

Çift sıkıştırma oranlı yay yorulma test cihazı tasarım ve imalatı

Demet GÖNEN^{1††}, Ali ORAL², M. Cemal ÇAKIR³

*Balıkesir Üniversitesi, Endüstri Mühendisliği Bölümü-Çağış/Balıkesir

**Balıkesir Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü-Çağış/Balıkesir

***Uludağ Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü-Görükle/Bursa

Özet

Bu çalışmada, metalik yayların ömürlerini belirlemek üzere yorulma analizi yapma amacıyla Mekanik Yay Yorulma Test Cihazı tasarlanmış ve imalatı gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan cihaz, aynı anda iki farklı sıkıştırma oranında yorulma analizi yapılmasına imkan vermektedir. Bu özelliği ile ömür-gerilme (S-N) diyagramının çizilmesinde iki farklı noktanın belirlenmesine zaman kazandırmaktadır.

Tasarım aşamasında Mekanik Yay Yorulma Cihazının yorulma deneyleri süresince güvenilir bir şekilde çalışıp çalışmayacağını belirlemek için ANSYS Workbench programı ile analizler yapılmış, bu analizler sonucunda cihazın imalatı gerçekleştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Yorulma, yay yorulma cihazı, yorulma cihazı

Design and manufacturing of spring fatigue test device with double compression ratio

Abstract

In this work a fatigue test device is designed and produced in order to determine the tool lives of metallic helical springs. The test device produced is capable of performing fatigue tests in two different compression ratios at the same time which enables to save time in determining the points on life-stress (S-N) diagram.

At the design stage various analyses were performed using ANSYS Workbench in order to verify the performance of test device during the fatigue tests and the manufacturing of the test device was completed according to the results of these analyses.

Key words: fatigue, spring test device, fatigue device

†† Demet GÖNEN, dgonen@balikesir.edu.tr, Tel: (266) 612 11 94

1. Giriş

Makine elemanları genel olarak değişken yüklerin ve gerilmelerin etkisi altındadır. Elemana etki eden yükler statik olsa bile kesitinde meydana gelen gerilmeler değişken olabilir. Değişken gerilmelerin etkisi altında malzemenin içyapısında meydana gelen değişikliklere yorulma ve elemanın kopuncaya kadar dayandığı süreye de ömür adı verilir [1].

Yayların ömürlerinin belirlenmesinde yorulma deneylerinden yararlanılmakta ve deneyler sonucunda elde edilen veriler ile S-N eğrileri oluşturulmaktadır. Yay yorulma makineleri üzerine literatür araştırması yapılmış ve incelenen çalışmalarda tek sıkıştırma oranında deney yapılmasına imkan veren makineler ile karşılaşılmıştır. Her bir sıkıştırma oranında yapılan deney sonucuna göre eğride bir nokta belirlenmektedir. Bu çalışmada, yorulma testlerinde uzun olan çalışma test süresini kısaltmak için geliştirilen Mekanik Yay Yorulma Cihazı, bir çevrimde iki farklı sıkıştırma oranında yorulma analizi yapabilecek şekilde tasarlanmıştır. Piston ileri giderken ve geri gelirken farklı sıkıştırma oranları kullanılabilir. Böylece, S-N eğrisinde iki noktanın belirlenmesi için zaman kazanılmış olacaktır.

Llano-Vizcaya L. D. ve ça, yay yorulma makinesini farklı zamanlarda ve farklı sıcaklıklarda çalışmak için özel olarak tasarlamışlardır. Makine tek bir yay için tasarlanmış olup, yaylar tek tek gerilmeye maruz bırakılarak ömürleri tespit edilmiştir [2].

Hirakata H. ve ça, iki katı yüzey arasına yerleştirilen çok küçük yay örnekleri kullanılarak değerlendirmişlerdir. Çalışmada kullanılan metotta birden fazla yay tek sıkıştırma miktarında analize tabi tutulmuştur [3].

