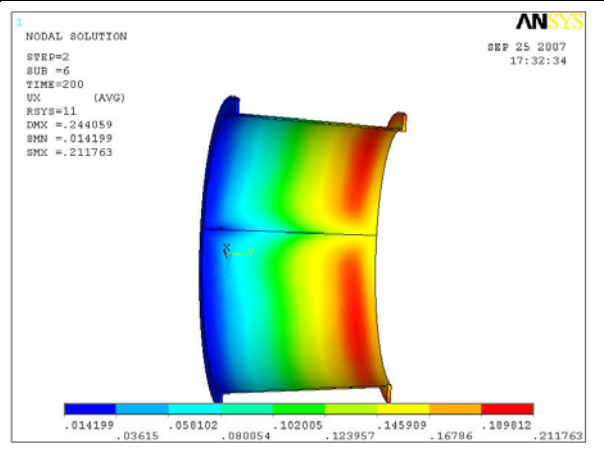




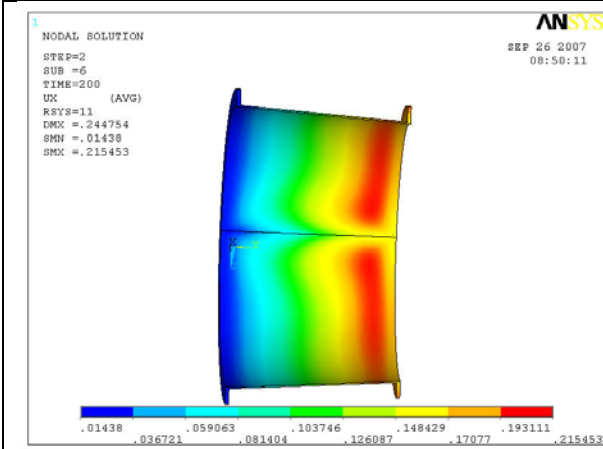
1. Asal Gerilme (Örnek 74)



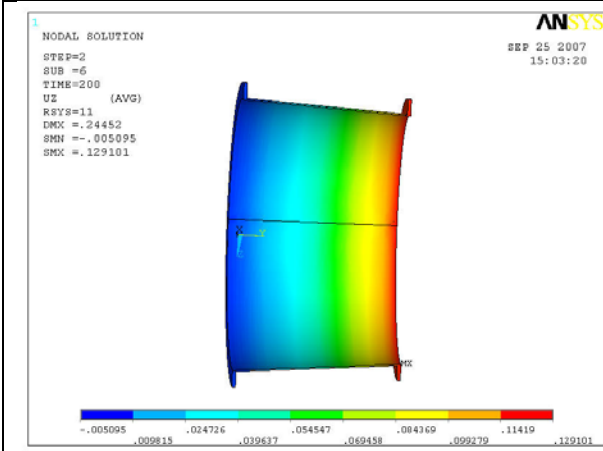
Radyal Deformasyon (Örnek 64)



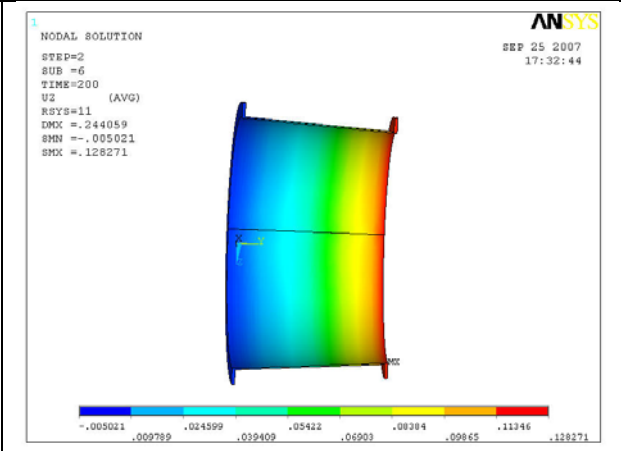
Radyal Deformasyon (Örnek 69)



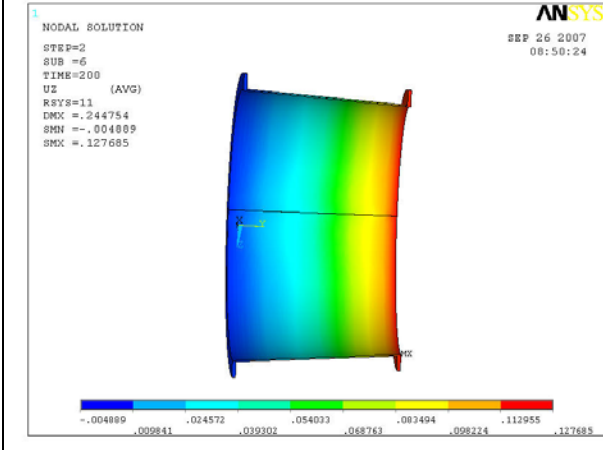
Radyal Deformasyon (Örnek 74)



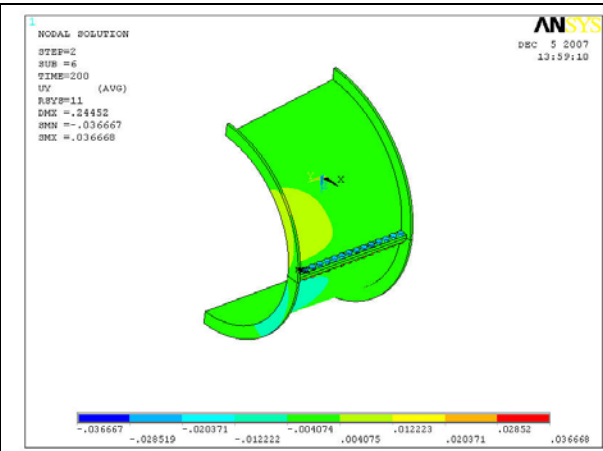
Eksenel Deformasyon (Örnek 64)



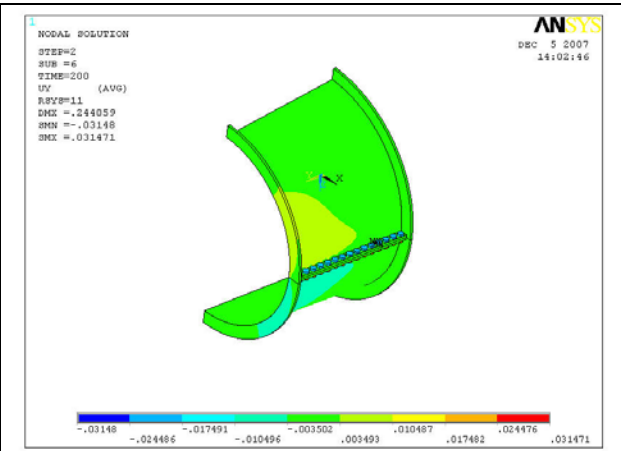
Eksenel Deformasyon (Örnek 69)



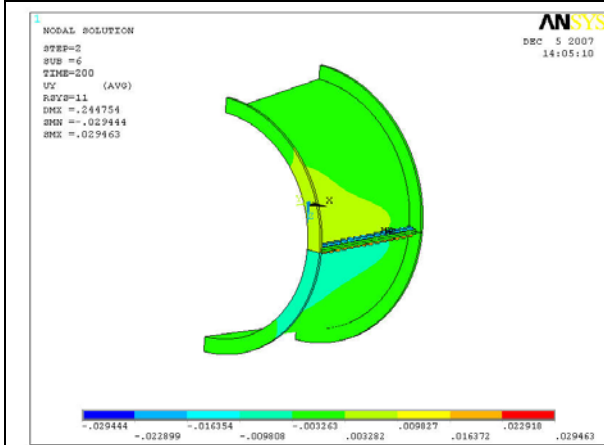
Eksenel Deformasyon (Örnek 74)



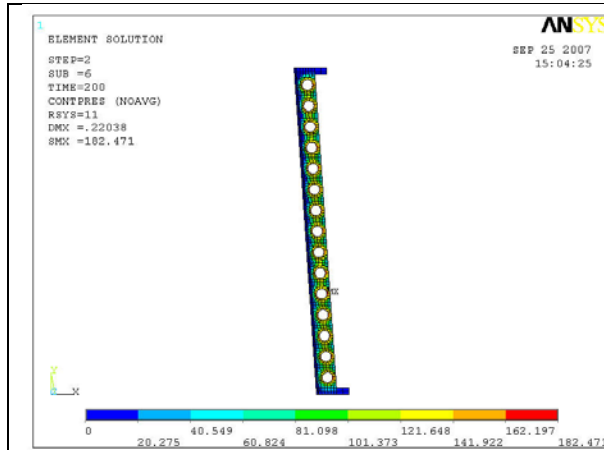
Teğetsel Deformasyon (Örnek 64)



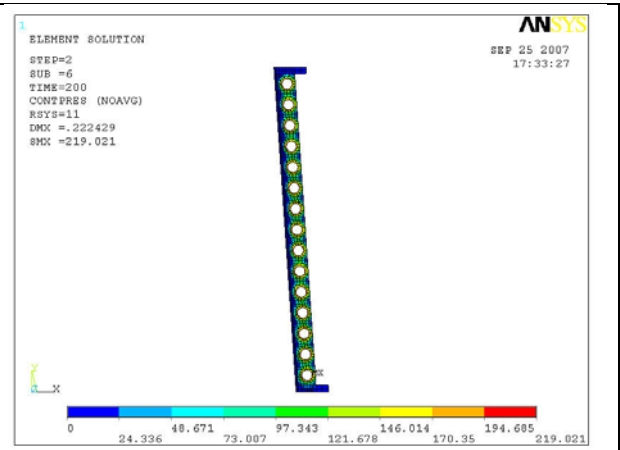
Teğetsel Deformasyon (Örnek 69)



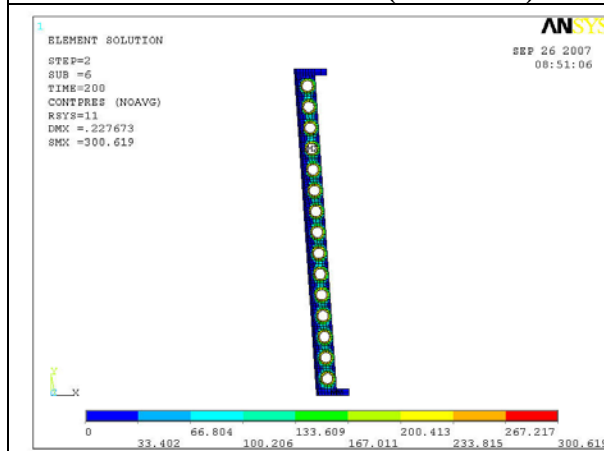
Teğetsel Deformasyon (Örnek 74)



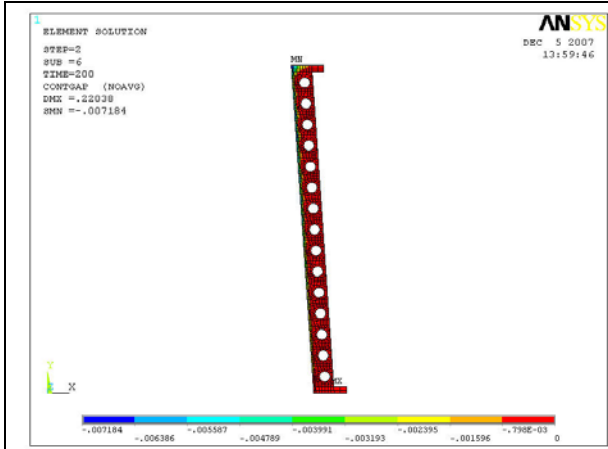
Temas Gerilmeleri (Örnek 64)



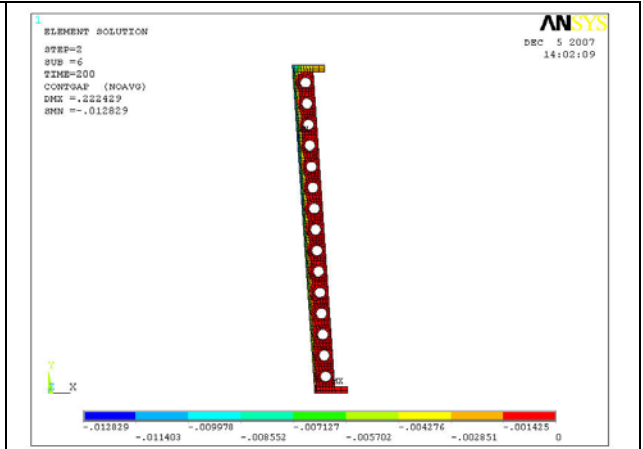
Temas Gerilmeleri (Örnek 69)



