



# SIZDIRMAZLIK ELEMANLARININ MONTAJI VE YÜKSEK BASINÇ ALTINDAKİ DAVRANIŞLARININ İNCELENMESİ

S. Hakan OKA

## ÖZET

Bu çalışmada, sızdırmazlık amacıyla kullanılan contaların montaj işleminin modellenmesi ve yüksek basınçlı çalışma koşullarındaki davranışının incelenmesi amaçlanmıştır. Önce belirli montaj koşullarındaki farklı işletme basınçları için sızdırmazlık durumları incelenmiş, ardından uygulama basıncına göre üst plakası ile filtre arasındaki en uygun montaj boşluğu hesaplanmış ve bu durumda sızdırmazlık elemanının deformasyon karakteristiği ve sızdırmazlık limitleri araştırılmıştır.

## ABSTRACT

The aim of this study is to examine instalation proceses of the o-rings which are used with the aim of prevention of leakage. Fisrt due was to verification of sealing capacities of o-ring at different operational pressures then optimum installation gap between the endplate and fttler calculated at standart operation presssure. With all study we have covered the limits of leakage and deformation characteristics of o-ring.

## 1.GİRİŞ

Endüstrinin her alanında hareketin, güç üretiminin istendiği durumlarda en sıkça kullanılan yöntem hidrolik güçtür. Hidrolik sıvılar sıkıştırılmaz olduklarından dolayı kullanım alanlarında kuvvet iletiminde verimleri oldukça yüksektir. Bu nedenle gerek sabit makinalarda gerekse otomotiv sektöründe en yaygın kullanılan güç iletme sistemleri hidrolik prensiplerle çalışmaktadır.

Her sistemde bulunan ve sistemin güvenliğinden ve sürekliliğinden sorumlu elemanlar olarak da filtreler hidrolik güç iletiminin en önemli elemanlarından birisi haline gelmiştir. Bu sızdırmazlık elemanları kullanıldığı koşullara ve süreye ağıl olarak çeşitli zorlanmalara maruz kalmaktadırlar (6). Tüm bu gelişmeler filtre üretim sektörünü ve üretim teknikleri konularındaki Ar-Ge çalışmalarını hızlandırmıştır. Özellikle yüksek basınçlı hatlarda kullanılan filtreler, hassas sistemlerdeki mikro filtreler tasarım ve hesaplamalar anlamında önemli bir noktaya gelmiştir.

Sızdırmazlık elemanlarının yataklarda iki önemli görevi vardır. Birincisi yağlayıcı maddenin yatak dışına çıkmasını önlemek; ikincisi ise dışarıdan içeriye nemin ve kirletici maddelerin girmesine engel olmaktır ( 1).

Yeniden tasarlanmış olan yakıt filtresinde önceki tasarımlarda kullanılan basma miktarına göre farklı işletme basınçlarındaki sızdırmazlık karakteristikleri ve daha sonrasında yapılan üst plakanın ana filtre bloğuna ne kadar basması gerektiğinin hesabı deneme üretimleri yerine bilgisayar destekli mühendislik yöntemleri ile hesaplanarak maliyet ve zaman açısından avantaj sağlanmıştır.



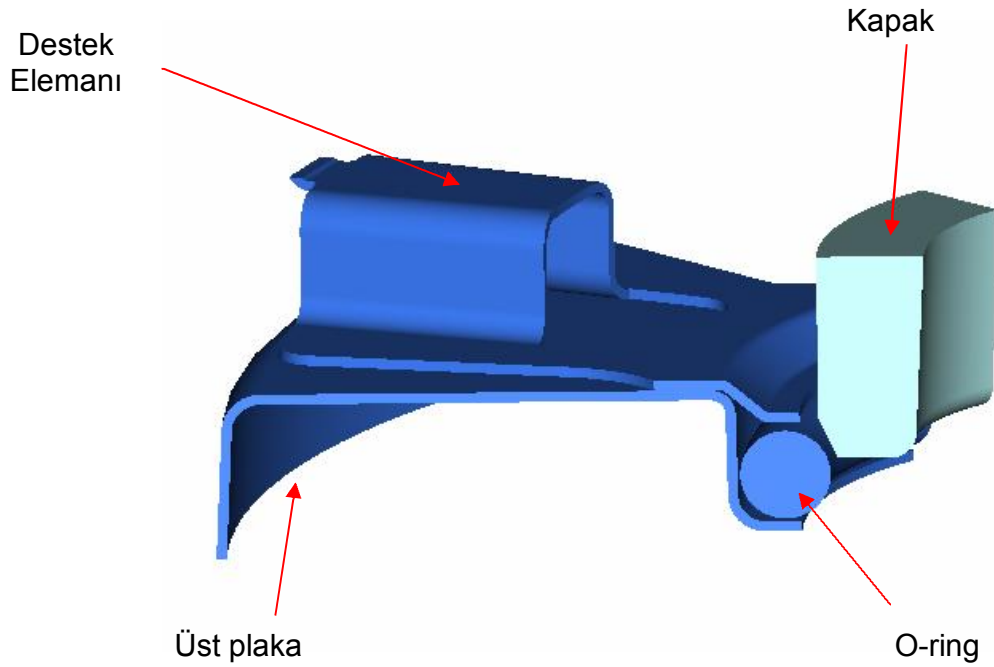
Uygulama basıncı olan 100 psi yağ basıncı altında dört değişik basma miktarı ile hazırlanan modellerde aşağıda sıralanmıştır;

- Model 1 : 400 psi basınç uygulaması
- Model 2: 600 psi basınç uygulaması
- Model 3: 800 psi basınç uygulaması
- Model 4 : 980 psi basınç uygulaması
- Model 5: 100 psi basınçta 3 mm basma miktarı
- Model 6 : 100 psi basınçta 3.8 mm basma miktarı
- Model 7 : 100 psi basınçta 4 mm basma miktarı
- Model 8 : 100 psi basınçta 4.2 mm basma miktarı