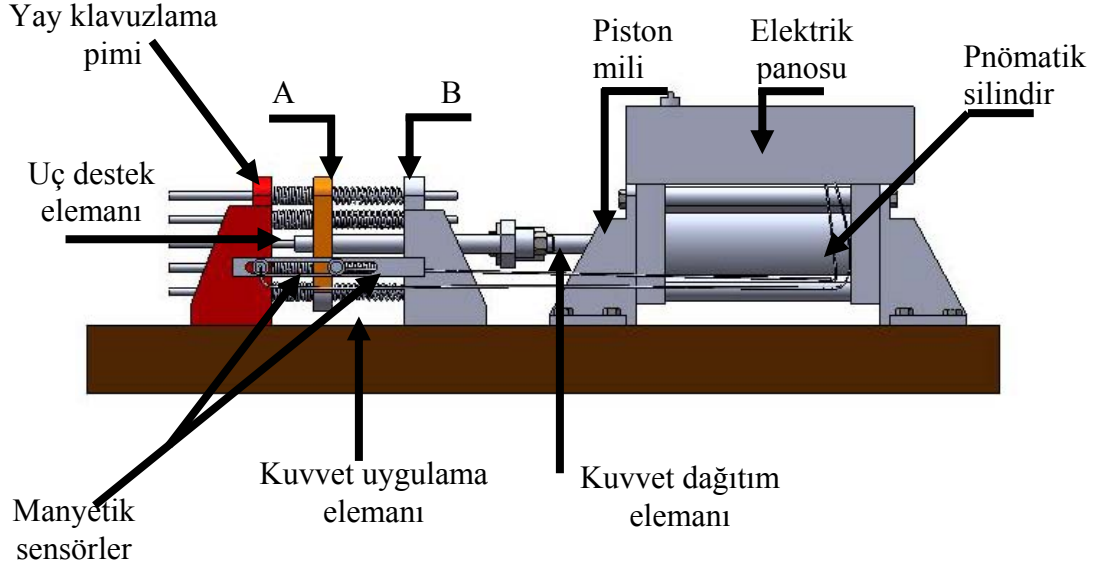
Kaiser B. ve Berger C., çalışmalarında helisel yayların yorulma analizleri için Bosch yay test makinesinden yararlanmışlar ve bu makine ile 160 adet yayı aynı anda test edebilmişlerdir [4,5].

Tosun N., ve Özler L., çalışmalarında, yayların kuru, yağlı, korozif vb. gibi farklı çalışma koşullarında yorulma deneylerinin yapılması için bir makine tasarlamışlar ve üretimini gerçekleştirmişlerdir. Makine, belirlenen sıkıştırma oranında yaya tekrarlanan yük uygulayacak şekilde tasarlanmıştır [6].

Yorulma makinelerinin de yorulmaya karşı dayanımlı olması gerekir. Bu çalışmada, yay yorma işlemini gerçekleştirecek olan makinenin uygulanan tekrarlı yükler altında yorulma dayanımları analiz edilecektir.

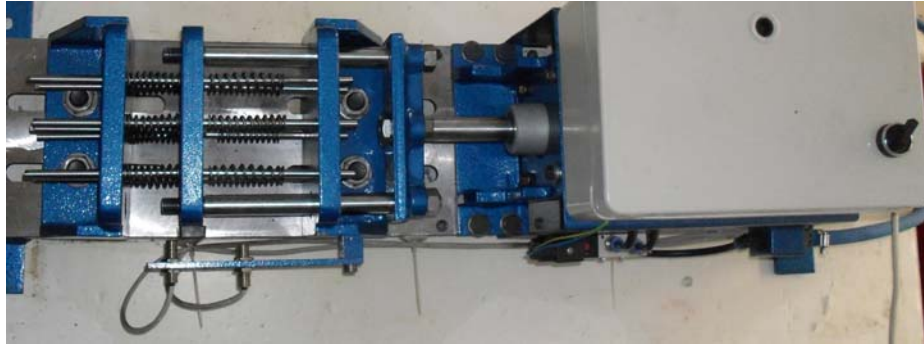
2. Yay Yorulma Cihazının Tasarımı

Çalışmada, farklı özelliklere sahip yayların ömürlerini belirlemek amacıyla yola çıkılmış ve bu amacı gerçekleştirmek üzere gerek duyulan yorulma analizlerini yapmak için Mekanik Yay Yorulma Cihazı tasarlanmıştır (Şekil 1). İmalatı gerçekleştirilen yay yorulma cihazına ait bir fotoğraf Şekil 2 'de verilmiştir.



