

Orijinal Makale/Research Article

## Farklı tork değerleri altında kardan mili istavroz dayanımının sonlu elemanlar ve analitik yöntem ile belirlenmesi ve kıyaslanması

Mert Can KAHYALAR<sup>1</sup>, Onur ŞEN<sup>1</sup>, Tülay NAYİR<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Tirsan Kardan San. ve Tic. A.Ş., Araştırma Geliştirme Merkezi, Manisa, Türkiye

### Anahtar Kelimeler

Kardan mili  
İstavroz,  
Üniversal mafsals,  
Sonlu elemanlar analizi,  
Analitik metod

### Makale geçmişi:

Geliş Tarihi: 03.09.2021  
Kabul Tarihi: 29.11.2021

**Öz:** Kardan milleri motor veya dişli kutularından aldığı torku dönme hareketiyle diferansiyel veya başka elemana ileten güç aktarma organlarıdır. Araç hareketi ve farklı yol koşulları göz önüne alındığında tork aktarımını kardan milinin sahip olduğu boy kompanzasyonu ve açısız hareket kabiliyeti ile sağlanmaktadır. Açısız hareket, kardan mili mafsals grubu ile sağlanır. Mafsals grubunun bir elemanı olan, kulaklı parçaları birbirlerine bağlayan istavroz gövdesi araca uygun kardan mili seçiminde ilk sırada göz önüne alınmaktadır. Zira diğer kardan mili parçalarına nazaran daha yüksek gerilmeler altında çalışmaktadır. Bu nedenle istavroz gövdesinin maruz kaldığı yük ve dolayısıyla oluşacak gerilmelere mukavim yapıda olması gerekmektedir. Çalışmada analitik ve sonlu elemanlar analiz (FEA) metodları kullanılarak farklı tork değerleri altında kardan mili istavrozunun kritik kesiti üzerinde oluşan gerilme değerleri tespit edilmiş ve her iki yöntem için değerler kıyaslanmıştır. Kıyaslama neticesinde her iki yöntem ile elde edilen gerilme değerlerinin %2-%3 aralığında sapma ile birbirine yakın olduğu gözlemlenmiştir. Sonlu elemanlar analizinin analitik yöntemle kıyasla daha uzun uygulama süreleri gerektirdiği ve her iki yöntem ile elde edilen gerilme değerlerinin birbiri ile örtüştüğü göz önüne alındığında, kardan mili istavrozunu ön tasarım çalışmalarında analitik yöntemin kullanılabileceği ve bu sayede zaman açısından avantaj sağlayacağı tespit edilmiştir.

### Atıf için/To Cite:

Kahyalar MC, Şen O, Nayir T. Farklı tork değerleri altında kardan mili istavroz dayanımının sonlu elemanlar ve analitik yöntem ile belirlenmesi ve kıyaslanması. Uluslararası Teknolojik Bilimler Dergisi, 13(2), 57-61, 2021.

## Determination and comparison of the strength of the universal joint on driveshaft for various torque values, by finite element analysis and analytical method

### Keywords

Driveshaft  
Joint Cross  
Universal Joint  
Finite Element Analysis  
Analytical Method

### Article history:

Received: 03.09.2021  
Accepted: 29.11.2021

**Abstract:** Driveshafts are power transmission elements that transmit the torque received from the engine or gearboxes to the differential or another element. When considered vehicle movement and different road conditions, transmission of torque is provided by the ability of length compensation and angular movement of the driveshaft. Angular movement is provided by the driveshaft joint group. The cross-body in a joint group, connects opposing yoke parts to each other, which is considered for selection of suitable driveshaft for a vehicle. Because it is exposed to higher stresses compared to other driveshaft parts during running. Thus, the cross-body should be resistant to the load and the stresses occurred. In the study, stress values on the critical section of the cross-body under different torque values were determined by using analytical and finite element analysis (FEA) methods, and the values obtained by both methods were compared to each other. As a result of the comparison, it was observed that the stress values obtained by both methods were highly close to each other within a difference between 2% and 3%. Finite element analysis requires longer application time compared to the analytical method. Considering that the stress values obtained by both methods overlap with each other, it has been determined that the analytical method can be used at the beginning of the cross-body design of the driveshaft due to its short application time.

