

## HELİSEL DİŞLİ TİPİ HİDROLİK DÖNER EYLEYİCİ TASARIMI, ANALİZİ VE DOĞRULANMASI

Berk KURT<sup>1, a)</sup>, Gürkan TOPBAŞ<sup>1, b)</sup>, Tolga CANKURT<sup>1, c)</sup> ve Zekeriya PARLAK<sup>2, d)</sup>

<sup>1</sup>Hidropar Hareket Kontrol Teknolojileri Merkezi San. ve Tic. A.S., ARGE Departmanı, 41400, KOCAELİ

<sup>2</sup>Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 54220, SAKARYA

<sup>a)</sup> berk.kurt@hktm.com.tr, <sup>b)</sup> gurkan.topbas@hktm.com.tr

<sup>c)</sup> tolga.cankurt@hktm.com.tr, <sup>d)</sup> zparlak@sakarya.edu.tr

Bu çalışma, iki kademeli yiv mekanizmalı helisel dişli tipi bir hidrolik döner eyleyici tasarımı, analizine ve doğrulanmasına odaklanmaktadır. Eyleyici her iki yönde de dönebilmekte ve hidrolik basınç altında yüksek moment iletebilmektedir. Helis ve basınç açıları gibi temel geometrik parametrelere dayalı olarak kuvvet bileşenlerini, gerilim dağılımını ve moment üretimini değerlendirmek için analitik hesaplamalar irdelenmiştir. Sonuçlar, bu parametrelerin uygun şekilde seçilmesinin yapısal güvenliği korurken performansı önemli ölçüde artırdığını göstermektedir. Bu teorik bulgular, deneysel testlerle doğrulanmış ve eyleyici ağır hizmet uygulamalarında kullanım için güvenilirliği teyit edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Helisel Dişli, Yiv Mekanizması, Hidrolik Döner Eyleyici, Yüksek Moment Aktarımı

### DESİGN, ANALYSIS AND VERIFICATION OF A HELICAL GEAR TYPE HYDRAULIC ROTARY ACTUATOR

#### ABSTRACT

This study focuses on designing, analysing and validating a helical gear-type hydraulic rotary actuator with a two-stage spline mechanism. The actuator can rotate in both directions and transmit high torque under hydraulic pressure. Analytical calculations were performed to evaluate the force components, stress distribution and torque generation, based on key geometric parameters such as the helix and pressure angles. The results show that selecting these parameters appropriately significantly improves performance while maintaining structural safety. These theoretical findings have been validated through experimental testing, confirming the reliability of the actuator for use in heavy-duty applications.

**Keywords:** Helical Gear, Spline Mechanism, Hydraulic Rotary Actuator, High Torque Transmission

#### 1. GİRİŞ

Hidrolik döner eyleyici, hidrolik basınçlı akışı yüksek momente sahip bir dönme hareketine dönüştüren hidrolik eyleyicidir. Yüksek moment gerektiren ve zorlu çevre koşullarında çalışan endüstriyel ve mobil uygulamalarda yaygın olarak kullanılır. Doğrusal eyleyicilerin aksine, belirli bir açı aralığında (örneğin 90°, 180° veya sürekli dönüş) açısal yer değiştirme sağlayabilmektedir. Bu sebepte hidrolik döner

eyleyici bir çeşit servo motor sistemi şeklinde çalışmaktadır [1].

Hidrolik döner eyleyiciler, iç mekanizmasına bağlı olarak temel olarak üç türe ayrılır: kanatlı, kremayer ve helisel. Kanatlı eyleyiciler kompakt yapıdadır ve düşük momenti sınırlı dönme kapasitesinde iletirler ve bu tip uygulamalarda idealdir. Kremayer ve pinyon sistemleri yüksek moment ve geniş bir dönüş

aralığı sağlarken, helisel dişli sistemleri kompakt boyutlarına rağmen yüksek moment, hassas konumlandırma ve düşük titreşim özellikleri mevcuttur. En uygun eyleyici tipi, uygulamanın moment gereksinimlerine, beklenen hassasiyete ve fiziksel alan kısıtlamalarına göre seçilmelidir. Aşağıdaki tabloda 3 tipin sunduğu özellikler görülmektedir [1-3].

Tablo 1. Hidrolik Döner Eyleyici Tipleri ve Özellikleri [4-6].

Özellikler	Kanatlı Tip	Kramayer Dişli Tip	Helisel Dişli Tip
Moment Kapasitesi	Düşük-Orta	Orta-Yüksek	Yüksek
Dönüş Açısı	0°-270°	360°>	90°-360°
Hassasiyet	Düşük	Orta	Yüksek
Titreşim/Akıcılık	Orta	Orta	Düşük (Akıcı Hareket)
Kompaktlık	Yüksek	Orta	Yüksek
Yapısal Karmaşıklık	Düşük	Orta	Yüksek
Kullanım Alanları	Otomasyon, Sıkıştırma Sistemleri	Ağır iş makineleri, döner platformlar	Havacılık, denizcilik ve hassas sistemler

