

## Ağır Ticari Araç Kardan Mili Kayıcı Takım Uygulamasında Spline Temas Boyunun Optimize Edilmesi ve Doğrulanması

Mert Can KAHYALAR<sup>1</sup>, Onur ŞEN<sup>2</sup>, Murat ÖZBAKIŞ<sup>3</sup>

<sup>1,2,3</sup>Tirsan Kardan San.ve Tic. A.Ş., Araştırma Geliştirme Merkezi, Manisa, Türkiye

(Alınış / Received: 14.11.2023, Kabul / Accepted: 16.09.2024, Online Yayınlanma / Published Online: 23.12.2024)

### Anahtar Kelimeler

Kardan mili,  
Kayıcı takım,  
Optimizasyon,  
Basınç,  
Kesme gerilimi,  
Spline,

**Öz:** Kardan millerinin yol koşullarına bağlı olarak açılmalı ve eksenel olmak üzere iki temel hareketi vardır. Açılmalı hareket üniversal mafsallar tarafından sağlanırken, eksenel hareket kayıcı takım tarafından sağlanır. Temel olarak, bir kayıcı takım, spline formları aracılığıyla birbirini kavrayan çatallı kayıcı mil ve kayıcı kovan olmak üzere iki parçadan oluşur. Motorlu aracın hareketi sırasında, kayıcı takım burulmaya maruz kalır. Burulma sırasında temas eden spline dişleri arasında basınç oluşumu meydana gelmektedir. Bu bağlamda, kayıcı takım tasarım sürecinde basınç ve gerilim dağılımı göz önüne alındığında spline formunun boyutu ve uzunluğu oldukça önemlidir. Çalışmada, kayıcı takımın yalnızca spline temas boyu değişimi sağlanarak dişler arasındaki basıncın analitik olarak hesaplanması sonucunda kayıcı takımın spline temas boyu optimize edilmiştir. Bu kapsamda, daha önce ortaya koyduğumuz bir çalışmada geçen ve sonlu elemanlar analizi (FEA) ile korele edilmiş olan spline dişlerinde kesme geriliminin analitik hesaplanması bu çalışmada da kullanılmıştır. Son olarak, optimize edilen spline boyuna sahip kayıcı takım laboratuvar ortamında statik burulma testine tabi tutulup, olumlu sonuçların alınmasıyla doğrulanmıştır. Kayıcı takım spline temas boyu optimizasyonu neticesinde (kayıcı kovan spline boyu değiştirilmeden) çatallı kayıcı milin spline boyunun azalması ile %6,1 seviyesinde ağırlık tasarrufu sağlanmıştır.

## Optimizing and Verifying Spline Contact Length in Heavy Commercial Vehicle Driveshaft Slip Assembly

### Keywords

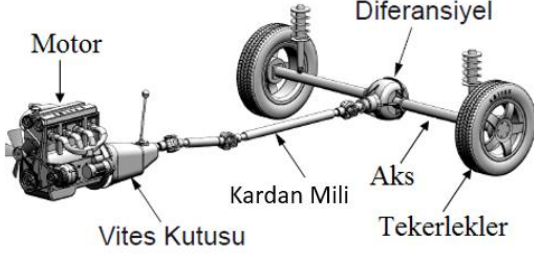
Cardan shaft,  
Slip assembly,  
Optimization,  
Pressure,  
Shear stress,  
Spline,

**Abstract:** Driveshafts have two main movements, angular and axial, under road conditions. Angular movement is provided by universal joints while axial movement is provided by the sliding assy. A sliding assy includes a yoke shaft and a tube sleeve, which engage each other through spline forms. During the movement of the motor vehicle, the sliding assy is subjected to torsion. Pressure comes out between the spline teeth. In this context, the size and length of the spline form are important when considering the pressure and stress distribution in the design process of sliding assy. In the study, the spline contact length of the sliding assy was optimized by analytical calculation of the pressure between the teeth, by changing only the spline contact length. In this context, the analytical calculation of the shear stress on spline teeth, which was used in a previous study and correlated with finite element analysis (FEA), was also used here. Finally, the sliding assy with optimized spline length was subjected to static torsion test in the laboratory and confirmed by positive results. As a result of the spline contact length optimization (without changing the tube sleeve's parameter) of the sliding assy, a weight reduction of 6.1% was achieved by reducing the spline length of the yoke shaft.

