



## Determination of mechanical behavior of metal-rubber compound pulley part, finite element analysis and verification with tests

Agâh Uğuz<sup>1</sup> , Ufuk Penekli<sup>2\*</sup>

<sup>1</sup>Department of Mechanical Engineering, Institute of Science and Technology, Uludağ University, Bursa, Turkey

<sup>2</sup>FE-TECH İleri Mühendislik Hizmetleri Araştırma ve Geliştirme San.Tic.Ltd.Şti., Bursa, Turkey

### Highlights:

- Obtaining Mooney-Rivlin hyperelastic material constants by performing uniaxial tension and simple shear tests
- Validation of finite element analysis, and metal-rubber pulley test results
- Design optimization, and product development

### Keywords:

- finite element analysis
- rubber
- Mooney-Rivlin
- hyperelastic material
- testing

### Article Info:

Research Article  
Received: 23.01.2020  
Accepted: 20.05.2020

### DOI:

10.17341/gazimmfd.679206

### Correspondence:

Author: Ufuk Penekli  
e-mail:  
ufuk.penekli@fe-tech.com.tr  
phone: +90 533 737 5813

### Graphical/Tabular Abstract

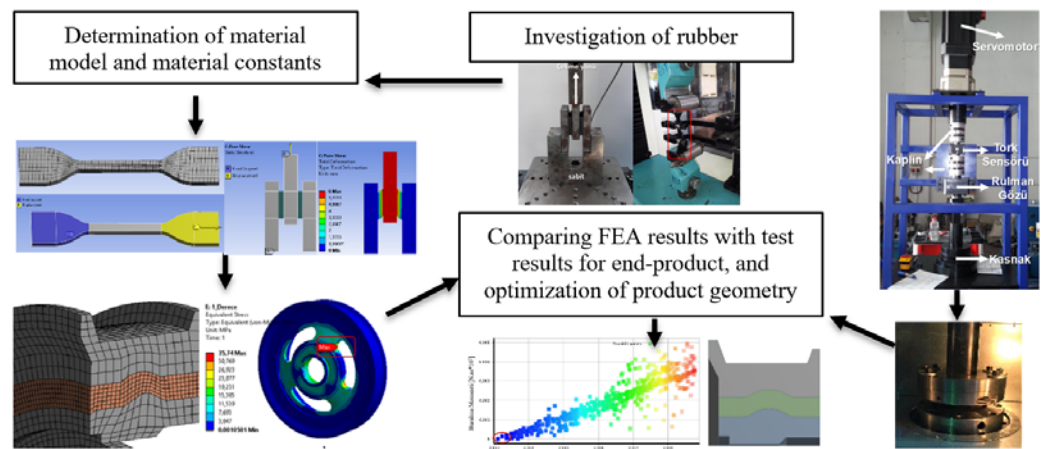


Figure A. Flow chart of the study

**Purpose:** The purpose of this study is to reduce or eliminate conventional physical testing, trial & error methods, and to improve product designs for hyperelastic materials by using numerical methods.

### Theory and Methods:

Uniaxial tension test, and simple shear test methods are used to obtain material behavior of rubber samples. Mooney-Rivlin hyperelastic material model is used in finite element analysis.

### Results:

Mooney-Rivlin hyperelastic material constants are calculated for physical uniaxial tension and simple shear tests. Servomotor driven pulley torsion test machine is designed and manufactured, then torsional test results are compared with finite element analysis for pulley part. It is proven that the results are quite similar, and reliable. Finally, design parameters of pulley cross section are optimized, and mechanical improvement are achieved for rubber part of pulley.

### Conclusion:

In this study, the mechanical behavior of a metal-rubber compound engine pulley part under torsional loading condition is examined and it is demonstrated that it can be expressed by numerical methods. Then, pulley cross section is optimized by using optimization tools. It is seen that 28% improvement in stress level is achieved. By using this method, any other products with rubber material can be examined at the design stage without need for physical tests, and design improvement studies can be completed in simulation environment.



## Metal-kaucuk bileşenli kasknak parçasının mekanik davranışının tespit edilmesi, sonlu elemanlar yöntemi ile analizi ve testlerle doğrulanması

Agâh Uğuz<sup>1</sup>, Ufuk Penekli<sup>2\*</sup>

<sup>1</sup>Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa, 16120, Türkiye

<sup>2</sup>FE-TECH İleri Mühendislik Hizmetleri Araştırma ve Geliştirme San.Tic.Ltd.Şti., Bursa, 16120, Türkiye

### Ö N E Ç İ K A N L A R

- Tek eksenli çekme ve kayma deneyleri ile Mooney-Rivlin hiperelastik malzeme katsayılarının elde edilmesi
- Sonlu elemanlar analizi sonuçları ve metal-kaucuk bileşenli kasknak testi sonuçlarının doğrulanması
- Tasarım en iyilemesi ve ürün geliştirilmesi

### Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi  
Geliş: 23.01.2020  
Kabul: 20.05.2020

### DOI:

10.17341/gazimmfd.679206

### Anahtar Kelimeler:

Sonlu elemanlar analizi,  
kaucuk,  
Mooney-Rivlin,  
hiperelastik malzeme,  
test

### ÖZET

Günümüz endüstrisinin önemli malzemelerinden olan kauçuklar farklı özelliklerinden dolayı çok geniş kullanım alanlarına sahiptirler. Bu çalışmada, triger kayışı vasıtasıyla motorda hareket aktarımını sağlayan kasknak parçasının mekanik davranışı sonlu elemanlar yöntemiyle incelenmiş, deneylerle doğrulanmış ve en iyileme çalışması gerçekleştirilmiştir. Kauçuk malzemelerin sonlu elemanlar yöntemiyle analizinde kullanılan hiperelastik malzeme modellerinin oluşturulabilmesi için tek eksenli çekme ve kayma deneyleri gerçekleştirilmiştir. Bu deneylerden elde edilen kuvvet-uzama eğrileri kullanılarak 3 parametrelili Mooney-Rivlin malzeme katsayıları hesaplanmıştır ve sonrasında kasknak geometrisi modellenerek farklı burulma açıları altındaki yer değiştirmeler, gerilmeler ve burulmadan kaynaklanan momentler incelenmiştir. Yapılan kasknak analizlerinin doğruluğunun teyit edilebilmesi için kasknak burulma test cihazı tasarlanmış ve imal edilmiştir. Aynı burulma açıları altında kasknak numuneleri test edilerek burulma momenti ve açı değerleri ölçülmüştür. Yapılan çalışma sonunda, kasknak malzemesinin numerik olarak mekanik davranışının ifade edilebildiği görülmüştür. Kullanılan malzeme modeli ve analiz yöntemiyle elde edilen sonuçların deneylerle doğrulanmasından sonra kasknak geometrisi kesiti üzerinde en iyileme çalışması yapılarak aynı yüklemeye koşulları altında kauçuk malzeme üzerindeki gerilme mertebeleri %28 düşürülmüştür.