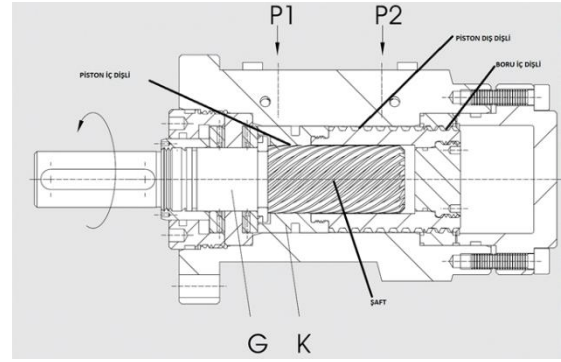
Bu çalışmada, helisel dişli tipli bir hidrolik döner eyleyici tasarlanmış ve analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu tasarım tipi, pistonun doğrusal hareketini düzgün ve kontrollü bir dönme hareketine dönüştürdüğü için seçilmiştir. Kanatlı tip eyleyicilere kıyasla, helisel dişli yapısı daha yüksek moment yoğunluğu, daha yüksek yük taşıma kapasitesi ve daha yüksek mekanik verimlilik sunar. Ayrıca, hassas açısal konumlandırma, uzun ömür ve dinamik ortamlarda güvenilirlik açısından önemli avantajlar sunmaktadır.

## 2. HELİSEL DİŞLİ TIPLİ HİDROLİK DÖNER EYLEYİCİ ÇALIŞMA TEORİSİ

Helisel dişli tipi hidrolik döner eyleyici, üç ana bileşenden oluşur bu elementler piston iç dişli, piston dış dişli ve boru iç dişlidir. Eyleyiciye basınçlı hidrolik akış uygulandığında, piston yüzeyine etki eden aksel bir kuvvet oluşturur. Şaft üzerindeki açılı helisel diş yapısı sayesinde, bu aksel kuvvet aynı anda bir döner moment oluşturarak açısal hareket sağlar.

Şekil 1'de gösterilen helisel dişli tipi hidrolik döner eyleyicinin piston, boru ve helisel kanallı sistem gruplarından oluştuğu gösterilmektedir.  $P_1$  portundan itibaren hidrolik olarak sıvı başlangıcında, piston hareket ederek pistonu doğrusal olarak iç hazneye doğru hareket ettiren aksel bir kuvvet oluşturur.

Piston hareket ettikçe, dış helisel kanallar (piston dış dişleri), tasarım borunun (boru iç dişleri) iç bağlantılarıyla temas eder. Bu temas, piston ileri doğru hareket ederken borunun bir yöne dönmesine neden olur. Aynı anda, piston üzerindeki iç kanallar, merkezi bağlantıların üzerindeki dış helisel kanallarla iç içe bağlantıların ters yönde dönmesine neden olur.



Şekil 1. Helisel Dişli Tipli Hidrolik Döner Eyleyici Çalışma Mekanizması

İki yiv konfigürasyonu, doğrusal hareketin iki ayrı ancak koordineli yiv arayüzü aracılığıyla dönme hareketine dönüştürülmesini sağlar. Böylelikle, sistem kompaktlığını korurken çıkış miline yüksek momentli ve yüksek verimli bir döner hareket iletir.

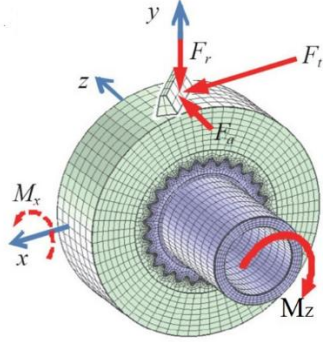
Dişlerin birbiri üzerinde kayabildiği geleneksel dişli sistemlerinin aksine, bu mekanizma aynı dişlerin sürekli temas halinde kaldığı bir yiv sistemi gibi çalışır. Böylelikle, dişliler arası boşluğu azaltarak, aşınmayı en aza indirir ve mükemmel bir pürüzsüzlükle yüksek moment iletimi sağlar. Ayrıca, tasarım çift yönlü çalışmayı destekler:  $P_1$  ve  $P_2$  hidrolik portları arasında dönüşümlü olarak çalışarak piston hareketinin ve dolayısıyla şaft dönüşünün yönü tersine çevrilebilir.

### 2.1. Dişli Üzerinde Kuvvet Oluşumu

Helis dişli yüzeyine aksel olarak hidrostatik bir basınç kuvveti etki ettiğinde, helis açısı kuvvetin teğetsel ve radyal bileşenlere ayrılmasına neden olur. Bu bileşenler, sistem içinde dönme momenti ve iç gerilmeleri

oluşturur. Ayrıca, dişli diş profili açısı, dişlerin yan yüzeylerinde normal bir kuvvet oluşmasına neden olarak sürtünme ve temas basıncına katkıda bulunur.

Şekil 2'de görüldüğü üzere, helis dişli üzerinde uygulanan eksenel kuvvetin ilgili bileşenlerine ayrışmasını ve bu kuvvetlerin ürettiği momentleri göstermektedir.



