

HİDROLİK SİLİNDİRLERDE BURKULMA (FLAMBAJ) HESABI VE HESAPLAMA YÖNTEMLERİNİN KARŞILAŞTIRMALI ANALİZİ

Mustafa Burak CAN
Fatma ÖZ
Abdullah ÇÖMEK

ÖZET

Hidrolik sistemler, sıvıların basınç altında iletimi yoluyla mekanik güç üretmek ve bu gücü çeşitli işlevsel uygulamalarda kullanmak amacıyla geliştirilen sistemlerdir. "Hidrolik" terimi, kökenini Yunanca "hydro" (su) ve "aulos" (boru) kelimelerinden almakta olup, günümüzde genel olarak sıvıların basınçla iletilmesiyle enerji dönüşümünü ifade etmektedir. Bu sistemlerin temel çalışma ilkesi, Pascal Prensipleri'ne dayanmaktadır. Bu prensibe göre, kapalı bir sistem içerisindeki sıvıya uygulanan basınç, sıvının tüm noktalarına eşit biçimde iletilir. Böylece bir noktada oluşturulan kuvvet, başka bir noktada iş üretmek amacıyla kullanılabilir. [1]

Hidrolik sistemin temel bileşenlerinden biri olan hidrolik silindirler, sıvı basıncını doğrusal mekanik harekete çeviren aktüatörlerdir. Bu silindirler; yük kaldırma, indirme, itme-çekme, pozisyonlama ve kilitleme gibi fonksiyonları yerine getirir. Genel hatları ile piston, piston mili, silindir borusu ve sızdırmazlık elemanlarından oluşurlar. Basınçlı hidrolik sıvı, silindirin bir tarafına uygulandığında piston doğrusal hareket eder ve piston mili üzerinden mekanik kuvvet üretimi sağlar. [1]

Hidrolik silindirlerin mekanik tasarımında dikkate alınması gereken önemli faktörlerden biri de flambaj (burkulma) olgusudur. Mekanik yapılarda ani hasarlara yol açan başlıca iki temel etken, malzeme dayanımını aşan yükler ve yapısal kararsızlık durumlarıdır. Özellikle eksenel basınca maruz kalan ince ve uzun elemanlarda, kesit boyutlarına oranla uzunluk arttıkça burkulma riski artar. Burkulma, yapı elemanının dayanımından çok, elastik rijitliği ile ilişkilidir. Hidrolik silindir üzerindeki burkulmanın matematiksel hesabı yapılırken kullanılan en yaygın iki yöntem Leonhard Euler ve J. B. Johnson tarafından oluşturulmuş iki farklı yaklaşımdır. Euler yöntemi ve Johnson yöntemi olarak adlandırılan prensipler, ince kolonların burkulma sınırlarını tanımlayan teorik modellerdir. [2]

Bu bildiri, söz konusu teoriler çerçevesinde hidrolik silindirlerde burkulma davranışı değerlendirilmiş; teorik yaklaşımlar, mühendislik analizleri ve uygulama örnekleriyle birlikte sentezlenerek sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Hidrolik sistem, hidrolik silindir, flambaj, burkulma analizi, Euler teorisi, Johnson kriteri

ABSTRACT

Hydraulic systems are developed to generate mechanical power through the transmission of pressurized fluids and to utilize this power in various functional applications. The term "hydraulic" is derived from the Greek words hydro (water) and aulos (pipe), and today it generally refers to the conversion of energy via fluid pressure. The fundamental operating principle of these systems is based on Pascal's Law, which states that any pressure applied to a confined fluid is transmitted equally in all directions. This enables the force generated at one point to be used to perform mechanical work at another point within the system. [1]

One of the essential components of a hydraulic system is the hydraulic cylinder, which acts as an actuator converting fluid pressure into linear mechanical motion. These cylinders perform functions such as lifting, lowering, pushing, pulling, positioning, and locking. In general, they consist of a piston, piston rod, cylinder barrel, and sealing elements. When pressurized hydraulic fluid is applied to one side of the cylinder, the piston moves linearly, transmitting mechanical force through the piston rod. [1]