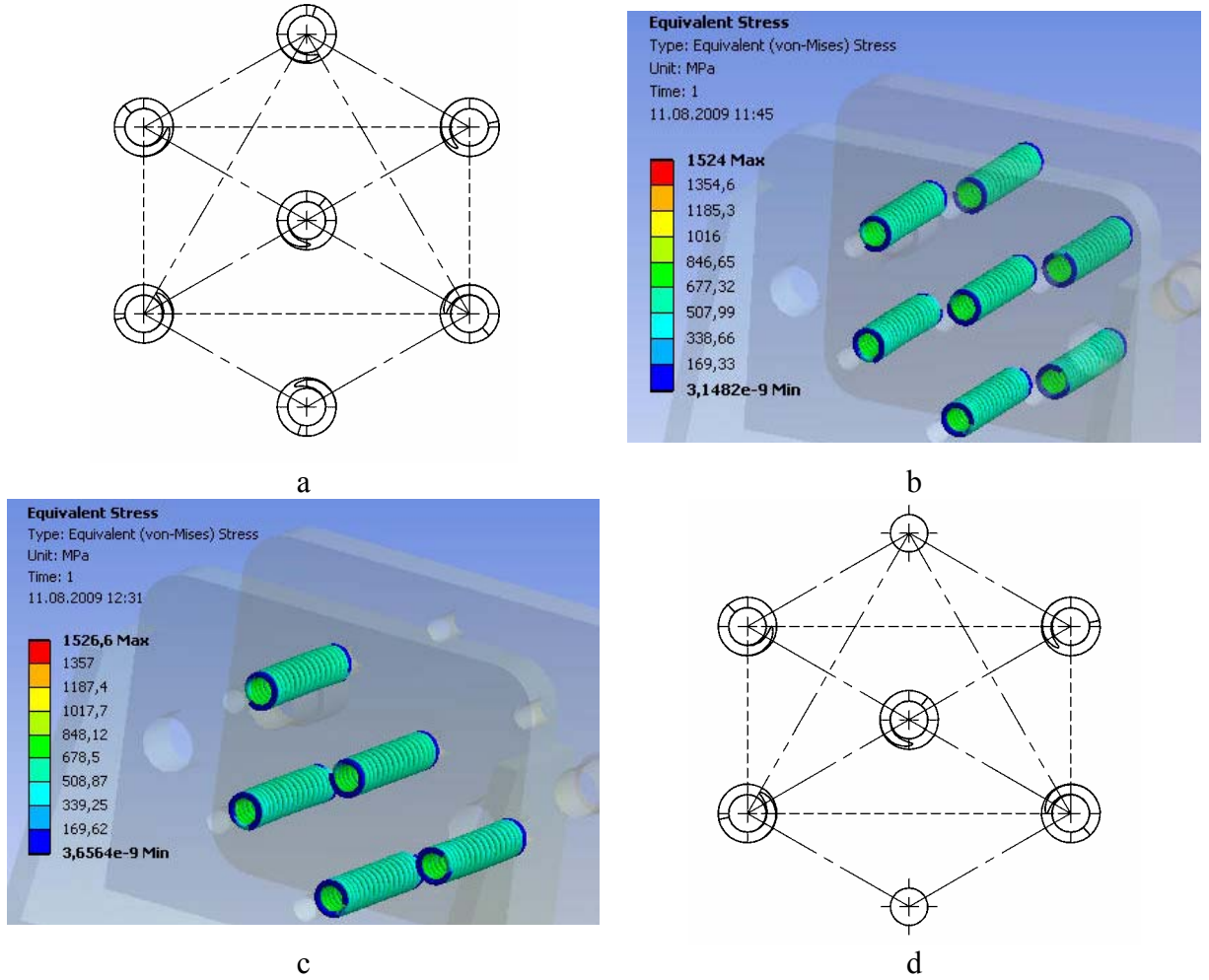
Şekil 1: Mekanik yay yorulma cihazı tasarımı

Yay yorulma cihazında yayların sıkıştırılması için gereken kuvvet pnömatrik silindir ile sağlanmaktadır. Sistem çift yönlü çalışmaktadır. Pistonun ileri-geri hareketleriyle A ve B bölgelerine farklı sıkıştırma oranları uygulanabilmektedir. Farklı sıkıştırma oranları A ve B bölgelerine yerleştirilen manyetik sensörlerin konumları değiştirilerek sağlanmaktadır. Sistemde kullanılan manyetik sensörlerin konumlarının değiştirilmesiyle sıkıştırma miktarı istenilen aralıkta değiştirilebilmektedir. Sistem ile 20...200 mm aralığındaki yayların yorulma testleri, ister ön gerilmeli ister öngerilmemiş olacak şekilde yapılabilmektedir.



Şekil 2. İmalatı gerçekleştirilen yay yorulma cihazı

Yaylara uygulanan kuvvet, kuvvet uygulama elemanına iki noktadan etki ettirilmektedir. Kuvvet uygulama elemanının önüne ve arkasına 7 'şer adet yay bağlanabilmektedir. Yedi adet yay; üzerlerine etki eden kuvvetlerin eşit olmasını sağlayacak şekilde altıgenin merkezine bir adet ve köşe noktalarına altı adet olmak üzere yerleştirilmiştir (Şekil 3-a.) Test sırasında bir veya daha fazla sayıda yayın kırılması halinde yaylardaki gerilmelerde artış gözlenmektedir (Şekil 3b- ve 3-c). Gerilmelerin aynı kalmasını sağlamak üzere yaylar; geometrik ağırlık merkezinin aynı kalmasını sağlayacak şekilde yer değiştirilmektedir (Şekil 3-d).