## Determination of mechanical behavior of metal-rubber compound pulley part, finite element analysis and verification with tests

### H I G H L I G H T S

- Obtaining Mooney-Rivlin hyperelastic material constants by performing uniaxial tension and simple shear tests
- Validation of finite element analysis, and metal-rubber pulley test results
- Design optimization, and product development

### Article Info

Research Article  
Received: 23.01.2020  
Accepted: 20.05.2020

### DOI:

10.17341/gazimmfd.679206

### Keywords:

Finite element analysis,  
rubber,  
Mooney-Rivlin,  
hyperelastic material,  
testing

### ABSTRACT

Rubber is one of the most important materials of modern industry and have a wide range of usage owing to a number of superior properties. In this study, the mechanical behaviour of the metal-rubber combination pulley part transferring motion in the engine through the timing belt was examined by the finite element method, confirmed experimentally, and optimized. Uniaxial tension and pure shear tests were carried out physically to develop a hyperelastic material model. 3 parameter Mooney-Rivlin hyperelastic material constants were calculated by using force-elongation values obtained from uniaxial tension and, pure shear tests. Afterwards, pulley geometry was modelled, and displacements, stresses, reaction moments were examined under various torsional loadings. To confirm the accuracy of the pulley analysis, a servomotor driven pulley torsion testing machine was designed and manufactured. Then, torque and angle values were measured by testing the pulley parts at the same torsional angles. By this study, it was proven that mechanical behaviour of pulley can be expressed numerically. After validation of the material model and the results obtained using analysis method, the pulley geometry was further improved the stress levels on the rubber material were reduced 28% under the same loading conditions by using optimization tools.

\* Sorumlu Yazar/Corresponding Author: uguz@uludag.edu.tr, \*ufuk.penekli@fe-tech.com.tr / Tel: +90 533 737 5813

## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Kauçuk malzemesinin en yaygın kullanıldığı alanlar otomotiv ve ulaştırma sektörü olsa da son zamanlarda inşaat sektöründe binaların depreme karşı dayanımını artırmak amaçlı sismik taban izolasyonlu yapılarda kauçuk malzemeler üzerine çalışmalar da ilerletilmektedir [1]. Otomotiv alanında kullanılan sentetik kauçukların yerine istenirse doğal kauçuklar kullanılabilse de tersi geçerli değildir. Yani yüksek performans beklentisi olan parçalarda sentetik kauçuk yerine doğal kauçuk kullanılmaktadır. Örneğin, kamyon lastiklerinde %90-100, uçak lastiklerinde %100 ve uçak gemilerinden kalkış-iniş yapan uçakların lastiklerinde tek kullanımlık %100 doğal kauçuk kullanılmaktadır [2]. Orta sınıf bir aracın lastikleri düşünüldüğünde 1km'de ortalama 500 dönüş yapmaktadır, bir lastiğin yaklaşık ömrünün 50,000 km kullanım olduğu dikkate alınrsa, bir lastik kullanım ömrü boyunca yaklaşık 25 milyar kez gibi ciddi dayanım gereksinimi isteyen tekrarlı yüklere maruz kalmaktadır [3]. Bu yüzden de kauçuğun mekanik özelliklerinin istenilen gereksinimleri karşılayabilmesi çok önemlidir. Kauçukların mevcut üstün özelliklerine sahip olabilmeleri kimyacılar ile diğer sektörlerin birlikte çalışması sonucu elde edilebilmiştir. Kullanılan sektörlerdeki ihtiyaçları sağlayabilmek adına kimyacılar devreye girerek kauçuklara bu özellikleri kazandırmışlardır. Kimyacılar, buldukları hızlandırıcı katkılarıyla daha homojen karışımlar elde ettiler, antioksidanlar ile uzama kabiliyetlerini artırdılar, karbon siyahı katkılarıyla yıpranmaya karşı direnci artırdılar, yapışabilme özelliği kazandırmalarıyla metal-kauçuk bileşenli ürünler elde edilebilmesini sağladılar [4]. Böylelikle otomotiv alanında şok sönmüleyici olarak kullanılmaları, tekstilde mont ve ayakkabılarda su geçirmezlikleri, medikal alanda kaydırmaz yüzeye sahip olmaları, elektrik alanında yalıtkan özellikleri, birçok alanda conta olarak sızdırmazlık özellikleri diğer mevcut malzemelere göre kauçukları avantajlı kılan özellikleri olmuştur [5].

Bu çalışmada; metal-kauçuk bileşenli motor kasnak parçasının burulma yükü altındaki mekanik davranışı incelenmiştir. Motor kasnağı, triger kayışı yardımıyla güç aktarımı sağlayan bir parçadır ve motorun ilk çalışma, durma gibi ani hareketlerinde anlık burulmaya uğrayan parçalardır. Bu anlık hareketleri karşılayabilmesi ve sönmüleyebilmesi için de genellikle metal-kauçuk bileşenli şekilde üretilmektedirler. Otomotiv firmalarının hazırladıkları şartnamelerde yer alan kasnak çalışma şartlarının, üreticiler tarafından yerine getirilebilmesi için seçilen bir kauçuk hamuru reçetesini üzerinden üretim yapılır ve son ürün fiziki teste tabi tutulur. Elde edilen açı-moment değerleri şartname gereksinimlerini karşılamazsa hamur reçetesinde ve tasarımda değişiklikler gerçekleştirilerek imalat-test süreci istenilen değerler elde edilene kadar tekrarlanır. Ancak bu geleneksel yöntem oldukça zahmetli ve maliyetlidir. Bu durumun ortadan kaldırılabilmesi ve kesin sonuçlarla ilerlenebilmesi için sayısal yöntemlerden faydalanılan adımların izlenip, doğrulanması çalışması

gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada, kasnak parçasının sonlu elemanlar yöntemiyle istenilen farklı dönme açıları altında vereceği karşı tork değerleri hesaplanmış ve deneylerle doğrulanmıştır. Çalışmada, kauçuk test numuneleri çekme, kayma gibi testlere tabi tutulmuştur ve bu testlerden elde edilen kuvvet-uzama eğrileri kullanılarak hiperelastik malzeme katsayıları hesaplanmıştır. Sonrasında kasnak geometrisi için elde edilen malzeme modeli ile farklı açılar için burulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan bu hesaplamaların doğruluğunun teyit edilebilmesi için ise servomotor tahrikli bir test cihazı tasarlanıp imal edilerek kasnak parçasının deneyleri gerçekleştirilmiş ve analiz sonuçları ile kıyaslanmıştır. En sonunda kasnak parçasının kesit geometrisinin en iyilemesi gerçekleştirilerek mevcut tasarıma kıyasla aynı burulma yükü altında daha az gerilmeye maruz kalan bir tasarıma ulaşılmıştır.

## 2. MALZEME VE YÖNTEM (MATERIAL AND METHOD)

### 2.1. Malzeme (Material)

#### 2.1.1. Tek eksenli çekme deneyi (Uniaxial tension test)

Metal malzemelerin çekme deneyinden farklı olarak kauçukların uzama kabiliyetleri %300-500 mertebelerine kadar ulaşabildiğinden çekme cihazında uzamayı gösteren ekstansometreler büyük öneme sahiptir [6]. Ayrıca kauçuk numunelerin çekme deneyi yapılırken kuvvet açısından düşük kapasiteli ve yüksek hassasiyetli çekme cihazları tercih edilmelidir. Tek eksenli çekme deneyinde kullanılan papyon şeklindeki kauçuk numunelerinin boyutlandırılmasında ISO37:2011 [7] ve ASTM D412 [8] referans alınabilir.