## 2. MODELİN HAZIRLANMASI

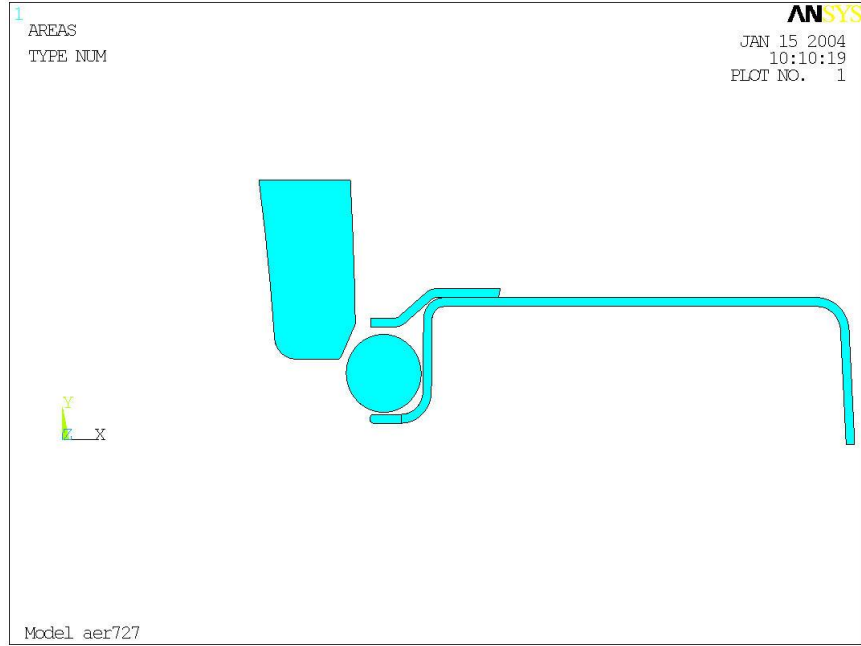
### 2.1. Katı model ve Sonlu Elemanlar Modeli

Pro Engineer programında modellenin file grubu Ansys'e alınarak sonlu elemanlar modeli hazırlanmıştır. Şekil 1' de görülen modelde sızdırmazlık elemanı dışındaki tüm bileşenler rijit olarak modellenmiş ve eksenel simetri avantajı kullanılmıştır.

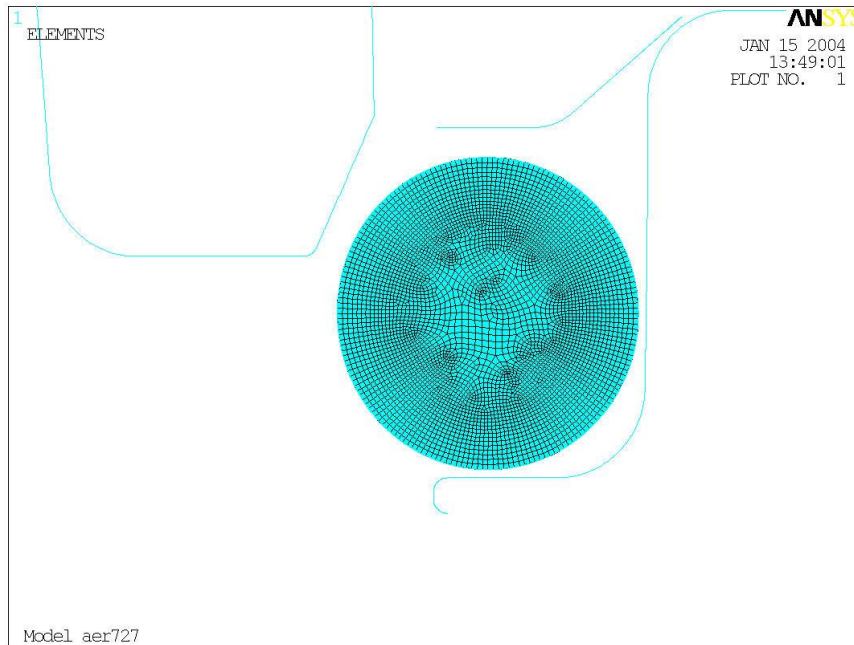


Şekil 1: Filtrenin Katı modeli

Eleman tipi : Plane 183 / Eksenel simetrik opsiyonlu  
Eleman sayısı : 4958



Şekil 2: Eksenel simetrik model



Şekil 3 : Sonlu elemanlar modeli

## 2.2. Malzemeler

Analizlerde o-ring dışındaki tüm parçalar rijit olarak modellenmiştir. O-ring parça için 2 parametrelili Curve-Fitting yöntemi (3) ile Money-Rivlin katsayıları kullanılmıştır. Bu katsayıların elde edilmesi için ilgili malzemeden elde edilen kaşık numuneleri (5 adet) çekme testine tabi tutularak gerilme-gerinme



eğrileri çıkartılmıştır. Daha sonraki adımda eğri uydurma yöntemi kullanılarak C1 ve C2 katsayıları bulunmuştur (2). Sıkıştırılabilirlik sabiti d ise bu katsayılara bağlı olarak hesaplanan bir değerdir (4);

$$d = (1 - 2\mu) / (C1 + C2) \quad (5)$$

-1-

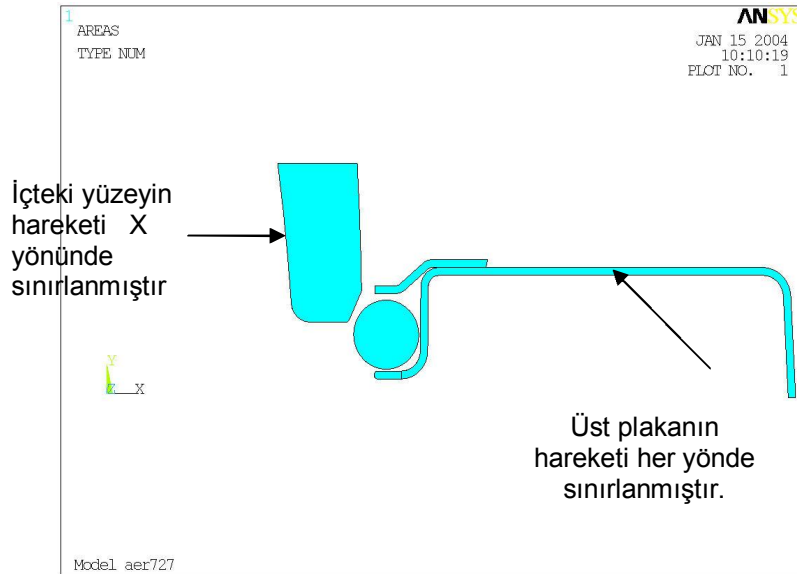
Burada ;  $\mu$  : Poisson oranı olup, Kauçuk malzemeler için 0.49 alınabilir.

d : Sıkıştırılabilirlik sabiti olup, 0.00015 olarak hesaplanır.