\*İlgili yazar: m.kahyalar@tirsankardan.com.tr

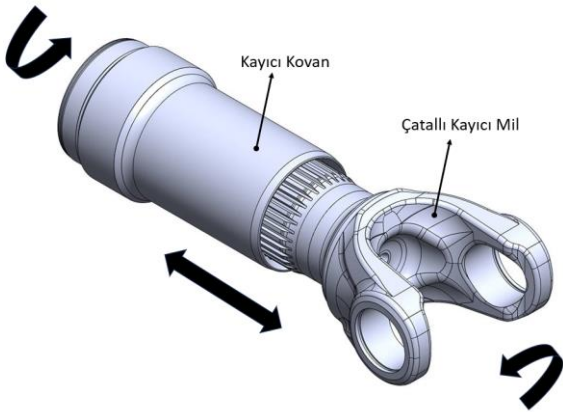
## 1. Giriş

Motorlu taşıtlarda motordan aldığı gücü tekerleklere ileten kardana mili, aktarma organlarındaki hayati unsurlardan biridir (Şekil 1).



Şekil 1. Kardan mili yerleşimi

Kardan millerinin yol koşullarına bağlı olarak açılabilir ve aksel olmak üzere iki temel hareketi vardır. Açılabilir hareket universal mafsallar tarafından sağlanırken, aksel hareket kayıcı takım tarafından sağlanır. Bu nedenle, kayıcı takım kardan milinin önemli bir parçasıdır. Temel olarak, bir kayıcı takım, spline formları aracılığıyla birbirine bağlanan çatallı kayıcı mil (pozitif spline) ve kayıcı kovan (negatif spline) olmak üzere iki parçadan oluşur (Şekil 2). Parçalar, spline formlarının bağlantı yüzeyleri sayesinde momentleri iletirken aksel olarak ileri-geri hareket edebilir. Bu sayede, yol koşullarına bağlı süspansiyon hareketiyle ortaya çıkan aktarma organlarının birbirine göre konum değişikliği kardan mili tarafından kompanse edilir. Bu kompanse hareketinde elbette kardan milinin açılabilir hareket yeteneği de önemlidir [1],[2].



Şekil 2. Kayıcı takım parçaları ve burulma momenti yönleri

Motorlu aracın hareketi sırasında, kardan mili üzerindeki diğer bileşenler gibi kayıcı takım da burulmaya maruz kalır. Burulma sırasında birbirine temas eden spline dişleri arasında basınç oluşumu meydana gelmektedir. Bu bağlamda, kayıcı takım tasarımı sürecinde spline dişleri üzerindeki basınç ve gerilim dağılımı için spline boyutu ve temas uzunluğu oldukça önemlidir.

Literatür araştırması sonucunda kayıcı takım ile ilgili çalışmaların oldukça sınırlı olduğu görülmüştür. Sınırlı sayıda bu çalışmalar incelendiğinde daha çok spline dişleri boyunca yük dağılımlarına odaklanıldığı görülmüştür. Literatürdeki bu çalışmalardan farklı olarak;

ŞEN ve arkadaşları bir kayıcı takımda spline modülü ve kayma uzunluğunun etkisini analitik ve sayısal yöntemlerle test etmişlerdir. Taksimat dairesi çapını sabit tutmak için modülü artırırken diş sayısını azaltmışlardır ve spline temas uzunluğunu değiştirerek modülün ve spline temas uzunluğunun kayıcı takımdaki dayanıma etkisini araştırmışlardır. Her modelin kesme gerilmesi analitik ve sayısal yöntemlerle hesaplanmıştır. Analitik ve sayısal yöntemlerin %1,53 - %1,60 hata yüzdesi ile benzer sonuçlar verdiği görülmüştür. Bu nedenle spline tasarımında analitik yöntemlerin sayısal yöntemlere göre daha pratik olduğu aktararak analitik yöntem önerilmiştir [3].

Curà ve arkadaşı Mura yapmış olduğu bir çalışmada, kayıcı takımlar için ideal ve yanlış hizalanmış durumlarda diş profilleri üzerine gelen bileşke yükün konumu sonlu elemanlar yöntemi ile araştırılmıştır. Çıkan sonuçlar aksel basınç dağılımına göre değerlendirilmiştir. Her iki durum içinde farklı yüklem seviyeleri uygulanmıştır. İdeal hizalanmış durumda alınan sonuçlarda yüklem seviyesi arttıkça taksimat dairesi çapı ile bileşke kuvvet çapının arasındaki farkın arttığı ve bu farkın maksimum seviyede %1,6 olduğu ve aynı zamanda 0,08 mm'lik yanlış hizalama durumunda maksimum farkın %2,94 olduğu ortaya konulmuştur. Taksimat dairesine kuvvet uygulandığında ortaya çıkan rijitlik değeri ile gerçek bileşke kuvvetin konumuna kuvvet uygulandığında ortaya çıkan rijitlik değeri arasındaki farkın %15'e kadar çıktığı fark edilmiştir [4].