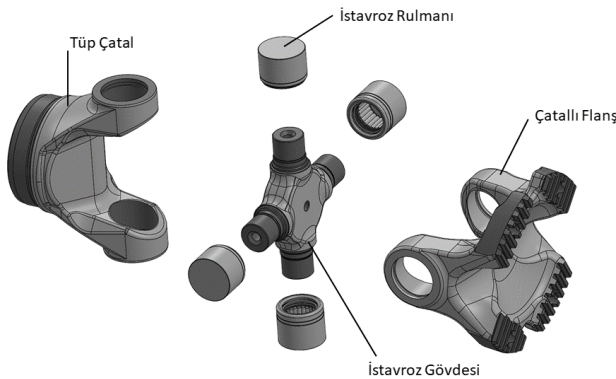
## 1. Giriş

Kardan milleri motorun bağlı olduğu vites kutusundan gelen gücü diferansiyelde bulunan dişlilere iletmek için kullanılan güç aktarma elemanlarıdır. Temel olarak araç üzerinde eksenleri birbirinden kaçık olan yapılar arasında dönme hareketini iletir [1,2]. Kardan milleri kullanım alanlarına göre (ticari araç uygulamaları, yol dışı araç uygulamaları, endüstriyel uygulamalar, vb.) araç dingil mesafesine ve aracın sahip olduğu toplam aks sayısına bağlı olarak farklı tasarımlara sahiptir, Şekil 1.



Şekil 1. Kullanım alanlarına göre kardan mili çeşitleri

Kardan milleri değişken yol koşullarına bağlı olarak açı ve boy kompanzasyonu sağlamalıdır. Farklı açı değerleri altında çalışması mafsallar sayesinde sağlanır iken, boy değişimi ise kayıcı grup tarafından sağlanmaktadır [3]. Açı değişkenliğinde güç iletimini sorunsuz şekilde yapabilmek adına kardan milinin bir alt grubu olan üniversal mafsalsal grubu kullanılmaktadır. Mafsalsal grubunun parçaları Şekil 2'de gösterilmektedir. Üniversal mafsalsal grubunu oluşturan parçalardan olan istavroz, üzerindeki rulmanlar sayesinde gerekli olan açığı sağlar.



Şekil 2. Sabit Mafsalsal grubu parçaları

Kardan milleri ve alt bileşenleri aracın motor ve dişli kutuları arasında burulmaya maruz kalır ki, bu nedenle yeterince düşük bir kütleyle sahipken strese dayanacak seviyede mukavim olmaları gerekir. Bu çerçevede

kardan mili alt bileşenlerini konu alan hafifletme, kaynak kullanımının azaltılması ve çevre kirliliğinin azaltılması gibi çalışmalar yapılmaktadır. Çalışmalar parça geometrisi üzerinde olabileceği gibi malzeme değişikliği ile de mümkündür. Öncelikli olarak bileşenler üç boyutlu olarak tasarlanır ve sonlu elemanlar analiz programı ile analiz edilerek kritik kesitteki Von Mises değerleri kontrol edilir. Bu çalışma Von Mises gerilme değeri ile hafiflik arasında optimum ilişki sağlanana dek iterasyonlar şeklinde devam eder. Literatür incelendiğinde, aynı amaç doğrultusunda farklı metod ve bakış açıları ile ortaya koyulmuş olan çalışmaların sınırlı sayıda olduğu görülmektedir. Önceki yıllarda yapmış olduğumuz bir çalışmada, kardan mili parçası olan tüp çatal parçasının kritik kesitine gelen Von Mises değerleri analitik olarak hesaplanmış ve sanal olarak sonlu elemanlar analizi ile korelasyon sağlanmıştır. Sonlu elemanlar analizinde girdi olarak hem moment hem de kuvvet ayrı ayrı kullanılmış, birbiri ile yakın sonuçlar elde edilmiştir. Buradan yola çıkarak analitik yöntemin zaman açısından nümerik yöntemle göre efektif olması nedeniyle, analitik yöntem sonuçlarının tutarlılığı göz önüne alınarak kullanımı tavsiye edilmiştir [4].

Solanke ve arkadaşları (2014) ağırlık, maliyet, yorulma ömrü, gerilme dağılımı, sertlik vb. unsurları dikkate alarak en iyi istavroz tasarımının elde edilmesi üzerine bir çalışma yapmışlardır. FEM ve foto elastisite deneyi kullanılan metodlar olarak çalışmaya dahil edilmiştir [5]. K. Živković ve arkadaşları (2011), geometrik değişikliklere bağlı olarak kardan mili istavrozunun gerilmesinin nasıl değiştiğini gözlemlemişlerdir. Çalışmada, istavrozun kritik bölgesindeki gerilmeyi hesaplanmış ve sonlu elemanlar analizinden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır [6].