One of the critical factors to consider in the mechanical design of hydraulic cylinders is buckling (flambage). The two primary causes of sudden structural failure in mechanical components are material overload and structural instability, the latter often manifesting as buckling. In particular, the risk of buckling increases for slender and long elements subjected to axial compression, especially when their length-to-cross-sectional area ratio is high. Buckling is more closely related to a structure's elastic stiffness than its material strength. The mathematical estimation of buckling in hydraulic cylinders is commonly carried out using two theoretical approaches developed by Leonhard Euler and J. B. Johnson. Known respectively as the Euler and Johnson methods, these models define the buckling limits of slender columns. [2]

In this study, the buckling behavior of hydraulic cylinders is evaluated within the framework of these theories, and theoretical approaches are synthesized with engineering analyses and application examples.

Key Words: Hydraulic system, hydraulic cylinder, buckling, buckling analysis, Euler theory, Johnson criterion

1. GİRİŞ

Hidrolik sistemler, Pascal Prensibi'ne dayanan ve sıvı basıncının mekanik güce dönüştürülmesini sağlayan sistemlerdir. Pascal Prensibi'ne göre kapalı bir kaptaki sıvıya uygulanan basınç, sıvının her noktasına eşit olarak iletilir. Bu sayede küçük kuvvetlerle büyük kuvvetler elde edilebilir. Endüstride yaygın olarak kullanılan bu sistemler, iş makineleri, pres sistemleri, uçak iniş takımları gibi birçok alanda kullanılmaktadır. [1]

Hidrolik silindirler bu sistemlerin en önemli elemanlarından biridir. Lineer hareket üretme amacıyla kullanılan bu elemanlar, piston ve piston milinin hareketi ile iş gerçekleştirir. İş makinelerinde yaygınlıkla kullanılan hidrolik silindirler, çaplarına göre değişkenlik gösteren kuvvet iletimi sağlar. Lineer ve rotasyonel motorlu aktüatörlere kıyasla hidrolik silindirler, yüksek güç iletimi sağlayabilmesi ve hidrolik sistem ile bütünleşmiş bir şekilde çalışabilmesi özelliği sayesinde sektörde yerini almaktadır. [1]

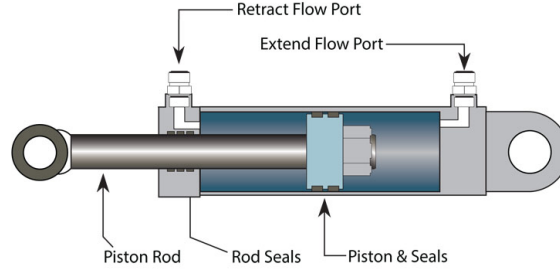
Hidrolik silindirler, çalışma sırasında kapalı ve açık pozisyonlara sahiptir. Bu pozisyonların arasındaki uzaklık farkına ise strok adı verilir. Hidrolik silindirlerde strok değeri, silindirin açılma uzunluğunu belirten bu doğrusal harekete maruz kalan piston milinin yapısal kararlılığı tasarım sürecinde dikkatle değerlendirilmelidir. Uzun ve ince piston millerinde karşılaşılan başlıca problem burkulmadır. Bu bağlamda Euler ve Johnson teorileri, mühendislik tasarımında sıklıkla başvurulan hesaplama yöntemleri olarak öne çıkmaktadır. [1]