#### 2.1.2. Kayma deneyi (Shear test)

Negrete vd. [9], kauçuk malzemelerin kayma davranışlarının incelenmesinde birçok teknik geliştirildiğini belirtmektedir. Ancak en temel haliyle kayma deneyi düşünüldüğünde ASTM D945-92 standardında kayma deneyi için numune ölçüleri belirtilmiştir [10]. Vahapoğlu [11] kayma deneyini metal plakalara yapıştırılmış olan dikdörtgen kauçuk blokların çekilmesi olarak tanımlamaktadır (Şekil 3). Ayrıca kauçuk mekaniğinde kullanılan kayma gerilmesinin de temel olarak bilinen şekliyle Eş. 1'de verildiği gibi olduğunu söylemektedir.

$$\tau = F/A \quad (1)$$

#### 2.1.3. Hiperelastik malzeme modeli : Mooney-Rivlin (Hyperelastic material model: Mooney-Rivlin)

Shahzad vd. [12], Boyce ve Arruda [13] söylediği gibi hiperelastik malzemelerin temel davranışı birim hacimde depolanan gerinim enerjisi cinsinden ifade edilir. Temelde kauçukların malzeme davranışı gerinim enerjisi fonksiyonuna dayansa da matematiksel olarak ifade edilirken daha kolay ve her durumu kapsayabilecek şekilde formülize edilebilmeleri için birçok malzeme modeli geliştirilmiştir [14]. Bu malzeme modellerinin en bilinenleri

Mooney-Rivlin, Ogden, Neo-Hookean, Arruda-Boyce ve Yeoh olarak sayılabilir [15]. Mooney-Rivlin malzeme modeli Melvin Mooney ve Ronald Rivlin tarafından geliştirilmiş ve genellikle malzemenin uzamaya maruz kaldığı durumlar için iyi sonuçlar vermektedir [16]. 3 parametrelili Mooney-Rivlin gerinim enerjisi Eş. 2’de verilmiştir.

$$W = c_{10}(I_1 - 3) + c_{01}(I_2 - 3) + c_{11}(I_1 - 3)(I_2 - 3) \quad (2)$$

Gerilmenin, gerinim enerjisi cinsinden ifadesi Eş. 3’te verilmiştir.

$$\sigma_i = \lambda_i \frac{\partial W}{\partial \lambda_i} \quad (3)$$

Gerinim enerjisi eşitliğindeki değişmezler ( $I$ , invariant’lar) uzama oranı cinsinden Eş. 4, Eş. 5 ve Eş. 6’daki gibi yazılır.

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \quad (4)$$

$$I_2 = \frac{1}{\lambda_1^2} + \frac{1}{\lambda_2^2} + \frac{1}{\lambda_3^2} \quad (5)$$

$$I_3 = (\lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot \lambda_3)^2 \quad (6)$$

Uzama oranı eşitlikleri çekme durumunda Eş. 7’deki gibi ifade edilir. (Eş. 8)

$$\lambda_1 = \lambda \text{ ve } \lambda_2 = \lambda_3 = \frac{1}{\lambda} \quad (7)$$

$$\lambda = 1 + \varepsilon^{eng} \quad (8)$$

Gerilme eşitliğinde yerine yazıldığında uzama oranı cinsinden Mooney-Rivlin eşitliği Eş. 9’daki gibi elde edilmektedir.

$$\sigma_1^{eng} = 2C_{10} \left( \lambda_1 - \frac{\lambda_3^2}{\lambda_1} \right) + 2C_{01} \left( \frac{1}{\lambda_1 \lambda_3^2} - \frac{1}{\lambda_1^3} \right) + 4C_{20} \left( \lambda_1 - \frac{\lambda_3^2}{\lambda_1} \right) (\lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 - 3) \quad (9)$$

Eş. 10’da görülen gerilim denklemi için numune deneylerinden elde edilen mühendislik gerilim-gerinim eğrileri üzerinden noktaları seçilir ve eğri uydurma yöntemi ile Mooney Rivlin hiperelastik malzeme katsayıları hesaplanır.

$$\sigma^{eng} = 2C_{10} \left( \lambda - \frac{1}{\lambda^2} \right) + 2C_{01} \left( 1 - \frac{1}{\lambda^3} \right) + 4C_{20} \left( \lambda - \frac{1}{\lambda^2} \right) (\lambda^2 + \frac{2}{\lambda} - 3) \quad (10)$$

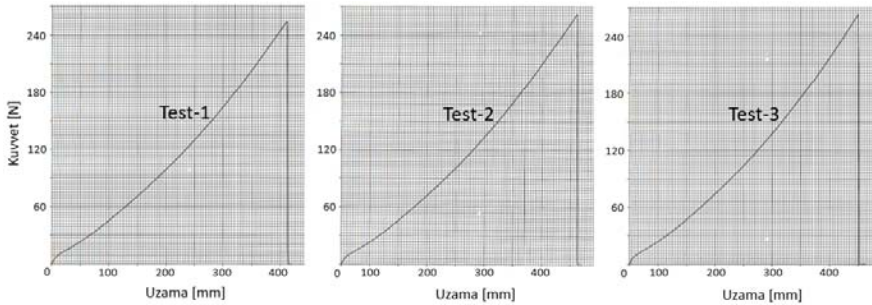
## 2.2. Deneysel Yöntem (Experimental Method)

### 2.2.1. Tek eksenli çekme deneyi ve deney düzeneği (Uniaxial tension test and experimental setup)

Motor kasnağı metal ve kauçuk malzemelerden oluşan bir parçadır. Kasnak parçasında kullanılan metal malzeme kolaylıkla mekanik özelliklerinin elde edilebildiği bilinen bir malzemedir. Kauçuk için kullanılan malzeme ise 65 Shore sertliğe sahip doğal kauçuktur (NR). Kauçuk malzemesinin tek eksenli çekme deneyi sonunda kuvvet-uzama karakteristiğinin elde edilebilmesi için öncelikle ISO37 standartlarında detaylandırıldığı haliyle (Şekil 1) numuneler hazırlanmıştır. Elde edilen numunelerin çekme deneyleri Zwick marka çekme deney cihazında gerçekleştirilmiştir ve 65 Shore sertliğe sahip doğal kauçuğun kuvvet-uzama eğrileri elde edilmiştir. Tek eksenli çekme deneyi 3 farklı numune üzerinde yapılmıştır ve kuvvet-uzama grafikleri Şekil 2.’de gösterilmiştir.



