






Optimization of mechanical (Swage) autofrettage process

Veli Çelik¹ , Onur Güngör² , Halil Yıldırım^{1*} 

¹Department of Engineering and Natural Sciences Faculty, Ankara Yıldırım Beyazıt University, Ankara, 06570, Turkey

²Ammunition Factory R&D Department, MKE Corporation, Kırıkkale, 71100, Turkey

Highlights:

- The swage autofrettage process for a thick-walled cylinder was analyzed analytically and numerically.
- In order to get maximum benefit, optimized mandrel and thick wall cylinder inner diameter interference ratios were determined.
- Determined optimized interference ratios were used in production of a gun barrel.

Keywords:

- Swage autofrettage,
- Thick wall cylinder,
- Residual stress,
- optimization

Article Info:

Research Article
Received: 09.08.20016
Accepted: 18.07.2018

DOI:

10.17341/gazimmfd.460485

Acknowledgement:

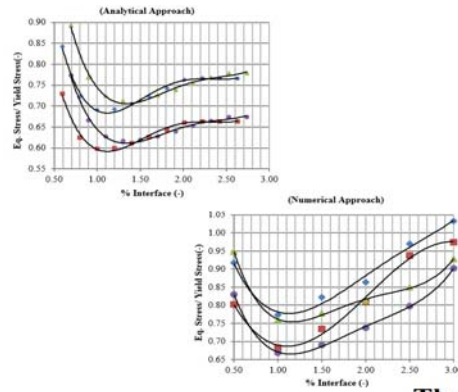
This article has been prepared within the scope of SAN-TEZ project coded 0504.STZ.2013-2. We would like to thank the Ministry of Science, Industry and Technology and MKEK-Heavy Arms and Steel Factory Directorate for their contributions.

Correspondence:

Author: Halil Yıldırım
e-mail: hyildirim@ybu.edu.tr
phone: +90 312 324 1555

Graphical/Tabular Abstract

Autofrettage is the process of residual stress formation on the walls of the thick walled cylinders before their usage. These residual stresses help to increase the pressure bearing capacity of the thick walled cylinders by eliminating some stresses when service pressure is applied in the high pressure applications. In practice, there are two different autofrettage methods as hydraulic and swage. Swage autofrettage is a more economical method to form beneficial residual stresses in the thick walled cylinders when it is compared with the hydraulic autofrettage method.



Theory => Practice

Figure A. Swage autofrettage operation was analyzed analytically and numerically in theory and applied in reality

Purpose: In the current study, swage autofrettage process, applied on to two thick walled cylinders which have gained different material properties by heat treatment process is investigated. The main objective of the study is to determine the optimum mandrel-inner diameter interference ratios that results in maximum benefit. In accordance with this purpose, it is determined equivalent stresses on elastic-plastic junction, which is the most critical region of autofrettaged cylinder, being assumed to be used in max. 400 MPa service pressure. At first, maximum Tresca and Von Mises equivalent stresses on the elastic-plastic junction are obtained analytically for the autofrettaged thick walled cylinders exposing to the internal pressure of 400 MPa. Then, the verification of the analytical model is performed by making use of an ABAQUS software which uses the finite element method. Swage autofrettage is applied in the factory considering optimum values and permanent expansion of inner and outer diameter is measured. It is also calculated making use of ABAQUS software and results are compared.

Theory and Methods:

Analytical and numerical models were proposed and model calculation results were compared to each other. Autofrettage process were scheduled and performed in factory environment. Measured inner and outer diameters were compared to calculated values.

Results:




Internal and external diameter expansion quantities measured after the autofrettage process and the internal and external diameter expansion amounts obtained from the numerical calculation are compatible with the intersection value determined within the framework of the optimization calculation. Internal diameter expansion measurement and calculation results are 95%, and external diameter expansion measurement and calculation results are 87% close to each other.

Conclusion:

All stages of swage autofrettage process for a certain application was theoretically and experimentally enlightened and optimized by using proper methods.



Mekanik otofretaj işleminin eniyilemesi

Veli Çelik¹ , Onur Güngör² , Halil Yıldırım^{1*} 

¹Ankara Yıldırım Beyazıt Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Keçiören, Ankara, 06220, Türkiye

²Kırıkkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Yahşihan, Kırıkkale, 71450, Türkiye

ÖNEÇİKANLAR

- Mekanik otofretaj işleminden maksimum faydanın elde edildiği optimum mandrel-iç çap arakesit oranı belirlenmiştir.
- Otofretaj işleminin namlunun basınç taşıma kapasitesine etkisi incelenmiştir.
- Malzemenin mekanik özelliklerinin otofretaj işleminin sonuçları üzerindeki etkisi incelenmiştir.

Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi

Geliş: 09.08.20016

Kabul: 18.07.2018

DOI:

10.17341/gazimmfd.460485

Anahtar Kelimeler:

Mekanik otofretaj,
kalın cidarlı silindirler,
kalıntı gerilmeler,
eniyileme

ÖZET

Otofretaj, kalın cidarlı silindirlerin kullanımı öncesinde silindir cidarında kalıntı gerilme oluşturma işlemidir. Bu kalıntı gerilmeler yüksek basınçlı uygulamalarda servis basıncının uygulandığı esnada oluşan gerilmelerin bir kısmını elimine ederek, basınçlı kapların basınç taşıma kapasitelerinin artmasına yardımcı olmaktadır. Pratikte hidrolik ve mekanik olmak üzere iki farklı otofretaj yöntemi vardır. Mekanik otofretaj kalın cidarlı silindirlerde faydalı kalıntı gerilmeler oluşturmak için hidrolik otofretaja nazaran daha ekonomik bir yöntemdir. Bu çalışmada, ısıl işlem uygulaması sonucu farklı malzeme özellikleri kazanmış aynı boyutlardaki iki adet kalın cidarlı silindire uygulanan mekanik otofretaj işlemi incelenmektedir. Çalışmanın öncelikli amacı, mekanik otofretaj işleminden maksimum faydanın elde edildiği optimum mandrel-iç çap arakesit oranının belirlenmesidir. Bu amaç doğrultusunda, iki adet kalın cidarlı silindirin maksimum 400 MPa servis basıncında kullanılacağı varsayılarak, otofretaj görmüş silindirin en kritik bölgesi olan elastik-plastik geçiş çapı üzerinde oluşan eşdeğer gerilmeler belirlenmiştir. İlk önce 400 MPa iç basınca maruz kalan otofretaj görmüş kalın cidarlı silindirlerin elastik-plastik geçiş çapı üzerindeki Tresca ve Von Mises eşdeğer gerilmeleri analitik olarak belirlenmiştir. Sonrasında ise ABAQUS yazılımı kullanılarak analitik modelin doğrulaması yapılmıştır. Mekanik otofretaj işlemi optimum değerler dikkate alınarak fabrika ortamında gerçekleştirilmiş olup iç ve dış çaplardaki kalıcı genişleme oranlarının belirlenmesi amacıyla ölçümler gerçekleştirilmiştir. İç ve dış çap oranları ABAQUS yazılımıyla da elde edilmiş ve ölçüm sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