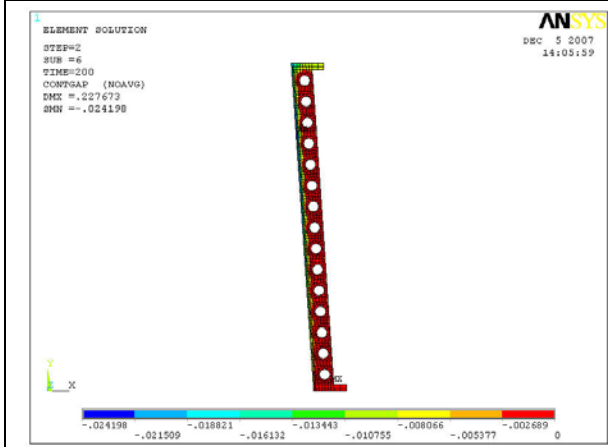
Temas Gerilmeleri (Örnek 74)



Temas Boşlukları (Örnek 64)

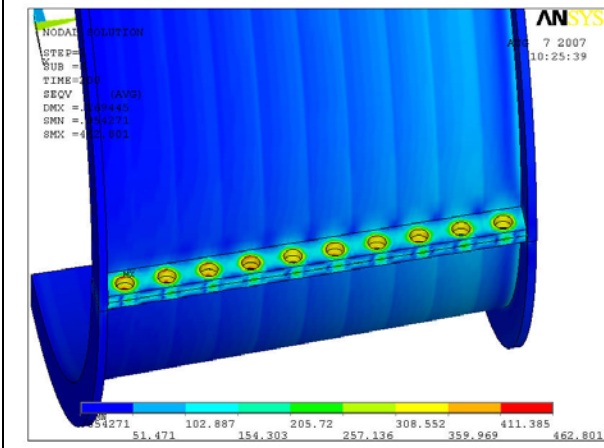


Temas Boşlukları (Örnek 69)

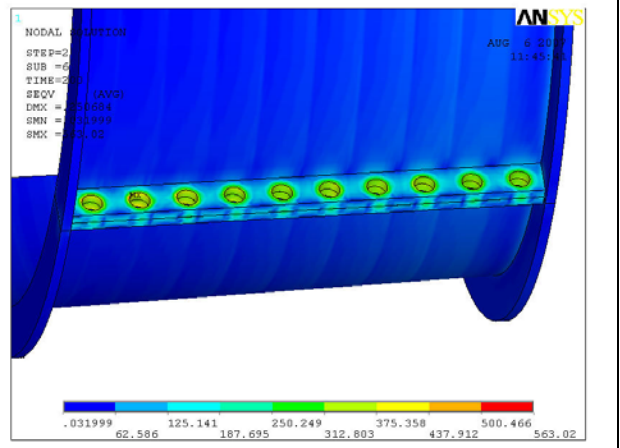


Temas Boşlukları (Örnek 74)

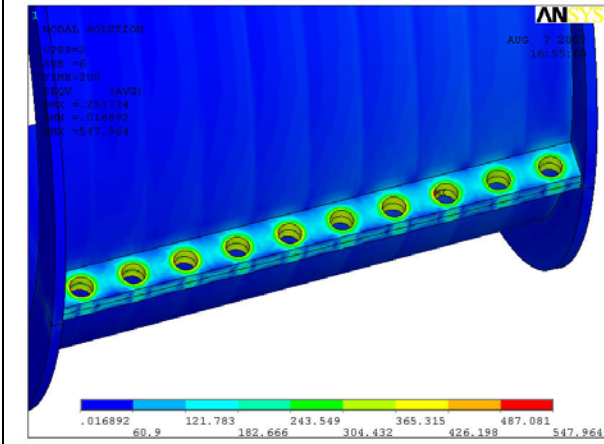
EK-F Farklı Kabuk Kalınlığı Değerleri için Gerilme ve Deformasyon Dağılımları



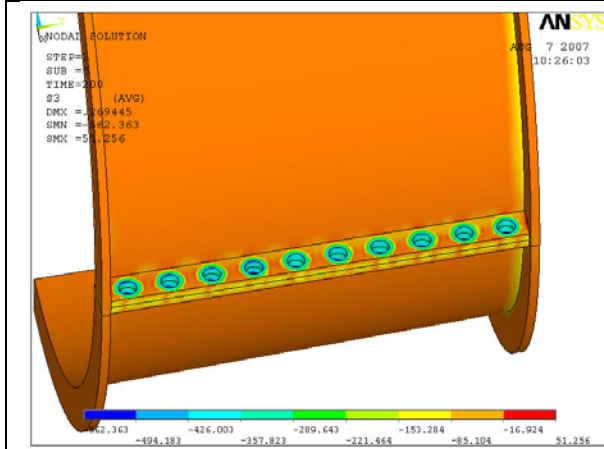
Von Mises Gerilmesi (Örnek 8)



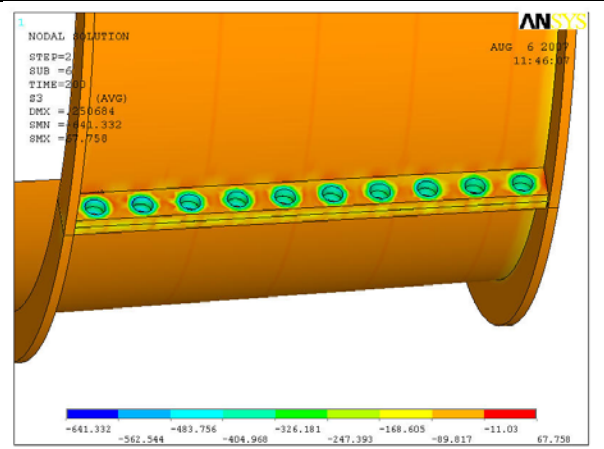
Von Mises Gerilmesi (Örnek 23)



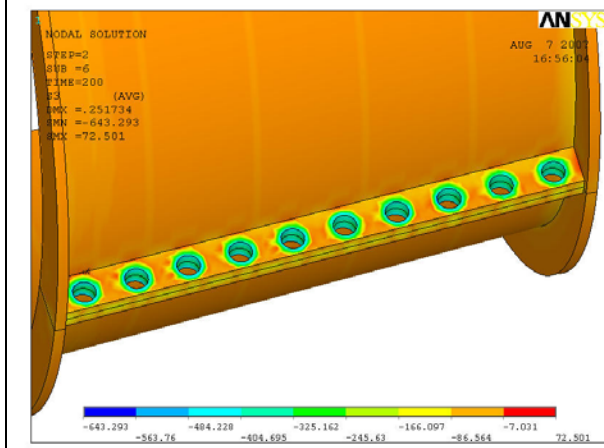
Von Mises Gerilmesi (Örnek 38)



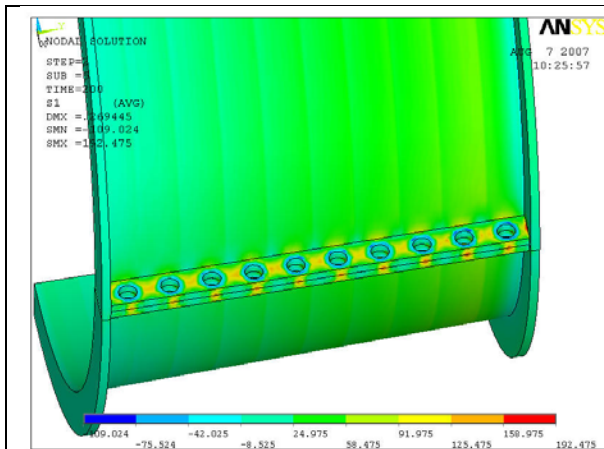
3. Asal Gerilme (Örnek 8)



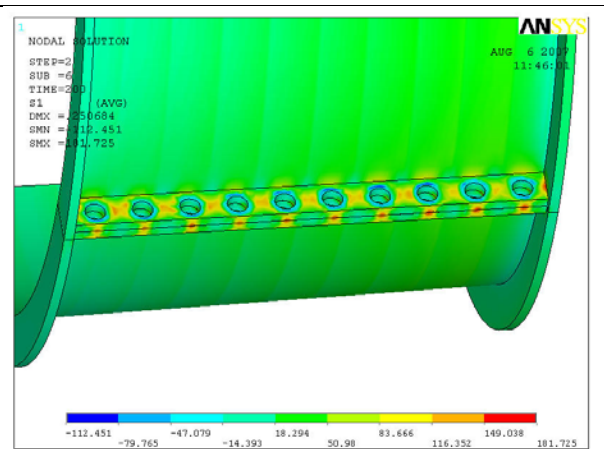
3. Asal Gerilme (Örnek 23)



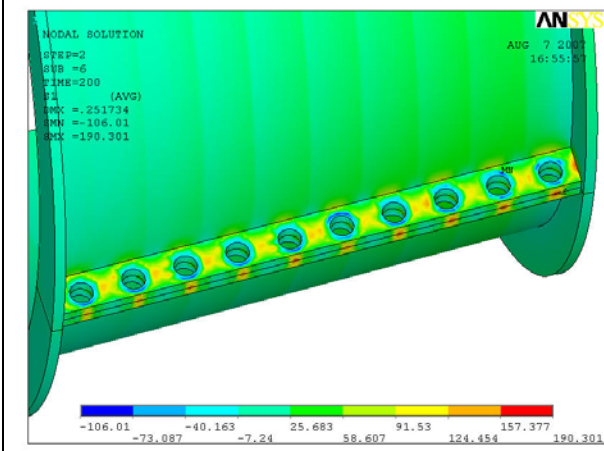
3. Asal Gerilme (Örnek 38)



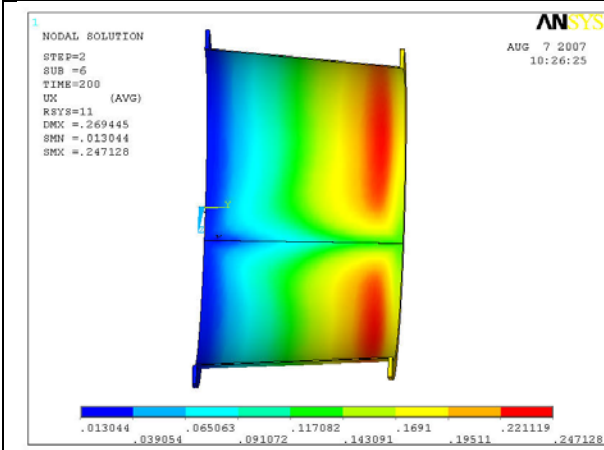
1. Asal Gerilme (Örnek 8)



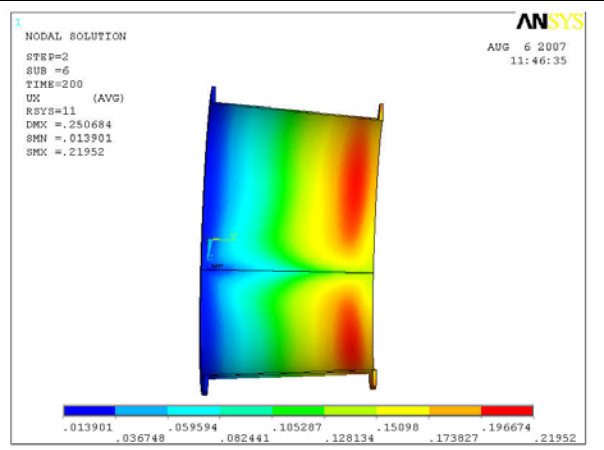
1. Asal Gerilme (Örnek 23)



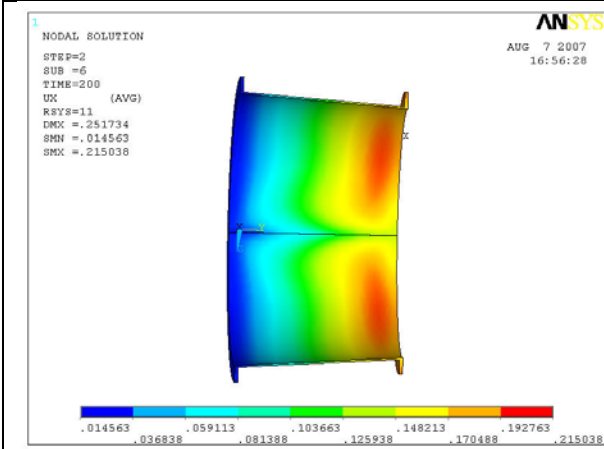
1. Asal Gerilme (Örnek 38)