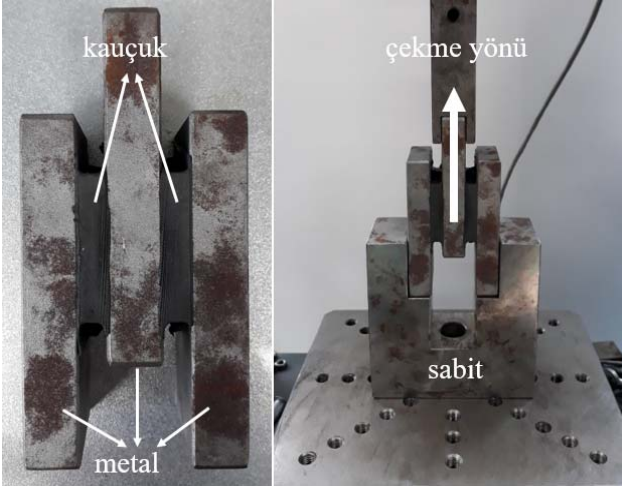
Şekil 1. Çekme deneyi numuneleri ve deney sonucu numune örneği (Tension test samples and specimen after tension test)



Şekil 2. Tek eksenli çekme deneyi kuvvet-uzama grafikleri (Uniaxial tension test force-elongation graphs)

### 2.2.2. Kayma deneyi ve deney düzeneği (Shear test and experimental setup)

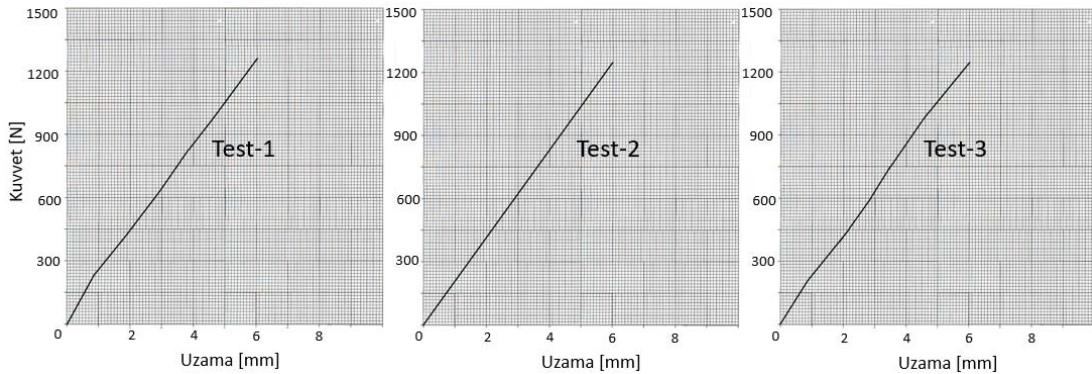
65 Shore sertlikteki doğal kauçuk malzemenin kayma yüklemesi altında kuvvet-uzama eğrilerinin elde edilebilmesi için gerekli olan deney kayma deneyidir. Bu deneyin gerçekleştirilebilmesi için hazırlanan numune sadece kauçuk malzemesinden elde edilmemektedir. Kayma deneyi için metal-kauçuk bileşenli numuneler hazırlanmıştır (Şekil 3). Bu numuneler hazırlanırken kauçuk malzemesi ile birlikte metal malzemesi yapıştırıcı vasıtasıyla vulkanize edilmiş ve tek bir parça gibi davranış göstermesi sağlanmıştır.



Şekil 3. Kayma deneyi numunesi ve deney düzeneği  
(Shear test sample and experimental setup)

Kayma deneyi numuneleri çekme cihazına bağlanarak metal kısımlarından kauçuklar üzerinde kayma yüklemesi oluşturacak şekilde çekilmiştir. Alt kısım sabit, üst çene hareketli olacak şekilde kauçuk numunelerinin kayma yüklemesi altındaki kuvvet-uzama karakteristikleri elde edilmiştir.

Kayma deneyinde kullanılan 3 farklı numunenin kuvvet-uzama eğrileri Şekil 4'de gösterilmiştir. Bu deneyde yaklaşık olarak 6 mm kayma yönündeki uzamaya karşılık 1250 N kuvvet elde edilmiştir.



Şekil 4. Numuneler için kayma deneyi kuvvet-uzama eğrileri (Force-displacement curves for samples in shear test)

### 2.3. Sonlu Elemanlar Yöntemi (Finite Element Method)

Kauçuk malzemelerin lineer olmayan sonlu elemanlar analizi yöntemi ile çözümünde en önemli adım, hiperelastik malzeme modeli katsayılarının elde edilmesidir. Bu çalışmada malzeme modeli olarak 3 parametrelili Mooney-Rivlin hiperelastik malzeme modeli seçilmiştir. ANSYS yazılımında kullanılan 3 parametrelili Mooney-Rivlin hiperelastik malzeme modeli katsayıları Tablo 1.'de verilmiştir.

Tablo 1. 3 Parametrelili Mooney-Rivlin malzeme modeli katsayıları

(3 Parameter Mooney-Rivlin material model coefficients)

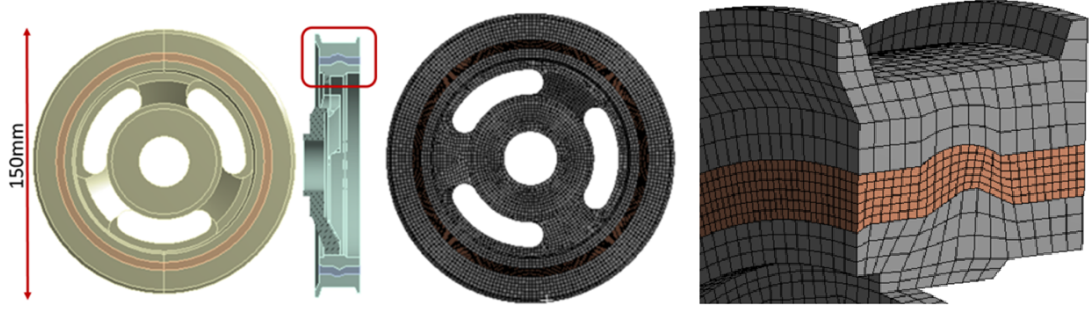
3 Parametrelili Mooney-Rivlin		
Malzeme Katsayısı C10	0.284340	MPa
Malzeme Katsayısı C01	0.124140	MPa
Malzeme Katsayısı C11	0.001233	MPa

### 3. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSION)

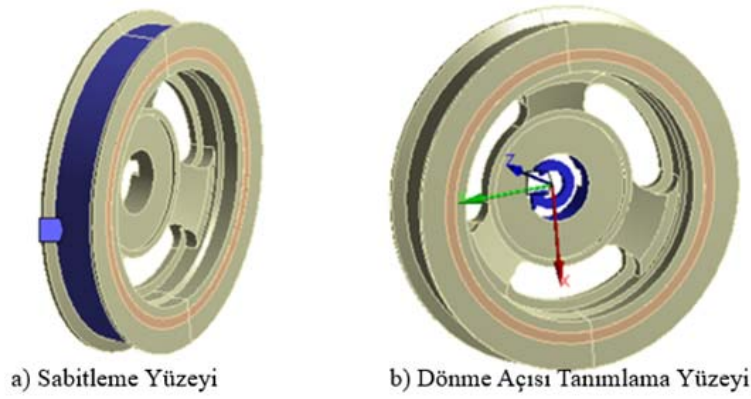
Deneyel çalışmalardan elde edilen hiperelastik malzeme katsayılarının hesaplanmasının ardından Şekil 5'te görülen kasnak modelinin belirli burulma açıları altında göstermiş olduğu reaksiyon momentleri, yer değiştirmeleri, gerilmeleri ve gerinimleri elde edebilmek için sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir.