Optimization of mechanical (Swage) autofrettage process

HIGHLIGHTS

- Optimum mandrel-inner diameter interference ratio from which maximum benefit was obtained from swage autofrettage process was determined.
- The effect of autofrettage on pressure bearing capacity of the barrel was investigated.
- The effect of the mechanical properties of the material on the results of the autofrettage process was investigated.

Article Info

Research Article

Received: 09.08.20016

Accepted: 18.07.2018

DOI:

10.17341/gazimmfd.460485

Keywords:

Swage autofrettage,
thick walled cylinders,
residual stresses,
optimization

ABSTRACT

Autofrettage is the process of residual stress formation on the walls of the thick walled cylinders before their usage. These residual stresses help to increase the pressure bearing capacity of the thick walled cylinders by eliminating some stresses when service pressure is applied in the high pressure applications. In practice, there are two different autofrettage methods as hydraulic and swage. Swage autofrettage is a more economical method to form beneficial residual stresses in the thick walled cylinders when it is compared with the hydraulic autofrettage method. In the current study, swage autofrettage process, applied on to two thick walled cylinders which have gained different material properties by heat treatment process is investigated. The main objective of the study is to determine the optimum mandrel-inner diameter interference ratios that results in maximum benefit. In accordance with this purpose, it is determined equivalent stresses on elastic-plastic junction, which is the most critical region of autofrettaged cylinder, being assumed to be used in max. 400 MPa service pressure. At first, maximum Tresca and Von Mises equivalent stresses on the elastic-plastic junction are obtained analytically for the autofrettaged thick walled cylinders exposing to the internal pressure of 400 MPa. Then, the verification of the analytical model is performed by making use of a ABAQUS software which uses the finite element method. Swage autofrettage is applied in the factory considering optimum values and permanent expansion of inner and outer diameter is measured. It is also calculated making use of ABAQUS software and results are compared.

*Sorumlu Yazar/Corresponding Author: vlc@ybu.edu.tr, onur.gungor@mkek.gov.tr, hyildirim@ybu.edu.tr / Tel: +90 312 324 1555

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Elastik-plastik yöntemlerin keşfinden önce basınçlı kapların yüksek basınçları taşıyabilmesi için tasarımda dikkate alınan en önemli parametre cidar kalınlığıydı. Dolayısıyla çok yüksek basınç değerlerini karşılayabilmek için kapların cidar kalınlıklarının artırılması gerekiyordu. Bu da yüksek maliyet ve hantallık gibi olumsuzlukları beraberinde getirmekteydi [1]. Bu durum araştırmacıların dikkatini, malzemenin dayanım özelliklerinin daha verimli kullanılmasına imkan sağlayan elastik-plastik yaklaşıma yöneltmiştir [2].

Otofretaj, kalın cidarlı silindirlerin basınç taşıma kapasitelerini ve yorulma ömürlerini artırmak için kullanılan elastik-plastik bir tekniktir. Otofretaj yöntemi, kalın cidarlı bir silindirin bir miktar plastik deformasyona uğratılabilmesi için silindir iç yüzeyine yeterli şiddette radyal kuvvetlerin uygulanmasını içerir. Bu radyal kuvvetlerin oluşturulma mekanizmalarına göre iki farklı ofofretaj yöntemi vardır [3]:

a) Hidrolik ofofretaj b) Mekanik ofofretaj

Hidrolik ofofretaj yöntemi, silindir deliğinin iç çapına hidrostatik basıncın uygulanmasını içerir. Mekanik ofofretaj ise ofofretajın uygulama sınırlarını daha yüksek basınçlı uygulamalara genişletmek ve yüksek basınç aralıklarında ortaya çıkan pek çok problemi bertaraf etmek amacıyla geliştirilmiş bir yöntemdir. Bu yöntemde beklenen çap genişlemesini elde etmek için kamanın mekanik avantajını kullanmak, basınç gereksinimini hidrolik ofofretaj yöntemine nazaran ciddi oranda düşürmektedir. Yöntem, çapça büyük bir dövme takımının silindir iç çapından silindir boyunca geçirilmek sureti ile beklenen çap genişlemesinin elde edilmesine dayanır [4].

Otofretaj prosesinin analizindeki temel problem, servis basınçlarının uygulanması esnasında silindir cidarı üzerinde oluşabilecek maksimum eşdeğer gerilme değerini minimum yapan ofofretaj basıncının belirlenmesidir. Mekanik ofofretaj prosesinde ofofretaj basıncı arakesit (mandrel yarıçapı ile silindirin delik yarıçapı arasındaki fark olarak tanımlanır) değeriyle ilintili olduğu için bu prosesin analizinde öncelikli amaç eniyilenmiş arakesit değerinin belirlenmesidir [3].

Otofretaj uygulanan basınçlı kapların eniyileme tasarımı ile ilgili literatürde pek çok çalışma olmasına rağmen, çalışmaların çoğu hidrolik ofofretaj üzerine yoğunlaşmıştır. Amran Ayob ve M. Kabashi Elbasheer tarafından 2007 yılında yayınlanan makalede ofofretaj görmüş kalın cidarlı silindirlerin çalışma basınçlarındaki gerilme dağılımları incelenmiş ve eniyilenmiş ofofretaj basıncı tespit edilmiştir [2]. Abu Rayhan Md. Ali, Nidul Ch. Ghosh, Tanvir-E-Alam tarafından 2010 yılında yayınlanan makalede, silindirik tüpün dış çapının iç çapa oranı, çalışma basıncı, malzeme modeli ve ofofretaj seviyesi gibi faktörlerin ofofretaj işleminden elde edilen faydayı ne şekilde etkilediği üzerinde durulmuştur [5]. Zahong Hu ve Chandra Penumathy 2014 yılında yayınlanan makalelerinde bir ağır silah namlusuna

uygulanacak mekanik ofofretaj işleminin eniyileme için bir sonlu elemanlar programı ile analizini gerçekleştirdiler [6]. Bu çalışmada, mekanik ofofretaj yönteminin 105 mm delik çapında ağır silah obüs namlusuna uygulanması incelenecektir. Otofretaj işleminden en fazla fayda elde etmek için, namlu ve mandrel arasındaki eniyilenmiş arakesit oranı elde edilmeye çalışılacaktır. Analiz öncelikle plastisitenin deformasyon teorisine dayanan analitik bir yaklaşım kullanılarak yapılacaktır. Sonra ise bir sonlu elemanlar modeli geliştirilecektir. Analizler neticesinde tespit edilen eniyilenmiş arakesit oranı dikkate alınarak fabrika ortamında ofofretaj uygulaması gerçekleştirilecektir.