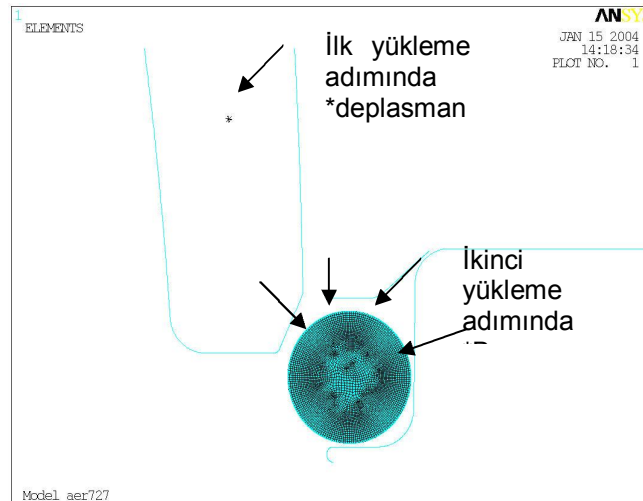
### 2.3. Sınır Koşulları

Şekil 4'de her iki analiz için ortak sınır koşulları görülmektedir. Şekil 5 de görülen;

- Deplasman : Model 1-4 arası için 6.5 mm ( 0.25 inc)  
Model 5-8 ( 3 /3.8 / 4 / 4.2 mm) arası için değişkenlik arz etmektedir.
- Basınç : Model 1-4 arası için 400,600,800 ve 980 psi  
Model 5-8 arası için 100 psi olarak uygulanacaktır.



Şekil 4. Genel olarak modeldeki sınırlamalar

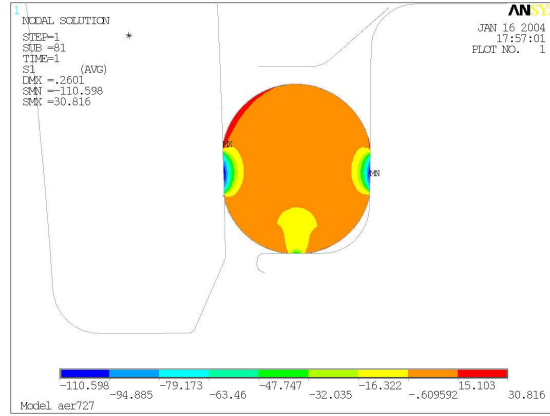


Şekil 5: Basınç ve deplasman yükleri

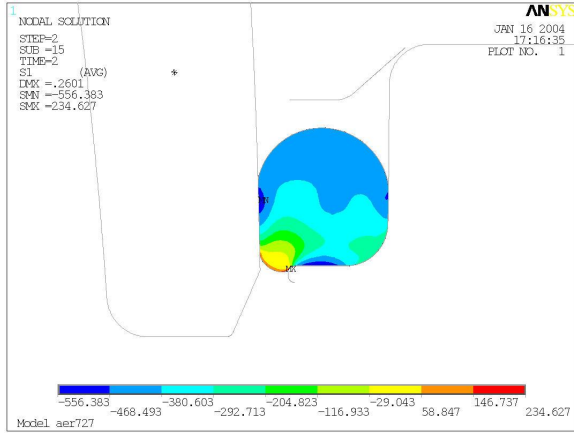


### 3. SONUÇLAR

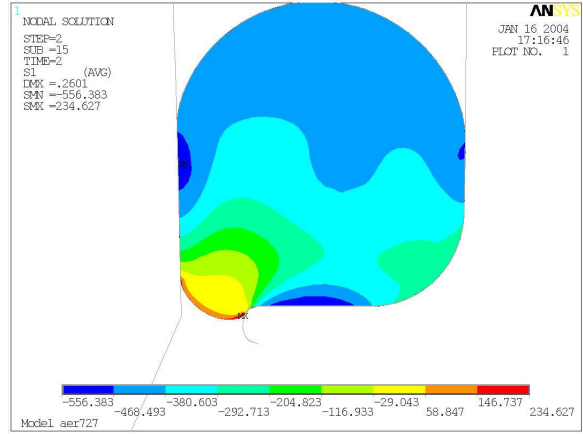
#### 3.1 Model 1 : 400 psi Basınç Yükü



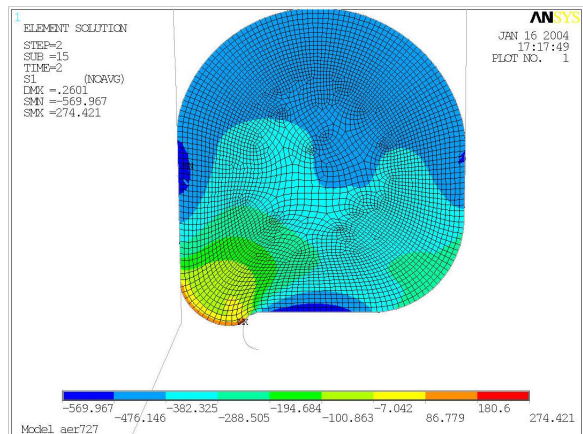
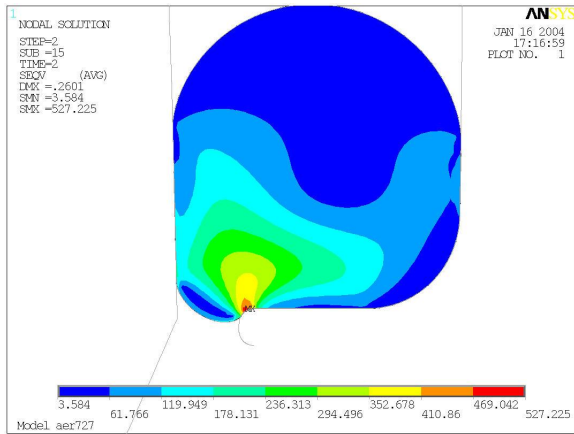
Şekil 6: Montaj sonrasında O-ring'de meydana gelen S1 Gerilme Dağılımı