Sonlu elemanlar analizlerinde 20 düğüm noktalı ikinci dereceden solid eleman tipleri (Solid 186) kullanılmıştır. Kasnak parçasının burulma analizleri için sırasıyla 1°, 2°, 3°, 4° ve 5° dönme açıları sınır koşulu olarak kullanılmıştır. Böylelikle 5 farklı açı için reaksiyon momentleri ve kauçuk kısım üzerinde oluşan gerilmeler incelenmiştir. Kasnak parçası dış yüzeyinden Şekil 6 a'daki gibi sabitlenmiştir ve Şekil 6 b'deki gibi merkez kısımdan dönme açısı yüklemesi tanımlanmıştır. Gerçekleştirilen 1°-5°'lik burulma analizleri neticesinde elde edilen sonuçlar ise Şekil 7'de gösterilmiştir.

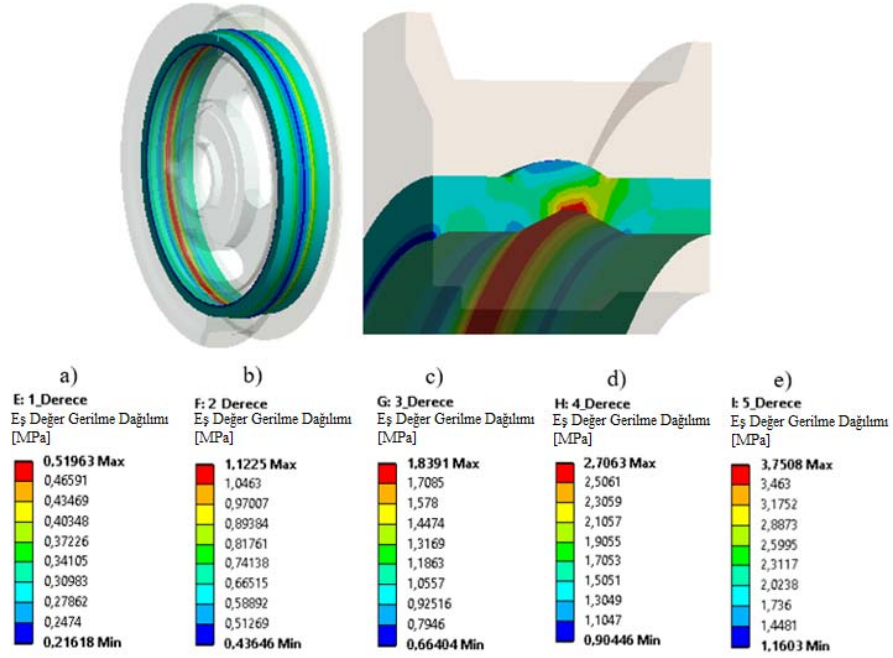
Kasnak parçasının 1°, 2°, 3°, 4° ve 5° burulması için gereken moment değerleri sırasıyla 116, 236, 358, 481 ve 605 N.m olarak hesaplanmıştır. Yapılan analizler neticesinde burulma derecesi arttıkça metal ve kauçuk parça üzerindeki



**Şekil 5.** Metal-kauçuk kasnak parçası geometrisi ve sonlu elemanlar modeli  
(Metal-rubber compound pulley part geometry and finite element model)



**Şekil 6.** Sınır şartları (Boundary conditions)



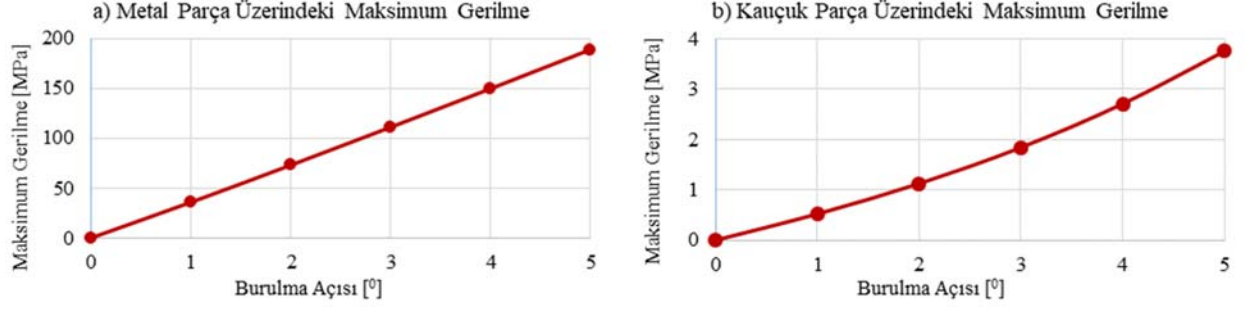
**Şekil 7.** a)1<sup>0</sup> b)2<sup>0</sup> c)3<sup>0</sup> d)4<sup>0</sup> e)5<sup>0</sup> burulma yükü altında kauçuk kısımdaki gerilim dağılımları [MPa]  
(a) 1° b) 2° c) 3° d) 4° e) 5° Stress distributions on rubber part under torsional loading [MPa]

gerilmelerin (Şekil 8) ve burulma momentlerinin arttığı görülmüştür (Şekil 9). Kasnak için yapılan analizlerden elde

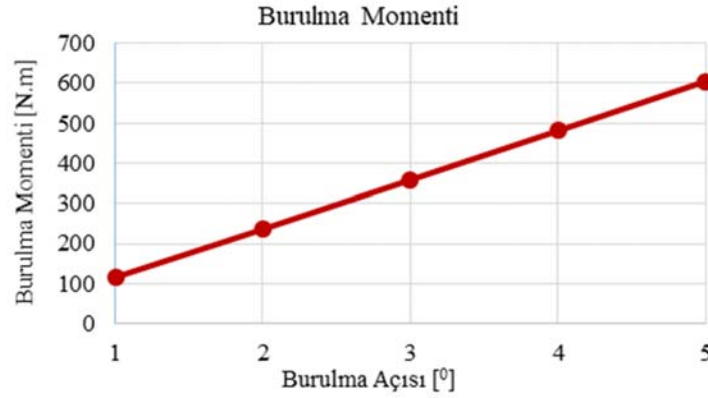
edilen burulma momentlerinin doğrulanabilmesi için 1000 N.m kapasiteye sahip servomotor tahrikli bir test cihazı

tasarlanıp imal edilmiştir (Şekil 10). Analizlerde kullanılan sınır şartları altında fiziki deneyler gerçekleştirilmiştir ve kasnak için analiz sonuçlarıyla deneysel sonuçlar kıyaslanmıştır. Testler gerçekleştirilirken 5 farklı numune 5 farklı açıda burulmaya maruz bırakılmıştır. Şekil 11 ve Şekil 12’te görüldüğü üzere kasnak burulma analiz sonuçları ile deney sonuçları arasında tutarlılık görülmektedir. Metal-Kauçuk bileşenli kasnak için yapılan analiz çalışmaları testler ile doğrulandıktan sonra kauçuk üzerinde oluşan

gerilmelerin düşürülmesi için tasarım iyileştirme çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Demir ve Aküner [17]’in de en iyileme çalışmalarında bahsettiği üzere ilk olarak tasarım değişkenleri ve bu değişkenler için alt ve üst limitler belirlenmiştir. Şekil 13’de gösterilen kesit geometrisi değişkenleri için 5<sup>o</sup> burulma yükü altında en iyileme analizleri gerçekleştirilerek en iyi değerlere ulaşılmıştır. Yapılan en iyileme analizinde, Tablo 2’de verilen tasarım değişkenlerinin verilen aralıklardaki değerlerinin