Kashyap ve Matho (2014), farklı parçalar üzerindeki farklı yükler altında mafsalsal grubu parçası olan istavrozun davranışını tahmin eden sonlu eleman analizi sunmuştur [7].

Kawale ve arkadaşları (2018) kardan mili için tasarım metodolojisini incelemişler ve bu kapsamda kardan mili ağırlığı azaltmak üzere tasarım parametrelerini göz önüne almışlardır. Yapılan çalışmada araç tipi, motor, lastik boyutu, araç uygulaması, ömür beklentisi vb. girdiler kullanılmış ve kardan mili tasarımı analiz edilmiş, ortaya koyulmuştur [8].

Muley ve arkadaşları (2016), kayıcı Mafsalsal çalışılmışlardır. Tasarım doğrulaması, çeşitli parametreler arasındaki sayısal ilişki kullanılarak yapılmıştır. Kayıcı mafsalsal kırılmasının, indüklenen gerilmeler nedeniyle meydana geldiğini gözlemlemişlerdir. SAE 1050 ve SM45C gibi farklı malzemelerin dayanım, deformasyon ve diğer parametreleri karşılaştırılmıştır [9].

Ivanović ve arkadaşları (2011), periyodik olarak bakıma ihtiyaç duyan istavroz gövdelerinde optimum tasarım ortaya koyulması amacıyla bir dizi sonlu

elemanlar analizi uygulayarak ve analitik yöntem kullanarak istavroz gövdesi önermişlerdir [10].

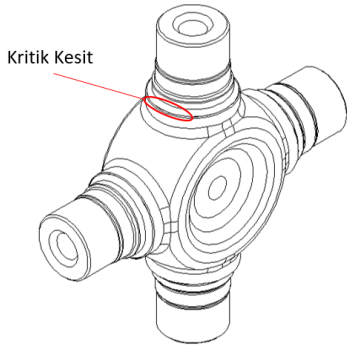
Avrigean ve arkadaşları (2015), istavroz üzerinde sonlu eleman analizleri, analitik hesaplamalar ve deneysel gerilim kontrolü ile sonlu elemanlar analizi konusunda bir yaklaşım sunmuşlardır. Sonlu elemanlar analizi ve hesaplamalar arasında uyum gözlemlenirken, aynı uyum deneysel yöntemin sonuçlarında gözlemlenmemiştir [11].

Bu çalışmada istavroz gövdesine gelen yükün kritik kesitte oluşturduğu eşdeğer gerilme analitik ve nümerik yöntemler (sonlu elemanlar analizi yöntemi) ile tespit edilmiş, her iki yöntemin sonuçları kıyaslanmıştır. Analitik metod literatürde yer alan çalışmalardan farklı olarak istavroz kollarındaki çap geçişlerinin neden olacağı çentik etkisini de ele alarak uygulanmıştır.

## 2. Materyal ve Metot

Çalışmada istavroz gövdesi üzerine gelen yükler için kritik kesit belirlenmiştir. Sonrasında kritik kesitteki gerilmeler analitik ve nümerik olmak üzere iki farklı metodun kullanılması ile incelenmiştir. Her iki inceleme sonucunda kritik kesit üzerindeki Von Misses gerilme değerleri elde edilmiş ve elde edilen değerler birbiri ile karşılaştırılmıştır.

Gerek saha tecrübeleri gerek sonlu elemanlar analiz sonuçları, istavroz gövdesi üzerindeki yüksek gerilmelerin rulmanların kollarındaki muylu detayında olduğu gözlemlenmektedir. İstavroz gövdesine ait üç boyutlu model ve gerilme bakımından kritik olan bölge Şekil 3'te ifade edilmektedir.

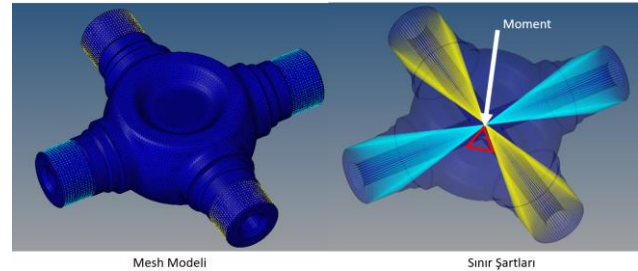


Şekil 3. İstavroz gövdesine ait üç boyutlu model ve gerilme bakımından kritik olan bölge