2. ANALİTİK YAKLAŞIM (ANALYTICAL APPROACH)

Analitik çözüm oluşturulurken problemin basitleştirilmesi için bir takım varsayımlar yapılmıştır. Bu varsayımlar aşağıda maddeler halinde belirtilmektedir.

- Plastik genleme bileşenlerinin toplamı sıfıra eşittir. Bu durum matematiksel olarak Eş. 1 ile ifade edilebilir [7].

$$(\varepsilon_r^p + \varepsilon_\theta^p + \varepsilon_z^p = 0) \quad (1)$$

- İşlem sırasında silindirin ekstenel gerinimi ihmal edilerek, silindirin düzlem gerinim durumunda olduğu varsayılmaktadır ($\varepsilon_z = 0$). Düzlem gerinim durumunda ekstenel gerilme σ_z Eş. 2 ile ifade edilmektedir [7].

$$\sigma_z = \nu(\sigma_r + \sigma_\theta) \quad (2)$$

- Coloumb sürtünme modeline göre, sürtünme kuvveti mandrel silindire uyguladığı temas basıncıyla orantılıdır. Sürtünme katsayısı μ ile gösterilecek olursa, sürtünmeden dolayı oluşacak kayma gerilmesi $(\tau_{rz} = \mu\sigma_r)_{r=a}$ olarak ifade edilebilir. Fakat sürtünmeden dolayı yüzeyde oluşan kayma gerilmesinin değeri, diğer gerilme bileşenlerinin yanında çok küçük olduğu için ihmal edilmektedir.
- Mekanik ofofretaj işlemi basitleştirilerek, mandrel silindirin içinden geçerken oluşturduğu temas basıncı hidrostatik basınç gibi ele alınmış ve hidrolik ofofretaj işleminin analitik çözümünde kullanılan denklemlerden yararlanılmıştır.
- Mandrel işlem boyunca elastik olarak davrandığı varsayılmaktadır.
- Silindir iç cidarına uygulanan basınç kaldırıldığında, malzemenin gerilme-gerinim grafiğindeki geri dönüş davranışının lineer olduğu varsayılmaktadır.
- Elastik-lineer plastik pekleşme modeli kullanılmaktadır.

2.1. Malzemeler İçin İdeal Pekleşme Modelleri (Ideal Hardening Models for Materials)

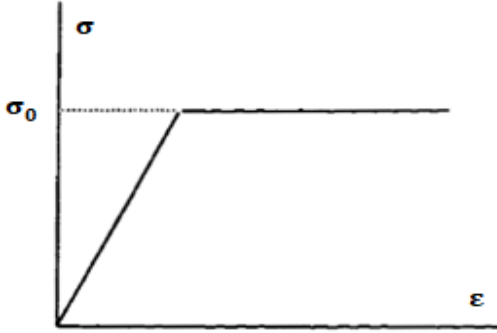
2.1.1. Elastik-mükemmel plastik model (Elastic-perfectly plastic model)

Bir malzemenin plastik davranışını ele almak için kullanılacak en basit model elastik-mükemmel plastik

modeldir. Bu modelin davranışı Şekil-1’de gösterilmektedir. Bu modele göre akma gerilmesinin değeri plastik gerinime göre değişmemektedir. Çok fazla gerinim pekleşmesi göstermeyen malzemelerin plastik davranışlarının, bu model kullanılarak idealize edilmesi elde edilecek sonuçlarda büyük sapmalara sebep olmayacaktır. Elastik-mükemmel plastik model için gerilme gerinim ilişkileri Eş. 3 ve Eş. 4 ile ifade edilebilir (Şekil 1) [8]:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \quad (\sigma < \sigma_0) \quad (3)$$

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \varepsilon^p \quad (\sigma > \sigma_0) \quad (4)$$



Şekil 1. Elastik-Mükemmel Plastik Model
(Elastic-Perfectly Plastic Model)

2.1.2. Elastik-lineer plastik model (Elastic-linear plastic model)

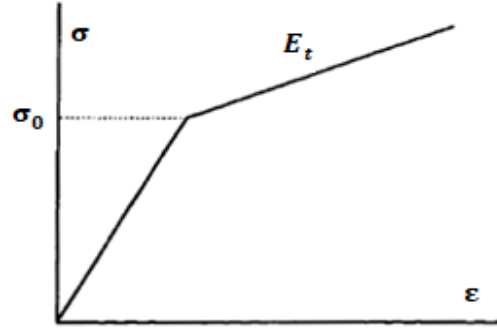
Elastik-lineer plastik model, elastik mükemmel plastik modele nazaran gerinim pekleşmesi görülen malzemelerin gerçek gerilme-gerinim eğrisine daha yakın bir modeldir. Bu modelde gerilme-gerinim eğrisi iki düz çizgiyle temsil edilmektedir. Malzemenin gerçek gerilme-gerinim eğrisinde genelde elastik bölgeden plastik bölgeye geçiş yumuşak şekilde gerçekleşirken, bu modelde sert bir geçiş söz konusudur. İdealize edilen diyagramın ilk lineer bölgesi malzemenin elastik modülüne eşit bir eğime sahiptir. İdealize edilmiş pekleşme davranışını temsil eden ikinci bölge ise tanjant modülüne eşit bir eğime sahiptir E_t . Elastik-lineer plastik model için gerilme-gerinim ilişkisi Eş. 5 ve Eş. 6 ile ifade edilebilir (Şekil 2) [8]:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \quad (\sigma < \sigma_0) \quad (5)$$

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \frac{1}{E_t}(\sigma - \sigma_0) \quad (\sigma > \sigma_0) \quad (6)$$

2.2. Lamé Denklemleri (Lamé Equations)

Elastik sınırlar içerisinde iç veya dış basınca maruz açık uçlu kalın cidarlı silindirlere için gerilme dağılımlarını veren denklemler Lamé denklemleri olarak bilinmektedir [2]. İç veya dış basınca maruz açık uçlu kalın cidarlı silindirlere tüm cidar boyunca radyal ve teğetsel gerilmeler oluşurken aksel gerilmeler meydana gelmemektedir.