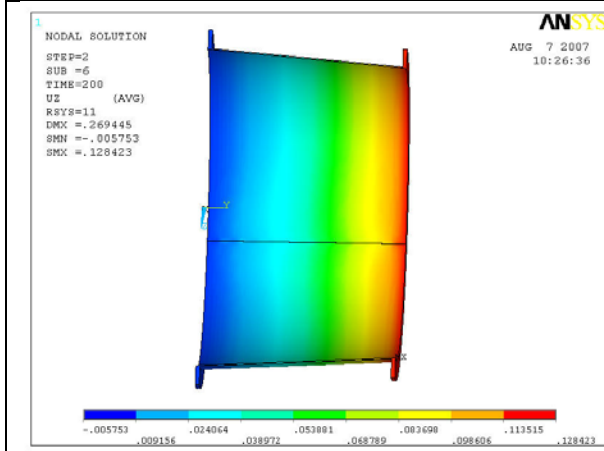
Radyal Deformasyon (Örnek 8)



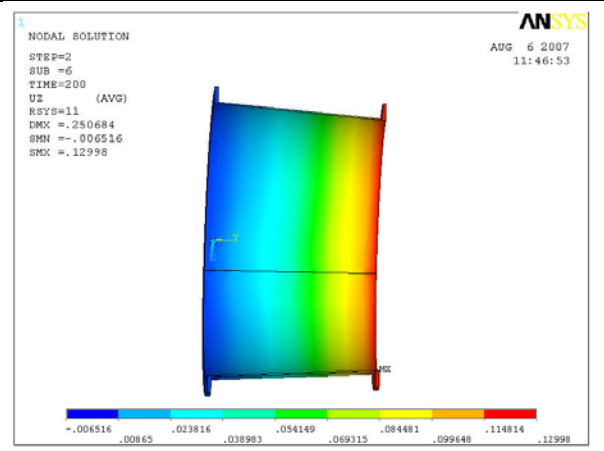
Radyal Deformasyon (Örnek 23)



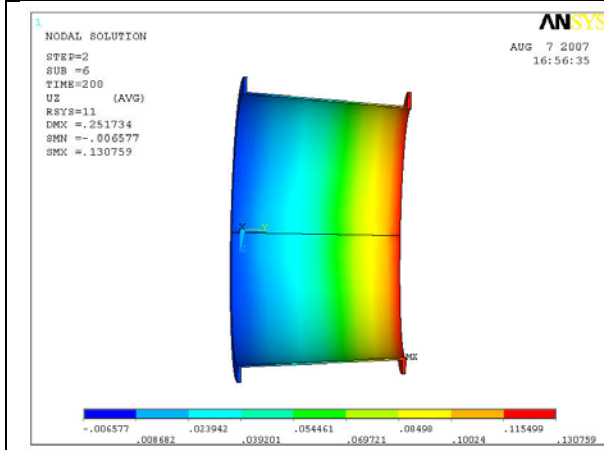
Radyal Deformasyon (Örnek 38)



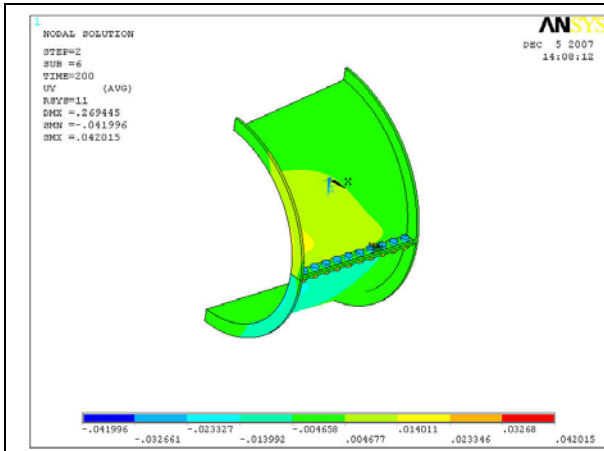
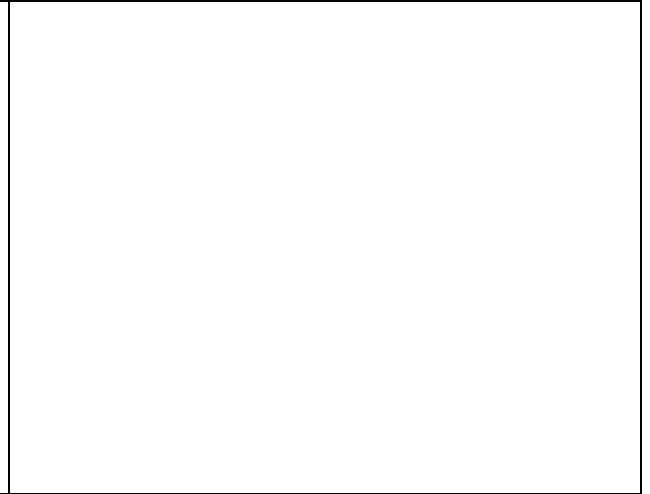
Eksenel Deformasyon (Örnek 8)



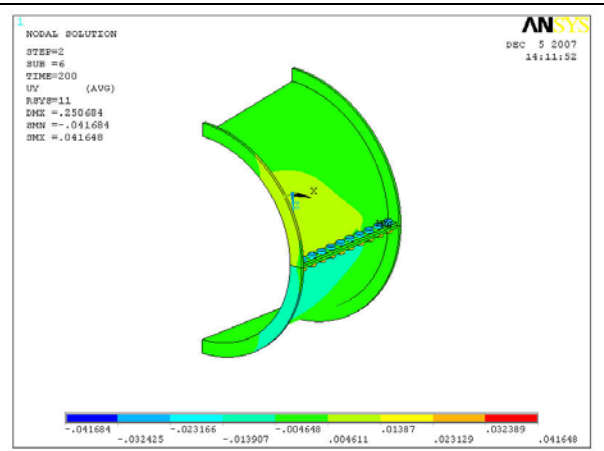
Eksenel Deformasyon (Örnek 23)



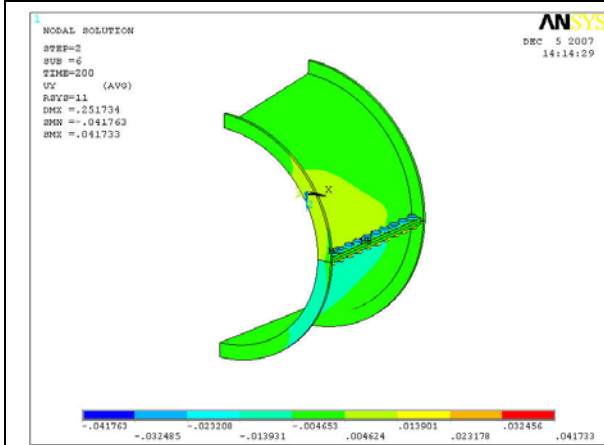
Eksenel Deformasyon (Örnek 38)



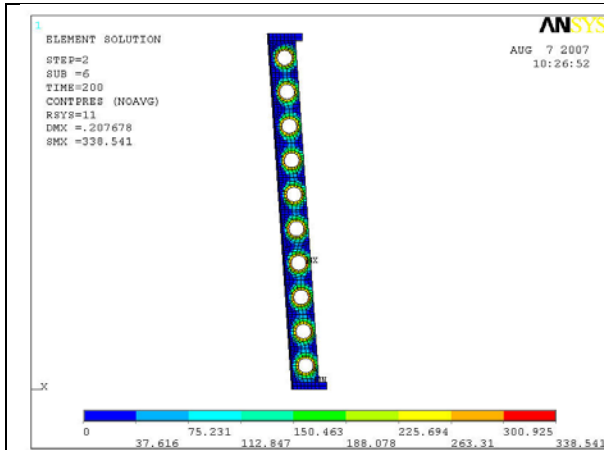
Teğetsel Deformasyon (Örnek 8)



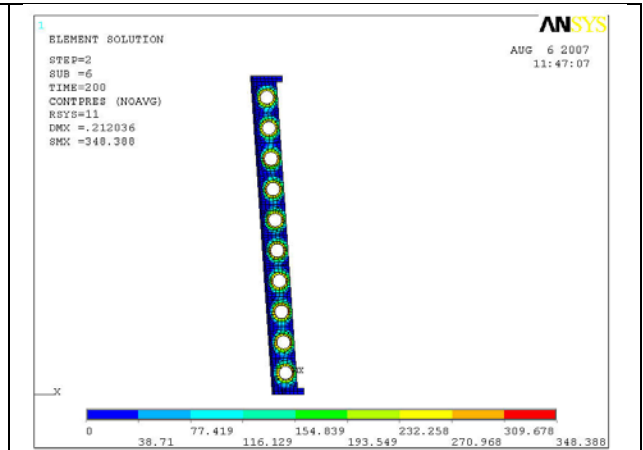
Teğetsel Deformasyon (Örnek 23)



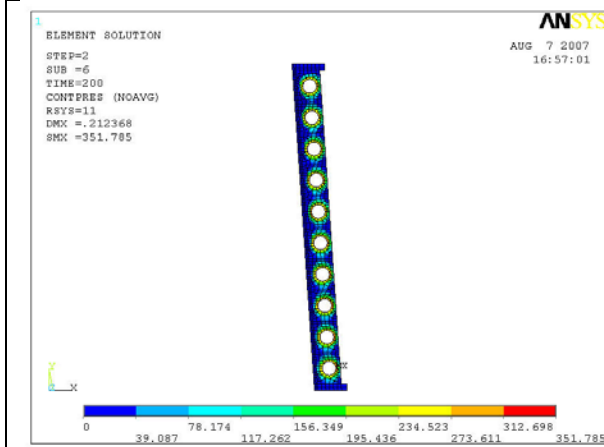
Teğetsel Deformasyon (Örnek 38)



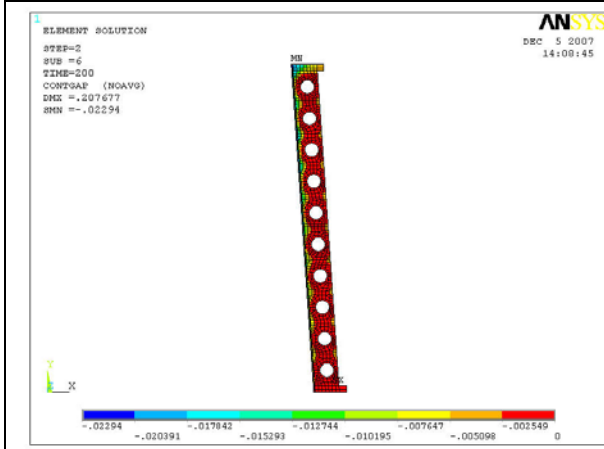
Temas Gerilmeleri (Örnek 8)



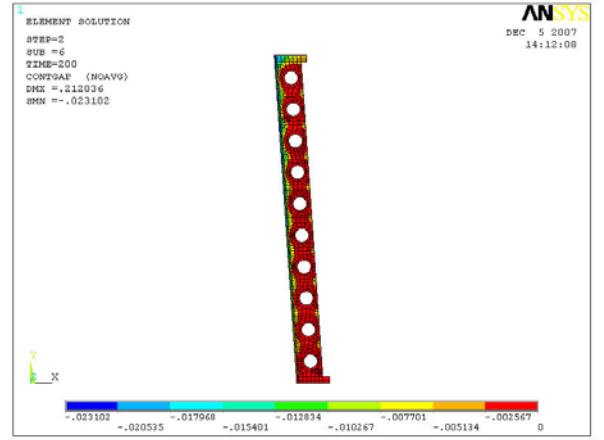
Temas Gerilmeleri (Örnek 23)



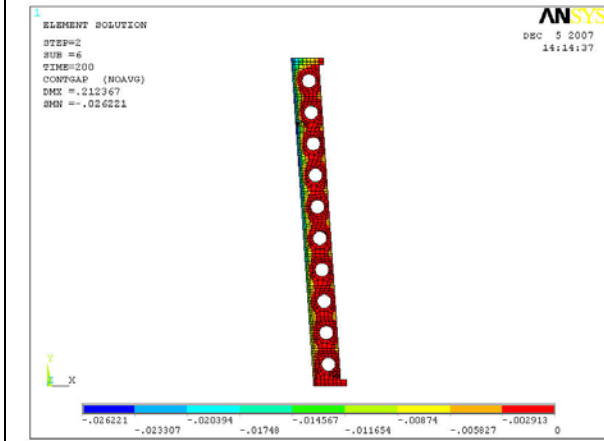
Temas Gerilmeleri (Örnek 38)