2. HİDROLİK SİLİNDİRİN YAPISI VE ÇALIŞMA PRENSİBİ

Hidrolik silindirler, silindir içine alınan basınçlı yağın pistonu hareket ettirmesiyle çalışır. Pistonun hareketi piston miline iletilerek doğrusal bir kuvvet elde edilir. Bu kuvvet, piston çapı ve uygulanan basınçla doğru orantılıdır:

$$F = P \cdot A = P \cdot \frac{\pi D^2}{4}$$

Burada F kuvvet, P sistem basıncı ve D piston çapıdır. Hidrolik silindir tasarım kriterlerinden birisi de burkulma dayanımıdır. Özellikle uzun silindirlerde, aksenal yük altında burkulma meydana gelme riski oluşur. Silindirin üzerindeki kuvvet ve silindirin incelik hesabına göre burkulma hesabı yapıp kritik yükün bulunması gerekmektedir. Hidrolik silindir örnek görseli aşağıda verilmiştir: [8]



Şekil 1: Hidrolik Silindir

3. FLAMBAJ TEORİSİ

3.1. Burkulma Kavramı

Burkulma durumu, kolonların iki ucunun sabit, mafsallı veya yataklamalı olmasına bağlı olarak değişkenlik gösterir. Kolonun veya silindirin uçlarının durumu belirlendikten sonra atalet de hesaba katılarak bir kritik yük hesabı yapılır. Güvenlik katsayısı belirlendikten sonra kritik yük değeri güvenlik katsayısına bölünür ve burkulma kritik yükü hesaplanmış olur. Burkulma analizinde kullanılan temel büyüklükler şunlardır:

Elastik Modül (E): Malzemenin rijitliğini gösterir.

Atalet Momenti (I): Kesitin şekline bağlı olarak rijitlik gösteren değerdir.

İncelik Oranı (λ): Kolonun boyunun kesit şekline oranıdır.

İncelik oranının hesaplaması aşağıda verilmiştir: [6]

$$\lambda = \frac{L}{r} \quad (r: \text{atalet yarıçapı})$$

Bu hesaplamayı gerçekleştirebilmek için r atalet çapının bilinmesi gerekir ve L gerçek uzunluğun bilinmesi gerekir. Hidrolik silindirde atalet yarıçapı, rod çapına göre hesaplanır ve hesaplama aşağıdaki gibidir:

□=□

Dairesel bir kesitin atalet momenti:

$$I = \frac{\pi D^4}{64}$$

Dairesel kesit alanı:

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

Bu iki formül denkleme yerleştirilir:

$$r = \sqrt{\frac{\frac{\pi D^4}{64}}{\frac{\pi D^2}{4}}} = \sqrt{\frac{D^2}{16}} = \frac{D}{4}$$

3.2. Euler Burkulma Teorisi

Leonhard Euler, 1757 yılında elastik sınırlar içinde kalan, ideal ve mükemmel düz kolonların burkulma davranışını analiz etmiştir. Euler teorisi, yalnızca elastik bölgede geçerlidir. Yani kolon, akma dayanımına ulaşmadan önce burkulur. Bu teori, yüksek incelik oranına sahip kolonlar (uzun ve ince) için uygundur. Euler'e göre kritik burkulma yükü aşağıdaki formülle ifade edilir: [6]

$$P_{kr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2}$$

Burada:

- P_{kr} : Kritik burkulma yükü (N)
- E : Malzemenin elastik modülü (Pa)
- I : Kesit atalet momenti (m⁴)
- L : Kolonun serbest (gerçek) uzunluğu (m)
- K : Uç koşulu katsayısı (boyu etkileyen sabit)

K uç koşulu katsayısı için silindirin uç noktalarının sabitlik durumu dikkate alınmalıdır. Farklı koşullar için K Parametresi ve KL (etkin uzunluk) parametresinin değerleri aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 1: Uç koşul parametreleri

Uç Koşulu	K Katsayısı	Etkin Uzunluk (KL)
Her iki ucu sabit	0.5	$0.5L$
Her iki ucu mafsallı (pimli)	1.0	L
Bir ucu sabit, bir ucu serbest	2.0	$2L$
Bir ucu sabit, bir ucu mafsallı (pimli)	0.707	$0.707L$

