



POLİTEKNİK DERGİSİ

*JOURNAL of POLYTECHNIC*

ISSN: 1302-0900 (PRINT), ISSN: 2147-9429 (ONLINE)

URL: <http://dergipark.org.tr/politeknik>



# Bir kompresörün ikinci kademesi için silindir yaslanmasız krank-biyel mekanizmasının tasarımı ve analizleri

## *Design and analysis of an crank-connecting rod mechanism without cylinder thrusting for the second stage of a compressor*

*Yazar(lar) (Author(s)):* Özgür ÇETİN<sup>1</sup>, Melih OKUR<sup>2</sup>

*ORCID<sup>1</sup>:* 0000-0001-7052-2275

*ORCID<sup>2</sup>:* 0000-0002-6017-1050

**To cite to this article:** Çetin Ö. ve Okur M., “Bir Kompresörün İkinci Kademesi İçin Silindir Yaslanmasız Krank-Biyel Mekanizmasının Tasarımı ve Analizleri”, *Journal of Polytechnic*, 28(6): 1771-1781, (2025).

**Bu makaleye şu şekilde atıfta bulunabilirsiniz:** Çetin Ö. ve Okur M., “Bir Kompresörün İkinci Kademesi İçin Silindir Yaslanmasız Krank-Biyel Mekanizmasının Tasarımı ve Analizleri”, *Politeknik Dergisi*, 28(6): 1771-1781, (2025).

**Erişim linki (To link to this article):** <http://dergipark.org.tr/politeknik/archive>

**DOI:** 10.2339/politeknik.1569099

# Bir Kompresörün İkinci Kademesi İçin Silindir Yaslanmasız Krank-Biyel Mekanizmasının Tasarımı ve Analizleri

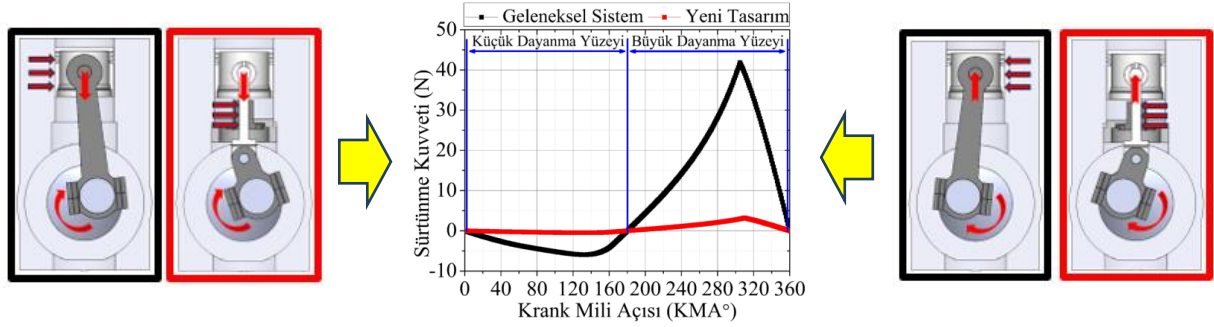
## Design and Analysis of an Crank-Connecting Rod Mechanism without Cylinder Thrusting for the Second Stage of a Compressor

### Önemli noktalar (Highlights)

- ❖ Piston İkincil Hareketi ve Sürtünmeye Etkileri / Piston Secondary Movement and Effects on Friction
- ❖ Silindir Yaslanmasız Yeni Krank-Biyel Mekanizmasının Tasarım ve Montajı / Design and Installation of New Crank-Connecting Rod Mechanism without Cylinder Thrust
- ❖ Geleneksel ve Yeni Tasarım Krank-Biyel Mekanizmasının Dinamik ve FEA Hesaplamaları / Dynamic and FEA Calculations of Traditional and New Design Crank Connecting Rod Mechanism
- ❖ Mekanizmaların Konum, Hız, İvme ve Piston Yaslanma Kuvvetlerinin Karşılaştırılması / Comparison of Position, Velocity, Acceleration and Piston Thrusting Forces of Mechanism

### Grafik Özet (Graphical Abstract)

Piston ikincil hareketinin neden olduğu sürtünme kuvvetini azaltmak amacıyla yeni bir krank biyel mekanizması tasarlanmıştır. Geleneksel ve yeni tip mekanizmalar, piston yanal kuvvetleri ve sürtünme kuvvetleri bakımından hem teorik hem de sonlu elemanlar analizi ile karşılaştırılmıştır. / A new crank connecting rod mechanism has been designed to reduce the friction force caused by the piston secondary motion. Conventional and new type mechanisms are compared in point of piston lateral forces and friction forces both theoretically and by finite element analysis.