Temas Boşlukları (Örnek 8)

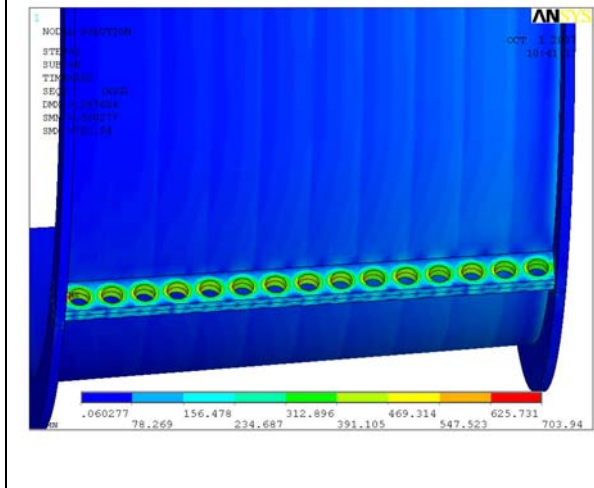


Temas Boşlukları (Örnek 23)

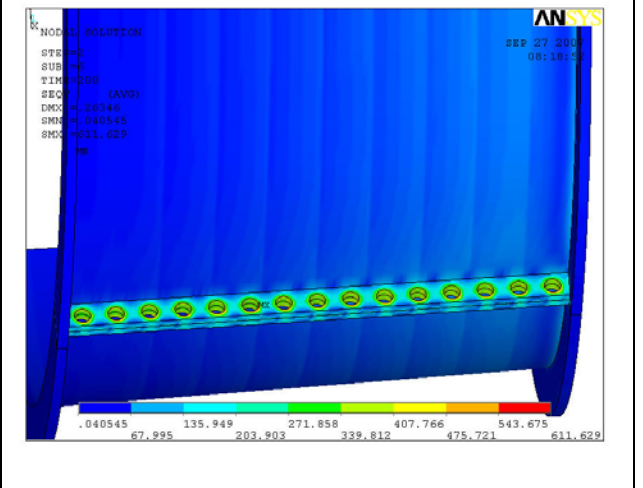


Temas Boşlukları (Örnek 38)

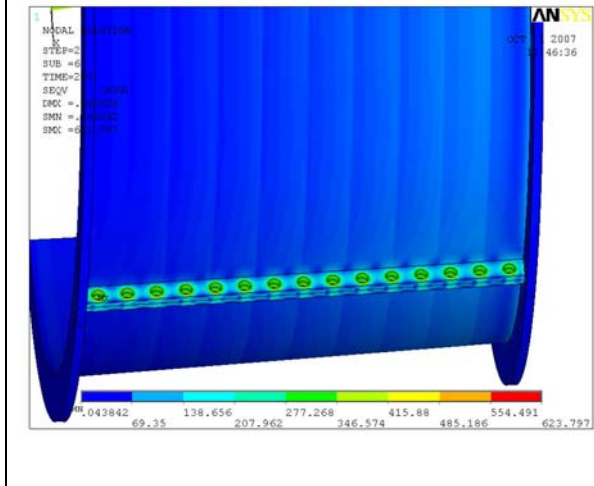
EK-G Farklı Civata Çapı Değerleri için Gerilme ve Deformasyon Dağılımları



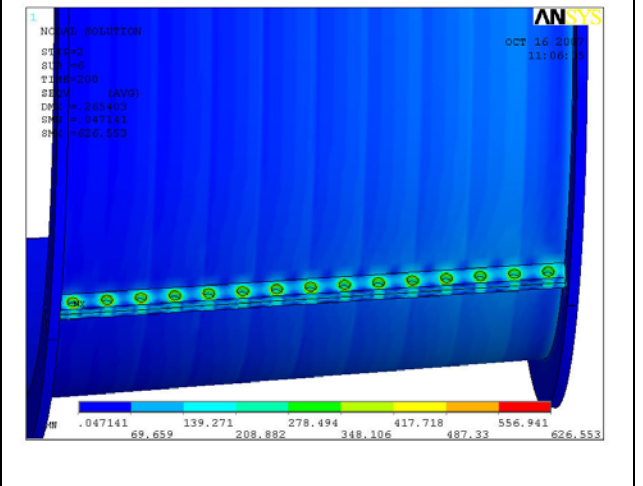
Von Mises Gerilmesi (Örnek 93)



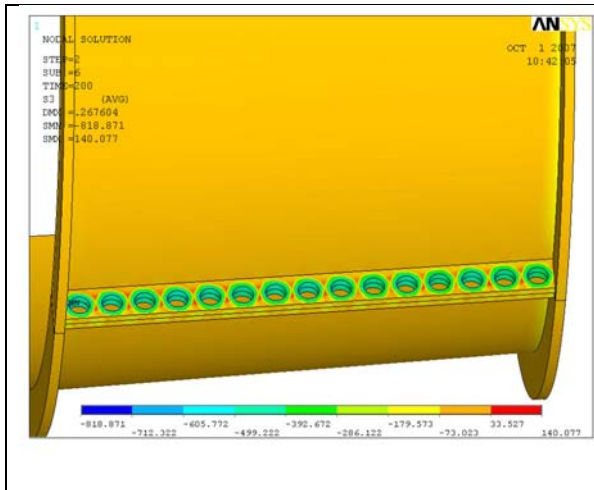
Von Mises Gerilmesi (Örnek 58)



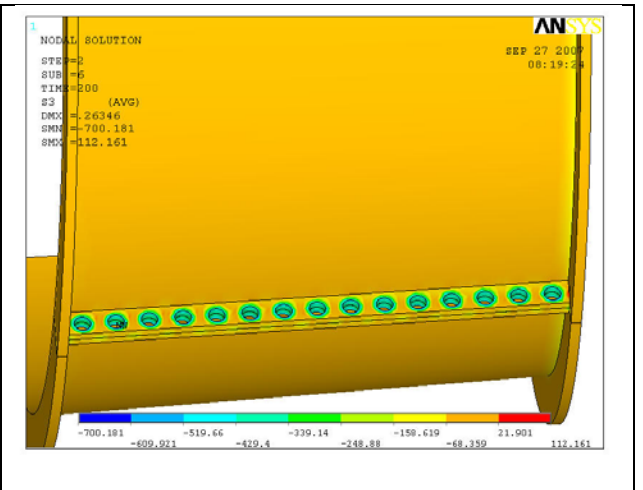
Von Mises Gerilmesi (Örnek 98)



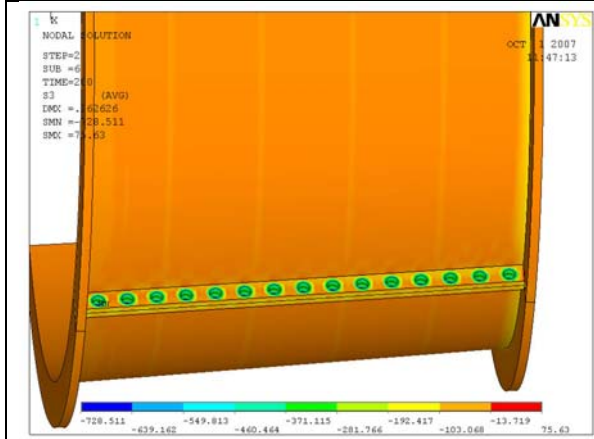
Von Mises Gerilmesi (Örnek 103)



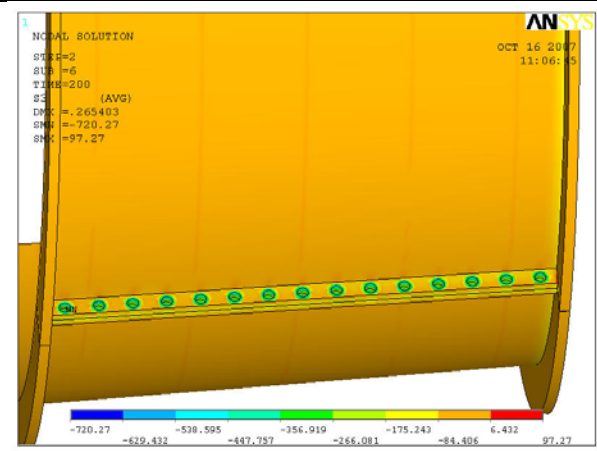
3. Asal Gerilme (Örnek 93)



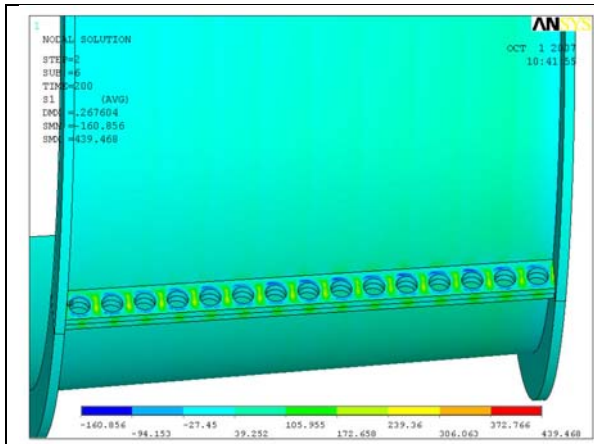
3. Asal Gerilme (Örnek 58)



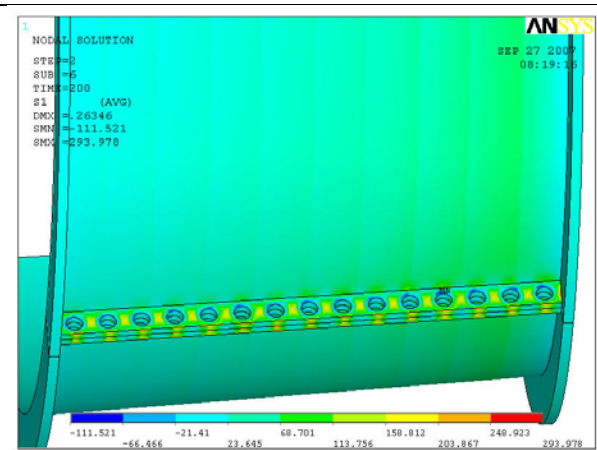
3. Asal Gerilme (Örnek 98)



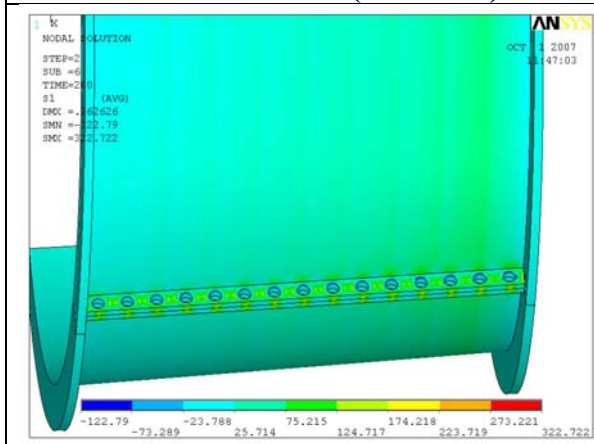
3. Asal Gerilme (Örnek 103)



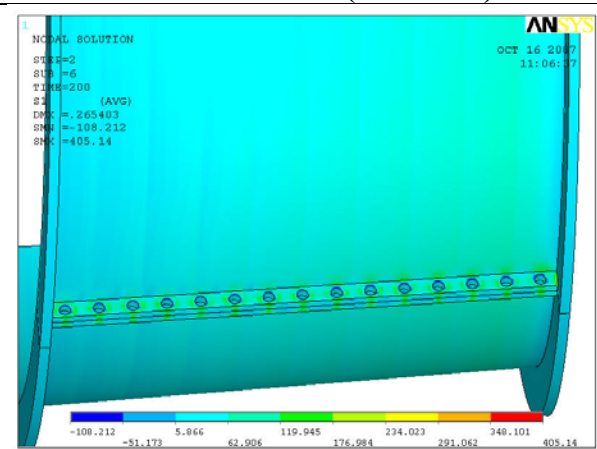
1. Asal Gerilme (Örnek 93)