3.2. Euler Burkulma Teorisi Geçerlilik Şartı

Euler burkulma teorisinin geçerli olabilmesi için kolonun elastik deformasyon sınırları içerisinde durması gerekir. Çünkü malzeme akma dayanım değerine ulaştığındaki davranışı değişir ve bu durumda Johnson teorisi kullanılması gerekir. Euler teorisinin geçerlilik aralığı aşağıda verilmiştir: [6]

$$\lambda = \frac{L}{r}$$

$$\lambda > 120: \text{Euler formülü geçerli}$$

$$\lambda < 120: \text{Johnson formülü geçerli}$$

3.3. Johnson Burkulma Teorisi

Euler teorisi, yüksek incelik oranına (slenderness ratio) sahip, ince ve uzun kolonlar için geçerlidir. Ancak gerçek hayatta çoğu yapı elemanı: Çok uzun değildir, yani incelik oranı 120'nin altındadır. Bu durumda, kolon hem elastik deformasyon hem de plastik deformasyon yaşar. İşte burada Johnson parabolik formülü devreye girer. Bu formül, akma gerilmesi ile Euler burkulma gerilmesi arasında parabolik bir geçiş eğrisi varsayar [6]

$$P_{cr} = A \cdot \sigma_y \left(1 - \frac{\sigma_y}{4\pi^2 E} \left(\frac{L}{Kr} \right)^2 \right)$$

Burada:

P_{cr} : Kritik basınç

$A = \frac{\pi d^2}{4}$: Rod kesit alanı

σ_y : Akma gerilmesi,

E : Elastik modül,

L : Gerçek Uzunluk

K : Uç koşulu katsayısı

$r = \sqrt{\frac{I}{A}}$: Atalet yarıçapı

$\frac{L}{Kr}$: İncelik oranı.

4. TEORİLERİN KARŞILAŞTIRILMASI

Euler ve Johnson formülleri, incelik oranına bağlı olarak farklı kolon türlerine uygulanır:

Tablo 2: Euler ve Johnson Karşılaştırması

Özellik	Euler	Johnson
Uygulama	Uzun ve ince kolonlar	Orta boy/kısa kolonlar
Davranış tipi	Tam elastik	Elastik + yarı plastik
Emniyet seviyesi	Görece düşük	Daha gerçekçi ve emniyetli
İncelik oranı sınırı	$\lambda > 120$	$\lambda < 120$

Hidrolik silindir piston millerinde incelik oranı orta sınırdaki kaldığı için çoğunlukla Johnson formülü ile analiz yapılır. Ancak, tasarım güvenliği açısından her iki formülle de hesap yapılmalı ve burkulma kuvveti en düşük değeri referans alınmalıdır.

5. VAKA ANALİZİ

Bu bölümde örnek bir silindir yapısı incelenecek ve iki farklı flambaj hesabı yaklaşımındaki sonuçlar tartışılacak. Ayrıca hesaplamalarda efektif boy'un referans alındığı uzunluğun önemine değinilecek ve sonuçlar tablo şeklinde sunulacaktır.

5.1. Silindir Verileri

Piston mil çapı: 40 mm

Silindir stroku (etkin uzunluk): 890.5 mm

Malzeme: ST52 ($\sigma_{y \cong 450 \text{ MPa}}$, $E \cong 210 \text{ GPa}$)

Uç koşulları: Her iki uç pimli ($K=1$)

5.2. Euler Yöntemi ile Hesaplama

Euler Kritik Yük Formülü:

$$P_{kr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2}$$

Değişkenlerin Hesaplanması: [15]

$$\begin{aligned} E &= 210 \text{ GPa} \\ I &= \frac{\pi D^4}{64} = \frac{\pi 40^4}{64} = 125663 \text{ mm}^4 \\ K &= 1 \text{ (iki ucu mafsallı)} \\ L &= 890.5 \text{ (stroke değeri)} + 1230 \text{ (silindir kapalı boyu)} = 2120.5 \text{ mm} \\ P_{kr} &= \frac{\pi^2 210 \cdot 10^9 \cdot 125663 \cdot 10^{-12}}{(1 \cdot 2120.5 \cdot 10^{-3})^2} = 57922 \text{ N} \\ S &= \text{güvenlik katsayısı} = 4 \\ P_{kr\text{safe}} &= \mathbf{231691 \text{ N}} \end{aligned}$$