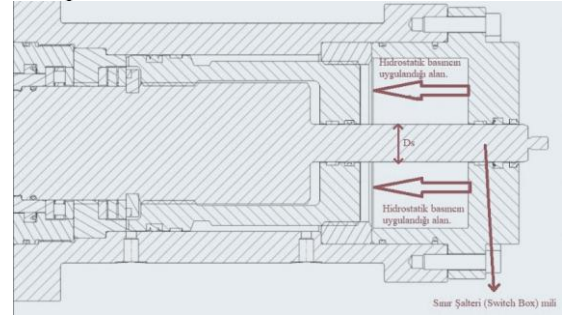
Şekil 2. Helis dişli üzerine gelen kuvvetin bileşenleri ve oluşturdukları momentler

Şekil 2'deki sistemde, piston eksenini boyunca oluşan eksenel kuvvet, pistonun etkin yüzey alanına etki eden hidrostatik basınçtan kaynaklanır. Bu kuvvet genellikle basınca maruz kalan tüm kesit alanı esas alınarak hesaplanır. Ancak, piston yapısı içinde mekanik bir limit anahtarı (Şekil 3 de görülmektedir) varsa, piston yüzeyinin bir kısmı basınçsız kalacaktır. Sonuç olarak, basınca maruz kalan pistonun toplam alanı azalır ve bu da eksenel kuvvette bir azalmaya yol açar. Bu tür konfigürasyonlarda, anahtar çubuğunun kesiti ile tanımlanan basınçsız bölge, kuvvet hesaplanırken toplam piston alanından hariç tutulmalıdır. Şekil 3, ayarlanan basınç alanını göstermekte ve limit anahtarının varlığından kaynaklanan azalmayı vurgulamaktadır. Aynı zamanda denklem 1 de etki eden eksenel kuvvet denklemini göstermektedir. Denklem 1 de gösterilen  $D_p$  piston çapı ve  $D_s$  ise sınır şalteri mili çapıdır.

$$F_a = PA = P \frac{\pi(D_p^2 - D_s^2)}{4} \quad (1)$$

Helis dişli mekanizmasında oluşan teğetsel kuvvet bileşeni, helis açısından doğrudan etkilenir. Helis açısı arttıkça, eksenel kuvvetin daha büyük bir kısmı teğetsel kuvvete dönüşür. Şaft üzerindeki momenti üreten bu teğetsel

kuvvettir ve aşağıdaki ifade kullanılarak hesaplanabilir.



Şekil 3. Hidrostatik basıncın uygulandığı alan

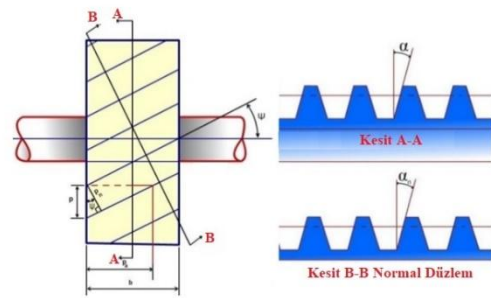
$$F_t = \frac{F_a}{\tan \beta} \quad (2)$$

Burada  $F_t$  teğetsel kuvvet,  $F_a$  eksenel kuvvet ve  $\beta$  helis açısıdır. Helisel dişinin normal düzleminde tanımlanan basınç açısı ( $\alpha_n$ ), enine basınç açısı ( $\alpha$ ) ve helis açısının ( $\beta$ ) bir fonksiyonudur. Aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\tan \alpha_n = \tan \alpha \cdot \cos \beta \quad (3)$$

$$\alpha_n = \arctan(\tan \alpha \cdot \cos \beta) \quad (4)$$

Normal basınç açısının geometrik anlamını daha iyi anlamak için şekil 4 incelenmelidir. Bu şekilde, A-A kesitindeki açı, enine basınç açısına ( $\alpha$ ) karşılık gelirken, B-B kesitindeki açı, helison diş profilinin normal düzleminde ölçülen normal basınç açısını ( $\alpha_n$ ) temsil eder.

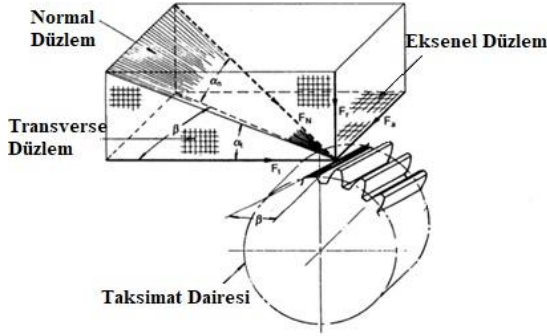


Şekil 4. Normal düzlemindeki profil açısının gösterimi [7]

Oluşan radyal kuvvet, yine normal düzlemindeki diş profil açısı ile helis açısının bir fonksiyonudur ve aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$F_r = F_t \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \quad (5)$$

Sistemdeki aksel, teğetsel ve radyal kuvvet bileşenleri belirlendikten sonra, helisel dişli dişine etki eden sonuç normal kuvveti elde etmek için vektörel olarak birleştirilebilirler. Normal kuvvetin ve bileşenlerinin bir helisel diş üzerindeki dağılımı ve yönü şekil 5'te gösterilmiştir.