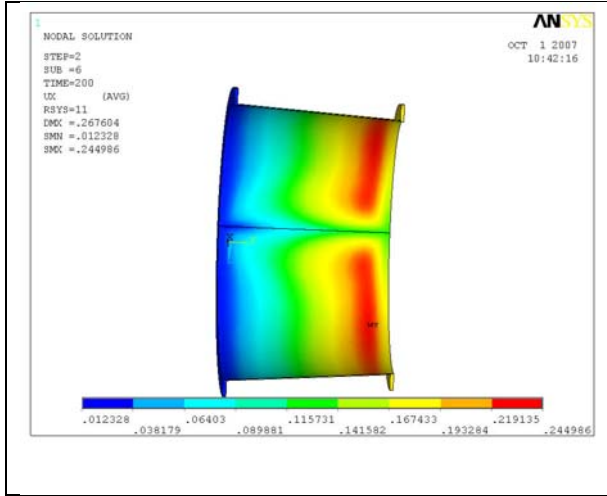
1. Asal Gerilme (Örnek 58)



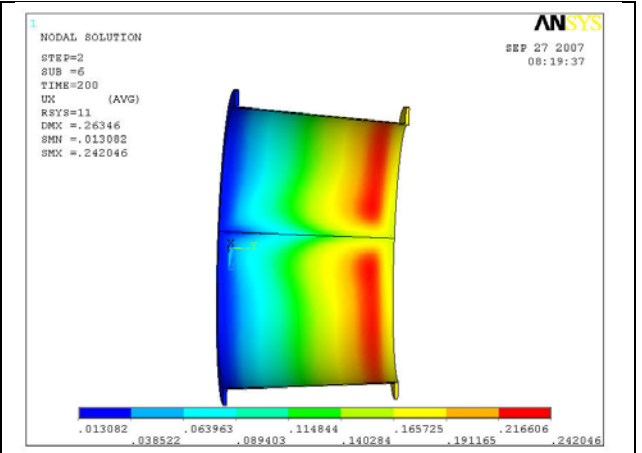
1. Asal Gerilme (Örnek 98)



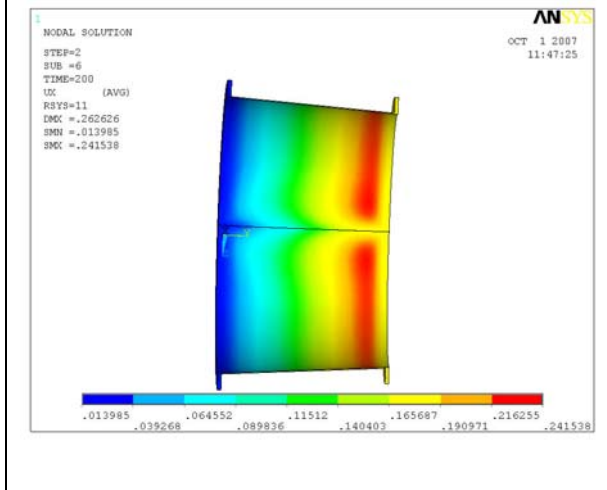
1. Asal Gerilme (Örnek 103)



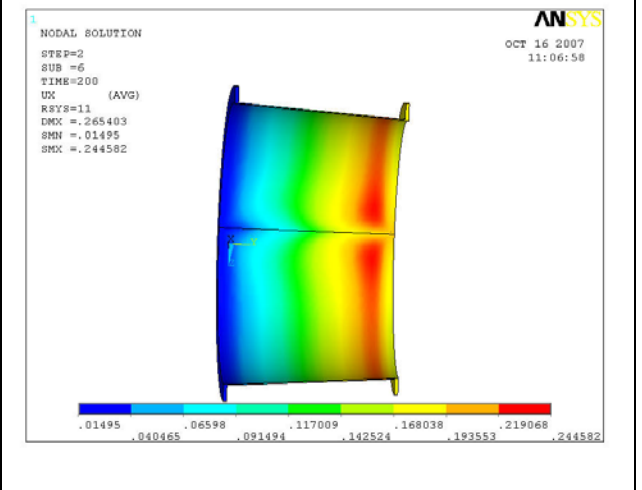
Radyal Deformasyon (Örnek 93)



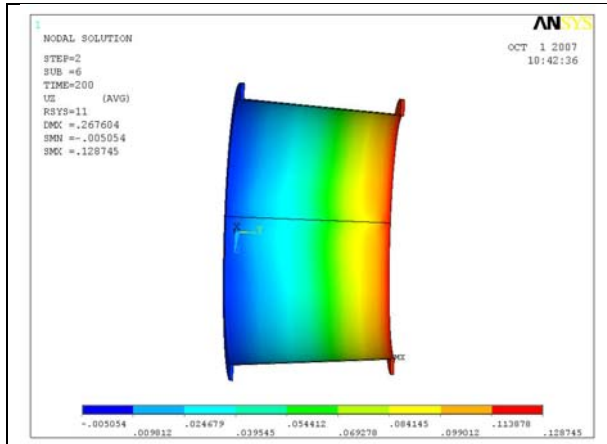
Radyal Deformasyon (Örnek 58)



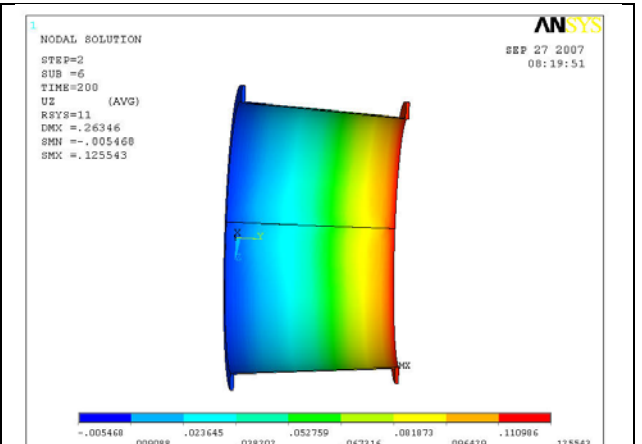
Radyal Deformasyon (Örnek 98)



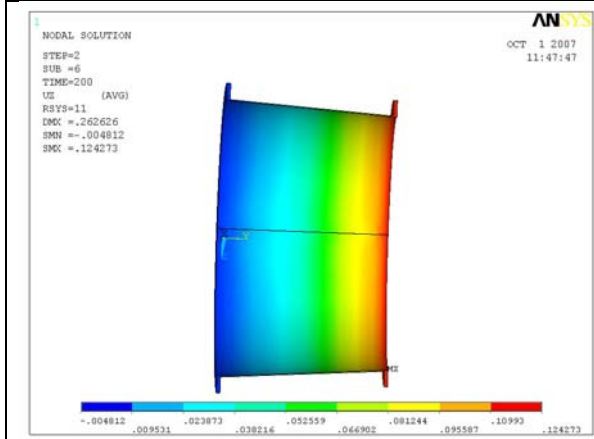
Radyal Deformasyon (Örnek 103)



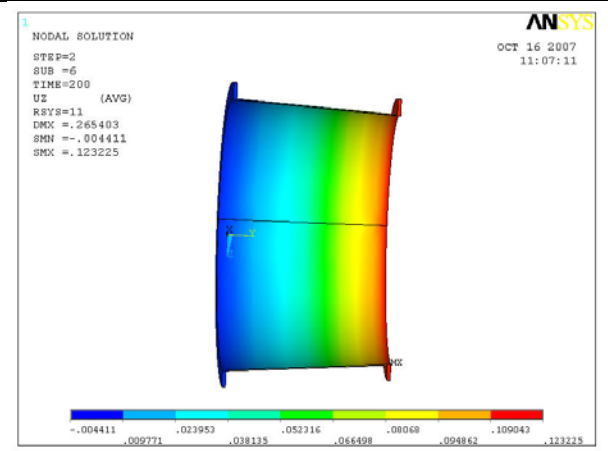
Eksenel Deformasyon (Örnek 93)



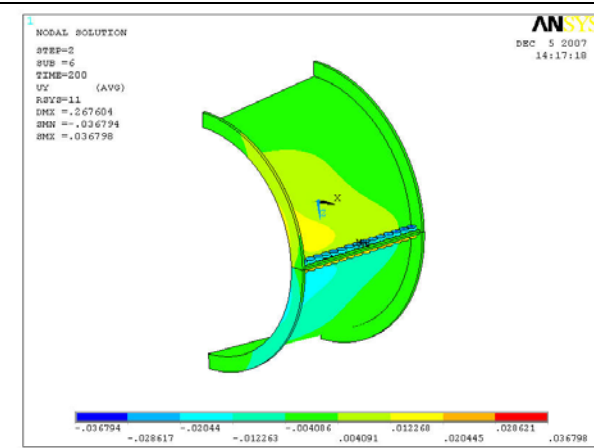
Eksenel Deformasyon (Örnek 58)



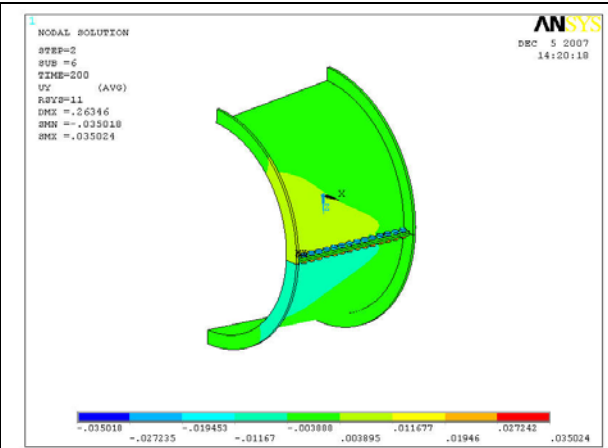
Eksenel Deformasyon (Örnek 98)



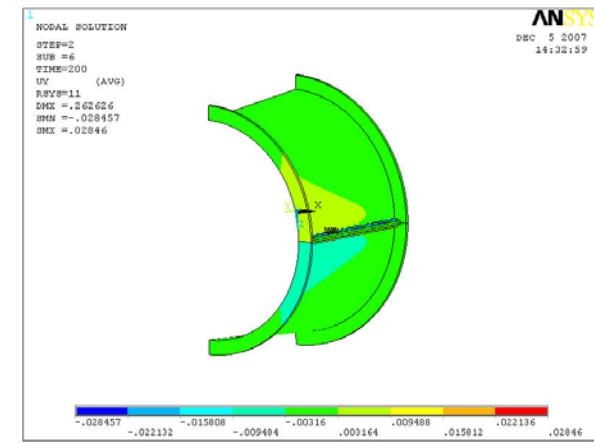
Eksenel Deformasyon (Örnek 103)



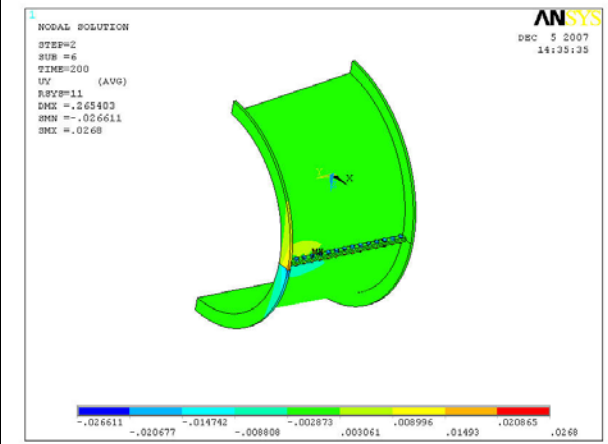
Teğetsel Deformasyon (Örnek 93)



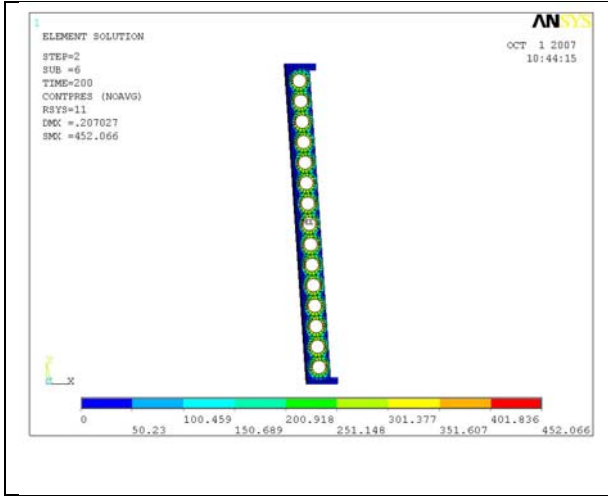
Teğetsel Deformasyon (Örnek 58)