Şekil 3. Test yaylarını yerleşim düzeni ve yaylara etki eden gerilmelerin sonlu elemanlar analizi

Tasarlanan sistem için 8 bar basınç uygulayan bir kompresör kullanılmaktadır. Kuvvet uygulama elemanının ileri-geri hareketini sağlayacak piston çapını hesaplamak için, teste tabi tutulacak tüm yayların rijitlik değerleri yaklaşık olarak 25 N/mm olarak alınmıştır.

Çalışmada 76 mm uzunluğunda yay kullanılması öngörülmüştür. Sıkıştırma miktarı yay boyunun en fazla % 50 'si kadar olacağından, kısalma miktarı en çok $f = 38$ mm olacaktır. 7 adet yayın eşdeğer rijitliği 175 N/mm olmak üzere; test yaylarını uzunluklarının % 50 'si kadar sıkıştırmak için gerekli kuvvet;

Rijitlik formülünden;

$$c = \frac{F}{f} \quad (1)$$

$$175 = \frac{F}{38} \rightarrow F = 6650 \text{ N}$$

olarak hesaplanmıştır.

$$P = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} \quad (2)$$

ifadesinden yararlanarak piston çapı $d = 102.87$ mm olarak bulunmuştur. Bu değere uygun olarak 110 mm çapındaki piston seçilmiştir. Seçilen pistonun, piston mili çapı (20 mm) dikkate alındığında ikinci bölgedeki yayların sıkıştırılması için de yeterli olduğu görülmüştür. Sıkıştırma miktarları dikkate alınarak piston hareket uzunluğu da 125 mm olarak alınmıştır.

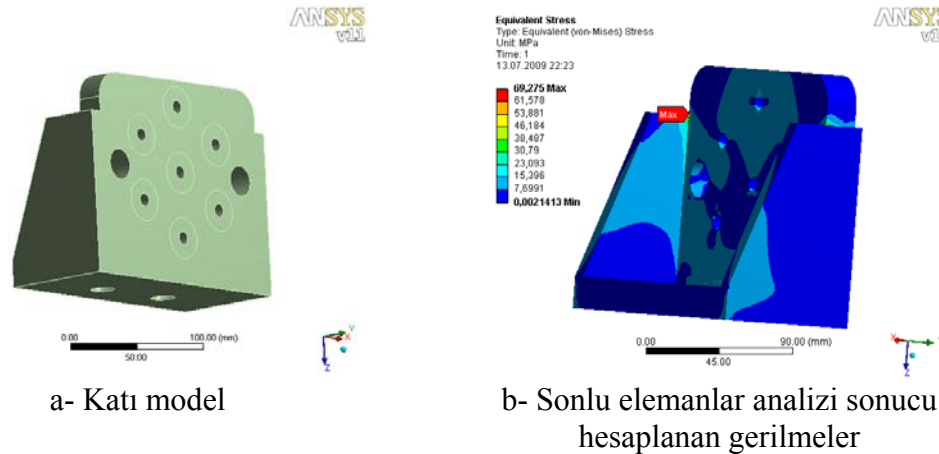
Sistemin A veya B bölgesine yerleştirilen yayların eşdeğer rijitlik değeri 175 N/mm 'den fazla olması durumunda, gerekli hesaplamalar yapılarak sisteme bağlanacak yay sayısı azaltılmalıdır.

3. Yorulma cihazının elemanlarının sonlu elemanlar ile analizi

Yorulma makinesinin elemanlarının da tekrarlı yükler etkisi altında çalışacağı dikkate alındığında oluşan gerilmelerin etkisi altında yorulma dayanımlarının yüksek olması gerekir. Tasarımı yapılan cihazın elemanlarının Ansys ile yorulma analizi yapılarak tasarımın güvenilirliğinin sağlanması bu çalışmanın en önemli amaçlarından biri olmuştur. Yapılan çalışmalarda kritik iki eleman olduğu görülmüştür. Bunlar; uç destek elemanı ve kuvvet dağıtım elemanıdır (Bakınız Şekil 1.)