Hong ve arkadaşları bir çalışmada spline temas yüzeyleri boyunca yüzey basıncının değişimini incelemişlerdir. İnceleme, üç ayrı yüklem koşulu için oluşturulan modeller üzerinde ortaya konulmuştur. Düz ve helisel dişlilerin burulma momenti yüklemesi altında yük dağılımları karakterize edilmiştir. Burulma momenti yüklemesi ile aynı yönde helisel diş seçiminin, yük konsantrasyonunu azaltabildiği ve yük dağılımını iyileştirebildiği ortaya konulmuştur. Buna ilave olarak spline dişlerindeki indeksleme hatalarının etkileri, spline dişlerinde önemli derecede eşit olmayan yük paylaşımına neden olduğu ortaya konulmuştur [5].

Barrot ve arkadaşları tarafından ortaya konulmuş bir çalışmada ise, aksel moment transferinin spline üzerindeki etkisi analitik olarak gerçekleştirilmiştir. Kayıcı takımın spline diş dibinde maksimum kesme kuvveti dağılımı araştırılmış, maksimum sürtünme hasarının ve kontak yüzey basıncının dişli ekseninin

sonunda olduğu sonlu elemanlar ile kontrol edilmiştir. Kayıcı takımda spline formulu yuva üzerine uygun bir konumda eklenen yukarı ve aşağı yönlü kademelerin maksimum temas basıncını azalttığı ve sürtünme hasarının önemli ölçüde önüne geçilebileceğini sonlu elemanlar analizi ve analitik metotlar kullanılarak gösterilmiştir. Geliştirilen analitik metot sonlu elemanlar yöntemi ile karşılaştırarak doğrulama yapılmıştır [6].

Tjernberg'e ait olan bir çalışmada, kayıcı takımın sonlu eleman analizi yapılmıştır. Gerilme faktörü hesaplanarak analitik sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Kayıcı takım üretiminde diş açma ve indüksiyon ile sertleştirme işlemleri sırasında dişler arasında meydana gelen düzensiz boşlukların dişlerin ömürlerini  $1/3 - 1/2$  oranında kısalttığı görülmüştür. Her bir diş üzerindeki yaklaşık yükü ve bağlı ömrü hesaplamak için basitleştirilmiş bir model oluşturulmuştur. Diş dibindeki maksimum kesme geriliminin ideal kesme gerilimine göre yaklaşık %26-%36 kadar fazla olduğu ve bu oranın etkiyen momente, diş boşluk hatalarına göre daha da artabileceği vurgulanmıştır. Aynı zamanda, hareketli frezeleme ile üretilen dişlinin, profil frezeleme ile üretilen dişliden %50 daha uzun ömürlü olduğunu da aktarılmıştır [7].

Chase ve arkadaşları yapmış olduğu bir çalışmada, üretimden kaynaklanan birbiri üzerinde çalışan diş çiftleri arasındaki farklı boşluk miktarlarının dişler üzerinde oluşturduğu farklı gerilim değerlerinin istatistiksel modelini ortaya koymuştur. Bu model yardımı ile belirli bir yük için devreye girecek ortalama diş sayısını tahmin edilmiştir. Ayrıca istatistiksel modeli yük uygulandığında dişlerin yük paylaşımını ve stres dayanımını tahmin edebilecek şekilde geliştirmişlerdir. Oluşturulan model geleneksel gerilim analizi ve sonlu elemanlar yöntemi ile doğrulanmıştır [8].

Daha önce gerçekleştirdiğimiz spline boyu ve modülünü konu alan çalışmada modül ve spline boyu kombinasyonuna bağlı olarak analitik ve sonlu elemanlar yöntemleri ile kayma gerilmeleri incelenmiş, en iyi kombinasyon tespit edilmiştir [9].