5.3. Johnson Yöntemi ile Hesaplama

Johnson kritik gerilme formülü aşağıdaki gibidir:

$$P_{cr} = A \cdot \sigma_y \left(1 - \frac{\sigma_y}{4\pi^2 E} \left(\frac{L}{Kr} \right)^2 \right)$$

Değişkenlerin hesaplanması:

$$\begin{aligned} A &= \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi (40)^2}{4} = 1256 \text{ mm}^2 \\ \sigma_y &= 450 \text{ Mpa} \\ E &= 210 \text{ GPa} \\ K &= 1 \\ L &= 2120.5 \text{ mm} \\ r &= \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{125663 \text{ mm}^4}{1256 \text{ mm}^2}} = 10 \text{ mm} \\ P_{cr} &= 1256 \cdot 10^{-6} \cdot 450 \cdot 10^6 \left(1 - \frac{450 \cdot 10^6}{4\pi^2 210 \cdot 10^9} \left(\frac{2120.5 \cdot 10^{-3}}{1 \cdot 10 \cdot 10^{-3}} \right)^2 \right) = -814269 \text{ N} \end{aligned}$$

Bulunan sonuç negatif çıkmıştır. Bunun sebebi efektif uzunluk ile incelik hesaplaması yapılırsa silindirin uzun olarak kabul edilebileceğini göstermektedir. Hesaplama aşağıda verilmiştir:

$$\frac{L}{Kr} = \frac{2120.5}{10} \cong 212$$

Bulunan 212 değeri, Johnson ile euler hesaplaması arasında seçim kriteri olan incelik değerinde 120 değerinden büyüktür. Yani Johnson teorisi geçerli değildir.

Bu gerilme değeri, piston milinin burkulmaya uğramadan taşıyabileceği maksimum aksenal yükü belirler.

Bu yöntem, Euler teorisinin geçerli olmadığı ancak plastik bölgede akma da gözlenmeyen orta boy kolonlar için uygundur. Genellikle $\lambda=60-120$ aralığı için tercih edilir.

Johnson formülü, pratik mühendislik uygulamaları için daha güvenilirdir çünkü hem elastik hem de kısmen plastik deformasyonu dikkate alır. Özellikle piston mili gibi görece kısa elemanların analizinde

tercih edilir. Formül parabolik doğası sayesinde daha gerçekçi sonuçlar sunar. Akma gerilmesini aşmadığı için güvenli tarafta kalma eğilimindedir.

5.4. Sonucu Etkileyen Kritik Noktalar

Euler ve Johnson formüllerinin kullanımı, silindirin incelik katsayısına göre değişkenlik gösterebilmektedir. Ancak hangi formülün kullanılacağı yanı sıra, formüldeki sınır koşullarının da doğru belirlenmesi kritik önem taşır. Hesaplama yapılan ufak değişikliklerin sonuca etkisinin büyüklüğünü tartışabilmek adına bir hesaplama tablosu hazırlanmış ve farklı parametreler ve parametrelerin verilme sebepleri açıklanarak sonuçlar yazılmıştır: [29]

Tablo 3: Farklı Parametreler ile Yük Hesabı

Efektif Uzunluk (mm)	Rod Çapı (mm)	Akma Dayanımı (MPa)	K Sabiti	Kritik Yük-Euler (kN)	Kritik Yük-Johnson (kN)
500	25	450	1.0 (İki ucu pimli)	39.74	36.04
700	30	550	0.7 (Gövde sabit, rod pimli)	42.05	41.02
1000	40	500	0.5 (İki ucu sabit)	65.11	62.34
1500	35	600	1.0 (İki ucu pimli)	16.96	-