### 2.1. Sonlu Elemanlar Analiz Metodu

Bilgisayar destekli tasarım programı Catia V5 R62020 ile tasarlanan istavroz gövdesi sonlu elemanlar modeli HyperWorks-2017 bilgisayar destekli analiz programına aktarılmıştır. Sonlu elemanlar analizi ile problem çözmenin ilk adımı olan mesh oluşturma için

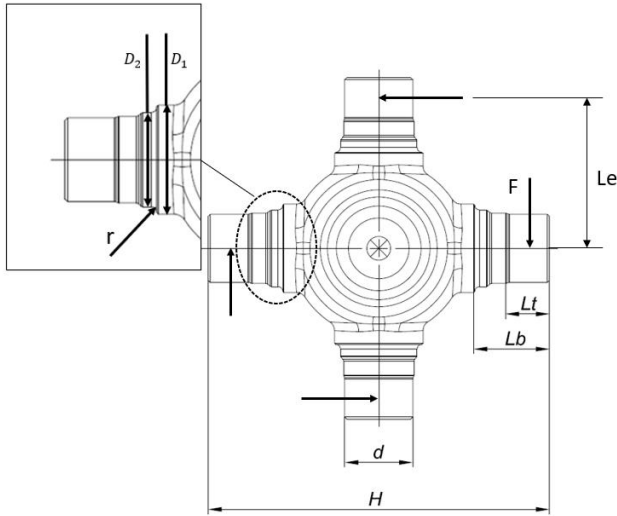
öncelikle üç boyutlu model üzerinde gerekli geometrik düzenlemeler yapılmıştır. Hemen sonrasında istavroz gövdesinin boyutu göz önüne alınarak üç boyutlu tetra elemanlardan yararlanılarak üzerine sınır koşullarının ve harici yüklerin tanımlanacağı mesh yapısı kurulmuştur. Mesh yapısı önceki çalışmalarımız kapsamında testler ile doğruluğu ispatlanmış olan eleman boyutunun kullanılması ile oluşturulmuştur [12]. Bir sonraki adımda istavroz gövdesinin dört kolundan karşılıklı olan iki kolu rijit elemanlar ile birbirine bağlanmış ve bu rijit elemanların orta noktalarına dönme ve öteleme hareketlerinde serbestlik olmayacak şekilde sabitleme elemanları atanarak sınır koşulları tanımlanmıştır. Geriye kalan karşılıklı iki kol da benzer şekilde rijit elemanlar ile bağlanmış ve rijit elemanların orta noktasına sırasıyla 1500 Nm, 3000 Nm ve 4600 Nm değerinde dönme momenti tanımlanmıştır. Elastisite modülü 210 GPa ve poisson oranı ise 0,3 olarak tanımlanıp analiz için ön hazırlıklar tamamlanmıştır. Tüm bu ön hazırlıklar sonrasında ortaya koyulan FEA modeli Şekil 4'te ifade edilmektedir. Sarı renk ile belirtilen rijit elemanlar moment tanımlamak için kullanılırken, mavi renkteki rijit elemanlar ise modelin sabitlenmesinde kullanılmıştır. Analiz yapısal olarak lineer statik koşulda gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4. Mesh yapısı üzerine tanımlanmış sınır şartları ve harici yükler

### 2.2. Analitik Metot

Sonlu elemanlar analiz metodunun yanı sıra analitik yöntem ile de istavroz gövdesinin kritik bölgesindeki gerilme değerleri hesaplanmıştır. Çalışmaya konu olan istavroz gövdesine ait temel ölçüler Şekil 5 ile iki boyutlu model üzerinde belirtilmiştir.



Şekil 5. İstavroz gövdesine ait iki boyutlu model ve temel ölçüler

Kardan mili istavroz gövdesinde, etkiyen eğilme momentinin etkisi ile ilgili kesitte (kolların dip kısmı) eğilme gerilmesi ortaya çıkar. Gövde üzerine etkiyen eğilme momenti istavroz kolunun uç kısmında değildir, diğer bir ifade ile eğilme momenti maksimum seviyede değildir bu nedenle eğilme gerilmesinin yanında, muylu üzerindeki silindirik kesitte kesme gerilmesi de ortaya çıkmaktadır. Bu kapsamda, Şekil 5' de yer alan temel ölçüleri göz önüne alarak kritik bölgede eğilme ve kesme gerilmeleri sırasıyla denklem (1) ve denklem (2) ile hesaplanabilir.