Şekil. Piston yaslanma yüzeyleri ve sürtünme kuvvetleri / Figure. Piston thrusting surfaces and friction forces

### Amaç (Aim)

Geleneksel krank-biyel mekanizmasındaki piston sürtünmelerini azaltmak amaçlanmıştır. / Aimed to reduce piston friction in a conventional crank-connecting rod mechanism.

### Tasarım ve Yöntem (Design & Methodology)

Geleneksel krank-biyel mekanizmasına alternatif bir krank biyel mekanizması tasarlanmıştır. Karşılaştırmalı kinematik hesaplamalar ve sonlu elemanlar analiz çalışmaları yapılmıştır. / An alternative crank connecting rod mechanism to the conventional one has been designed. Comparative kinematic calculations and finite element analysis studies have been carried out

### Özgünlük (Originality)

Yeni mekanizma, geleneksel mekanizmadan farklı bileşenleri barındırmaktadır ve özgün bir tasarıma sahiptir. / The new mechanism has different components than the traditional mechanism and has a unique design.

### Bulgular (Findings)

Sürtünme kuvveti yaklaşık %92 azaltılmıştır. / The friction force is reduced by approximately 92 per cent.

### Sonuç (Conclusion)

Sürtünme kuvveti büyük oranda azaltılarak, dinamik hesaplamalar FEA ile doğrulanmıştır. / The friction force was greatly reduced and the dynamic calculations were verified by FEA.

### Etik Standartların Beyanı (Declaration of Ethical Standards)

Bu makalenin yazar(lar)ı çalışmalarında kullandıkları materyal ve yöntemlerin etik kurul izni ve/veya yasal-özel bir izin gerektirmediğini beyan ederler. / The author(s) of this article declare that the materials and methods used in this study do not require ethical committee permission and/or legal-special permission.

# Bir Kompresörün İkinci Kademesi İçin Silindir Yaslanmasız Krank-Biyel Mekanizmasının Tasarımı ve Analizleri

*Araştırma Makalesi / Research Article*

Özgür ÇETİN<sup>1,2\*</sup>, Melih OKUR<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Fen Bilimleri Enstitüsü, Otomotiv Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Gazi Üniversitesi, Türkiye

<sup>2</sup>Kara Aastsubay Meslek Yüksekokulu, Otomotiv Teknolojisi Bölümü, Milli Savunma Üniversitesi, Türkiye

<sup>3</sup>Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Müh. Bölümü, Gazi Üniversitesi, Türkiye

(Geliş/Received : 17.10.2024 ; Kabul/Accepted : 23.03.2025 ; Erken Görünüm/Early View : 12.04.2025)

## ÖZ

Geleneksel krank-biyel mekanizmaları, basitliği ve montaj kolaylığından dolayı tercih edilse de, ikincil hareket nedeniyle pistonun istenmeyen hareketlere maruz kalması; sistemde gürültü, titreşim, gaz kaçağı, sürtünme ve aşınma gibi olumsuzluklara neden olmaktadır. Bu çalışmada geleneksel krank-biyel mekanizmasında tespit edilen mekanik olumsuzlukları en aza indirmek amacıyla yeni bir tasarıma ve bu tasarımın geleneksel mekanizma ile karşılaştırmalı analizlerine yer verilmiştir. Hesaplamalar ve analizlerde ağır vasıta araçlarda yaygın olarak kullanılan geleneksel krank-biyel mekanizmasına sahip iki kademeli bir fren hava kompresörü modelinden faydalanılmıştır. Yeni tasarımda, daha kısa biyel kolu, piston pimi ile bütünleşik bir rod ve yanıl sürtünmeyi azaltan, bloğa sabitlenmiş lineer yatak yer almaktadır. Yapılan hesaplamalar ile mekanizmalar piston konum, hız, ivme ve piston yanıl kuvvetleri bakımından karşılaştırılmış ve FEA modelleri ile doğrulanmıştır. Yeni mekanizmada daha düşük biyel/krank oranından dolayı artan biyel açısının etkisiyle piston-silindir arayüzündeki yaslanma kuvvetinin arttığı fakat lineer yatağın düşük sürtünme katsayısı nedeniyle sürtünme kuvvetinin geleneksel sisteme göre yaklaşık %92 oranında azaldığı belirlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Piston sürtünmeleri, pistonlu kompresörler, krank-biyel mekanizmaları, piston ikincil hareketi, silindir yaslanma yüzeyi.