Yapılan hesaplamalar sonucunda, kritik burkulma yükünü en fazla etkileyen parametrenin efektif uzunluk (L) olduğu açıkça görülmektedir. Euler burkulma formülüne göre kritik yük, $P_{cr} \propto \frac{1}{(K \cdot L)^2}$ şeklinde tanımlanmakta olup, bu ilişki doğrultusunda efektif uzunluktaki küçük bir artış bile, burkulma yükünde büyük düşümlere neden olmaktadır. Örneğin, rod çapı ve akma dayanımı yüksek olsa bile, efektif uzunluğu 1500 mm olan bir silindirin emniyetli taşıyabileceği burkulma yükü, daha kısa uzunluktaki örneklere göre oldukça düşük kalmaktadır. Bu durum, özellikle mobil sistemlerde veya uzun stroklu hidrolik silindirlerin tasarımında dikkatle ele alınmalıdır. Ayrıca, uç koşulu katsayısı (K) da bu uzunlukla birlikte etkili bir parametre olup, sistemin desteklenme şekline bağlı olarak kritik yükü önemli oranda değiştirmektedir. Ancak rod çapı ve malzeme dayanımı gibi diğer parametrelerin etkisi, efektif uzunluğun kare ile ters orantılı etkisine kıyasla daha sınırlı kalmaktadır. [31]

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Hidrolik silindirler, özellikle yüksek kuvvet iletiminin gerektiği iş makineleri, savunma sistemleri ve ağır sanayi uygulamalarında yaygın olarak kullanılmakta olup, yapısal güvenilirlikleri çoğu zaman sistemin genel performansını belirleyen başlıca unsurlardan biri hâline gelmektedir. Bu çalışmada, uzun strok değerlerine sahip piston millerinin karşılaştığı temel yapısal problem olan flambaj (burkulma) analitik yöntemlerle detaylı olarak incelenmiş hem Euler hem de Johnson teorileri kapsamında kritik yük hesaplamaları gerçekleştirilmiştir. Yapılan hesaplamalar, piston milinin efektif uzunluğu, atalet yarıçapı ve uç sabitleme koşulları gibi geometrik ve sınır şartı parametrelerinin, kritik yük üzerindeki etkisinin oldukça belirleyici olduğunu göstermektedir. Özellikle efektif uzunluğun kare ile ters orantılı olması, bu parametreyi sistemin kararlılığı açısından en hassas değişken hâline getirmiştir. Uç sabitleme koşullarının (K faktörü) doğru belirlenmemesi, hesaplamalarda ciddi sapmalara neden olmakta ve güvenlik faktörünün yetersiz kalmasına yol açabilmektedir. Hesaplamalarda kullanılan dört farklı senaryo, kısa piston millerinde Johnson kriterinin, uzun millerde ise Euler kriterinin daha gerçekçi sonuçlar verdiğini ortaya koymuştur. Ayrıca, yapılan karşılaştırmalar sonucunda, kritik yük hesabında en düşük değer baz alınması gerektiği ve minimum güvenlik katsayısının uygulama alanına göre en az 2 ila 4 arasında seçilmesinin uygun olduğu görülmüştür. Bununla birlikte, klasik teorik yaklaşımlar sınır koşullarının doğruluğuna ve malzeme özelliklerinin