Şekil 2. Elastik-Lineer Plastik Model
(Elastic-Linear Plastic Model)

2.2.1. İç Basınca maruz açık uçlu silindirlere (Open ended cylinders subjected to internal pressure)

İç basınca maruz kalan açık uçlu silindirlere oluşan gerilmeler Eş. 7 ve Eş. 8 ile hesaplanmaktadır.

$$\sigma_r = \left(\frac{Pa^2}{b^2 - a^2} \right) \left(1 - \frac{b^2}{r^2} \right) \quad (7)$$

$$\sigma_\theta = \left(\frac{Pa^2}{b^2 - a^2} \right) \left(1 + \frac{b^2}{r^2} \right) \quad (8)$$

2.2.2. Dış basınca maruz açık uçlu silindirlere (Open ended cylinders subjected to external pressure)

Dış basınca maruz kalan açık uçlu silindirlere oluşan gerilmeler Eş. 9 ve Eş. 10 ile hesaplanmaktadır.

$$\sigma_r = \left(\frac{-Pb^2}{b^2 - a^2} \right) \left(1 - \frac{a^2}{r^2} \right) \quad (9)$$

$$\sigma_\theta = \left(\frac{-Pb^2}{b^2 - a^2} \right) \left(1 + \frac{a^2}{r^2} \right) \quad (10)$$

2.3. Otofretaj ile Oluşan Gerilmeler (Stresses Occuring Through Autofrettage)

Mandrel silindir içerisinde sıkışık bir vaziyette geçmesi sırasında mandrel ile silindir iç cidarı temas halinde iken oluşan gerilmeler ‘yüklem gerilmeleri’ kama hareket ederken temasın sona erdiği yerlerde oluşan gerilmeler ‘kalıntı gerilmeler’ olarak adlandırılmaktadır [3].

2.3.1. Plastik bölgedeki yüklem gerilmeleri (Loading stresses in the plastic region)

Mandrel silindir iç yüzeyine temas ettiği aralıkta oluşan yüklem gerilmeleri plastik bölge için Eş. 11, Eş. 12 ve Eş. 13 ile hesaplanmaktadır.

$$\sigma_r = \frac{-\sigma_0 \left[1 - \frac{c^2}{b^2} + \ln \frac{c^2}{r^2} + (1 - \nu^2) \frac{E_t}{E} \left(\frac{c^2}{r^2} - \frac{c^2}{b^2} \right) \right]}{1 + (1 - \nu^2) \frac{E_t}{E}} \quad (11)$$

$$\sigma_\theta = \frac{\sigma_0 \left[1 + \frac{c^2}{b^2} - \ln \frac{c^2}{r^2} + (1 - \nu^2) \frac{E_t}{E} \left(\frac{c^2}{r^2} + \frac{c^2}{b^2} \right) \right]}{1 + (1 - \nu^2) \frac{E_t}{E}} \quad (12)$$

$$\sigma_z = \frac{v\sigma_0 \left[\frac{c^2}{b^2} - \ln \frac{c^2}{r^2} + (1-v^2) \frac{E_t c^2}{E b^2} \right]}{1+(1-v^2) \frac{E_t}{E}} \quad (13)$$

2.3.2. Elastik bölgedeki yüklemeye gerilmeleri (Loading stresses in the elastic region)

Elastik bölgedeki yüklemeye gerilmeleri Eş. 14, Eş. 15 ve Eş. 16 ile hesaplanmaktadır.

$$\sigma_r = \frac{\sigma_0}{2} \left(-\frac{c^2}{r^2} + \frac{c^2}{b^2} \right) \quad (14)$$

$$\sigma_\theta = \frac{\sigma_0}{2} \left(\frac{c^2}{r^2} + \frac{c^2}{b^2} \right) \quad (15)$$

$$\sigma_z = v\sigma_0 \frac{c^2}{b^2} \quad (16)$$

2.3.3. Plastik bölgedeki kalıntı gerilmeler (Residual stresses in the plastic region)

Mandrel silindir içerisinden çıktıktan sonra elde edilen faydalı kalıntı gerilmeleri Eş. 17, Eş. 18 ve Eş. 19 ile hesaplanmaktadır.

$$\sigma_r^R = \frac{-\frac{\sigma_0}{2} \left[1 - \frac{c^2}{b^2} + \ln \frac{c^2}{r^2} + (1-v^2) \frac{E_t}{E} \left(\frac{c^2}{r^2} - \frac{c^2}{b^2} \right) \right]}{1+(1-v^2) \frac{E_t}{E}} - \left(\frac{\dot{P} a^2}{b^2 - a^2} \right) \left(1 - \frac{b^2}{r^2} \right) \quad (17)$$

$$\sigma_\theta^R = \frac{\frac{\sigma_0}{2} \left[1 + \frac{c^2}{b^2} - \ln \frac{c^2}{r^2} + (1-v^2) \frac{E_t}{E} \left(\frac{c^2}{r^2} + \frac{c^2}{b^2} \right) \right]}{1+(1-v^2) \frac{E_t}{E}} - \left(\frac{\dot{P} a^2}{b^2 - a^2} \right) \left(1 + \frac{b^2}{r^2} \right) \quad (18)$$

$$\sigma_z^R = \frac{v\sigma_0 \left[\frac{c^2}{b^2} - \ln \frac{c^2}{r^2} + (1-v^2) \frac{E_t c^2}{E b^2} \right]}{1+(1-v^2) \frac{E_t}{E}} - 2v \left(\frac{\dot{P} a^2}{b^2 - a^2} \right) \quad (19)$$

Yukarıdaki denklemlerde \dot{P} sembolüyle gösterilen ifade otofretaj basıncıdır. Kamanın silindir iç cidarına radyal doğrultuda yaptığı etki hidrolik otofretaj işlemindeki hidrolik basınç ile ilişkilendirilerek mevcut problemin basitleştirilmesi yoluna gidilmiştir. Gerçekte ise mekanik otofretaj işleminde kama ile silindir iç cidarı arasında daha kompleks bir etkileşim söz konusudur. \dot{P} otofretaj basıncı Eş. 20 ile elde edilmektedir [3].