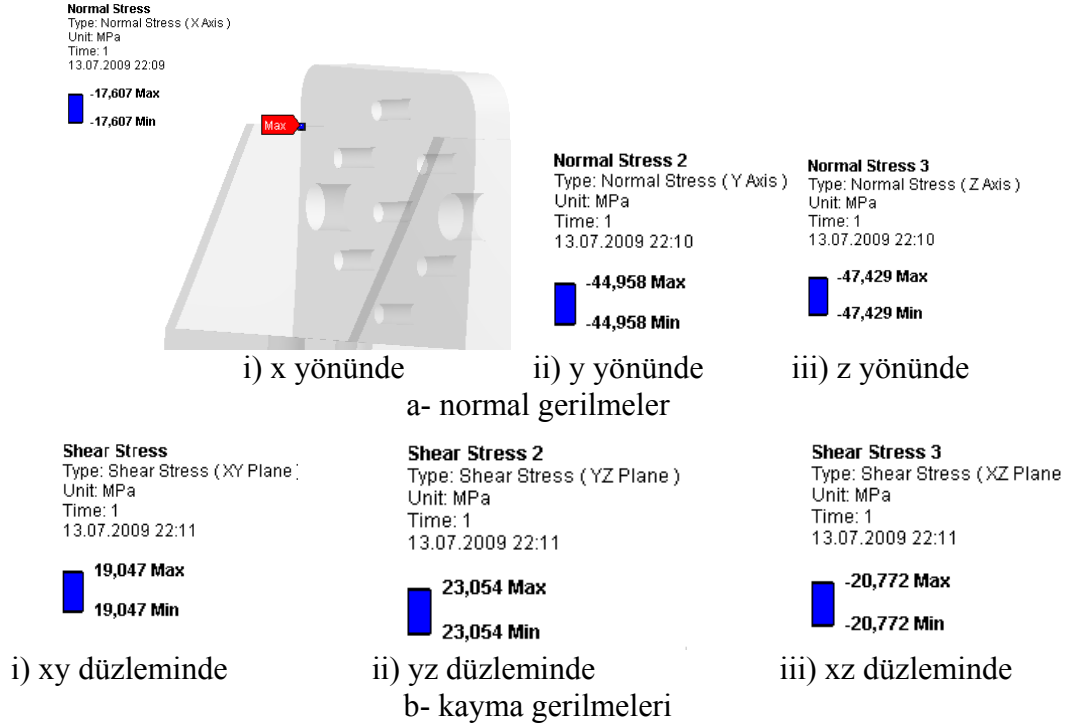
3.1 Uç Destek elemanının analizi

Uç destek elemanı Solidworks yazılımı ile modellenmiş ve Ansys Workbench analiz programına aktarılmıştır (Şekil 4-a). Model alt yüzeyden sabitlenmiş ve yedi adet yay bağlandığında $F_y = -6650$ N 'luk kuvvet uygulanmıştır. Kuvvet, yayların bağlandığı temas yüzeylerine uygulanmıştır. Modelin alt yüzeyinde bulunan deliklerden yer değiştirme: $U_x = 0, U_y = 0, U_z = 0$ olacak şekilde verilmiştir. Makine parçalarının imalatı için Ç1040 malzemesi seçilmiştir. Yorulma analizi yapılabilmesi için öncelikle statik analiz yapılması gerekir. Yapılan statik analiz sonucunda (Şekil 4.b); uygulanan kuvvet altında, maksimum gerilmenin birleşim yerlerinde oluştuğu ve değerinin 69.275 MPa olduğu gözlenmiştir.



Şekil 4. Uç destek elemanı

Eşdeğer gerilme analizinde maksimum gerilmenin olduğu parçaların birleşim yerlerinde, normal (x, y ve z yönünde) gerilmelere ve kayma (xy, yz ve xz yönünde) gerilmelerine bakılmış (Şekil 5) ve hesaplanan değerleri Tablo 1 'de verilmiştir.

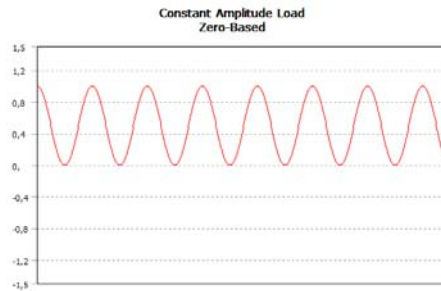


Şekil 5. x,y ve z eksenlerindeki normal ve kayma gerilmeleri

Yayların sıkıştırılması esnasında kuvvet uygulama elemanının itmesi ile sadece tek yönde kuvvet uygulanmakta, ara parçanın geriye hareketi ile de yaylar eski konumlarına gelmekte ve destek elemanına kuvvet etkisi bulunmamaktadır (Şekil 6). Buna göre pozitif yönde kuvvet değerleri verilmiş, negatif yönde kuvvet uygulanmadığı için oluşan gerilme değeri 0 MPa olarak alınmıştır.