Şekil 5. Helisel dişli üzerindeki normal kuvvet ve bileşenlerinin gösterimi [8]

Normal kuvvet denklem 6 kullanılarak hesaplanabilir.

$$F_N = \frac{F_r}{\sin \alpha_n} \quad (6)$$

Helisel dişli dişine etki eden normal kuvvet ve bileşenleri belirlendikten sonra, ortaya çıkan sürtünme kuvveti hesaplanmalıdır. Dişli dişleri arasında normal bir kuvvetin varlığı, harekete doğrudan karşı koyan bir sürtünme kuvveti oluşturur. Sürtünme ne kadar büyükse, sistemin etkin çıkış momenti o kadar azalır. Herhangi bir temas yüzeyindeki sürtünme kuvveti, normal kuvvet ve sürtünme katsayısıyla orantılıdır; temas alanından bağımsızdır. Sürtünme kuvveti denklem 7'deki gibi ifade edilebilir.

$$F_f = \mu F_N \quad (7)$$

Sürtünme kuvvetinin teğetsel bileşeni helis açısına bağlı olarak aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$F_{ft} = -F_f \sin \beta \quad (8)$$

Sürtünme kuvvetinin aksel bileşeni helis açısına bağlıdır ve aşağıdaki ifade kullanılarak hesaplanabilir.

$$F_{fa} = -F_f \cos \beta \quad (9)$$

Ortaya çıkan net teğetsel kuvvet, sürtünme kuvvetinin teğetsel bileşeninin orijinal teğetsel kuvvetten çıkarılmasıyla bulunabilir.

$$F_{t_{net}} = F_t - F_{ft} \quad (10)$$

Yiv mekanizmalarında, dişler shaftın çevresi etrafında simetrik olarak yerleştirilmiştir. Bu, karşıt taraflarda oluşan radyal kuvvetlerin birbirini dengelediği ve sıfır radyal kuvvetle sonuçlandığı anlamına gelir.

## 2.2. Eyleyici Çıkışında Oluşan Moment Hesabı

Sistemde üretilen moment, net teğetsel kuvvet hesaplanarak belirlenebilir. Z eksenini (dönme eksenini) etrafındaki oluşan moment denklem 11 ile ifadeyle verilir:

$$M_z = F_{t_{net}} \frac{D_p}{2} \quad (11)$$

Ayrıca x eksenini etrafında oluşan eğilme momenti denklem 12 kullanılarak hesaplanabilir.

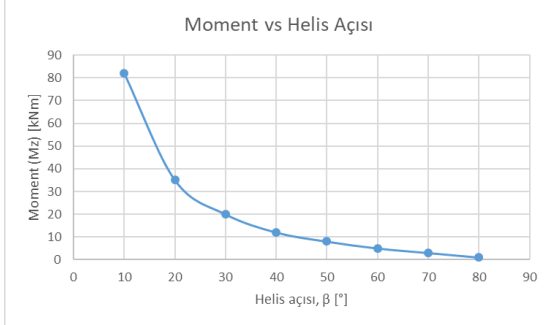
$$M_x = M_z \tan \beta \quad (12)$$

Şekil 1'de gösterildiği gibi sistemin iç mekanizması yani döner hidrolik eyleyiciler, bir kademesi shaft ile iç piston arasında, diğer kademesi ise dış piston ile çevreleyen boru arasında bulunan iki kademelikli bir helisel yiv mekanizmasından oluşur. Net çıkış momenti hesaplamak için, ilk kademede üretilen moment, ikinci kademe için giriş moment olarak kullanılır. Başka bir deyişle, daha önce açıklanan kuvvet ve moment hesaplamaları her iki kademeye ayrı ayrı uygulanmalı ve bunların birleşik etkisi, eyleyicinin nihai çıkış momentini verir.

Tasarlanan hidrolik eyleyicilerde moment iletimi iki aşamada gerçekleşir. Bu aşamaların zıt helis açıları nedeniyle, birinci ve ikinci aşamalarda oluşan eğilme momentleri kısmen birbirini dengeleyebilir. Ancak, iki aşamadaki eğilme momentlerinin büyüklükleri eşit olmadığından, geriye kalan bir eğilme momenti kalır. Bu dengesiz momentin yataklar tarafından emilmesi gerekir; bu nedenle, mekanik stabilite ve yatak ömrü sağlamak için tasarım sürecinde dikkatlice değerlendirilmelidir.

Çıkış momenti denklemi elde edildikten sonra, helis ve basınç açılarının moment çıkışını nasıl

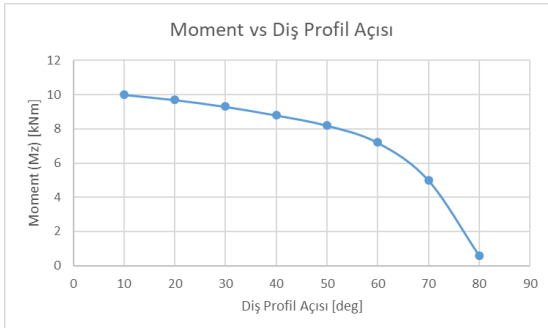
etkilediğini incelemek için bir parametre çalışması yürütülmüştür. Şekil 6'da örnek olarak, 30° basınç açılı bir dişli için helis açısı ile ortaya çıkan moment arasındaki ilişkiyi göstermektedir.