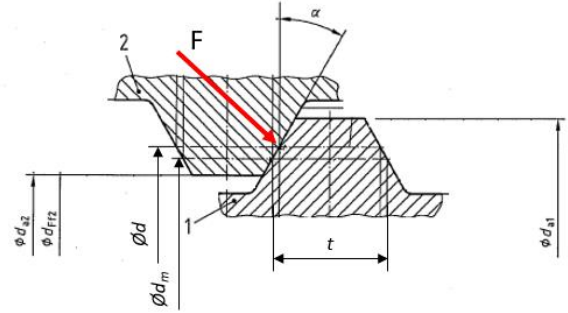
Literatürde yer alan yukarıdaki çalışmaların ötesinde bu çalışma ile, kayıcı takımın evolvent spline profiline ait modül, diş kalınlığı ve diş üstü çapı gibi temel parametreler değiştirilmeksizin sadece eş çalışan spline dişleri arasındaki temas boyu değişimi sağlanarak, dişler arasındaki temas ile oluşan basıncın analitik olarak hesaplanması sonucunda kayıcı takımın spline temas boyu optimize edilmiştir. Bununla birlikte kayma gerilmesi analitik ve sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilerek boy optimizasyonu doğrulanmıştır. Son olarak optimize edilmiş spline boyuna sahip kayıcı takım, laboratuvar koşullarında özel test cihazında statik burulma testine

tabi tutulmuş ve elde edilen olumlu sonuçlar neticesinde doğrulanmıştır.

## 2. Materyal ve Metot

Çalışmada kardan mili kayıcı takımında spline temas boyu değişiminin, spline dişleri üzerine gelen basınç değeri ile birlikte dayanıma olan etkisi araştırılmıştır. Bu kapsamda, spline dişleri üzerine gelen yük ile kesme dayanımı da incelenmiştir.

Kardan mili kayıcı takımı şanzımandan aldığı devir ve gücü diferansiyele iletirken, birbiri ile kavrama halinde olan negatif ve pozitif formulu spline formlarının temas arayüzlerinde basınç meydana gelmektedir. Oluşan bu basıncın büyüklüğü spline boyutlarına bağlı olmakla birlikte aynı zamanda negatif ve pozitif formulu splinelerin temas etme mesafelerine -uzunluklarına- bağlıdır. Spline üzerinde oluşan basınç aşağıdaki formül ile hesaplanmıştır. Şekil 3'te negatif ve pozitif formulu spline için birbirlerini kavradıkları pozisyon altında temel özellikleri gösterilmektedir.



**Şekil 3.** Kavrama halinde bulunan negatif ve pozitif formulu spline için temel özelliklerin gösterimleri (1 no'lu eleman pozitif dişli çatalı kayıcı mil, 2 no'lu eleman negatif dişli kayıcı)

$$P = \frac{F}{d_m \times A} \quad (1)$$

$$d_m = m \times z \times \cos(\alpha) \quad (2)$$

$$d = m \times z \quad (3)$$

$$A = L_e \times \frac{(da_1 - da_2 - 2 \times r)}{2} \times \frac{1}{\cos(\alpha)} \times z \quad (4)$$

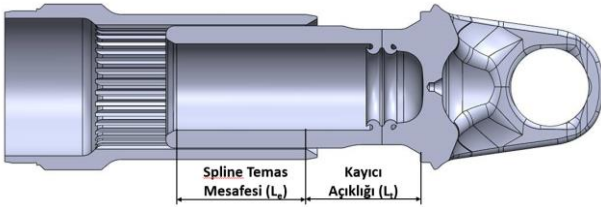
Temel mukavemet formüllerinden yararlanılarak elde edilen denklemde kuvvet F, temas dairesi çapı dm ve alan A kullanılmıştır. Buradan açılım yapıldığında alt formül elde edilmiştir. dm ve d formülleri DIN 5480'de yer alan formüllerdir [10].