Tablo 1. Normal ve kayma gerilmelerinin değerleri (MPa)

| σ_x | σ_y | σ_z | τ_{xy} | τ_{yz} | τ_{xz} | |
|------------|------------|------------|-------------|-------------|-------------|--------------------------|
| -17.607 | -44.958 | -47.429 | 19.047 | 23.054 | -22.772 | Pozitif yönde yükleme(1) |
| 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | Negatif yönde yükleme(2) |



Şekil 6. Uygulanan gerilme genliği (titreşimli)

Dinamik zorlamalar altında çalışan makine elemanlarındaki (x,y,z eksenlerinde ve xy, yz, ve xz düzlemlerindeki) değişken gerilmeler ve ortalama gerilmeler normal gerilmeler Eşitlik 3 ve Eşitlik 4 yardımıyla hesaplanır.

$$\sigma_D = \frac{\sigma_{x_1} - \sigma_{x_2}}{2} \quad (3)$$

$$\sigma_o = \frac{\sigma_{x_1} + \sigma_{x_2}}{2} \quad (4)$$

Değişken eşdeğer gerilme ise eşitlik 5 'ten yararlanarak hesaplanır.

$$\sigma_{es-D} = \sqrt{\frac{(\sigma_{x_D} - \sigma_{y_D})^2 + (\sigma_{y_D} - \sigma_{z_D})^2 + (\sigma_{z_D} - \sigma_{x_D})^2 + 6(\tau_{xy_D}^2 + \tau_{yz_D}^2 + \tau_{xz_D}^2)}{2}} \quad (5)$$

Tablo 1 'de verilen değerlerin eşitlik 5 'te yerine yazılmasıyla;

$$\sigma_{es-D} = 34.6 \text{ MPa olarak hesaplanır.}$$

Ortalama eşdeğer gerilme eşitlik 6 'dan yararlanarak hesaplanır.

$$\sigma_{es-o} = \sqrt{\frac{(\sigma_{x_o} - \sigma_{y_o})^2 + (\sigma_{y_o} - \sigma_{z_o})^2 + (\sigma_{z_o} - \sigma_{x_o})^2 + 6(\tau_{xy_o}^2 + \tau_{yz_o}^2 + \tau_{xz_o}^2)}{2}} \quad (6)$$

$$\sigma_{es-o} = 34.6 \text{ MPa}$$

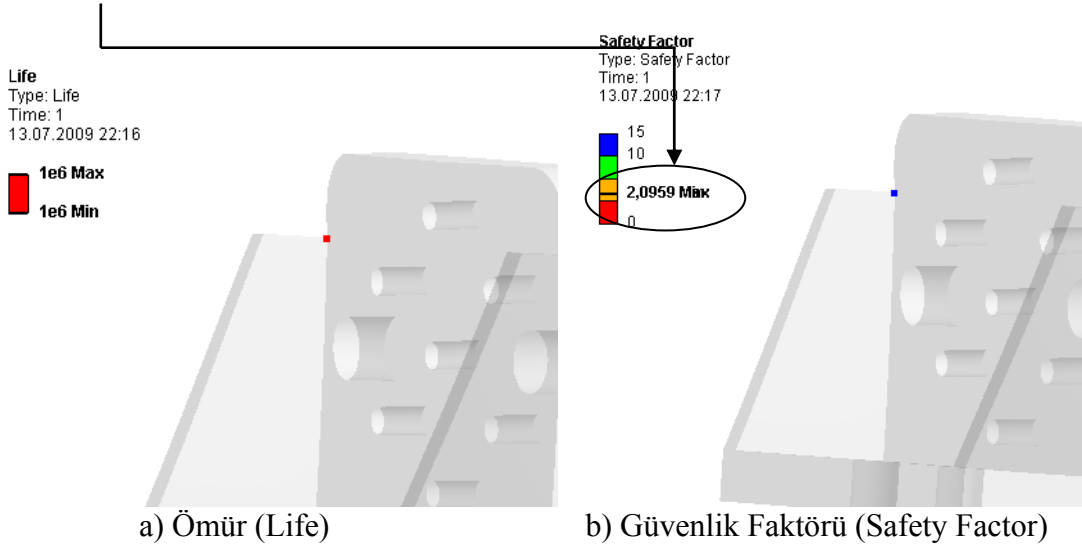
olarak bulunur.

Gevrek malzemelerin yorulma ömürlerinin analizinde Goodman diyagramından yararlanılır [7]. σ_{es-o} sabit bir ortalama gerilme değerinde yüklenerek titreşimli gerilmeye maruz bırakılan makine elemanı üzerindeki yorulma sınırı (σ_{SM}), statik dayanım sınırı ve eşdeğer değişken gerilme dikkate alınarak emniyet katsayısı (S) Goodman denkleminde (eşitlik 7) elde edilir.

$$\frac{\sigma_{es-D}}{\sigma_{SM}} + \frac{\sigma_{es-o}}{\sigma_{\phi}} = \frac{1}{S} \quad (7)$$

$$\frac{34.3}{86.2} + \frac{34.262}{460} = \frac{1}{S}$$

$S = 2.0959 > 1$ olduğu için yapı güvenlidir.