$$\sigma_e = \frac{F(L_b - 0,5L_t)}{W_e} \quad (1)$$

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (2)$$

Kritik kesitteki gerilme yığılmasını Peterson yaklaşımı [13] ile göz önüne alarak çentik faktörünü düşündüğümüzde, Eşitlik 3'ten yararlanarak maksimum kayma gerilmesini denklem (3) ile hesaplayabiliriz.

$$\tau_{max} = K_\zeta \tau \quad (3)$$

$$K_\zeta = 1 + q(K_t - 1) \quad (4)$$

$$K_t = 1 + \frac{1}{\sqrt{3,4\frac{r}{t} + 38\frac{r}{D_2}(1 + 2\frac{r}{D_2})^2 + 1(\frac{r}{t})^2\frac{D_2}{D_1}}} \quad (5)$$

Kritik kesitte ortaya çıkan eğilme ve kesme gerilmelerine eşdeğer olan gerilme ise maksimum şekil değiştirme enerjisi hipotezine göre aşağıdaki eşitlikten yararlanılarak hesaplanabilir.

$$\sigma_{eş} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x\sigma_y - \sigma_x\sigma_z - \sigma_y\sigma_z + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)} \quad (6)$$

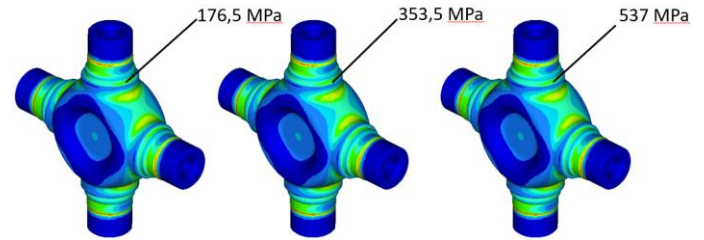
İstavroz gövdesi üzerinde x yönündeki normal gerilme eğilme gerilmesine eşittir. Bu durumu göz önüne alarak Eşitlik (6) rafine edilerek denklem (7) haline getirilir.

$$\sigma_{eş} = \sqrt{\sigma_e^2 + 3\tau^2} \quad (7)$$

Uygulanan sınır şartları ile 263056 elemana, 55679 düğüm ve 4,7 eleman kalitesine sahip modele ayrı ayrı uygulanan 1500 Nm, 3000 Nm ve 4600 Nm tork değerleri ile sonlu elemanlar modeli sonuçları ortaya konulmuştur.

### Sonuçlar

Yapılan bu çalışmalar ile kritik kesitte Von Mises gerilme olarak Şekil 6'da görüldüğü gibi 1500 Nm moment değerinde 176,5 MPa, 3000 Nm moment değerinde 353,5 MPa ve 4600 Nm momentte 537 MPa olarak tespit edilmiştir.



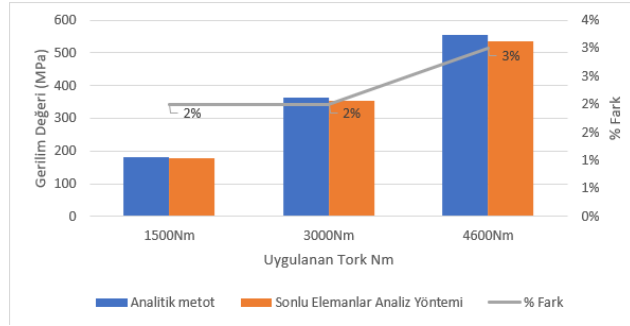
Şekil 6. İstavroz gövdesi sonlu elemanlar modeli kritik kesitinde Von Mises gerilmesi

Yapılan analitik hesaplar doğrultusunda Tablo 1'de görülen değerler elde edilmiştir. Literatürden farklı olarak çentik etkisinin de dahil edilmesi ile analitik metot sonucunda elde edilen eşdeğer gerilmeler 1500 Nm için 181 MPa, 3000 Nm için 362 MPa ve 4600 Nm için 556 MPa büyüklüğündedir.

Tablo 1. İstavroz gövdesi kritik kesiti için analitik olarak hesaplanan değerler.

Parametre ve Çıktılar	Sonuçlar		
	1500 Nm	3000 Nm	4600 Nm
$K_\zeta$	1,5	1,5	1,5
$\tau$	82 MPa	165 MPa	252 MPa
$W_e$	2389 mm <sup>3</sup>	2389 mm <sup>3</sup>	2389 mm <sup>3</sup>
$\sigma_e$	112 MPa	224 MPa	343 MPa
$\sigma_{eş}$	181 MPa	362 MPa	556 MPa

Her iki yöntem ile elde edilen sonuçlar kıyaslandığında şekil 7'de görüleceği gibi birbirlerine 1500 Nm ve 3000 Nm için %2, 4600 Nm için ise %3 hata payı ile yakınsadıkları gözlemlenmiştir.