$$P = \frac{2 \times M \times 1000}{d \times L_e \times \frac{da_1 - da_2 - 2 \times r}{2} \times z} \quad (5)$$

$$P_{em} \geq P \quad (6)$$

$$s = \frac{P_{em}}{P} \quad (7)$$

Yüzey basıncını veren yukarıdaki formülde çatalı kayıcı mil spline diş üstü çapı da1, negatif formlu spline için diş üstü çapı da2, Naylon 11 (Pa 11) kaplama kalınlığı r, diş sayısı z, bölüm dairesi çapı d, moment M ve spline temas mesafesinin Le yer almaktadır. Şekil 4 de spline temas mesafesi gösterilmiştir. Spline boyutları DIN 5480 standardından belirlenmiş olup [9], kayıcı kovan spline bölgesine korozyon direncinin artırılması ve sürtünme katsayısının azaltılması amacıyla toz halde bulunan Naylon 11 (Pa 11) kaplanmıştır. Bu nedenle dişlere gelecek basınç değerinin Naylon 11 (Pa 11) yüzey kaplamasına zarar verip vermediği kontrol edilmelidir. Bu amaçla emniyetli basınç değeri Pem olarak 90 MPa göz önüne alınmıştır. Spline boyu optimizasyonu kapsamında, spline özellikleri aynı tutularak spline temas mesafesi kısaltılmış ve bu durumda oluşan yüzey basınç değerleri Naylon 11 (Pa 11) kaplama malzemesinin emniyeti basınç değeri ile kıyaslanmıştır.



Şekil 4. Spline temas mesafesi (Le) ve kayıcı açıklığı (Lt)

Optimizasyon çalışmasında, yüzey basıncının yanısıra spline kesme dayanımı da aşağıdaki eşitlik kullanılarak incelenmiştir.

$$S_s = \frac{4 \times M \times K_a \times K_m}{d \times z \times L_e \times t \times K_f} \quad (8)$$

Eşitliğe göre, spine kesme dayanımı, uygulanan moment değeri M, diş birleşimlerinin maksimum moment kapasitesini belirlemek için kullanılan uygulama faktörü Ka, dişler üzerine etkiyen yüklerin dağılımlarını belirlemek için kullanılan yük dağılım faktörü Km, bölüm dairesi çapı d, diş sayısı z, temas mesafesi Le, diş kalınlığı t ve dişler için yorulma ömrünü içeren yorulma ömür faktörü Kf değerleri girilerek hesaplanmıştır [11]. Hesaplanan değerler pozitif formülü spline için malzeme kesme mukavemet  $\tau$  değeri ile kıyaslanmıştır. Ka, Km ve Kf faktörleri Dudley faktörleri olarak bilinmektedir [12]. Ka faktörü diş birleşimlerinin maksimum moment kapasitesini belirlemek için kullanılan boyutsuz bir faktördür.

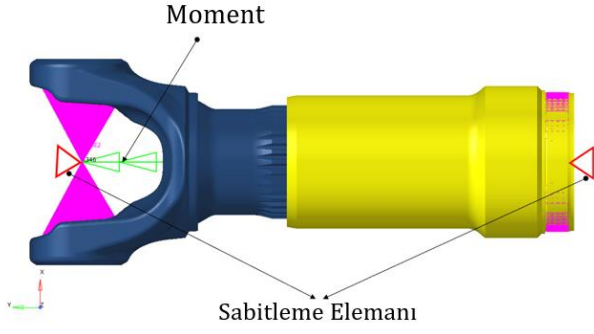
Yükleme türünün darbe miktarına ve güç kaynağının darbe miktarına göre değişiklik gösterir. Km faktörü dişler üzerine etkiyen yüklerin dağılımlarını belirlemek için kullanılan bir parametredir. Dişler arasındaki yük paylaşımını hesaplamak için kullanılır. Km yük dağıtım faktörü değerleri, yanlış hizalama miktarına bağlıdır. Kf faktörü ise dişler için yorulma ömrünü içeren boyutsuz bir katsayıdır. Kf değerini belirlemede kullanılan moment çevrimi, devir sayısından değil bir başlatma ve bir durdurmadan oluşmaktadır. Km, Kf ve Ka faktörleri Şen ve Kahyaların çalışmalarında sanal analizler ve fiziki testler ile doğrulanmış katsayılar seçilmiştir [3].

Pozitif formülü spline içeren çatalı kayıcı mil isimli parçanın mazlemesi DIN 42CrMoS4 olarak seçilmiştir. Malzemeye ait mekanik özellikler de Tablo 1'de verilmektedir.