Şekil 7.a : Basınç Yükü sonrası S1 Gerilme dağılımı



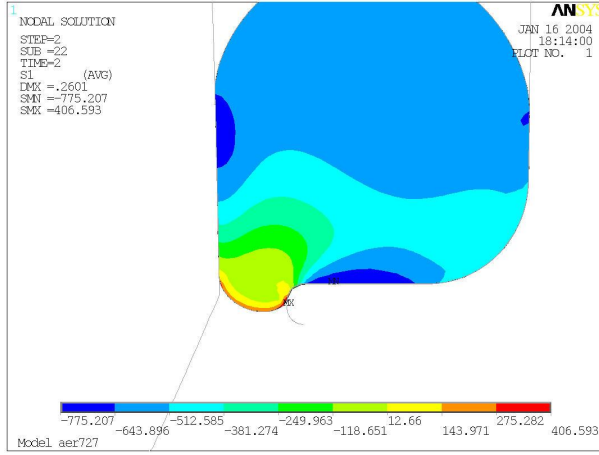
Şekil 7.b: Detaylı görünüş.



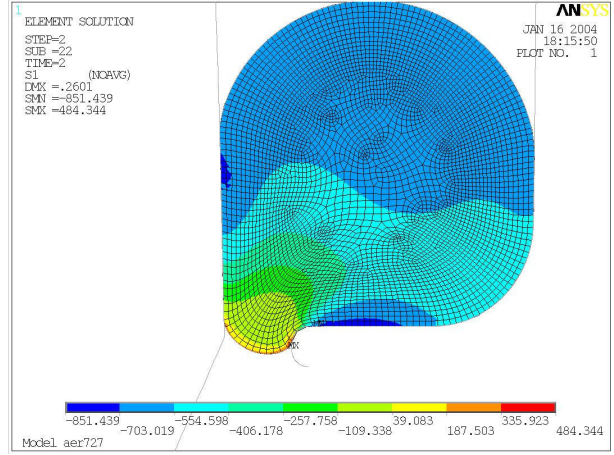
Şekil 8. Basınç Yükü sonrası Von Mises Gerilme dağılımı



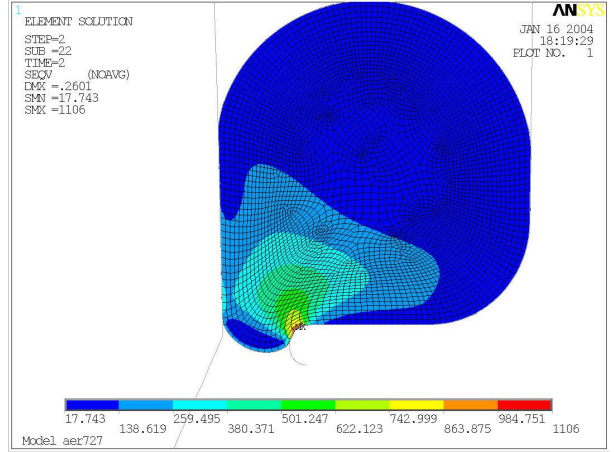
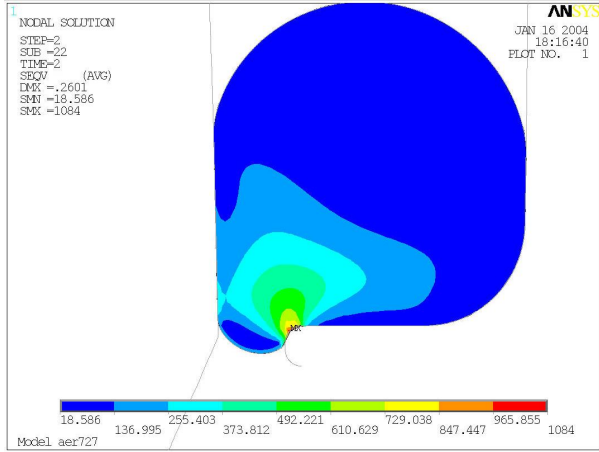
### 3.2 Model 2 : 600 psi Basınç Yükü



Şekil 9.a : Basınç Yükü sonrası S1 Gerilme dağılımı

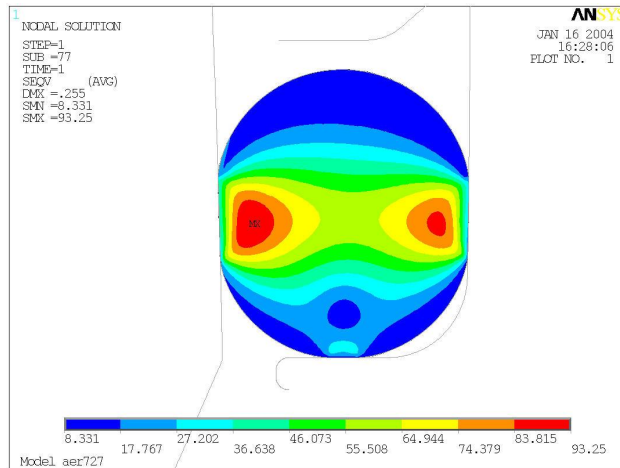


Şekil 9.b : Detaylı görünüş.