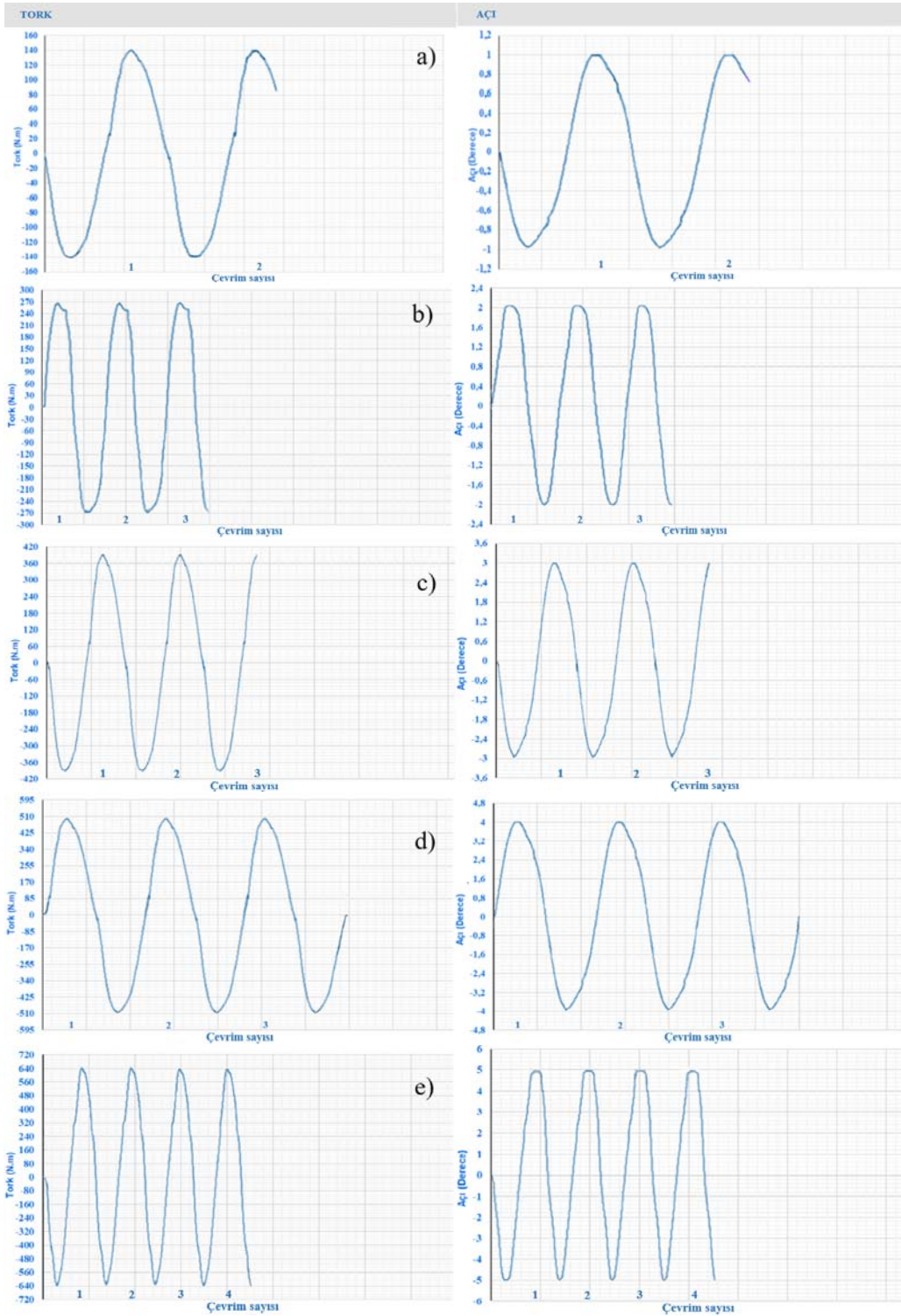
Şekil 8. a) Metal parça b) Kauçuk parça üzerindeki maksimum gerilme değerleri (Maximum stress values on a) Metal Part; b) Rubber Part)



Şekil 9. Kasnağın burulmasıyla elde edilen reaksiyon momenti [N.m] (Reaction moment due to torsion of pulley [N.m])



Şekil 10. Kasnak test cihazı (Pulley testing machine)

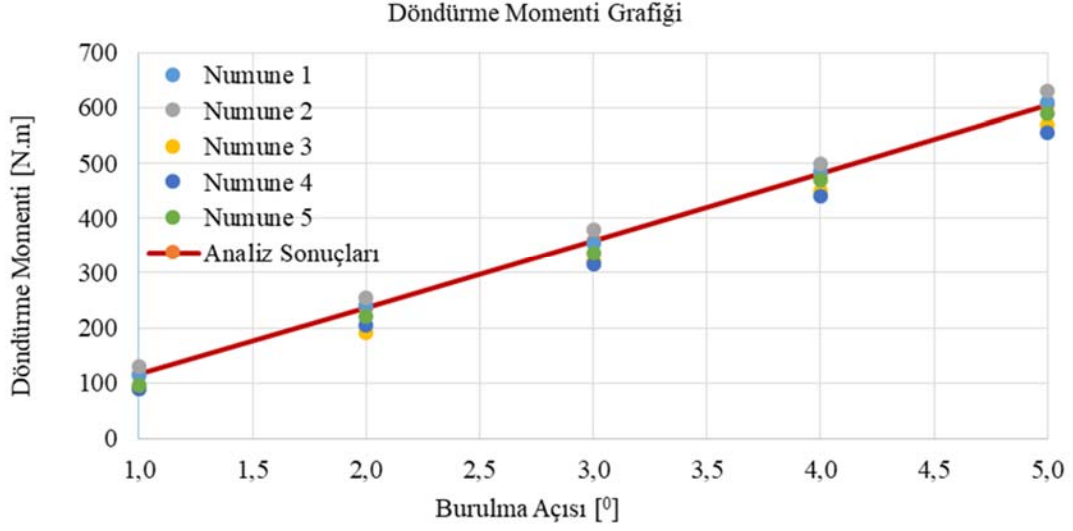


Şekil 11. Kasnak numunesinin deney düzeneğinden okunan burulma açılarına karşılık moment değerleri  
 a)  $1^0$  b)  $2^0$  c)  $3^0$  d)  $4^0$  e)  $5^0$  (Moment values of the samples under torsional loading in the experiment)