Tablo 1. Çatalı kayıcı mile ait mekanik dayanımlar

Parametre	Değer	Birim
Re	750	N/mm <sup>2</sup> (min)
Rm	1000 1200	N/mm <sup>2</sup>
A	11	min.%

Analitik hesaplamalar sonrasında kayıcı takım parçaları sonlu elemanlar analiz yöntemi kullanılarak değerlendirilmiştir. Solidworks 2021 tasarım programında tasarlanmış, araç altındaki çalışma açıklığına getirilen kayıcı takım modeli Hyperworks 2021 sonlu elemanlar analizi programına aktarılmıştır. Aktarılan model üzerine Kahyalar ve Şen tarafından gerçekleştirilen bir başka çalışmada fiziki numuneler ile doğrulanmış olan 1 mm büyüklüğünde R trias 3D mesh uygulanmıştır [13]. Akabinde sınır şartları tanımlanmış ve kayıcı kovan kaynak bölgesi bir boyutlu rijit elemanlar ile bağlanmıştır. Sınır şartlarında kayıcı kovanın kaynak bölgesindeki rijit elemanların orta noktasına dönme ve öteleme izin verilmeyecek şekilde sabitleme elemanı tanımlanırken, çatalı kayıcı mil kulak arasında bulunan rijit elemanların orta noktasına parça eksenine göre dönmeye ve öteleme izin verecek şekilde, ancak diğer eksenlerde izin vermeyecek şekilde sabitleme elemanı tanımlanmıştır. Yine 25.000 Nm olarak uygulanacak moment çatalı kayıcı mil kulakları arasındaki rijit elemanların ortasına verilmiştir. Kayıcı kovan ve çatalı kayıcı mil splinelarının arasına slide kontakt tanımlaması yapılmıştır. Malzeme tanımlaması yapılarak Optistruct çözücüsünde çözüm işlemi gerçekleştirilmiştir. Kurulan analitik model Şekil 5'te gösterilmiştir. Çözüm sonrası değerler shear stress olarak okunmuştur. Çıkan sonuçlar hesaplanan değerler ile kıyaslanmıştır.



Şekil 5. Sonlu elemanlar analizi yönteminde model kurulumu

Optimum tasarım için öncelikli olarak spline temasına bağlı basınç hesaplaması gerçekleştirilmiş, akabinde kesme dayanımı ve sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak optimum yapı elde edilmiştir.

### 3. Bulgular

Yapılan basınç hesaplarında kullanılan değerler Tablo 2'de, kayıcı açıklığına bağlı temas mesafeleri ise Tablo 3'te belirtilmiştir. Belirtilen değerlerle yapılan hesaplamalar sonucunda emniyet katsayısı, kayıcı takımın araç altında çalışma pozisyonunda (55 mm kayıcı açıklığı) mevcut tasarım için 1,3, optimize edilmiş tasarım için ise 1,1 olarak hesaplanmıştır. Kayıcının pozisyonuna bağlı olarak basınç dağılımları Tablo 4'te, emniyet katsayıları Şekil 6'da gösterilmektedir. Spline temas boyunun artması sonucunda emniyet katsayısında artış gözlemlenmiştir.

Tablo 2. Spline temasına bağlı basınç hesaplama parametreleri

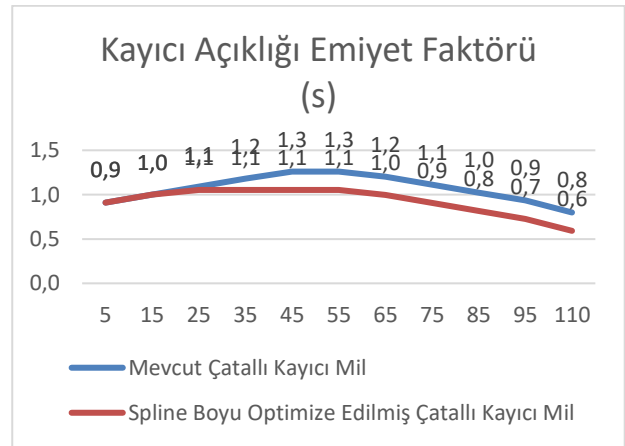
Parametre	Büyükük	Birim
$P_{em}$	90	[MPa]
M	25.000	[Nm]
$da_1$	89,28	[mm]
$da_2$	85,22	[mm]
m	2,5	-
r	0,3	[mm]
d	85	[mm]
a	30	[°]
z	34	-

Tablo 3. Basınç hesaplamaları için spline temas boyları (Le)

Kayıcı Açıklığı [mm]	Mevcut Tasarım	Spline Boyu Optimize Edilmiş Tasarım
5	101	101
15	111	111
25	121	117
35	131	117
45	140	117
55	140	117
65	134	111
75	124	101
85	114	91
95	104	81
110	89	66

Tablo 4. Spline temasına bağlı yüzey basınçları (P) [MPa]

Kayıcı Açıklığı (Lt) [mm]	Mevcut Tasarım	Spline Boyu Optimize Edilmiş Tasarım
5	99	99
15	90	90
25	82	85
35	76	85
45	71	85
55	71	85
65	75	90
75	81	99
85	88	110
95	96	124



Şekil 6. Kayıcı açıklığına bağlı basınç emniyet faktörleri

Kayıcı kovan boyu değiştirilmeden çatallı kayıcı mil spline boyu 24 mm kısaltılarak emniyet katsayısının 1,1 olması durumunda çatallı kayıcı milde %6,1 hafifleme sağlanmıştır.