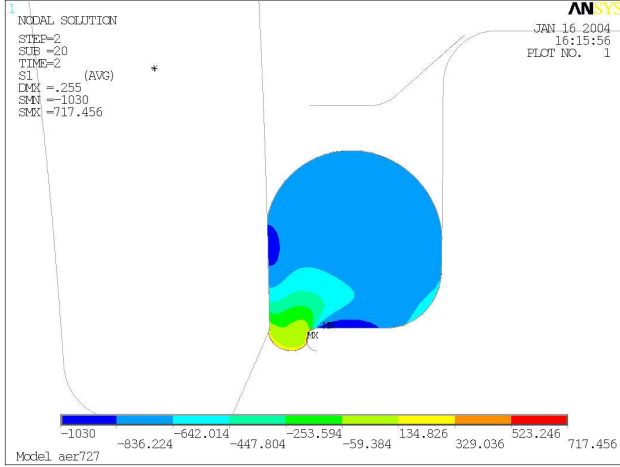


Şekil 10 : Basınç Yükü sonrası Von Mises Gerilme dağılımı

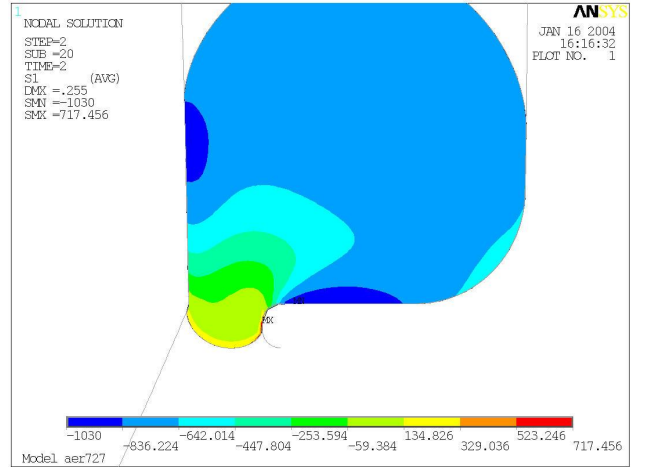
### 3.3 Model 3 : 800 psi Basınç Yükü



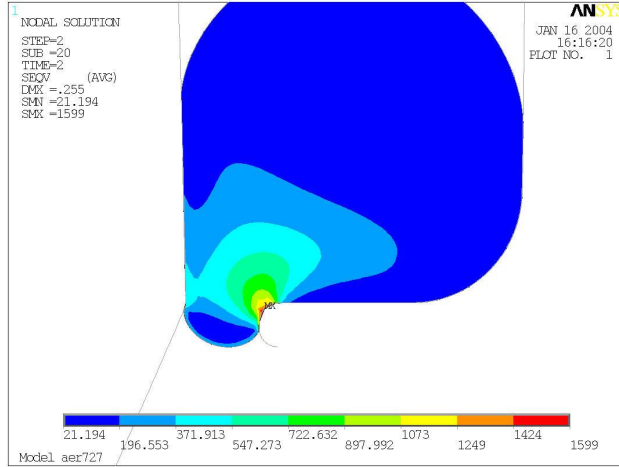
Şekil 11: Montaj sonrasında O-ring'de meydana gelen Von Mises Gerilme Dağılımı



Şekil 12.a : Basınç Yüğü sonrası S1 Gerilme dağılımı

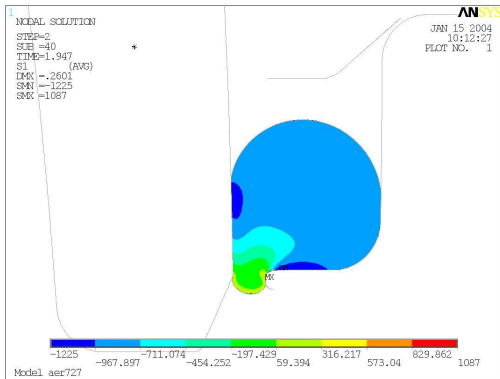


Şekil 12.b: Detaylı görünüş.

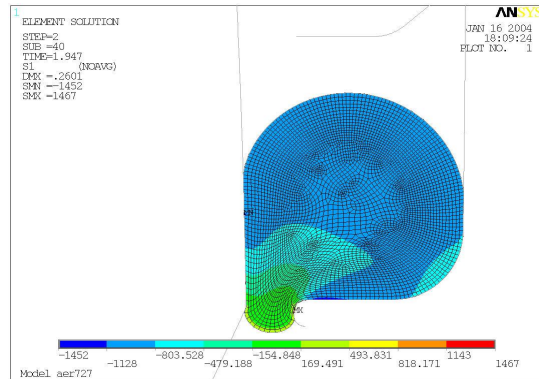


Şekil 13 : Basınç Yüğü sonrası Von Mises Gerilme dağılımı

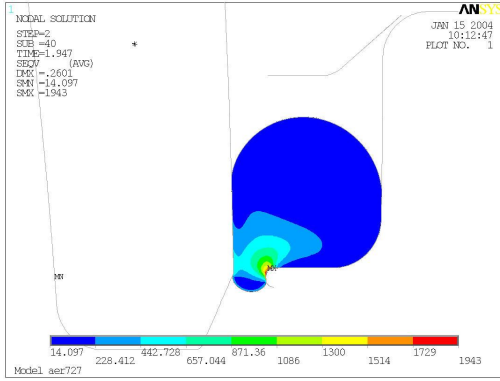
### 3.4 Model 4 : 980 psi Basınç Yüğü



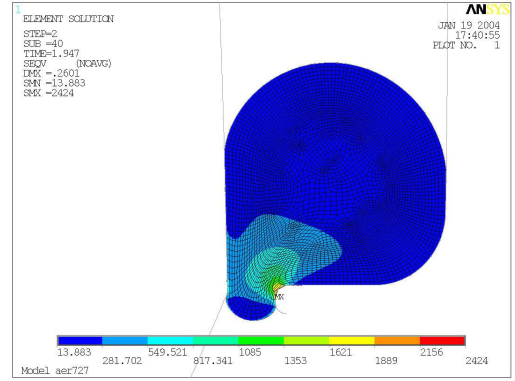
Şekil 14.a : Basınç Yüğü sonrası S1 Gerilme dağılımı



Şekil 14.b: Detaylı görünüş.