$$\dot{P} = \frac{\sigma_0 \left[1 - \frac{c^2}{b^2} + \ln \frac{c^2}{a^2} + (1-v^2) \frac{E_t}{E} \left(\frac{c^2}{a^2} - \frac{c^2}{b^2} \right) \right]}{1+(1-v^2) \frac{E_t}{E}} \quad (20)$$

2.4. Elastik-Plastik Yarıçapın Hesaplanması (Calculation of the Elastic-Plastic Radius)

Sembol I ile temsil edilen arakesit, mandrelin dış yarıçapı ile silindirin iç yarıçapı arasındaki fark olarak tanımlanmaktadır ve Eş. 21 ile ifade edilmektedir [3].

$$I = r_m - a \quad (21)$$

Elastik-plastik yarıçap c ile arakesit I arasında ilişki kuran bağıntı Eş. 22 ile verilmektedir [3]. Bu denklemde uygulanacak basit bir iterasyon ile elastik-plastik yarıçap c elde edilmektedir.

$$I = (1-v) \frac{\sigma_0 c^2}{2Ga} - a(1-2v) \frac{\dot{P}}{2G} - \frac{\dot{P}}{E} a(2v_m - 1)(v_m + 1) \quad (22)$$

2.5. Servis Basıncında Otofretajlı Silindirlerde Meydana Gelen Gerilmelerin Belirlenmesi ve Otofretaj Eniyilemesi (Determination of Stresses Occuring on Autofrettaged Cylinders at Service Pressure)

Otofretaj görmüş kalın cidarlı silindirler, kullandıkları alanlara göre farklı servis basınçlarına maruz kalmaktadırlar. Silindirik kabın emniyetli bir şekilde görevini icra edebilmesi için, kullanım esnasında silindir iç cidarından uygulanan basıncın plastik deformasyona sebep olmaması gerekmektedir. Uygun bir basınçlı kap tasarımının yapılabilmesi için, otofretaj gördükten sonra servis basıncına maruz kalan silindirik kabın gerilme dağılımının bilinmesi gerekmektedir. Otofretaj eniyilemesi, servis basıncı uygulanması ile oluşan gerilme dağılımı üzerinden yapılmaktadır. Servis basıncına maruz kalan otofretajlı silindirin gerilme dağılımı, servis basıncı tarafından üretilen elastik gerilmelerin ve otofretaj işlemi ile üretilen kalıntı gerilmelerin süperpozisyonuyla elde edilen Eş. 23 kullanılarak hesaplanmaktadır [2].

$$\sigma_t = \sigma_s + \sigma^R \quad (23)$$

Yukarıdaki bağıntıda servis basıncının ürettiği gerilmeleri (σ_s) hesaplamak için yalnız içten basınçlandırılmış açık uçlu silindirler için geçerli olan Lamé denklemleri kullanılmaktadır (Eş.7, Eş.8).

3. NÜMERİK YAKLAŞIM (NUMERICAL APPROACH)

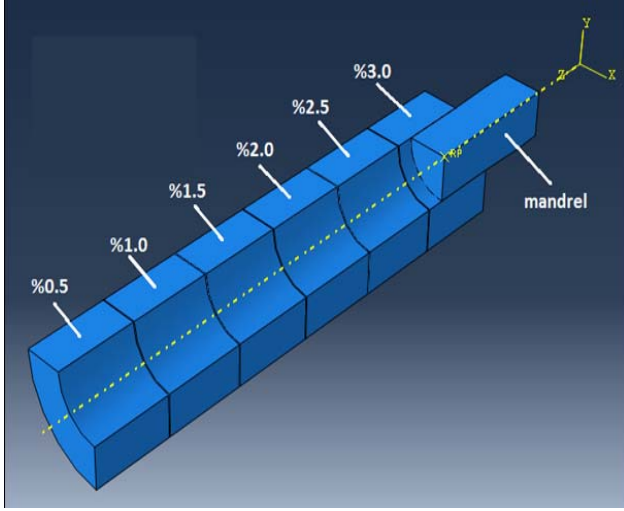
Analitik hesapları teyit üzere nümerik hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla farklı % arakesit değerleri için üç boyutlu ¼ kesit hesaplama modeli oluşturulmuştur (Şekil 3). Otofretaj taslaklarında malzeme modeli olarak önce elastik-lineer plastik daha sonra ise elastik-nonlinear plastik pekleşme modeli kullanılmıştır. Mandrel malzemesi için sadece elastik malzeme özellikleri tanımlanmıştır.

Sürtünme katsayısı için yapılmış kabuller ve tespitler çerçevesinde ve otofretaj işlemi sırasında mandrel ve taslağın yağlandığı da göz önünde bulundurularak 0,015 sürtünme katsayısı değeri kullanılmıştır.

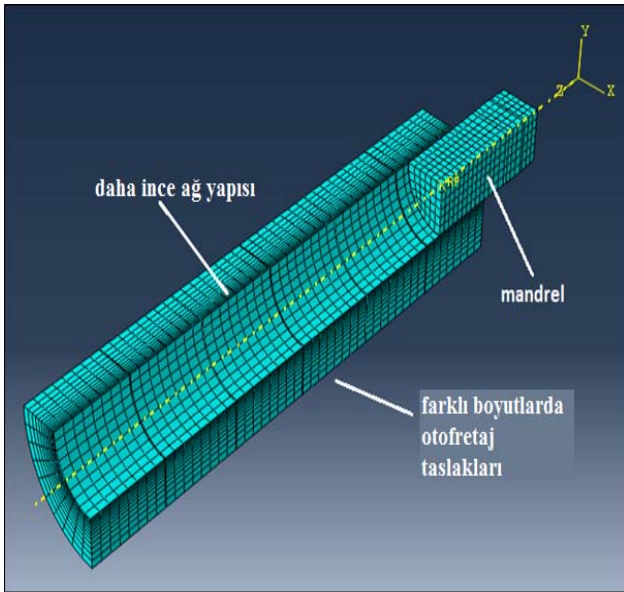
Her bir parça şekil değiştirebilir özellikte modellenmiş ve C3D8R (üç boyutlu 8 nodlu indirgenmiş integrasyon elemanı) elemanlar ile yapı oluşturulmuştur. Ağ yapısı gerilmelerin yüksek olduğu ve hesaplamaların daha hassas yapılması istenilen taslak iç çapına yakın bölgelerde daha sık elemanlar ile örülmek sureti ile oluşturulmuştur (Şekil 4). Otofretaj taslaklarının her biri Şekil 4' de gösterildiği gibi bir

taraflarından eksen doğrultusunda hareket etmeyecek şekilde ve radyal yönde serbest bırakılarak mesnetlenmiştir. $\frac{1}{4}$ kesit kullanıldığından simetri düzlemleri ve sınır şartları uygun şekilde tanımlanmıştır.