Yapılan kesme dayanım hesabında kullanılan değerler Tablo 6'da gösterilmiştir.

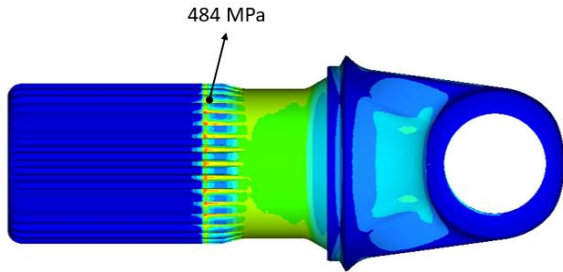
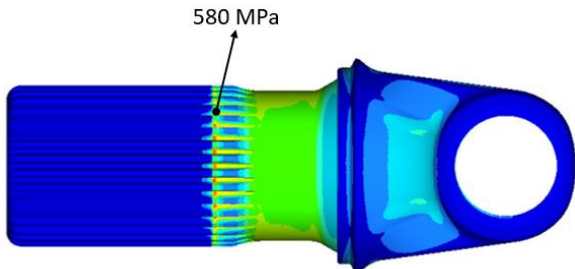


**Tablo 6.** Spline kesme dayanımı hesabı parametreleri

Parametreler	Mevcut Çatallı Kayıcı Mil	Spline Boyu Optimize Edilmiş Çatallı Kayıcı Mil	Birim
m	2,5	2,5	-
z	34	34	-
t	2,61	2,61	[mm]
Le	139	115	[mm]
M	25.000	25.000	[Nm]
Ka	2	2	-
Km	1	1	-
Kf	0,4	0,4	-

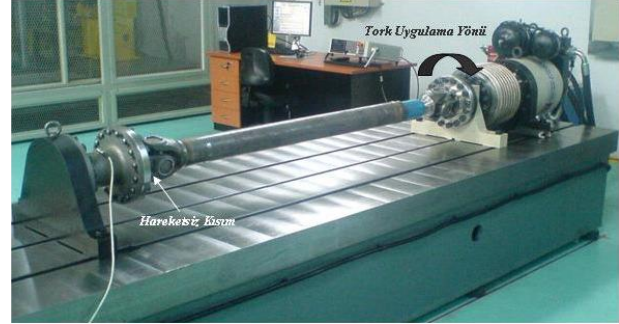
Belirtilen değerler ile yapılan hesaplamalar sonucunda kayıcı takımın araç altında çalışma pozisyonunda (55 mm kayıcı açıklığı) mevcut durumdaki çatallı kayıcı mil üzerine gelen kesme gerilmesi 476 MPa olarak bulunmuştur. Optimize edilmiş kayıcı takım için ise çatallı kayıcı mil üzerindeki kesme gerilmesi 575 MPa olarak elde edilmiştir.

Kesme gerilmesi sonlu elemanlar analizinde ise, mevcut tasarım için Şekil 7'de gösterildiği gibi 484 MPa, optimize edilmiş kayıcı takım için Şekil 8'de gösterildiği gibi 580 MPa olarak bulunmuştur.

**Şekil 7.** Mevcut tasarımda kayıcı takımın araç altında çalışma pozisyonu için çatallı kayıcı milde FEA kesme gerilmesi**Şekil 8.** Optimize tasarımda kayıcı takımın araç altında çalışma pozisyonu için, çatallı kayıcı milde FEA kesme gerilmesi

Şekil 9 da gösterilen Statik burulma test düzeneğinde, 25.000 Nm JAEL (Johnson apparent elastic limit) değerinden büyük sonuç verme koşulu altında

gerçekleştirilen statik burulma testleri sonucunda herhangi bir çatallı kayıcı mil kırılması gerçekleşmemiştir. JAEL ile ifadesi "Johnson apparent elastic limit" olup, akma dayanımının bir ifadesidir.