Şekil 6. Helis açısı ile moment değişimi (30° basınç açılı)

Hidrolik eyleyicilerin çift etkili yapısı, yani hem saat yönünde hem de saat yönünün tersine dönebilmeleri nedeniyle, her iki yönde de eşit moment çıkışı sağlamak için genellikle 45°'lik bir helis açısı tercih edilir.

Şekil 7'de, sabit 45°'lik bir helis açısı için basınç açısının moment çıkışı üzerindeki etkisini göstermektedir.



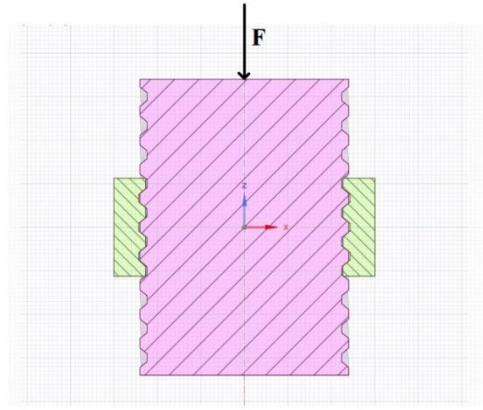
Şekil 7. Diş basınç açısına göre moment değişimi

Şekil 7'de görülebileceği gibi, basınç açısı 30°'yi aştığında moment önemli bir düşüş meydana gelir. Bu nedenle, basınç açısı 30°'den büyük diş profilleri genellikle önerilmez.

### 2.3. Mukavemet Hesapları

Geleneksel dişli mekanizmalarında, çalışma sırasında farklı dişler birbirine temas eder. Bu, her dişin kesme ve eğilme dayanımı açısından kontrol edilmesi gerektiği anlamına gelir. Buna karşılık, yiv mekanizmaları özellikle moment iletimi için tasarlanmıştır ve genellikle dişlilere göre eş zamanlı temas halinde daha fazla diş

sahiptir. Bu artan temas alanı, yiv sistemlerini yapısal açıdan kesme ve eğilme gerilmeleri açısından daha güvenli hale getirir. Yivlerin dayanımı, diş (vida) analojisi kullanılarak analiz edilmiştir. Malzemenin hasar görmesini önlemek için, uygun bir güvenlik faktörü dikkate alındığında hesaplanan kesme ve eğilme gerilmeleri, malzemenin akma dayanımının altında kalmalıdır. Şekil 8'deki şematik çizim, bir yiv mekanizmasında kesme ve eğilme gerilmelerine yol açan kuvvetlerin dağılımını göstermektedir.



Şekil 8. Yiv mekanizması kuvvet diyagramı [7]

Diş dibi kesme gerilmesi denklem 13 kullanılarak hesaplanır.

$$\tau = \frac{3F_a}{d_f L z} \quad (13)$$

Aynı zamanda diş dibindeki eğilme gerilmesi denklem 14 kullanılarak hesaplanır.

$$\sigma = \frac{6F_a}{d_f L z} \quad (14)$$

Dişli çarkların mukavemet hesaplarında genellikle Lewis ve Niemann yaklaşımları kullanılır. Ancak bu çalışmada, sistemde birden fazla dişin sürekli temas halinde olması nedeniyle, sistem vida mekanizması gibi ele alınmıştır. Bu durum, klasik dişli çark yaklaşımlarını geçersiz veya yetersiz kılmakta; bu nedenle mukavemet hesabı vida analojisi üzerinden yapılmıştır.

### 3. TASARIM İNCELENMESİ

Yukarıda açıklanan tüm analitik çalışmalar işlenerek bir örnek tasarım oluşturulmuş ve üretilecek formatta hazırlanmıştır.

Tasarlanacak eyleyicinin parametreleri, 145 mm piston çapına, 3 modül (normal modül), 30 diş, 45° helis açısı, 30° dişli profil açısı ve 50 mm diş genişliğine sahip piston dışı ile boru içi dişli yapısı dikkate alınarak hesaplamalar yapılmıştır.

Sistemin ikinci kademesinde yer alan piston içi ve shaft dışı dişli yapısı için ise; 3 modül, 22 diş, -45° helis açısı, 30° dişli profil açısı ve 50 mm temas genişliği değerleriyle moment aktarımı analiz edilmiştir.

Ayrıca bu çalışmada 210 bar'lık sabit bir hidrolik basınç, her iki kademe de 0,4 sürtünme katsayısı ve DIN 42CrMo4 malzemesi için 550 MPa akma gerilmesi esas alınarak hesaplamalar gerçekleştirilmiştir [9].

#### 3.1. Piston Dış Dişi ile Boru İç Dişi İlişkisi

Tablo 2'de verilen değerler tasarım kriteri olarak girildiğinde, yukarıda teorik olarak elde edilen hesaplamalar kullanılarak sistemin analitik çıktıları hesaplanabilmektedir. Bu sayede, tasarlanan sistemin çalışıp çalışmayacağı önceden öngörülebilmekte ve performans değerlendirmesi yapılabilmektedir.