Hesaplama iki aşamalı olarak değerlendirilmiş, birinci aşamada otofretaj işlemini hesaplayacak şekilde mandrel taslakların içerisinden geçirilmiş ve kalıntı gerilmelerin oluşturulması sağlanmış, ikinci aşamada analitik hesaplara benzer şekilde 400 MPa servis basıncı taslak iç çap bölgesine uygulanmıştır. Bu şekilde hem otofretaj hem de kullanım şartlarındaki gerilme dağılımı elde edilmiştir.



Şekil 3. Farklı % arakesit oranları için ölçülendirilmiş $\frac{1}{4}$ kesit nümerik model
(Dimensioning of $\frac{1}{4}$ sectional numerical models for different % interference values)



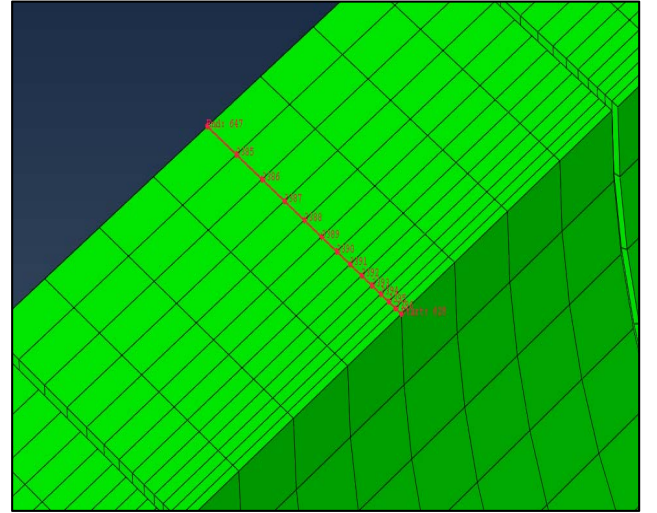
Şekil 4. Otofretaj eniyilemesi için nümerik hesaplama modeli ağ yapısı
(Numerical calculation model mesh structure for autofrettage optimization)

Her bir taslak kesiti için hesaplama sonuçlarını eğri haline getirmek üzere taslaklara kalınlıkları boyunca algılayıcı tanımlanmıştır. Tüm veriler her bir taslak için boylarının orta noktalarında cidarları boyunca tanımlanmış algılayıcılar vasıtası ile elde edilmiştir (Şekil 5).

4. FABRİKADA OTOFRETAJ UYGULAMASI (AUTOFRETTAGE APPLICATION IN THE FACTORY)

Aşağıdaki resimde 105 mm'lik bir obüsün namlusu olarak üretilen ve otofretaj öncesi son boyutlarına getirilmiş kalın cidarlı silindir görülmektedir (Şekil 6).

İşlem öncesinde namlu yağ kalıntılarında temizlenmekte, fosfat kaplanmakta ve yağlanmakta, mandrel sabit sıcaklıkta bir süre tutulmaktadır. Bu işlemler otofretaj işlemi esnasında oluşacak kuvvetlerin azaltılması ve işlemin kolaylaştırılması amacıyla yapılmaktadır. (Şekil 7-10)



Şekil 5. Veri toplama için algılayıcı yerleştirilmesi
(Placing probes for data capture)



Şekil 6. Otofretaj işlemine hazırlanmış namlu taslağı
(Barrel draft prepared to autofrettage process)



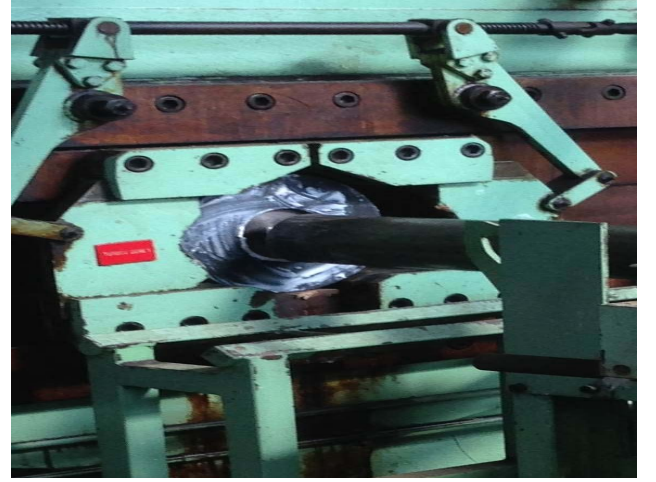
Şekil 7. Yağlaması yapılmakta olan namlu taslağı
(Lubrication of the barrel draft)



Şekil 8. Mandrel yerleştirilmesi (Placing of the mandrel)



Şekil 9. Tezgâh bağlantılarının gerçekleştirilmesi
(Performing the bench connectios)



Şekil 10. Mekanik Otofretaj işleminin tamamlanması
(Completion of the swage autofretage process)

5. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSIONS)

Dış çap ve mandrel çapı sabit kabul edilerek, farklı arakesit oranlarına karşılık gelen eşdeğer gerilmeler incelenmiştir. Arakesit oranı ile silindir iç yarıçapı arasındaki ilişki Eş. 24 ile ifade edilmiştir.

$$\% \text{ arakesit} = \left(\frac{d_m}{a} - 1 \right) \times 100 \quad (24)$$

Analitik ve Nümerik hesaplarda kullanılmak üzere malzemenin tek yönde çekme deneyi sonuçlarının çözümlenmesi ile elde edilen veriler aşağıda gösterilmektedir (Tablo 1).