**Şekil 9.** Statik burulma test düzeneği

#### 4. Tartışma ve Sonuç

Yapılan çalışma sonucunda;

- Kayıcı takımın spline temas mesafesine bağlı basınç hesaplamaları sonucunda emniyet katsayısında değer düşüşü, bununla birlikte sonlu elemanlar analizi ve kesme dayanımı değerlerinde düşüş olsa da test sonuçlarına bakıldığında kırılma gözlemlenmemiştir. Bu durum nümerik ve analitik yöntemlerin, fiziksel laboratuvar testlerine -statik burulma- göre tasarımı daha emniyetli tarafta tutacak şekilde sonuçlar verdiğini göstermektedir.

- Spline temas mesafesinin optimizasyonunda, laboratuvar testleri yerine nümerik ve analitik yöntemlerin yeterli olduğu görülmüş olup, zaman ve test maliyetleri göz önüne alındığında kullanımları tavsiye edilmektedir.

- Kayıcı takımın spline özellikleri ve kayıcı kovan spline uzunluğu değiştirilmeden kayıcı takım spline temas boyunun optimize edilmesi sonucunda çatallı kayıcı milde %6,1 ağırlık avantajı sağlanmaktadır.

#### Teşekkür

Bu çalışma için Tirsan Kardan A.Ş. Ar-Ge Merkezi'nin verdiği desteklerden dolayı teşekkürlerimizi sunarız.

#### Etik Beyanı/Declaration of Ethical Code

Bu çalışmada, "Yükseköğretim Kurumları Bilimsel Araştırma ve Yayın Etiği Yönergesi" kapsamında uyulması gerekli tüm kurallara uyulduğunu, bahsi geçen yönergenin "Bilimsel Araştırma ve Yayın Etiğine Aykırı Eylemler" başlığı altında belirtilen eylemlerden hiçbirinin gerçekleştirilmediğini taahhüt ederiz.

#### Kaynakça

- [1] Amold, O.B., Platek, V. 1991. Universal Joints and Driveshafts Design Manual. 2nd, The society of Automotive Engineers, ABD.

- [2] Seherr-Thoss, H.C., Schmelz, F., Aucktor, E. Universal Joints and Driveshafts. Analysis, Design, Applications. İkinci baskı. London,England.
- [3] Sen, O., Kahyalar, M.C., Özgürler, H. 2022. Investigation of The Effect of Design Variables on Slip Assembly: Spline Module and Slip Length. Sakarya University Journal of Science, 26(3), 459-465.
- [4] CURÀ, F., MURA, A. 2014. Analysis of a Load Application Point in Spline Coupling Teeth. Journal of Zhejiang University-Science, 15(4), 302-308.
- [5] Hong, J., Talbot, D., Kahraman, A. 2014. Load Distribution Analysis Of Clearance-Fit Spline Joints Using Finite Elements. Mechanism and Machine Theory, 74, 42-57.
- [6] Barrot, A., Paredes, M., Sartor, M. 2009. Extended equations of load distribution in the axial direction in a spline coupling. Engineering Failure Analysis, 16, 200–211.
- [7] Tjernberg, U.A. 2001. Load distribution and pitch errors in a spline coupling. Materials and Design, 22, 259-266.
- [8] Chase, K.W., Sorensen, C.D., DeCaires, B. Variation 2010. Analysis of Tooth Engagement and Load Sharing in Involute Splines. American Gear Manufactures Association, Alexandria, ABD, Haziran.
- [9] Şen, O., Kahyalar, M. C., Özgürler, H. 2022. Investigation of the effect of design variables on slip assembly: Spline module and slip length. Sakarya University Journal of Science, 26(3), 459-465.
- [10] Involute splines based on reference diameters – Part 2: Nominal and inspection dimensions. DIN 5480 -2.
- [11] Oberg, E., Jones, F.D., Horton, H.L., Ryffel, H. The Machinery's Handbook. 2012. 29th Ed. INDUSTRIAL PRESS Inc, New York, ABD.
- [12] Dudley D.W. When Spline Need Stress Control. General Electric Co, Lynn, Mass.
- [13] Kahyalar, M.C., Sen O, Nayir T. 2021. Determination and comparison of the strength of the universal joint on driveshaft for various torque values, by finite element analysis and analytical method. International Journal of Technological Sciences, 13(2), 57-61.