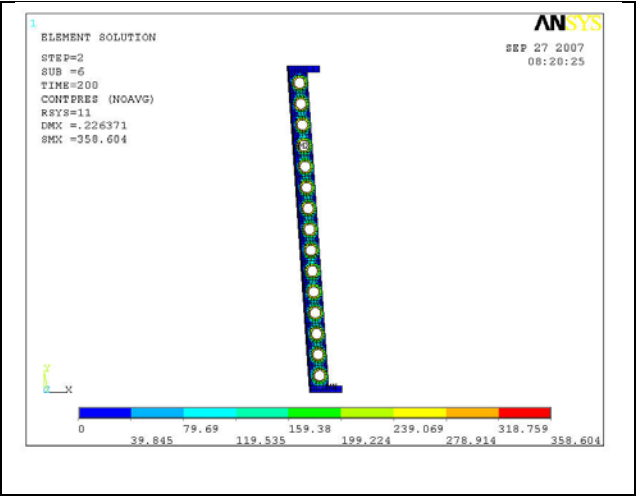
Teğetsel Deformasyon (Örnek 98)



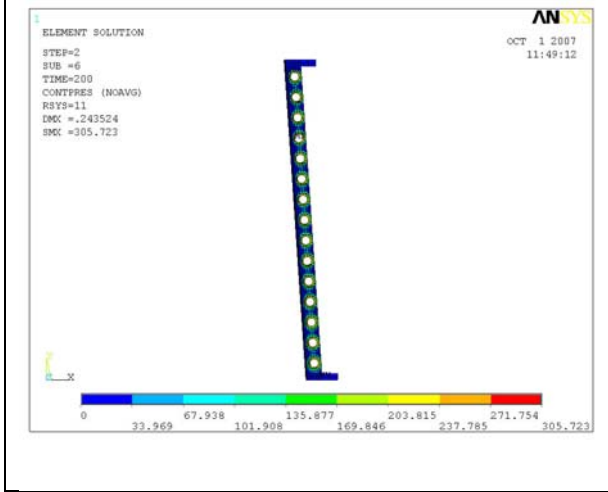
Teğetsel Deformasyon (Örnek 103)



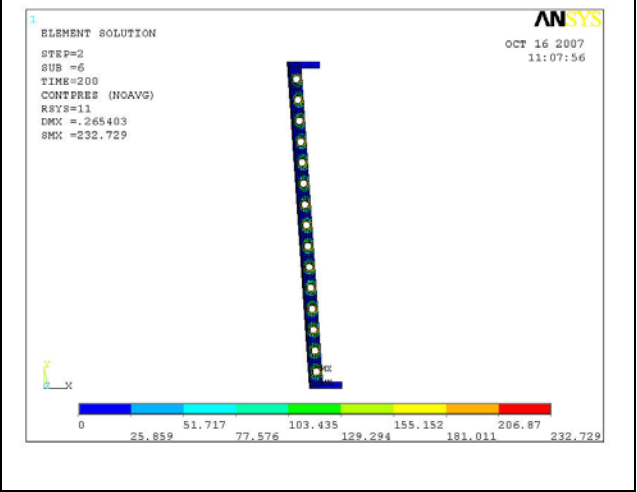
Temas Gerilmeleri (Örnek 93)



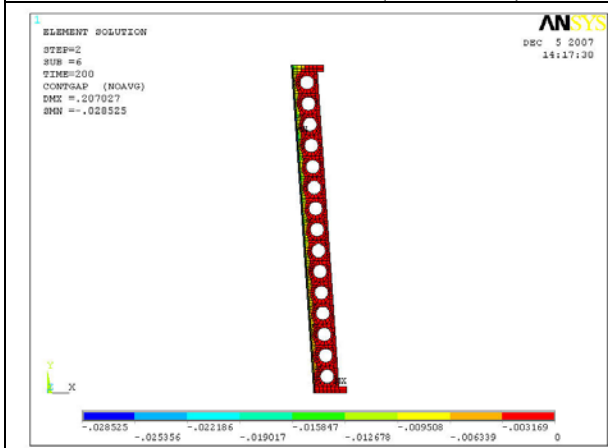
Temas Gerilmeleri (Örnek 58)



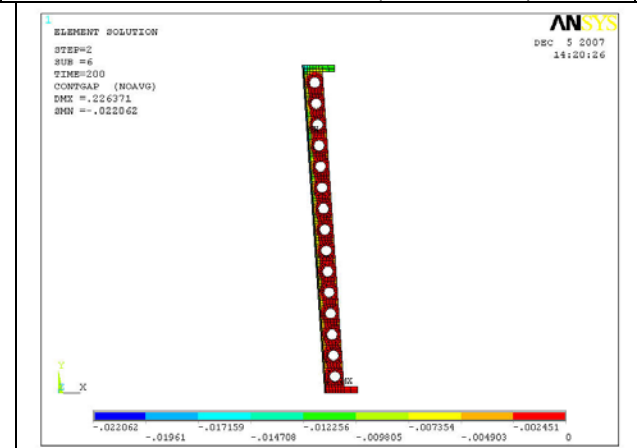
Temas Gerilmeleri (Örnek 98)



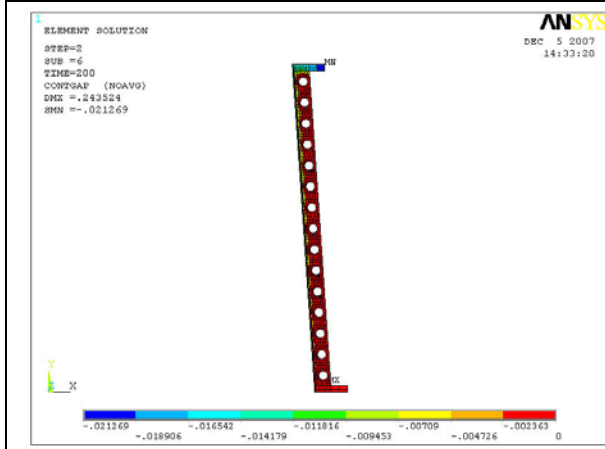
Temas Gerilmeleri (Örnek 103)



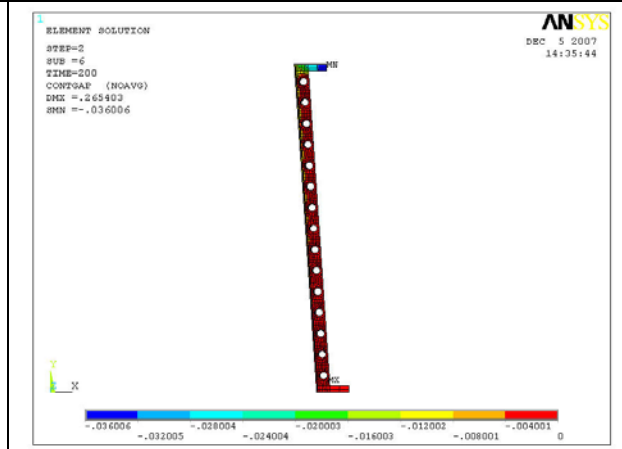
Temas Boşlukları (Örnek 93)



Temas Boşlukları (Örnek 58)

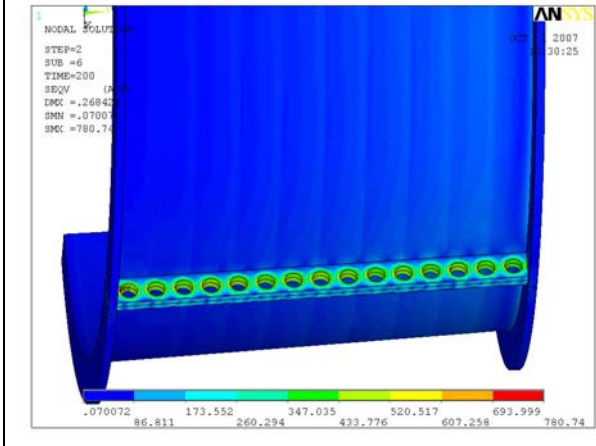


Temas Boşlukları (Örnek 98)

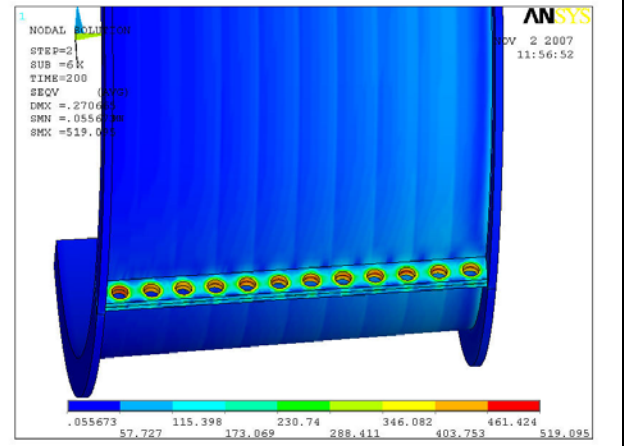


Temas Boşlukları (Örnek 103)

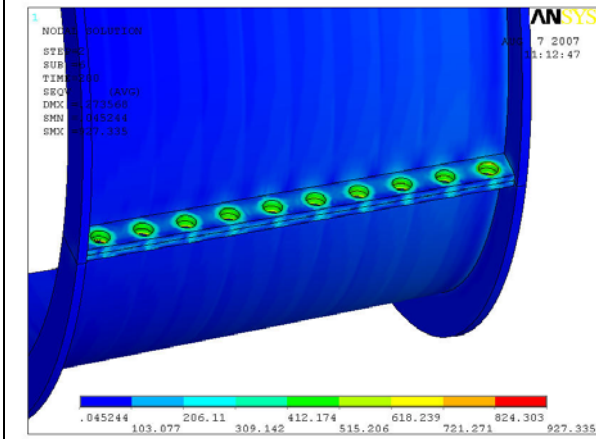
EK-H Farklı Civata Sayısı Değerleri için Gerilme ve Deformasyon Dağılımları



Von Mises Gerilmesi (Örnek 91)

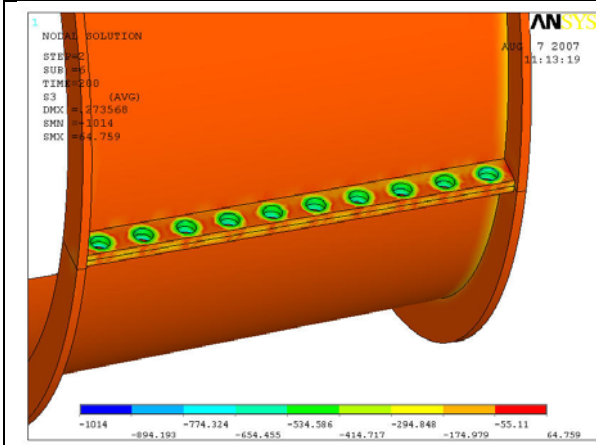


Von Mises Gerilmesi (Örnek 106)

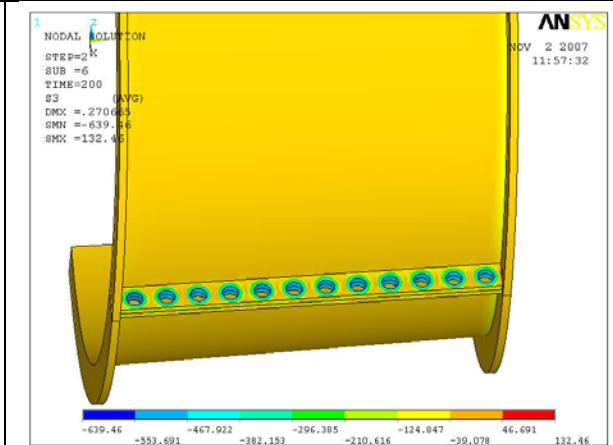


Von Mises Gerilmesi (Örnek 11)