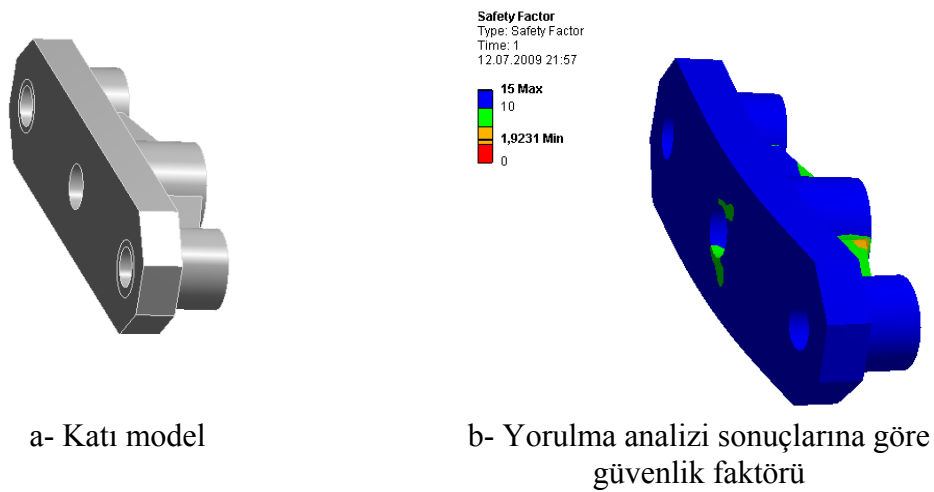


Şekil 7. Yorulma analizi sonuçları

Ansysis yorulma analizi sonuçlarına bakıldığında; ömür değerinin minimum 10^6 yük tekrarına eşit olduğu görülmüştür. Ansys ile güvenlik faktörünün değeri de 2.0959 olarak bulunmuştur (Şekil 7).

3.2 Kuvvet dağıtım elemanı

Sistemde en fazla zorlanan elemanlardan biri de kuvvet dağıtım elemanı olarak adlandırdığımız makine parçasıdır. Parça, piston ile bağlantıyı sağlayan milin bağlantı yerinden sabitlenmiştir. Kuvvet, dağıtıcı elemana bağlanan mil tarafından uygulanacağından uygulanacak kuvvet yüzeyi milin dış çapı ile sınırlanacaktır. Elde edilen sonuçlara bakıldığında, maksimum gerilmenin 75.5 MPa olduğu görülmüş, en büyük gerilmenin parçanın sabitlendiği bölgeye yakın olduğu gözlenmektedir. Parçanın yorulma analizleri süresince, makinenin bir parçası olarak güvenle çalışacağı belirlenmiştir (Şekil 8).

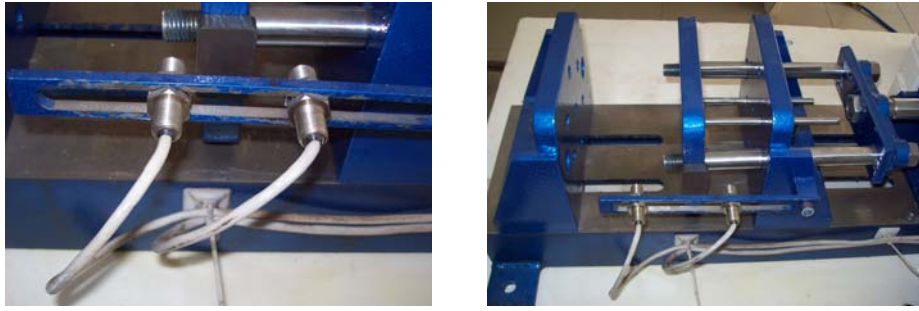


Şekil 8. Kuvvet dağıtım elemanı

Kuvvet dağıtım eleman için yapılan yorulma analizleri sonucunda; parçanın ömür ve hasar sonuçları 10^6 yük tekrarını sorunsuzca sağlayacağını göstermekte, ayrıca güvenlik faktörünün $1.92 > 1$ olması da yapılacak yorulma deneyleri süresince, parçanın güvenilir bir şekilde çalışacağını göstermektedir.

Yay yorulma cihazını oluşturan parçalar üzerinde yapılan analizler sonucunda, tasarlanan deney düzeneğinin maksimum koşullara dayanıklı olacağı ve güvenli çalışacağı ortaya konulmuştur. Analizlerin olumlu sonuçlar vermesi tasarımı yapılan yay yorulma makinesinin üretilmesi kararını onaylamış ve üretim gerçekleştirilmiştir.

İmalatı yapılan cihaz üzerinde sıkıştırma miktarı iki adet manyetik sensör ile sağlanmaktadır (Şekil 9). Kuvvet uygulama elemanı üzerine yerleştirilen mıknatıs bir sensöre yaklaştığında piston hareket yönü değiştirilerek kuvvet uygulama elemanının diğer tarafındaki yayların sıkıştırılması sağlanmaktadır. Sensörlerin konumları değiştirilerek sıkıştırma miktarları istenildiği şekilde ayarlanabilmektedir.