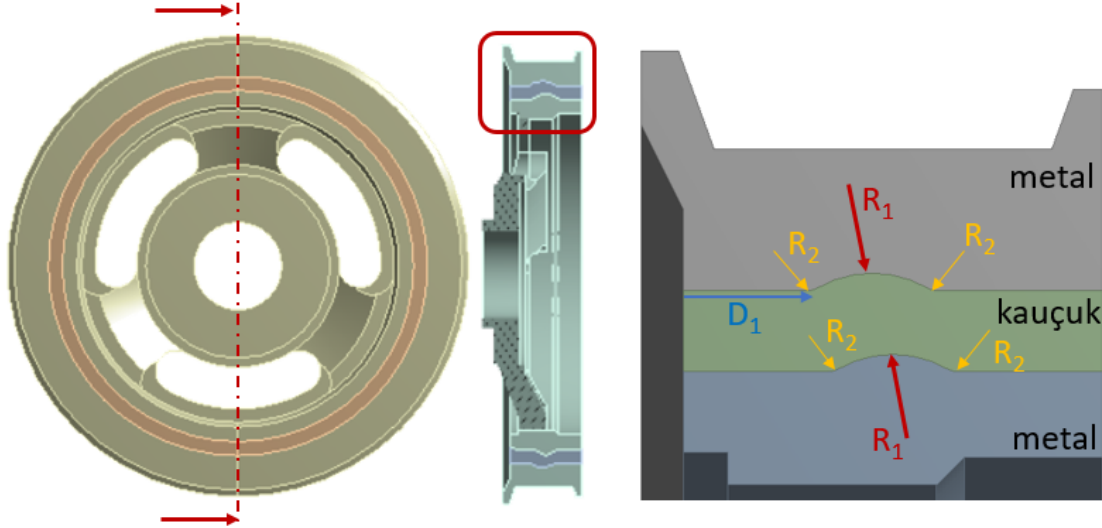
kullanılmasıyla, amaç değişkenlerinde yer alan parametreler için sonuç nokta bulutu elde edilmiştir (Şekil 14). Amaç değişkeni olarak verilen parametreler belirlenirken kauçuk malzeme üzerinde elde edilen maksimum gerilmenin en aza

indirilmesi temel hedefdir. Bu hedefe ulaşılırken dikkat edilmesi gereken bir diğer amaç değişkeni de burulma momentidir. Burulma momentinin değişmesi istenilen bir çıktı değildir. Bu yüzden mevcut tasarımda  $5^0$  burulma yükü





**Şekil 12.** Analiz sonuçları ve numunelerin deneydeki burulma açılarına karşılık moment değerleri  
(Analysis results and moment values of the samples under torsional loading in the experiment)



**Şekil 13.** En iyilemesi gerçekleştirilecek kesit üzerindeki tasarım değişkenleri  
(Design parameters of cross section to be optimized)

**Tablo 2.** 5° Burulma Yüğü Altında Kesit Değişkenleri ve Amaç Değişkenleri  
(Design parameters of cross section, and design objectives under 5° torsional loading)

	Tasarım Değişkenleri		Amaç Değişkenleri	
	Minimum	Maksimum	Minimum	Maksimum
R <sub>1</sub>	6,5 mm	8 mm		
R <sub>2</sub>	1 mm	6 mm		
D <sub>1</sub>	11 mm	14 mm		
Burulma Momenti			600 N.m	610 N.m
Maksimum Gerilme			Minimum	

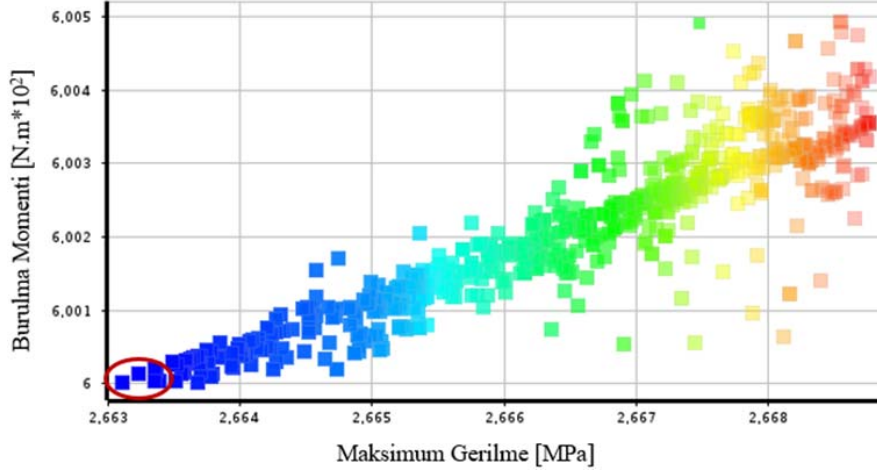
altında elde edilen burulma momenti olan 605 N.m değerinin korunabilmesi için 600 N.m – 610 N.m aralığı hedef olarak belirlenmiştir. En uygun 3 aday nokta incelendiğinde Tablo

3'te görüldüğü üzere sonuçlar birbirine oldukça yakındır. Ancak imalat şartları göz önünde bulundurulduğunda bu değerlerin kullanılabilmesi mümkün değildir. Bu yüzden

tasarım değişkenleri belirlenirken imalata uygun şekilde nominal değerler seçilmiştir. Tablo 3'te gösterilen aday noktalar dikkate alınarak belirlenen değişkenlerle analizler tekrarlandığında elde edilen burulma momentinin istenilen aralıkta ve maksimum gerilmenin de mevcut tasarıma göre beklenildiği gibi daha düşük olduğu görülmüştür (Şekil 15).

En iyileme çalışmalarında kasnak parçasının ana formunu oluşturan metal kısımda herhangi bir tasarım değişikliği

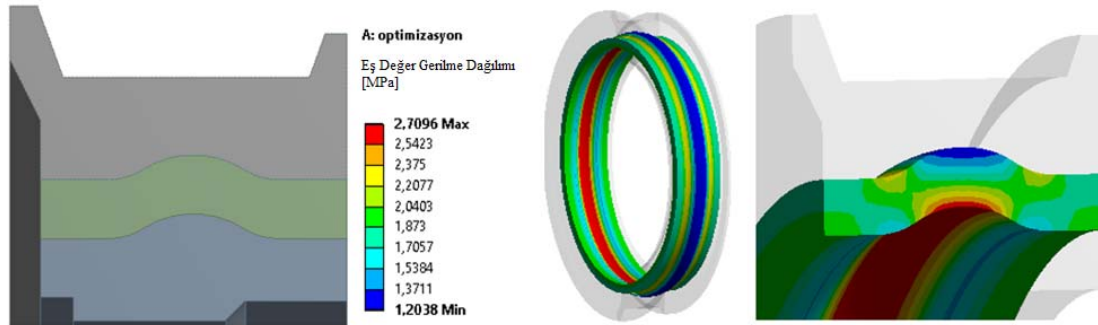
yapılmadığından analizler sonucunda metal parçalar üzerinde oluşan gerilmeler değişmemiştir. Burulma momenti değerlerine bakıldığında kasnak parçasını  $5^0$  döndürebilmek için gereken momentin mevcut tasarımda 605 N.m, en iyilenmiş kesitte ise 600 N.m olduğu görülmüştür (Tablo 4). Yapının en kritik olan bölgesi olan kauçuk malzeme incelendiğinde mevcut tasarımda 3,751 MPa olan gerilme değeri %28 iyileşme ile 2,710 MPa değerine kadar düşürülebilmektedir.