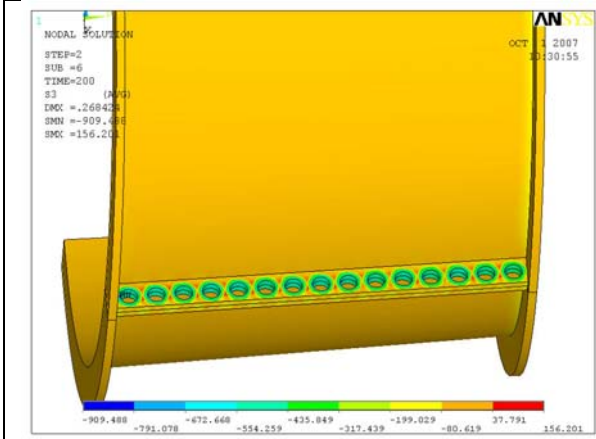




3. Asal Gerilme (Örnek 91)



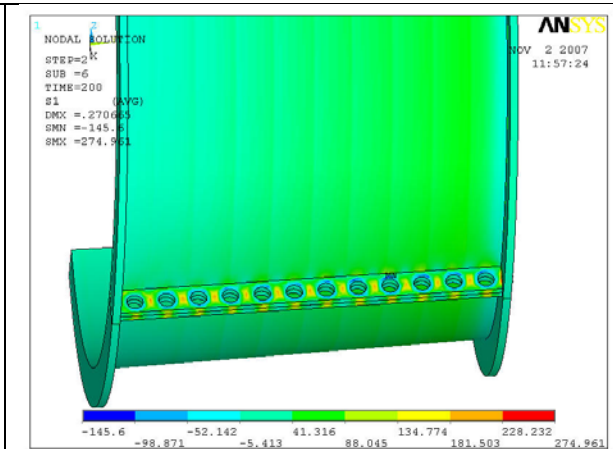
3. Asal Gerilme (Örnek 106)



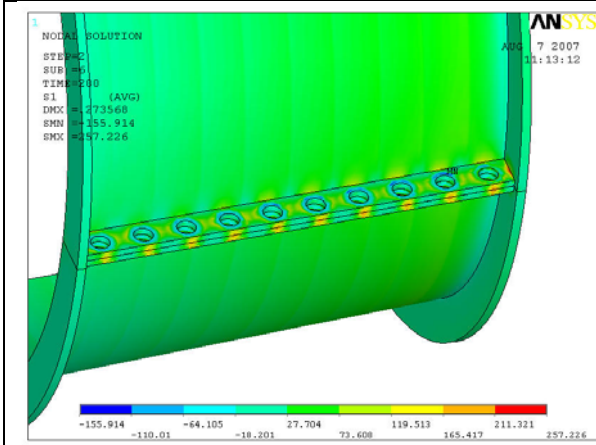
3. Asal Gerilme (Örnek 11)



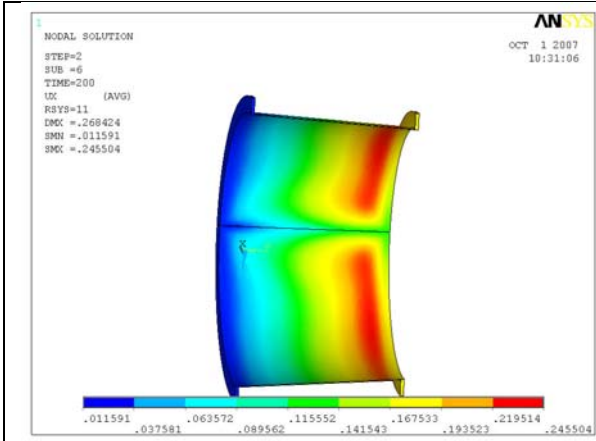
1. Asal Gerilme (Örnek 91)



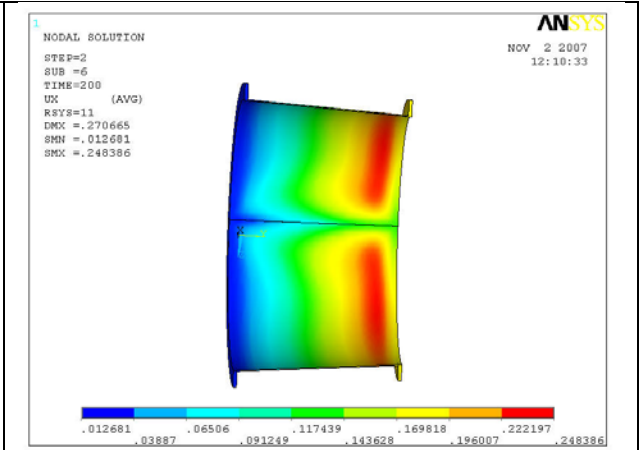
1. Asal Gerilme (Örnek 106)



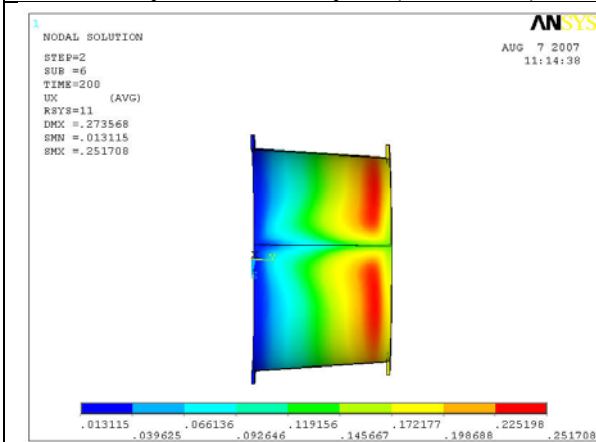
1. Asal Gerilme (Örnek 11)



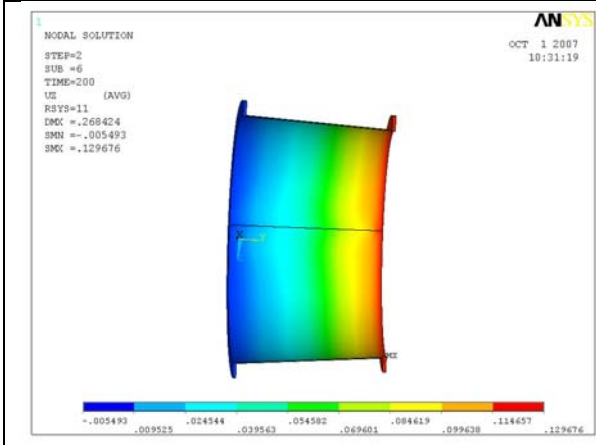
Radyal Deformasyon (Örnek 91)



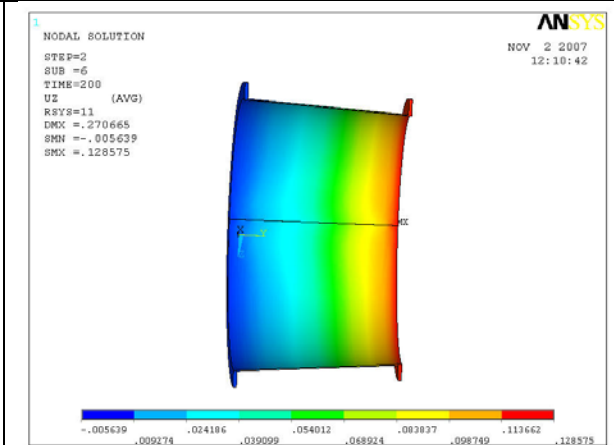
Radyal Deformasyon (Örnek 106)



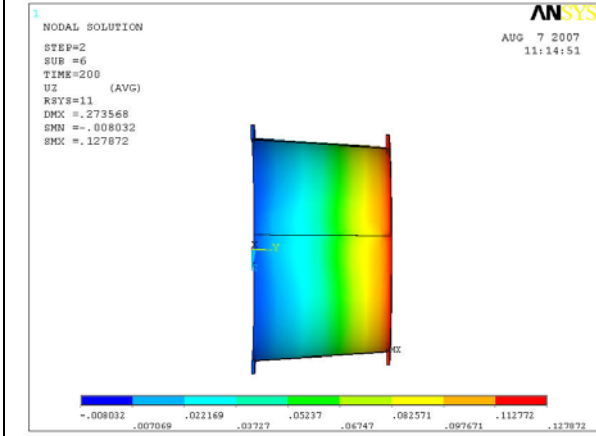
Radyal Deformasyon (Örnek 11)



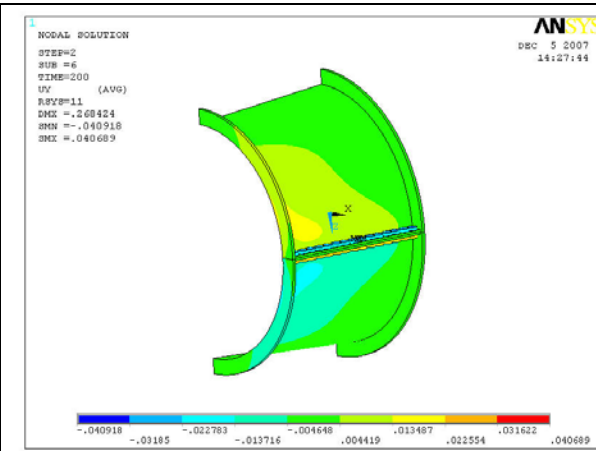
Eksenel Deformasyon (Örnek 91)



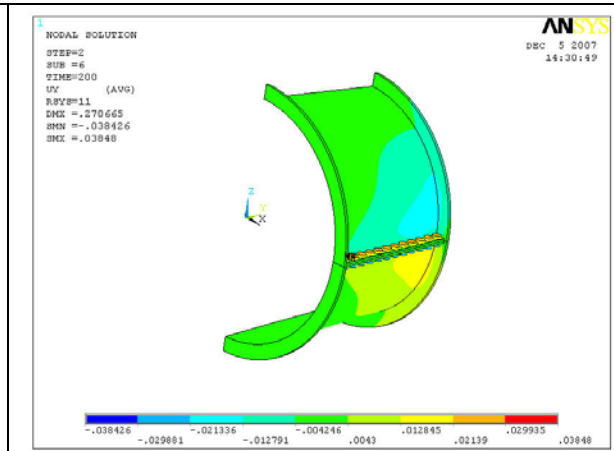
Eksenel Deformasyon (Örnek 106)



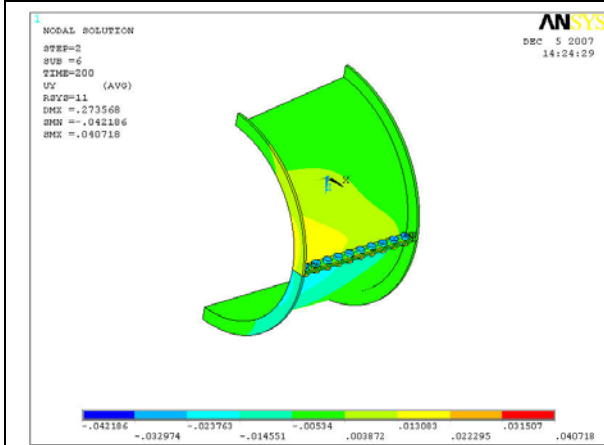
Eksenel Deformasyon (Örnek 11)



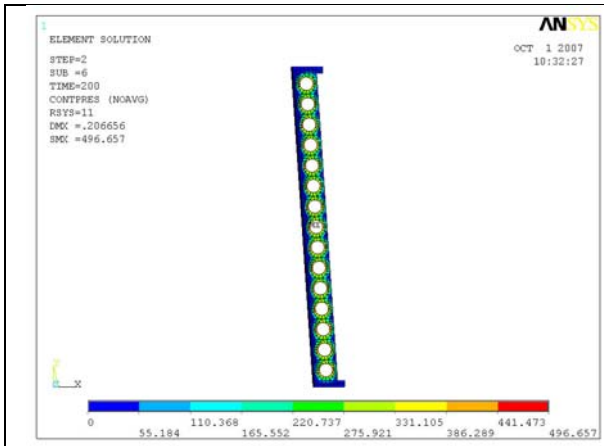
Teğetsel Deformasyon (Örnek 91)



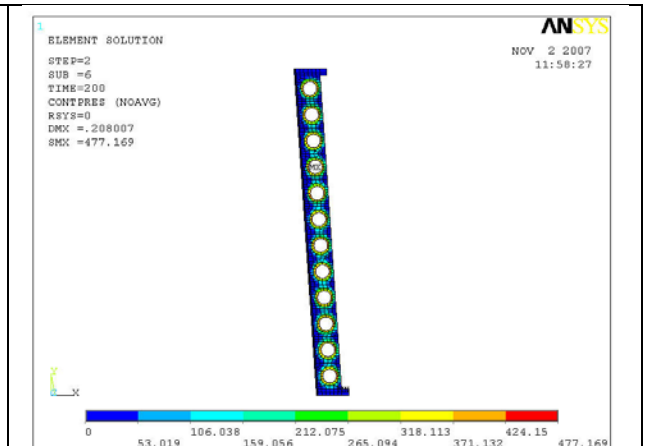
Teğetsel Deformasyon (Örnek 106)