Tablo 2. Piston Dış Dişi ile Boru İç Dişi Tasarım Girdileri

Piston Dış Dişi ile Boru İç Dişi Tasarım Girdileri			
Açıklama	Sembol	Değer	Birim
Piston Çapı	$d_p$	145	mm
Switch Box Mil Çapı	$d_0$	0	mm
Hidrolik Basınç	$P$	210	bar
Normal Modül	$m_n$	3	
Diş Sayısı	$n$	30	
Helis Açısı	$\beta_p$	45	deg
Profil Açısı	$\alpha_p$	30	deg
Sürtünme Katsayısı	$\mu$	0,4	
Helis Eni	$L$	50	mm
Profil Kaydırma Miktarı	$L_{kp}$	0	mm
Malzeme Akma Gerilmesi	$\sigma_{yield}$	550	MPa

Tablo 2'de verilen tasarım girdileri kullanılarak, teori bölümünde elde edilen hesaplamalar doğrultusunda sistem üzerindeki yükler, gerilmeler ve tasarım açısından kontrol edilmesi gereken kritik değerler hesaplanmıştır. Bu değerlere ilişkin sonuçlar Tablo 3'te sunulmaktadır.

Tablo 3. Piston Dış Dişi ile Boru İç Dişi Analitik Hesapları

Piston Dış Dişi ile Boru İç Dişi Tasarım Girdileri			
Açıklama	Sembol	Değer	Birim
Alın Modül	$m$	4,24	mm
Profil Kaydırma Oranı	$X$	0	mm
Piston Dış Üstü Dairesinin Çapı	$d_{ap_1}$	129,9	mm
Boru Dış Üstü Dairesinin Çapı	$d_{ab}$	124,5 8	mm
Piston Dış Dibi Dairesinin Çapı	$d_{fp_1}$	123,3	mm
Boru Dış Dibi Dairesinin Çapı	$d_{fb}$	131,1	mm
Piston Dış Diş Yüksekliği	$h$	3,3	mm
Eksenel Kuvvet	$F_{ap}$	346,7	kN
Teğetsel Kuvvet	$F_{tp}$	346,7	kN
Normal Kuvvet Açısı	$\alpha_{np}$	22,2	N
Radial Kuvvet	$F_{rp}$	200,2	kN
Normal Kuvvet	$F_{np}$	529,7	kN
Sürtünme Kuvveti	$F_{fp}$	211,8	kN
Sürtünme Kuvveti Teğetsel Bileşeni	$F_{ft_p}$	149,8	kN
Sürtünme Kuvveti Eksenel Bileşeni	$F_{fa_p}$	149,8	kN
Piston Momenti	$M_{zp}$	12,5	kNm
$F_a$ 'nın Momenti	$M_{xp}$	12,5	kNm
Piston Eşdeğer Diş Sayısı	$Z_{e_s}$	84,8	
Alın Düzleminde Diş Kalınlığı	$S_{t_0}$	6,6	mm
Normal Düzlemde Diş Kalınlığı	$S_{n_0}$	9,4	mm

Piston Kesme Kuvveti	$F_{kesme}$	490,4	$kN$
Piston Diş Dibi Kesme Gerilmesi	$\tau_{piston}$	1,79	$MPa$
Piston Diş Dibiindeki Eğilme Gerilmesi	$\sigma_{piston}$	3,58	$MPa$

### 3.2. Piston İç Dişi ile Şaft Dış Dişi İlişkisi

Tablo 4’de verilen değerler tasarım kriteri olarak girildiğinde, yukarıda teorik olarak elde edilen hesaplamalar kullanılarak sistemin analitik çıktıları hesaplanabilmektedir. Bu sayede, tasarlanan sistemin çalışıp çalışmayacağı önceden öngörülebilmekte ve performans değerlendirmesi yapılabilmektedir.

Tablo 4. Piston İç Dişi ile Şaft Dış Dişi Tasarım Girdileri

Piston İç Dişi ile Şaft Dış Dişi Tasarım Girdileri			
Açıklama	Sembol	Değer	Birim
Normal Modül	$m_n$	3	
Diş Sayısı	$n$	22	
Helis Açısı	$\beta_p$	-45	$deg$
Profil Açısı	$\alpha_p$	30	$deg$
Sürtünme Katsayısı	$\mu$	0,4	
Helis Eni	$L$	50	$mm$
Profil Kaydırma Miktarı	$L_{kp}$	0	$mm$
Malzeme Akma Gerilmesi	$\sigma_{yield}$	550	$MPa$

Tablo 4’de verilen tasarım girdileri kullanılarak, teori bölümünde elde edilen hesaplamalar doğrultusunda sistem üzerindeki yükler, gerilmeler ve tasarım açısından kontrol edilmesi gereken kritik değerler hesaplanmıştır. Bu değerlere ilişkin sonuçlar Tablo 5’te sunulmaktadır.