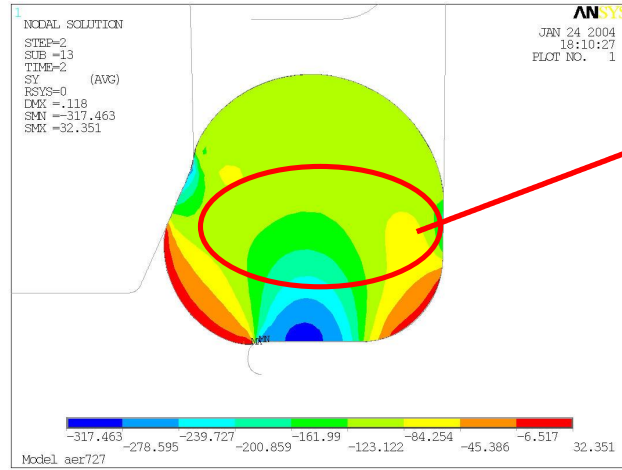


Şekil 15.a : Basınç Yüğü sonrası  
Von Mises Gerilme dağılımı



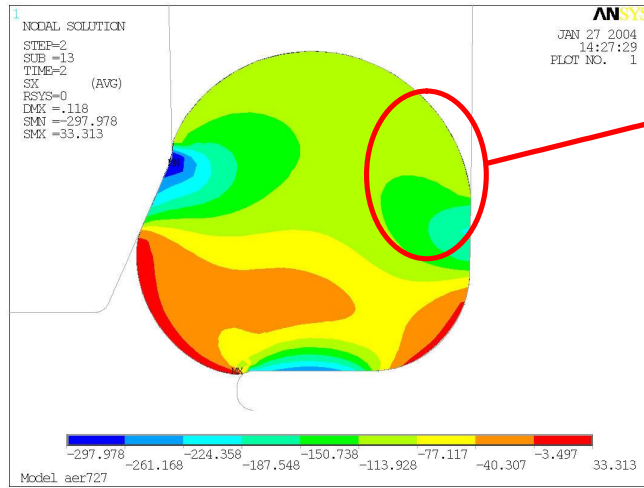
Şekil 15.b: Detaylı görünüş.

### 3.5 Model 5 : 100 Psi Basınç Altında 3 Mm'lik Deplasman Sonuçları



Sy gerilme değeri 200 psi

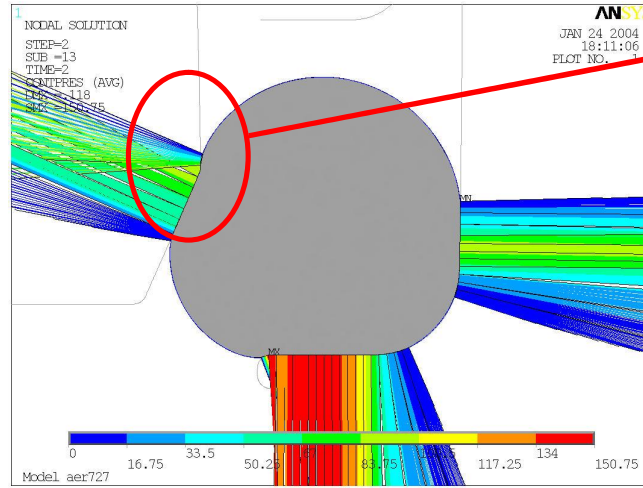
Şeki 16. 3 mm deplasman sonundaki Sy gerilme değeri



Sx gerilme değeri 150 psi

Şekil 17. 3 mm deplasman sonundaki Sx gerilme değeri

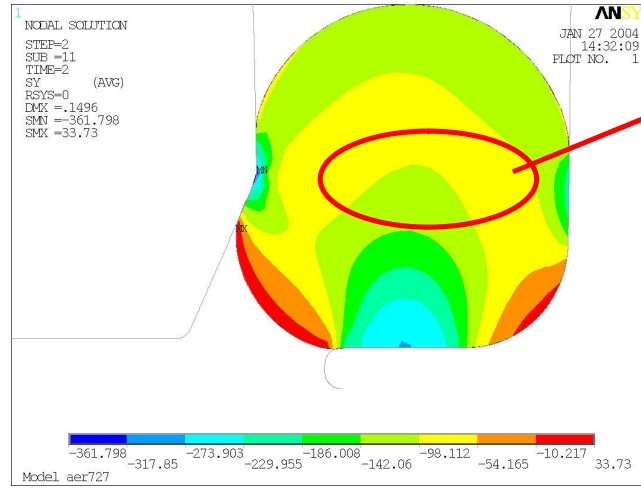




YETERSİZ  
YÜZEY BASINCI  
-88 psi

Şekil 18. 3 mm deplasman sonundaki Yüzey basınçları

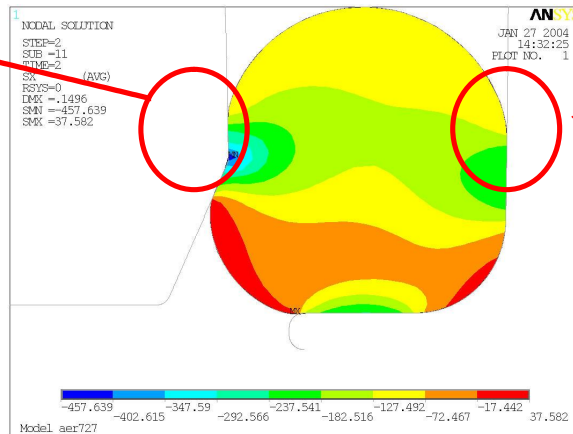
3.6 Model 6 : 100 Psi Basınç Altında 3.8 Mm'lik Deplasman Sonuçları