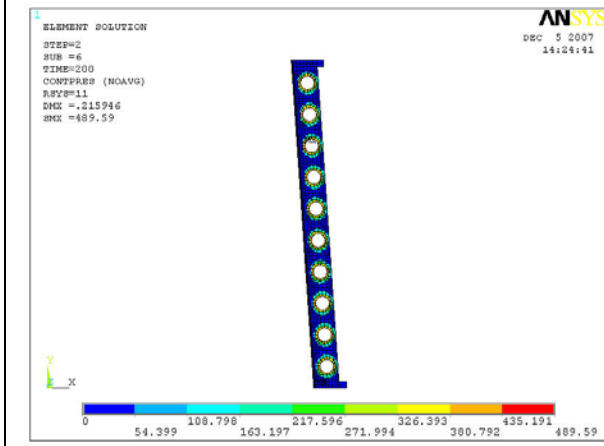
Teğetsel Deformasyon (Örnek 11)



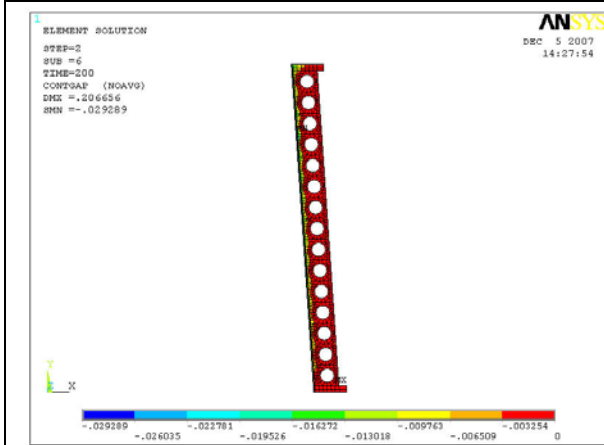
Temas Gerilmeleri (Örnek 91)



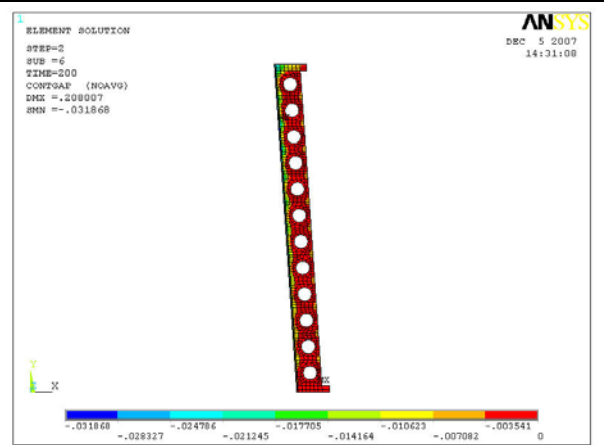
Temas Gerilmeleri (Örnek 106)



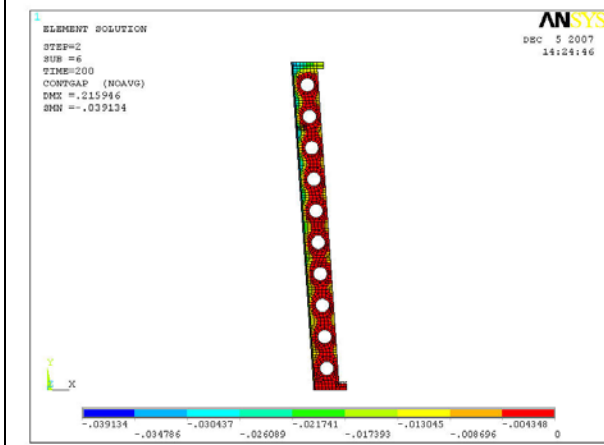
Temas Gerilmeleri (Örnek 11)



Temas Boşlukları (Örnek 91)

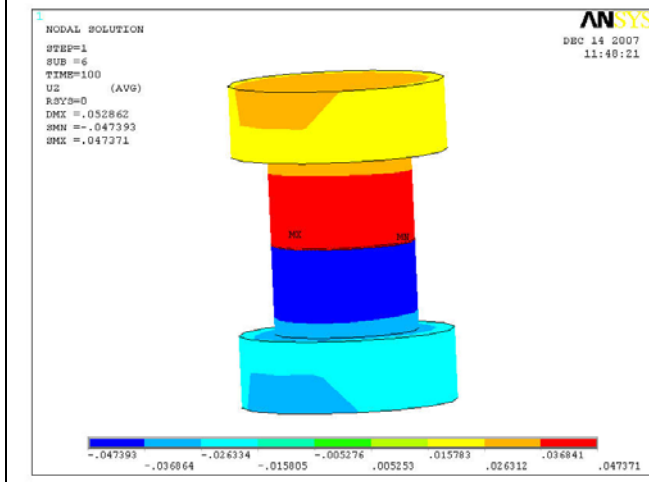


Temas Boşlukları (Örnek 106)

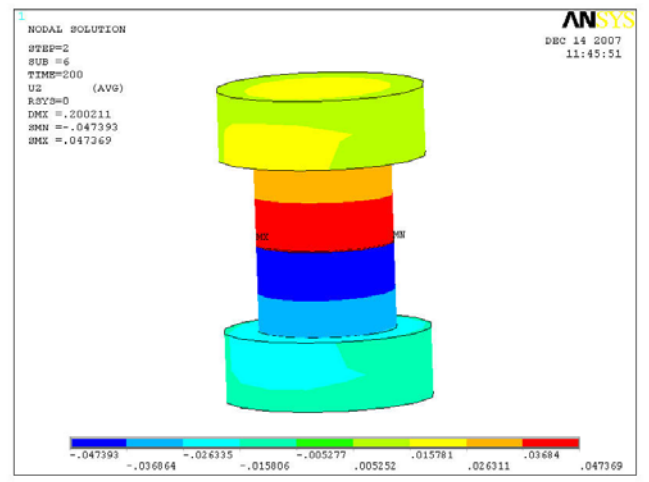


Temas Boşlukları (Örnek 11)

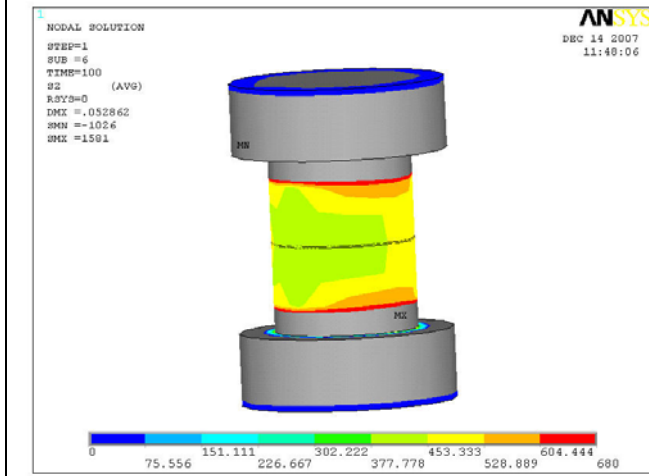
EK-I Civata Üzerindeki Gerilme ve Deformasyon Dağılımları



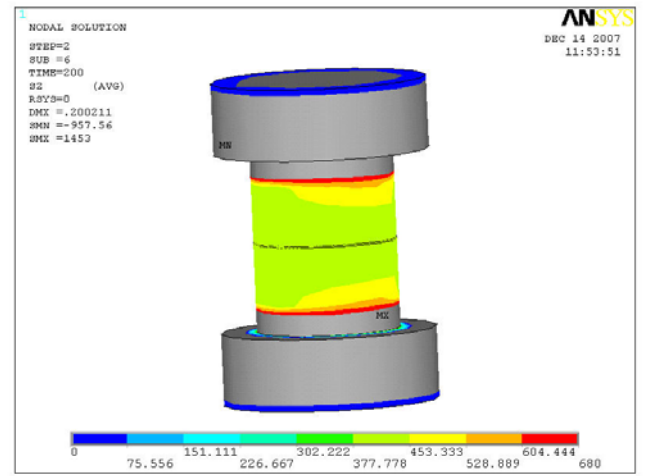
**Z yönünde Deformasyon-
1. yük zamanı (Örnek 1)**



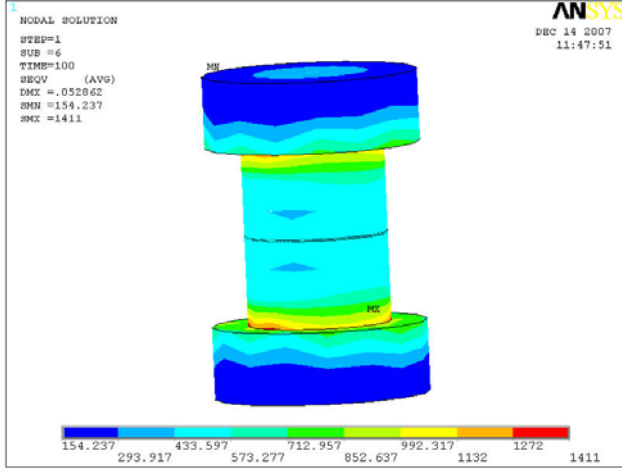
**Z yönünde Deformasyon-
2. yük zamanı (Örnek 1)**



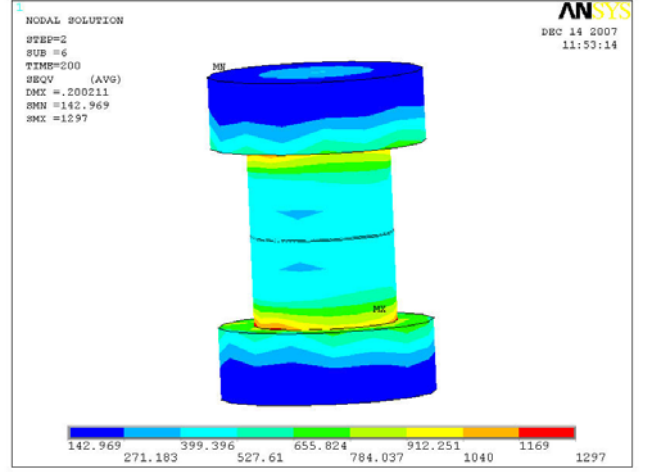
**Z yönünde gerilme-
1. yük zamanı (Örnek 1)**



**Z yönünde gerilme-
2. yük zamanı (Örnek 1)**



Von Mises Gerilmesi
1. yük zamanı (Örnek 1)



Von Mises Gerilmesi
2. yük zamanı (Örnek 1)

KAYNAKLAR DİZİNİ

ANSYS, Inc., 2006. User's Guide for Release 10.0

Degarmo E. P., Black JT., Kosher R. A., 1997, Materials and Processes in Manufacturing Eight Edition

ESDEP (the European Steel Design Education Programme) lectures, 1988

Ferry, M., Turbojet Engine Technology and Mechanical Design, Lecture Notes, SNECMA

Juvinall R. C., Marshek K. M., 1999, Fundamentals of Machine Component Design

Kerrebrock, J. L., 1992. Aircraft Engines and Gas Turbines, Massachusetts Institute of Technology

Kurzke, J., 2003. Preliminary Design, Aero-Engine Design: A State of The Art, Von Karman Institute for Fluid Dynamics

Kutay M. G., 2005, Civatalar

Lewis, R. I. , 1996, Turbomachinery Performance Analysis, John Wiley & Sons Inc.

Okuy, Ö., 1996. A Preliminary Design System For Axial Flow Compressors, Yüksek Lisans Tezi, Ortadoğu Teknik Üniversitesi,

Ouçi, May 2005, Discussion on Behavior of Bolted Joints in Tension, ASME Journal of Mechanical Design-Volume 127, Issue3

Saravanamuttoo, H. I. H. and Cohen H. and Rogers G. F. C., 2001. Gas Turbine Theory Fifth Edition, Pearson Education Limited

Sazak, B., 1996. Bir Entegre Palli Rotor İçin Disk Geometrisinin Sonlu Elemanlar Metodu Yardimiyla Yapisal Optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi,

Shigley J.E., Mischke C.R., 2003, Mechanical Engineering Design Sixth metric edition

Spotts M. F., Shoup T. E., 1998, Design of Machine Elements Seventh Edition

Steinhardt, E., 2003. HP Compressor Design, Aero-Engine Design:A State of The Art, Von Karman Institute for Fluid Dynamics,

Tirupathi R. Chandrupatla, Ashok D. Belegundu, 2002, Introductions to Finite Elements in Engineering

www.matweb.com

www.turbomecanica.com