Tablo 1. Malzeme özellikleri tablosu
(Table of material properties)

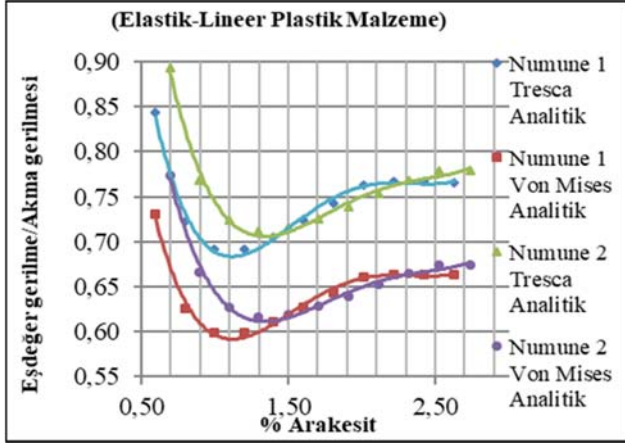
Özellikler	Namlu Numune 1 35NiCrMo V12.5	Namlu Numune 2 35NiCrMo V12.5	Mandrel Malzemesi WC
E^e (GPa)	179	141	450
ν	0,29	0,29	0,28
σ_y (MPa)	1142,46	1086,01	-
E^p (GPa)	2,8324	2,3619	-

Otofretaj eniyilemesi hesabı namlunun zorlanabileceği (tasarım basıncı) en yüksek değer olan 400 MPa servis basıncı değeri için yapılmıştır. Servis basıncı uygulandığında en yüksek eşdeğer gerilme değerleri elastik-plastik geçiş yarıçapında gerçekleşmektedir. %0,5-3,0 arasındaki farklı arakesit oranları kullanılmıştır. Eş değer gerilmenin en az değeri aldığı arakesit oranı belirlenmiş, dolayısı ile otofretaj taslağı için en uygun iç yarıçap değeri tespit edilmiştir.

5.1. Analitik Sonuçlar (Analytical Results)

Şekil 11'deki eğriler incelendiğinde malzeme özelliklerinin, eniyileme hesabında etkili olduğu görülmektedir. Akma

gerilmesi yüksek olan numune için hesaplanan eşdeğer gerilme değerinin %1,0-1,2 aralığında en düşük değerini aldığı görülmektedir. Akma gerilmesi düşük olan ve namlunun üretildiği 2 numaralı numunede ise bu değer %1,3-1,5 aralığında en düşük değerini almıştır. Ayrıca Tresca ve Von Mises kriterleri arasında aynı arakesit oranına karşılık gelen Eşdeğer Gerilme / Akma Gerilmesi oranı değerlerinde farklılaşma olduğu görülmüştür. Tresca kriterine göre gerilme oranı değerleri Von Mises'e göre 0,10 mertebesinde yüksek seyretmektedir. Bu durumda Tresca kriteri göz önünde bulundurulduğunda tasarımın daha emniyetli olacağı değerlendirilmiştir.



Şekil 11. Analitik olarak otofretaj eniyilemesi (Analytically autofrettage optimization)

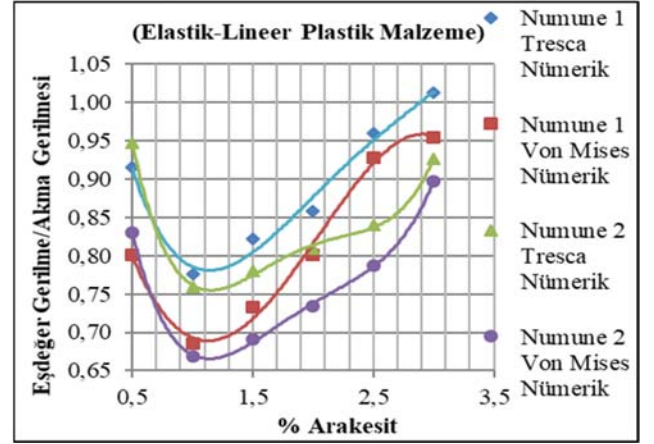
5.2. Nümerik Sonuçlar (Numerical Results)

Otofretaj eniyilemesinde kullanılan eşdeğer gerilmeler Tresca ve Von Mises akma kriterlerine göre ayrı ayrı hesaplanmıştır ve aşağıdaki grafikler yardımı ile gösterilmektedir. Şekil 12 ile verilen eşdeğer gerilme dağılımı elastik-lineer plastik malzeme modeli ile elde edilirken, Şekil 13 elastik-nonlinear plastik malzeme modeli kullanılarak elde edilmiştir. Nümerik model ile yapılan hesaplama sonuçlarına bakıldığında 400 MPa'lık yüklenme koşullarında en düşük eşdeğer gerilme/akma gerilmesi değerlerine %1,0'lık bir arakesit oranında ulaşıldığı görülmektedir. Ancak nümerik model ile hesap yapılan % arakesit bölüntü sayısı ve örnek miktarı analitik modelde olduğundan daha az sayıda olmuştur. Elastik-Lineer Plastik ve Elastik-Nonlinear Plastik sonuçlarının birbirinden çok farklı olmadığı ve hesapları sadeleştirmek ve kıyaslamak için Elastik-Lineer Plastik malzeme modelinin kullanılabilirliği düşünülmüştür.

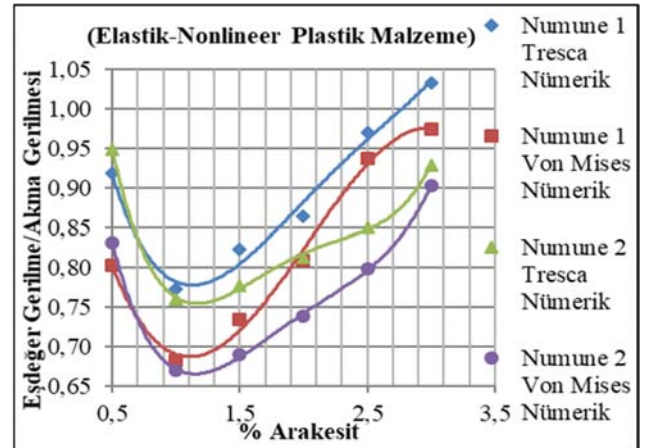
5.3. Fabrikada Yapılan Ölçümler (Measurements in the Factory)

Yukarıdaki hesaplamalar çerçevesinde belirlenen optimum otofretaj ölçülerinde 2 numaralı namlu malzemesi ile gerçekleştirilen otofretaj uygulaması sonrası silindir boyunca 5 farklı noktadan ölçülmüş ve hesaplanmış iç ve dış çap genişleme miktarları aşağıda verilmiş ve

karşılaştırılmıştır. Nümerik sonuçlar ile ölçüm sonuçlarının birbirlerine oldukça yakın değerlerde olduğu görülmüştür.