Sy gerilme  
Değeri  
229 psi

Şeki 19 : 3.8 mm deplasman sonundaki Sy gerilme değeri

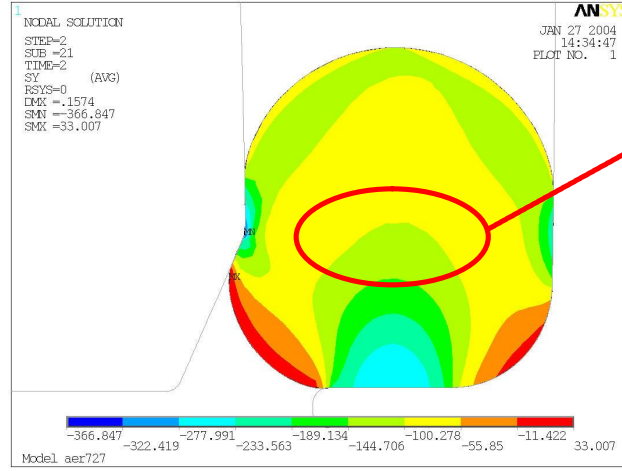
Sx gerilme değeri  
127 psi



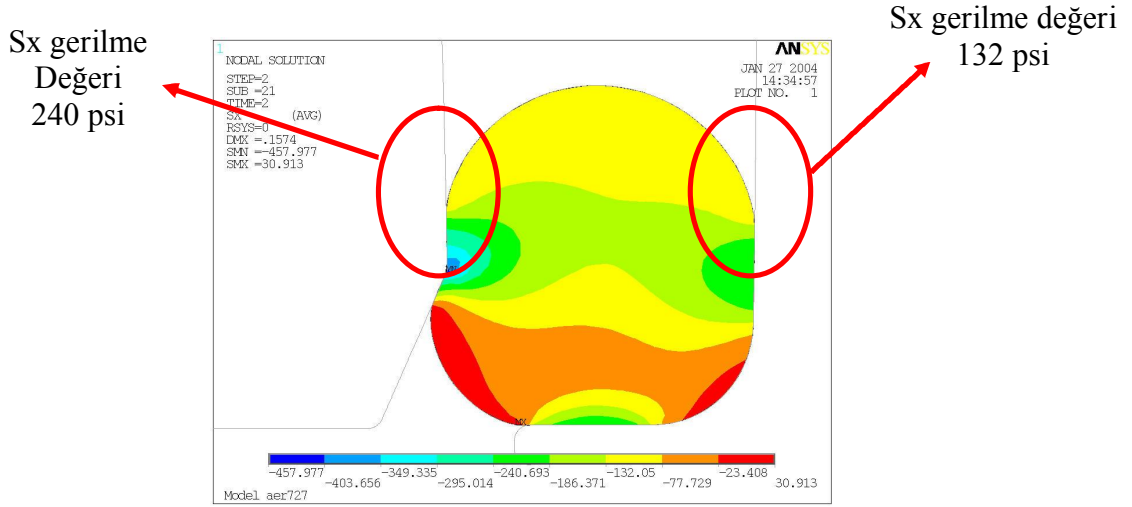
Sx gerilme  
Değeri  
72 psi

Şeki 20. 3.8 mm deplasman sonundaki Sx gerilme değeri

## 3.7 Model 7 : 100 Psi Basınç Altında 4 Mm'lik Deplasman Sonuçları

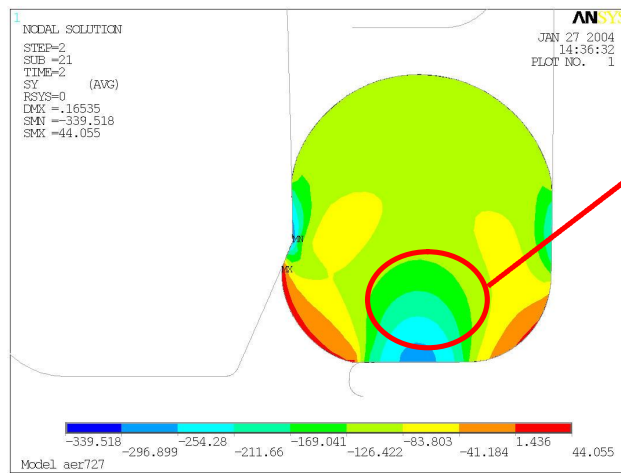


Şeki 21. 4 mm deplasman sonundaki Sy gerilme değeri

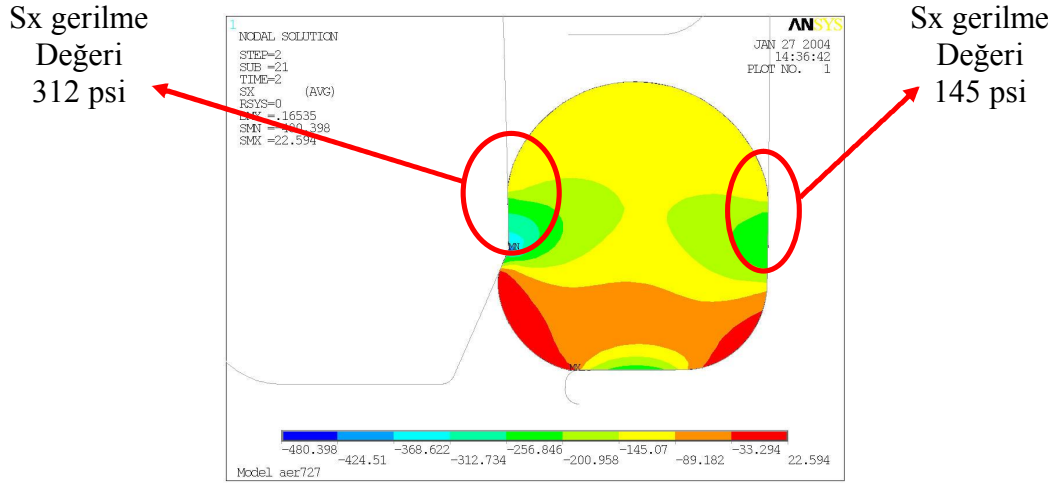


Şeki 22. 4 mm deplasman sonundaki Sx gerilme değeri

## 3.8 Model 8 : 100 Psi Basınç Altında 4.2 Mm'lik Deplasman Sonuçları



Şeki 23. 4.2 mm deplasman sonundaki Sy gerilme değeri



Şeki 24. 4.2 mm deplasman sonundaki Sx gerilme değeri

#### 4. YORUMLAR

Model 1-4 için eski tasarım olan kapaktaki montaj ve sonrasındaki farklı uygulama basınçlarına göre sızdırmazlık elemanındaki şekil değişimleri gözlenmiştir (Şekil 6-15). Parça üzerindeki deformasyonlar göz önünde bulundurulduğunda 800 psi basıncın üzerindeki değerlerde sızdırmazlık elemanı kararsız duruma gelmektedir.