Şekil 7. Analitik ve Sonlu elemanlar analizlerinin karşılaştırması

Sonuç olarak sonlu elemanlar analizlerinin ön hazırlık ve uygulama aşamaları için gereken zaman göz önüne

## Kaynaklar

- [1] Oh SJ, Woscek JT. Analysis of rzeppa and cardan joints in monorail drive train system. *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*, 4(1), 1-11, 2015.
- [2] Palma P, Tiussi G, Donadon A, Raffaglio Y, Luca AD, Leitner M, Grün F, Benasciutti D. Fatigue assessment of universal cardan joint based on laboratory specimen tests. *Part of the ABM Week*, Rio de Janeiro, RJ, Brazil, 17-21 Ağustos, 2015.
- [3] Seherr-Thoss H, Schmelz F, Aucktor E. *Universal Joints and Driveshafts*, 1, 2006.
- [4] Sen O, Kahyalar MC, Structural analysis of yoke part in design of driveshaft. *International Journal of Automotive Technology*, 4(4), 248-252, 2020.
- [5] Solanke SG, Bharule AS. An investigation on stress distribution for optimization of yoke in universal joint under variable torque condition. *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*, 3(2), 136-142, 2014.
- [6] Živković K, Ivanović L, Stojanović B. The effect of geometry on the stress distribution of cross shaft. *IRMES International Scientific Conference*, Zlatibor, Sırbistan, 27-28 Nisan 2011.
- [7] Kashyap K, Mahto DG. Analysis of Hooks Joint Using Ansys by Von Mises method. *International Journal of Engineering and Advanced Technology (IJEAT)*, 3(3), 304-305, 2014.
- [8] Kawale V, Patil G, Pune S. Design Methodology of Drive Shaft. *International Journal of Engineering and Advanced Technology (IJEAT)*, 7(3), 1416-1424, 2018.
- [9] Muley AA, Sheikh MJ, Thakre GV. Failure Analysis Of Yoke Joint Assembly. *International Research*

alındığında, analitik yöntemin kullanılması oldukça efektif bulunmuştur.

$\sigma_e$	Eğilme momenti [MPa]
F	İstavroz kolu üzerine etkiyen yük [N]
$W_e$	Mukavemet Momenti [mm <sup>3</sup> ]
$L_b$	Eğilme noktasına uzunluk [mm]
$L_t$	Muyulu uzunluğu [mm]
A	Kesit alanı [mm <sup>2</sup> ]
$K_\zeta$	Çentik faktörü
$K_t$	Teorik çentik faktörü
$D_1$	Büyük kesitteki çap [mm]
$D_2$	Küçük kesitteki çap [mm]
r	Çap geçişindeki yarı çap [mm]
t	Çaplar arası mutlak fark ( $D_1 - D_2$ ) [mm]
q	Çentik Hassasiyet Faktörü
$\tau_{max}$	Çentik faktörü etkisindeki kesme gerilmesi [MPa]
$\tau$	Kesme gerilmesi [MPa]
$\sigma_{eş}$	Eşdeğer gerilme [MPa]

*Journal of Engineering and Technology (IRJET)*. 3(10), 762-767, 2016.

- [10] Ivanović L, Živković DJK, Stojanovic B. Cross Shaft Design From the Aspect of Capacity. *Scientific Technical Review*. 61(1), 56-63, 2011.
- [11] Avrigean E, Pascu AM, Oleksik VS. Study of the Cardan Cross Using the Experimental and Analytical Method. 25th DAAAM International Symposium on Intelligent Manufacturing and Automation, Vienna, Ağusturya, 23-30 Kasım 2014.
- [12] Kahyalar MC, Şen O. Kardan Milli İstavroz Gövdesinde Dayanıklılığın Arttırılması ve Yapısal Analiz ile Doğrulanması. Üçüncü Ulusal Üniversite-Sanayi İş Birliği, Ar-Ge ve İnovasyon Kongresi, Manisa, Türkiye, 29 Aralık 2020.
- [13] Pilkey WD, Peterson's Stress Concentration factors. 2nd Ed. John Wiley & Sons, 1997.