Şekil 14. En iyileme analizleri sonucu elde edilmiş aday parametreler nokta bulutu (Candidate parameter point cloud results of optimization analysis)

Tablo 3. En iyileme sonucu elde edilmiş aday noktalar ve belirlenen tasarım değişkenleri (Candidate points of optimization analysis, and determined design parameters)

	R <sub>1</sub> (mm)	R <sub>2</sub> (mm)	D <sub>1</sub> (mm)	Burulma Momenti (N.m)	Maksimum Gerilme (MPa)
Aday Nokta-1	7,53	4,98	12,48	600	2,663
Aday Nokta-2	7,54	4,99	12,44	600	2,663
Aday Nokta-3	7,53	4,85	12,50	600	2,664
<b>Belirlenen Değişkenler</b>	<b>7,50</b>	<b>5,00</b>	<b>12,50</b>	<b>600</b>	<b>2,710</b>



Şekil 15. Belirlenen değişkenlerle oluşturulmuş kesitin  $5^0$  burulma yükü altındaki gerilme dağılımı (Stress distribution of determined design parameters for cross section under  $5^0$  torsional loading)

Tablo 4. Mevcut tasarım ve en iyilenmesi gerçekleştirilmiş tasarım sonuçları (Results of present design and optimized design)

	Burulma Momenti (N.m)	Maksimum Gerilme (MPa)
Mevcut tasarım	605	3,751
En iyilenmiş tasarım	600	2,710

#### 4. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada, metal-kauçuk bileşenli motor kasnak parçasının burulma yükü altındaki yapısal davranış incelenmiş, sayısal yöntemlerle ifade edilebildiği deneysel olarak da doğrulanarak gösterilmiştir ve sonrasında en iyileme çalışmaları gerçekleştirilerek kauçuk parça üzerinde en düşük gerilme mertebesine ulaşılan bir tasarım elde edilmiştir. Çalışmanın sonunda aşağıda sıralan sonuçlara ulaşılmıştır;

Kauçuk numune deneylerinden elde edilen kuvvet-uzama grafikleri kullanılarak hesaplanan 3 parametrelili Mooney-Rivlin hiperelastik malzeme katsayıları hem numune deney sonuçlarını hem de kasnak ürünü için gerçekleştirilen burulma deney sonuçlarını numerik olarak ifade etmekte başarılı olmuştur.

Kasnak parçasının 5<sup>0</sup> burulma yükü altında göstermesi gereken direnç 605 N.m'dir, ve bu yük altında kauçuk malzeme üzerinde elde edilen maksimum gerilme 3,751 MPa'dır. Yapılan en iyileme çalışmalarında 605 N.m olan burulma moment değerinin korunması ve kauçuk malzeme üzerindeki gerilmenin en düşük seviyeye indirilmesi amaç değişkeni olarak belirlenmiştir. Bu hedefler doğrultusunda yapılan kesit geometrisi değişkenlerinin en iyileme çalışması sonucunda, R<sub>1</sub> = 7,5mm, R<sub>2</sub> = 5mm ve D<sub>1</sub> = 12,5mm tasarım değişkenleri kullanılarak 600 N.m burulma direnci gösteren ve mevcut duruma göre %28 gerilme mertebesinde azalmayla 2,710 MPa maksimum gerilmeye sahip en iyilenmiş kasnak geometrisi elde edilmiştir.

İzlenen bu yöntem ve adımlarla içerisinde kauçuk malzeme kullanılan başka ürünlerin de henüz tasarım safhasında, son ürün fiziki deneylerine ihtiyaç duyulmaksızın davranışları incelenebilir ve tasarım iyileştirme çalışmaları numerik olarak tamamlanabilir. Böylelikle geleneksel deneme-yanılma yöntemleriyle imalat süreçlerinde kaybedilen süre ve maliyetler büyük ölçüde ortadan kaldırılabilir.

#### KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Çavdar E., Özdemir G., Change in maximum isolator displacements due to change in orientation of scaled near field ground motion records, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 33 (2), 585-598, 2018.
2. Cornish, K., Rubber Production, Encyclopedia of Applied Plant Sciences, 3 (2), 410-419, 2017.
3. Lindenmuth, B.E., An overview of tire technology, The Pneumatic Tire, Editör: Brewer, H.K., Clark, K., USA, 2-27, 2006.
4. Cadwell, S.M., Merril, R.A., Sloman, C.M., Yost, F.L., Rubber in the automotive industry, Industrial and Engineering Chemistry, 33 (3), 370-374, 1941.
5. Stern Rubber Company. Introduction to Rubber. [http://sternrubber.com/files/6814/1936/5017/Intro\\_to\\_Rubber\\_1-1-15.pdf](http://sternrubber.com/files/6814/1936/5017/Intro_to_Rubber_1-1-15.pdf). Yayın tarihi, 2015. Erişim tarihi Kasım 13, 2018.
6. Grellmann, W., Seidler, S. Polymer Testing, Hanser Publication, Munich, Germany, 2013.
7. ASTM American Society for Testing and Materials, ASTM D 412-06a Standard Test Methods for Vulcanized Rubber and Thermoplastic Elastomers-Tension, USA, 2008.
8. ISO International Standard Organization, ISO 37:2011(E) Rubber, Vulcanized or Thermoplastic-Determination of Tensile Stress Strain Properties, Switzerland, 2011.
9. Negrete, N.G., Rivasb, A., Vinolas, J., Predicting the dynamic behaviour of hydrobushings. Shock and Vibration, 12, 91-107, 2005.
10. ASTM American Society for Testing and Materials, ASTM D945-92 Standard Test Methods for Rubber Properties in Compression or Shear (Mechanical Oscillograph), USA, 2001.
11. Vahapoğlu, V., Kauçuk Mekaniğinde Yapılan Deneyler, Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, 19 (1), 33-60, 2013.
12. Shahzad, M., Kamran, A., Siddiqui, M.Z., Farhan, M., Mechanical Characterization and FE Modelling of a Hyperelastic Material, Material Research, 18 (5), 918-924, 2015.
13. Boyce, M.C., Arruda, E.M., Constitutive Models of Rubber Elasticity, A Review Rubber Chemistry and Technology, USA, 504-523, 2000.
14. Khajehsaeid, H., Arghavani, J., Naghdabadi, R., A hyperelastic constitutive model for rubber-like materials. European Journal of Mechanics A/Solids, 38, 144-151, 2013.
15. ANSYS Inc.. ANSYS Help. [https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v191/ans\\_mat/aQw8sq22ldm.html](https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v191/ans_mat/aQw8sq22ldm.html). Yayın tarihi, 2008. Erişim tarihi Şubat 15, 2019.
16. Kim, B., Lee, S.B., Lee, J., Cho, S., Park, H., Yeom, S., Park, S.H., A Comparison Among Neo-Hookean Model, Mooney-Rivlin Model, and Ogden Model for Chloroprene Rubber, International Journal Of Precision Engineering And Manufacturing, 13 (5), 759-764, 2012.
17. Demir U., Aküner M.C., Design and optimization of in-wheel asynchronous motor for electric vehicle, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 33 (4), 1517-1530, 2018.