Tablo 1 : Model 5-8 arası için sızdırmazlık değerlerinin karşılaştırması ( Sabit Basınç100 psi)

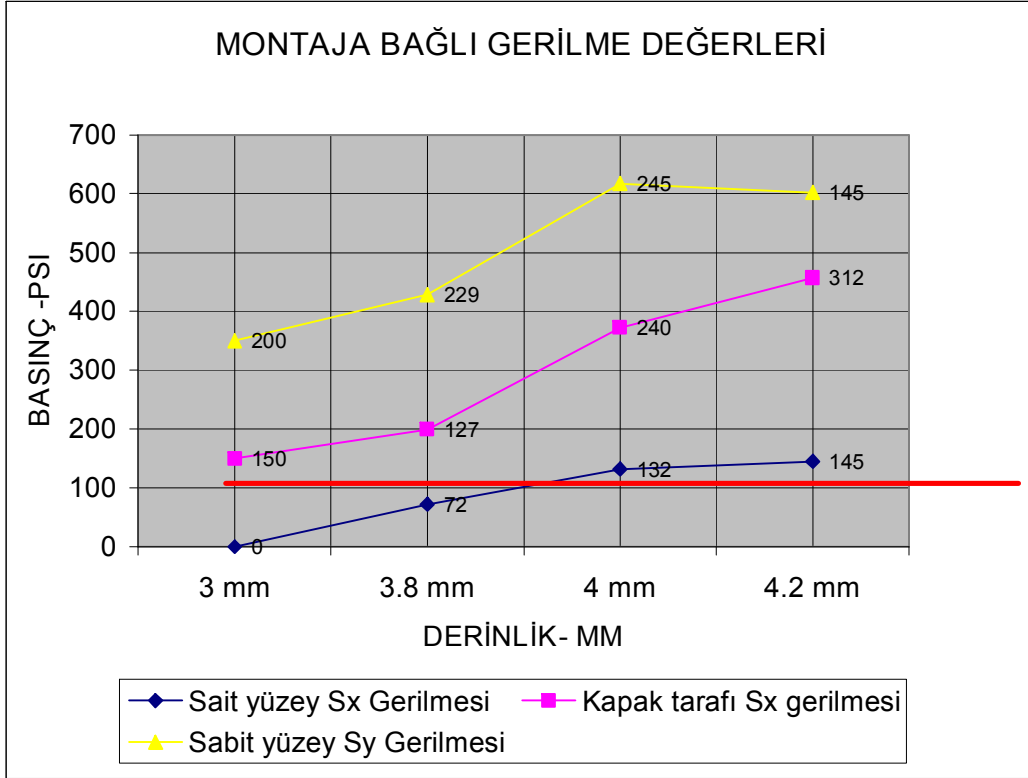
Model	Deplasman -mm-	Sabit yüzey Sy Gerilmesi - psi-	Sabit yüzey Sx Gerilmesi -psi-	Kapak tarafı Sx Gerilmesi -psi-	Yüzey basıncı -psi-
5	3 mm	200	-	150	88
6	3.8 mm	229	72	127	-
7	4 mm	245	132	240	
8	4.2 mm	145	145	312	

Tablo 1 incelendiğinde model 5'de 100 psi basınç altında 3 mm'lik kapak montajı sistemde sızdırmazlık açısından problem teşkil etmektedir. Hareketli kapa tarafında eğimli yüzeyden kaynaklanan düşük yüzey basıncı sızdırmaya neden olacaktır.

Model 6'da Kapak tarafında 127 psi'lık gerilme yakalanmasına rağmen ani basınç dalgalanmalarında sızdırma söz konusu olacaktır. Bu sebeple bu opsiyonda kabul edilmemiştir. Sızdırma bu durumda sabit kapak tarafında değil hareketli tarafta meydana gelecektir.

Güvenli olarak yapılacak montaj için model 7 uygun gözükmektedir. İstendiği takdirde 4.2 mm'lik durumda seçilebilir. Ancak deformasyondaki farklılıklar göz önünde bulundurulduğunda daha verimli ve uzun ömür açısından model 7 en uygun gözükmektedir.

Tablo 2 : Gerilme Değerlerinin karşılaştırması



Tablo2 'den daha net görüleceği gibi 3 mm'de Sx yönündeki sabit yüzey Sx gerilme değeri uygulama basıncından daha azdır.

#### KAYNAKLAR

- [1] Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri, Babalık, (1997), Bursa
- [2] Design Handbook for Dupont Engineering Plastics,module II,(2002),USA
- [3] <http://www.mathworks.com/products/curvefitting>,USA
- [4] Zytel HTN, Product and properties Guide,(2000),USA
- [5] Ansys Theory Reference Volume 1 (8.1) (2004,USA)
- [6] Makale, Hidrolik silindirlerde kullanılan sızdırmazlık elemanları için ömür test cihazı,Mühendis ve Makine Cilt 46 Sayı:542

#### ÖZGEÇMİŞ

S. Hakan OKA

1977 yılı Eskisehir doğumlu olan S. Hakan OKA, Uludag Üniversitesi Makina Mühendisliği bölümünden mezun olduktan sonra aynı yıl Makina Mühendisliği bölümünde Yüksek lisans eğitime başlamıştır. 2002 yılında master derecesini aldıktan sonra Doktora eğitimine başlamış 2005 yılında Doktora yeterliliğini vermiştir.

Yurt içi ve Yurtdışında sunulmuş yaklaşık olarak 20 yayını bulunan S. Hakan OKA 1999 yılından beri Figes A.S de çalışmaktadır ve 2002 yılından bu yana firmanın Proje müdürlüğü görevini yürütmektedir.