Şekil 12. Nümerik olarak elastik-lineer plastik malzeme modeli ile otofretaj eniyilemesi (Numerically autofrettage optimization with elastic-linear plastic material model)

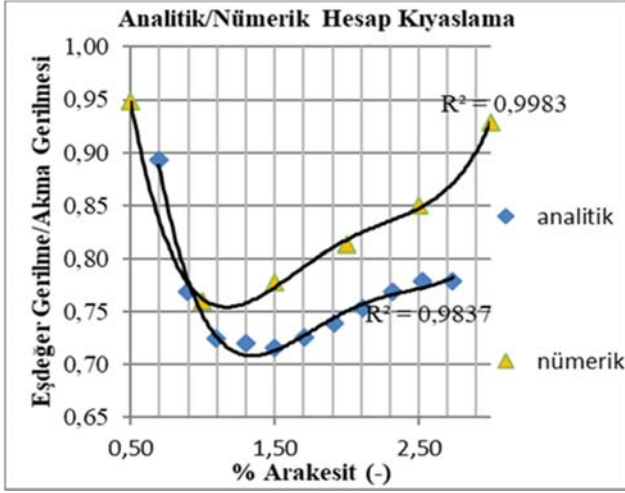


Şekil 13. Nümerik olarak elastik-nonlinear plastik malzeme modeli ile otofretaj eniyilemesi (Numerically autofrettage optimization with elastic-nonlinear plastic material model)

Tablo 2. Gerçek çap genişleme miktarları ile sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilen çap genişleme miktarlarının mukayesesi

(Comparing of diameter expansion values obtained with finite element method and real measurement values)

Silindir boyunca ölçüm alınmış noktalar	Plastik Genişleme miktarı (Ölçüm)		Plastik Genişleme miktarı (Nümerik)	
	Dış çap (mm)	İç çap (mm)	Dış çap (mm)	İç çap (mm)
A	0,30	0,45	0,27	0,41
B	0,32	0,45	0,27	0,48
C	0,33	0,45	0,27	0,48
D	0,31	0,44	0,28	0,48
E	0,30	0,44	0,27	0,50



Şekil 14. Analitik/Nümerik hesap kıyaslama
(Comparing of analytical and numerical calculations)

6. SİMGELER (SYMBOLS)

a	: Kalın cidarlı silindir iç yarıçapı
b	: Kalın cidarlı silindir dış yarıçapı
c	: Kalın cidarlı silindir elastik-plastik yarıçapı
G	: Kayma modülü
E	: Elastisite modülü
I	: Arakesit
P	: Basınç
r	: Yarıçap
σ_r	: Radyal gerilme
σ_θ	: Teğetsel gerilme
σ_z	: Eksenel gerilme
σ_r^R	: Radyal kalıntı gerilme
σ_θ^R	: Teğetsel kalıntı gerilme
σ_z^R	: Eksenel kalıntı gerilme
r_m	: Mandrel yarıçapı
\dot{P}	: Otofretaj basıncı
σ_0	: Akma gerilmesi
ν	: Poisson oranı
ν_m	: Mandrele ait poisson oranı
E_t	: Tanjant modülü
σ_t	: Toplam gerilme
σ_s	: Servis basıncının neden olduğu gerilme

7. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Analitik ve nümerik sonuçlar için regresyon analizi yapılması, sonuçların sadece namlunun üretildiği Numune 2 ve elastik-doğrusal plastik malzeme özellikleri için kıyaslanması ve Tresca kriteri çerçevesinde değerlendirilmesinin emniyetli sonuç almak adına uygun olacağı kararlaştırılmıştır. Numunelere dördüncü dereceden eğri uydurularak regresyon analizi yapıldığında eğrilerin numuneleri temsil etme yüzdelilerinin %98-99 düzeyinde

olduğu görülmektedir. % arakesit belirlenmesinde eğriler kullanıldığı zaman analitik sonuçların %1,3-1,4, nümerik sonuçların ise %1,1-1,2 değerleri için en düşük değerlerini aldığı belirlenmiştir (Şekil 14). Eniyileme hesabı çerçevesinde kararlaştırılan arakesit değeri ile fabrikada gerçekleştirilen otofretaj işlemi sonrası ölçülen iç ve dış çap genişleme miktarları ile nümerik hesaplamadan elde edilen iç ve dış çap genişleme miktarlarının uyumlu oldukları tespit edilmiştir. İç çap genişleme ölçüm ve hesaplama sonuçları %95 oranında, dış çap genişleme ölçüm ve hesaplama sonuçları ise %87 oranında yakınlık göstermektedir.

TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGMENT)

Bu makale 0504.STZ.2013-2 kodlu SAN-TEZ projesi kapsamında hazırlanmıştır. Katkılarından dolayı T.C. Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı 'na, MKEK- Ağır Silah ve Çelik Fabrikası Müdürlüğü'ne teşekkür ederiz.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Gibson M.C., Determination of residual stress distributions in autofrettaged thick-walled cylinders, Doctoral thesis, Cranfield University, Shrivenham, UK, 2008.
2. Ayob A., Elbasheer M.K., Optimum autofrettage pressure in thick cylinders, Jurnal Mekanikal, 24, 1-14, 2007.
3. Yıldırım H., Analytical and numerical analysis of swage autofrettage process applied to thick walled cylinders, Master thesis, Yıldırım Beyazıt Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2015.
4. Davidson T.E., Kendall D.P., Reiner A.N., Residual stresses in thick-walled cylinders resulting from mechanically induced overstrain, Experimental Mechanics, 253-268, 1963.
5. Ali A.R.M., Ghosh N.C., Alam T.E., Optimum design of pressure vessel subjected to autofrettage process, International Scholarly and Scientific Research & Innovation, 4 (10), 582-587, 2010.
6. Hu Z., Penumarthy C., Computer modeling and optimization of swage autofrettage process of a thick-walled cylinder incorporating bauschinger effect, American Transactions on Engineering & Applied Sciences, 3, 31-63, 2014.
7. Chakrabarty J., Theory of plasticity, (3th ed.), Elsevier, UK, 1996.
8. Jahed H., A variable material approach for elastic-plastic analysis of proportional and nonproportional loading, Thesis (PhD), University of Waterloo, 1997.
9. Jost G.S., Stresses and strains in a cold-worked annulus, Aircraft Structures Report 434, Defence Science and Technology Organisation, Aeronautical Research Laboratory, Melbourne, Australia, 1988.