Tablo 5. Piston İç Dişi ile Şaft Dış Dişi Analitik Hesapları

Piston İç Dişi ile Şaft Dış Dişi Tasarım Girdileri			
Açıklama	Sembol	Değer	Birim
Alın Modül	$m$	4,24	$mm$
Profil Kaydırma Oranı	$X$	0	$mm$
Şaft Dış Üstü Dairesinin Çapı	$d_{ap_1}$	96,04	$mm$
Piston Dış Üstü Dairesinin Çapı	$d_{ap_1}$	90,6	$mm$
Şaft Dış Dibi Dairesinin Çapı	$d_{fp_1}$	89,4	$mm$
Piston Dış Dibi Dairesinin Çapı	$d_{fb}$	97,2	$mm$
Piston Dış Diş Yüksekliği	$h$	3,3	$mm$
Piston Momenti	$M_p$	12,5	$kNm$
Teğetsel Kuvvet	$F_{ts}$	268,6	$kN$
Eksenel Kuvvet	$F_{as}$	-268,6	$kN$
Normal Kuvvet Açısı	$\alpha_{ns}$	22,2	$deg$
Radial Kuvvet	$F_{rs}$	155,1	$kN$
Normal Kuvvet	$F_{ns}$	410,2	$kN$
Sürtünme Kuvveti	$F_{fs}$	164,1	$kN$
Sürtünme Kuvveti Teğetsel Bileşeni	$F_{fts}$	-116	$kN$
Sürtünme Kuvveti Eksenel Bileşeni	$F_{fas}$	116	$kN$
Şaft Çıkış Momenti	$M_{zs}$	7,12	$kNm$
$F_a$ ’nın Momenti	$M_{xs}$	-7,12	$kNm$
Şaft Eşdeğer Diş Sayısı	$Z_{eş}$	62,23	
Alın Düzleminde Diş Kalınlığı	$S_{t_0}$	6,7	$mm$
Normal Düzlemde Diş Kalınlığı	$S_{n_0}$	9,4	$kN$
Piston Kesme Kuvveti	$F_{kesme}$	379,8	$kN$
Piston Diş Dibi Kesme Gerilmesi	$\tau_{piston}$	-1,91	$MPa$

Piston Diş Dibiindeki Eğilme Gerilmesi	$\sigma_{piston}$	-3,8	MPa
--	-------------------	------	-----

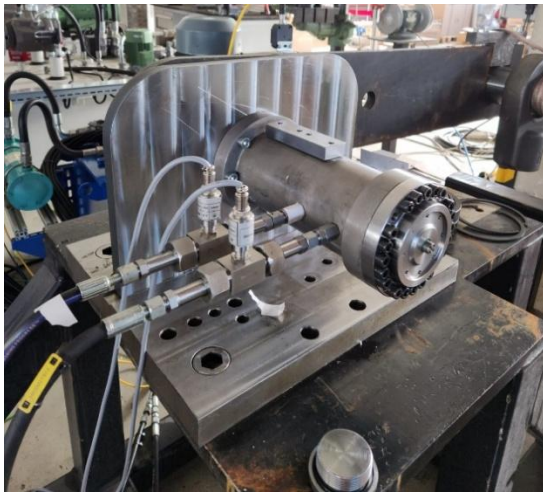
Tablo 5'teki sonuçlara göre, belirlenen tasarım parametreleri altında sistemin 7118,6 Nm'lik bir çıkış momenti üretebildiği görülmektedir. Her iki kademede de yapılan gerilme analizleri sonucunda, kullanılan malzeme özelliklerine göre tasarımın kesme ve eğilme gerilmeleri açısından güvenli sınırlar içerisinde kaldığı belirlenmiştir. Bu durum, özellikle diş sayısının fazla olmasıyla sağlanan yük paylaşımı sayesinde gerilmelerin düşürülmesiyle ilişkilidir. Gerilme değerleri, malzemenin akma dayanımına kıyasla düşük seviyelerde kalmakta, bu da yapının mekanik açıdan yeterli güvenlik düzeyine sahip olduğunu göstermektedir.

#### 4. SİSTEM TASARIMI VE ÜRETİMİ

Şekil 9 da hidrolik döner eyleyicinin katı model tasarımı görülmektedir. Bu tasarım yukarıdaki elde edilen değerler göz önüne alınarak tasarlanarak üretilmiştir.



Şekil 9. Hidrolik Döner Eyleyicinin Katı Model Tasarımı



Şekil 10. Hidrolik Döner Eyleyicinin Üretilmiş Modeli



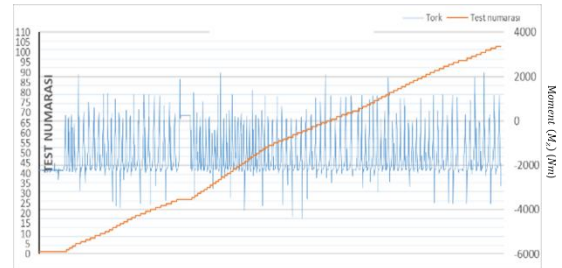
Şekil 11. Hidrolik Döner Eyleyicinin Test Sistemi

#### 5. SİSTEM TEST SONUÇLARI

Tasarlanıp geliştirilen hidrolik döner eyleyicinin 0-90 derece arasında 100 döngü yapılarak test edilmiştir. Bu testlerin sonuçları üretilen moment değerlerine göre, basınç-moment değerlerine göre ve açı-moment değerlerine göre karşılaştırılmıştır. Bu testler 2,4 kNm üretebilecek bir test mekanizması ortamında test edilmiştir.

##### 5.1. Üretilen Moment Değerine Göre

Bütün testlerin çıktıları ölçülmüştür ve bu çıktılardan ilki olan moment t-dataları ölçülmüştür. Bu testler esnasında üretilen ortalama moment değeri 1,56 kNm olduğu görülmüştür.