sabit kabul edilmesine dayandığı için, yüksek hassasiyet gerektiren uygulamalarda deneysel testler ve sonlu elemanlar yöntemine (FEM) dayalı nümerik analizlerin entegre edilmesi önerilmektedir. Ayrıca, sistemdeki hizalama hataları, yataklama boşlukları, sönümlenme elemanlarının davranışı ve sıcaklık gibi dış etkenlerin de burkulma yükü üzerinde önemli etkiler oluşturabileceği göz önünde bulundurulmalıdır. Bu bağlamda, sadece ideal burkulma hesaplarına değil, aynı zamanda gerçek çalışma koşullarını yansıtan parametrik senaryolarla zenginleştirilmiş modellemelere ihtiyaç duyulmaktadır. İleriye dönük olarak önerilen çalışmalarda, farklı çelik kaliteleri, kaplama teknikleri, kompozit piston milleri ve dinamik yükleme altındaki burkulma davranışlarının incelenmesi ile daha kapsamlı ve güvenli tasarım standartlarının oluşturulması mümkündür. Bu doğrultuda, mühendislik hesaplamalarının deneysel doğrulamalarla pekiştirilmesi, standart uç sabitleme geometrilerinin kataloglanması ve endüstriyel uygulamalar için tasarım rehberlerinin oluşturulması önerilmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Narvydas, E. (2017). *Buckling strength of hydraulic cylinders – an engineering approach and finite element analysis*. *Mechanika*, 22(6), 474–477.
- [2] Sun, Q., Chen, Z., Ding, L., Feng, D., Wang, Z., & Tu, Y. (2019). Buckling failure analysis of hydraulic cylinder rod on the flap institutions for power catwalk. *Journal of Failure Analysis and Prevention*, 19(3), 561–569.
- [3] Sahu, K. S., & Gupta, V. K. (2023). Effect of wear rings on buckling load capacity of two-stage hydraulic cylinder. *Structures*.
- [4] Haonan, Q., Brilianto, R. M., Choi, M., Kim, C., et al. (2025). Design of multiple-stage hydraulic cylinder for structural safety and sealing analysis. *Scientific Reports*, 15, 14429.
- [5] Solazzi, E., Mantovani, P., & others. (2022). Design and experimental analyses of hybrid piston rods used in hydraulic cylinders. *Applied Sciences*, 11(18), 8552.
- [6] Xiong-Hao, C., Duan-Wei, S., Shuang-Yang, Y., & Yang, L. (2017). Stability analysis of large slenderness ratio horizontal hydraulic cylinder. *Advances in Mechanical Engineering*, 2017.
- [7] Uzny, S., & Kutrowski, Ł. (2017). The effect of torsional rigidity between elements on free vibrations of a telescopic hydraulic cylinder subjected to Euler's load. *[Conference Paper]*.
- [8] Ravishankar, N. (n.d.). Finite element analysis of hydraulic cylinders. *Nuclear Energy Service, Danbury, Conn.*
- [9] Horák, J., Lord, G. J., & Peletier, M. A. (2006). Numerical variational methods applied to cylinder buckling. *arXiv preprint arXiv:math/0603281*.
- [10] Baragetti, S., & Terranova, D. (2018). Effects of geometrical clearances, supports friction, and wear rings on hydraulic actuators bending behavior. *[Conference or Journal Paper]*.
- [11] Ji, Z., Zhou, J., Shi, D.-W., Sun, Z.-L., & Lu, Y. (2018). Analytical and experimental research on stability of large slenderness ratio horizontal hydraulic hoist. *Advances in Mechanical Engineering*, 2018.
- [12] Talu, M. (2014). Static analysis of a press ram–linear hydraulic motor piston assembly from horizontal hydraulic press – 2 MN. *[Conference Paper]*.
- [13] Mattikalli, A. (2014). Analysis and structural optimization of 5-ton H-frame hydraulic press. *[Conference Paper]*.
- [14] Mantovani, P., Ritchie, G. A., Solazzi, E., & others. (2022). Composite cylinders with steel liners: design strength and buckling. *IRJET*, 10(5).