Şekil 9. Manyetik sensörler

Yayların kırılmasına neden olan yük tekrar sayısını belirlemek üzere sisteme elektronik sayaç eklenmiştir (Şekil 10). Sayaç, manyetik sensörlerden alınan sinyalleri saymaktadır. Kırılma anını tespit etmek için yayların bir ucundan 5V elektrik verilerek sürekli kontrol edilmektedir. Yay kırıldığı anda voltaj alınamamakta ve sistemin çalışması durmaktadır. Kırılan yay çıkarılıp, yay sıralaması uygun şekilde değiştirilerek sistem tekrar çalıştırılmaktadır.



Şekil 10. Yük tekrar sayısını belirleyen sayaç sistemi

Yay yorulma test cihazı ile dikdörtgen kesitli yaylar kullanılarak deneyler yapılmıştır (Şekil 11). Kuvvet uygulama elemanının ön tarafına yerleştirilen yaylar % 50 sıkıştırma oranıyla, arka tarafına yerleştirilen yaylar % 38 sıkıştırma oranıyla zorlanacak şekilde yüklenmektedir. Bu çalışma sonrasında Şekil 12 'de görülen grafik elde edilmiştir. Bu deneyde yaklaşık olarak ikinci bir deney için harcanacak 316.444 yük tekrar sayısına karşılık gelen süre kadar zaman kazanılmıştır.



Şekil 11. Test sonucunda kırılmış dikdörtgen kesitli yay



Şekil 12. Gerilme – Ömür grafiği

4. Sonuç

Dinamik yükler altında çalışan makine elemanlarında olduğu gibi yayların da kullanım ömürlerini belirlemek için yorulma deneyleri yapılmaktadır. Deneyler, belirli bir sıkıştırma oranında ve genellikle birden fazla yaya aynı anda kuvvet uygulayarak gerçekleştirilir. Farklı sıkıştırma oranlarında elde edilen değerler kullanılarak, ömür – gerilme (S – N) diyagramları çizilir ve tasarımcılar için gerekli veriler oluşturulur.

Deney sistematığı ile ilgili olarak yapılan literatür araştırmalarının sonucunda, bu amaç için kullanılan mevcut deney düzeneklerinde, her bir deney esnasında, yaylara tek bir sıkıştırma oranının uygulanabildiği görülmüştür. Farklı sıkıştırma oranlarında gerekli verileri elde etmek için uzun zaman alan çok sayıda deney yapılmaktadır.

Çalışmada tasarlanıp üretimi gerçekleştirilen çift sıkıştırma oranlı yay yorulma cihazı ile aynı anda iki farklı sıkıştırma miktarında deneyler yapılabilmektedir.

Bu çalışmada tasarlanarak yapımı gerçekleştirilen deney düzeneğine, test için belirli sayıdan oluşan iki grup yay bağlanabilmekte ve aynı deney süresince bu iki gruba biri diğerinden farklı olacak şekilde iki sıkıştırma oranı uygulanabilmektedir. Böylece, her bir deney sonucunda iki farklı veri elde edilebildiği için test süreleri kısalmaktadır.

Bu özelliği ile literatürde karşılaşılan deney düzeneklerinden farklı olan bu deney düzeneğinin kullanılması halinde ilgili alanda çalışmalara ve araştırmacılara katkı sağlayabileceği değerlendirilmektedir.

Teşekkür

Bu çalışma, Balıkesir Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi tarafından desteklenmiştir. Proje no: 2008/23

Kaynakça

- [1] ASM Handbook, V.19 Fatigue and Fracture, 1997
- [2] Llano-Vizcaya L. D. Ve ça, Stres relief effect on fatigue and relaxation of compression springs, **Materials and Design** 28 1130-1134 (2007)
- [3] Hirakata H., Anisotropic deformation of thin films comprised of helical nanosprings, **International Journal of Solids and Structures** 44 4030-4038 (2007)
- [4] Kaiser B., Berger C., Fatigue behaviour of technical springs, Mat.-wiss. u. Werkstofftech, 36, No.11 (2005)
- [5] Kaiser B., Berger C., Results of very high cycle fatigue tests on helical compression springs, **International Journal of Fatigue** 28 1658-1663 (2006)
- [6] Tosun N., ve Özler L.,Laboratuar Tipi Bir Yay Yorma Makinesinin Tasarımı ve İmalatı”, **Umtik 2000**, Ortadoğu teknik Üniversitesi- Ankara (2000)
- [7] Bishop NWM, Sherratt F., Finite Element Based Fatigue Calculations, RLD Ltd, Hutton Roof, Farnham, UK, July (2000)