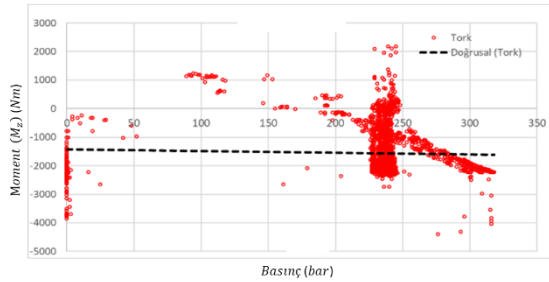
Şekil 12. Hidrolik Döner Eyleyici Moment vs. Test numarası grafiği

##### 5.2. Basınç-Moment İlişkisi

Testler sonrasında çalışma aralığında üretilen ortalama basınç değeri 230,5 bar olduğu görülmüştür. Bu değerde 210 bar olarak tasarlanmış sistemin ortalamada daha fazla bir basınç isteri olduğu görülmektedir.

Rotary aktüatör özelinde bu durumun olası sebepleri arasında; sızdırmazlık elemanlarında aşınma veya sürtünmenin artmasıyla hareketi

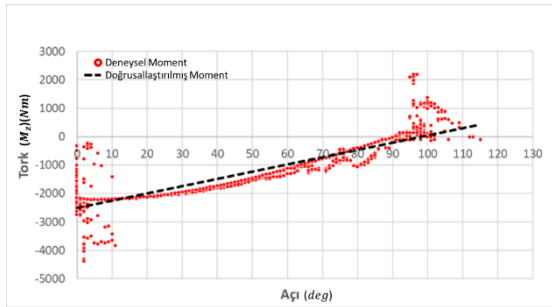
başlatmak ve sürdürmek için daha yüksek basınç ihtiyacı oluşması, yataklama ve mekanik bağlantılardaki ek sürtünmelerin tork gereksinimini artırması, hidrolik yağın viskozitesinin sıcaklık veya yaşlanma etkisiyle yükselerek akış direncini artırması, aktüatör geometrisinde veya montaj toleranslarında oluşabilecek sapmaların hareket yüzeylerinde ilave yük yaratması ve test senaryosunda uygulanan çalışma yükünün tasarım yükünden daha yüksek veya dengesiz dağılmış olması sayılabilir. Bu etkenler, sistemin tasarım değerinin üzerinde ortalama basınç talep etmesine neden olmuştur.



Şekil 13. Hidrolik Döner Eyleyici Basınç vs. Moment grafiği

### 5.3. Açı-Moment İlişkisi

Burada test esnasında istenilen hareket 90° olan hareket esnasında çıktı olarak ölçülen moment değeridir. Buradaki ölçüm amacı testlerdeki tekrarlanabilirliği görmektir.



Şekil 14. Hidrolik Döner Eyleyici Açı vs. Moment grafiği

## 6. SONUÇLAR

Sonuç olarak, bu çalışmada helisel dişli yapısına sahip çift kademeli bir hidrolik döner eyleyici tasarlanmış ve geliştirilmiştir. Tasarım sürecinde, sistemin mekanik analizleri,

mukavemet hesapları, üretim adımları ve performans testleri bütüncül bir yaklaşımla ele alınmıştır. Elde edilen bulgular, tasarlanan sistemin yüksek moment aktarımı, mekanik güvenlik ve çift yönlü çalışma yeteneği açısından başarılı sonuçlar verdiğini ortaya koymuştur. Bu çalışma, benzer sistemlerin geliştirilmesine yönelik gelecekte yapılacak uygulamalara yol gösterici nitelikte olmaktadır.

## 6. KAYNAKLAR

[1] Parker Hannifin. Hydraulic Rotary Actuators: Engineering Guide, Parker Motion Systems Group, 2021.

[2] Bosch Rexroth AG. Helical Rotary Actuator Technical Manual, 2020.

[3] Moog Inc. Hydraulic Actuation Solutions for Aerospace and Industrial Applications, Moog Application Report, 2019.

[4] Parker Hannifin Corp. (2021). Vane Rotary Actuators Catalog – Rack & Pinion and Vane Actuators. Retrieved from: <https://www.parker.com>

[5] Moog Inc. (2019). Hydraulic Rotary Actuators: Rack and Pinion Series Technical Data Sheet.

[6] Hägglunds Bosch Rexroth Group. (2020). Helical Rotary Actuators: Technical Manual.

[7] Shigley, J. E., Mischke, C. R., Budynas, R. G., & Nisbett, K. M. (2015). Mechanical Engineering Design (10th ed., pp. [Gear chapter pages]). New York, NY: McGraw-Hill Education.

[8] Hamrock, B. J., Jacobson, B., & Schmid, S. R. (2005). Fundamentals of Machine Elements (2nd ed.). New York, NY: McGraw-Hill.

[9] Liberty Steel Group. (2021). AISI 4140 – Technical Data Sheet for Oil & Gas Applications. Retrieved from <https://libertysteelgroup.com/uk/wp-content/uploads/sites/2/2021/01/Oil-Gas-AISI-4140.pdf>