- [15] Xiong-Hao, C., et al. (2016). Large deflections and buckling loads of cantilever columns with constant volume. *International Journal of Structural Stability and Dynamics*.
- [16] Gere, J. M., & Goodno, B. J. (2013). *Mechanics of Materials* (8th ed.). Cengage Learning.
- [17] Timoshenko, S. P., & Gere, J. M. (1961). *Theory of Elastic Stability*. McGraw-Hill.
- [18] Merritt, H. E. (1967). *Hydraulic Control Systems*. Wiley.
- [19] Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2011). *Shigley's Mechanical Engineering Design* (9th ed.). McGraw-Hill.
- [20] Wang, J., & Li, X. (2015). Buckling analysis of hydraulic cylinder piston rods. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29(5), 2059–2065.
- [21] American Institute of Steel Construction (AISC). (2022). *Steel Construction Manual* (15th ed.). AISC.
- [22] European Committee for Standardization. (2005). *EN 1993-1-1: Design of steel structures – Part 1-1: General rules and rules for buildings*.
- [23] Narvydas, E. (2016). Buckling strength of hydraulic cylinders – an engineering approach and finite element analysis. *Mechanika*, 22(6), 474–477.
- [24] Sun, Q. L., et al. (2019). Buckling failure analysis of hydraulic cylinder rod on the flap institutions. *Journal of Failure Analysis and Prevention*, 19(3), 561–569.
- [25] Sahu, K. S., & Gupta, V. K. (2023). Effect of wear rings on buckling load capacity... *Structures*.
- [26] Solazzi, E., Mantovani, P., & Ritchie, G. A. (2021). Design and optimization of composite hydraulic cylinders. *Composite Structures*, 260, 113294.
- [27] Al-Khazali, H., & Mahdi, S. (2016). Effect of clearance and alignment on buckling in hydraulic cylinders. *Engineering Failure Analysis*, 62, 1–11.
- [28] Kim, D. H., & Lee, Y. B. (2020). Numerical buckling analysis of hydraulic actuators in aerospace application. *Aerospace Science and Technology*, 106, 106159.
- [29] Kövesdi, B., & Dunai, L. (2012). Design method for buckling resistance of circular hollow sections. *Thin-Walled Structures*, 61, 183–190.
- [30] Meng, Q., & Zhao, Z. (2018). Study on buckling behavior of long-stroke hydraulic piston rods. *Applied Mechanics and Materials*, 873, 342–346.
- [31] Joneidi, M., & Farrokh, F. (2023). Analytical and numerical study on critical buckling loads of hollow cylinders with elastic restraints. *Thin-Walled Structures*, 190, 110672.

ÖZGEÇMİŞ

Mustafa Burak CAN

1999 yılı Ankara doğumludur. 2022 yılında İhsan Doğramacı Bilkent Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun olmuştur. Mezun olmasından 3 ay önce Hidromek firmasında Stajyer Mühendis olarak işe başlayıp haziran ayındaki mezuniyeti sonrasında Tasarım Mühendisi olarak tam kadroya geçiş yapmıştır. 2022 yılından beri Hidromek firmasında hidrolik sistem tasarımı üzerine çalışmakta olup mekanizma ve yapısal tasarım konularında da

çalışmaları mevcuttur.

Fatma ÖZ

1974 yılı Ankara Doğumludur. 1998 yılında Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Bölümünü bitirmiştir. Aynı üniversiteden 2002 yılında Yüksek Mühendis unvanı almıştır. 1998 yılından itibaren iş makinası sektöründe faaliyet gösteren HİDROMEK şirketinde makine tasarımı ve konfigürasyon sistem tasarımı alanında çeşit pozisyonlarda görev almıştır. Halen Kazıcı Yükleyici ve Telehandler Mühendislik müdürü olarak görev yapmaktadır. Evli ve 2 çocuk annesidir.

Abdullah ÇÖMEK

1984 yılı Adana Doğumludur. 2007 yılında Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Bölümünü bitirmiştir. 2020 yılında Konya Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Bölümünü bitirmiştir. 2007 yılından itibaren iş makinası sektöründe faaliyet gösteren Firmalarda ve 2010 yılından itibaren HİDROMEK'te makine tasarımı alanında çeşit pozisyonlarda görev almıştır. Halen Telehandler Mühendislik Yöneticisi olarak görev yapmaktadır.