## Design and Analysis of an Crank-Connecting Rod Mechanism without Cylinder Thrusting for the Second Stage of a Compressor

### ABSTRACT

Although traditional crank-connecting rod mechanisms are preferred due to their simplicity and ease of assembly, the piston is subjected to unwanted movements due to secondary motion, causing problems such as noise, vibration, gas leakage, friction and wear in the system. In this study, a new design and comparative analysis of this design with the conventional mechanism are presented in order to minimize the mechanical disadvantages identified in the conventional crank-connecting rod mechanism. In the calculations and analysis, a two-stage brake air compressor model with a conventional crank-connecting rod mechanism commonly used in heavy-duty vehicles was used. The new design features a shorter connecting rod, a rod integrated with the piston pin and a linear bearing fixed to the block, which reduces lateral friction. With the calculations performed, the mechanisms were compared in terms of piston position, velocity, acceleration and piston lateral forces and verified with FEA models. In the new mechanism, it was determined that the leaning force at the piston-cylinder interface increased with the effect of increasing connecting rod angle due to the lower connecting rod / crank ratio, but the friction force decreased by approximately 92% compared to the conventional system due to the low friction coefficient of the linear bearing.

**Keywords:** Piston frictions, piston compressors, crank-connecting rod mechanisms, piston secondary motion, cylinder thrust-side.

### 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Ulaşım sektörü, küresel enerji tüketiminin %28'ini oluşturan önemli bir endüstridir ve bu sektörün %75'i karayolu taşımacılığına aittir; bu araçların güvenilir ve uzun ömürlü çalışması ise mekanik parçalar arasındaki sürtünme ve aşınmanın kontrolüne bağlıdır [1]. Mekanik sistemlerin çalışmasında hayati derecede önemli olan ve iki temas yüzeyi arasında yüzeye etkileyen normal

kuvvetin etkisiyle oluşan sürtünme, mekanik sistemlerin verimini düşüren ve hareketli parçaların aşınmasına, ısınmasına, arızalanmalarına neden olan önemli bir sorunu teşkil etmektedir [2,3]. Ayrıca, sürtünme mekanik sistemlerin genelinde enerjinin faydalı hale dönüştürülemeden yaklaşık %23'ünün kaybolmasına neden olmaktadır [2,4]. Bahsedilen bu kayıpları azaltmak ve mekanik sistemlerin ömrünü uzatmak için sürtünmeyi kontrol altına alıp, düşürmek amacıyla, temas

\*Sorumlu Yazar (Corresponding Author)  
e-posta : ozgur.cetin@msu.edu.tr

yüzeylerindeki; kontak yükleri ve gerilimleri, yüzey alanı ve sayısı azaltılabilmekte, sistemlerin tribolojik performansını iyileştirmek için teknolojik gelişmeler ışığında yeni malzeme, bileşen ve mekanizma tasarımları üzerine çalışmalar yapılmaktadır [1,2,4,5].

Otomotiv sektöründe enerji tüketimini azaltmaya yönelik çalışmalar büyük önem taşımaktadır. İçten yanmalı motorlar ve kompresörler gibi yaygın kullanılan mekanik sistemlerde yapılacak iyileştirmeler, yakıt tüketimini düşürerek ekonomik fayda sağlayabilmektedir [6]. Endüstriyel ekipmanlar dünyadaki enerji tüketiminin üçte birini, basınçlı hava kompresörleri ise endüstriyel tüketimin %10'unu oluşturduğundan, bu sistemlerde enerji verimliliği artırma çalışmaları önemli bir tasarruf potansiyeli sunmaktadır. Kompresörler, gazları düşük basınçtan yüksek basınca sıkıştırmak için elektrik motoru, içten yanmalı motor vb. gibi harici bir enerji kaynağı ile çalışan termodinamik cihazlardır [7,8]. Kompresörlerde enerjinin bir kısmı sürtünmenin üstesinden gelmek, bir kısmı ise soğutma amacıyla harcanmaktadır [8,9]. Otomotiv sektöründe, özellikle ağır vasıta araçlarda, fren ve süspansiyon sistemlerinde; küçük hacimli, 5-30 beygir güç aralığında, pistonlu tip hava kompresörleri tercih edilmektedir [6,8,10]. Bu kompresörler, içten yanmalı motor tahriği ile çalışmakta ve ürettikleri basınçlı hava, 8 ila 12,5 bar aralığında hava tanklarında depolanarak fren sisteminde faydalanılmaktadır [6,10,11]. Pozitif deplasmanlı pistonlu kompresörler; geniş güç aralığı, yüksek basınç kapasitesi ve üstün sızdırmazlık gibi avantajlarından dolayı otomotiv ve endüstride yaygın olarak tercih edilmekte olup, eski bir teknolojik ürün olmasına rağmen, hala yüksek sürtünmelere sahiptirler [12-15]. Piston-silindir arayüzeyinde oluşan sürtünme, mekanik verimliliği düşürerek, sistemde güç kaybına ve bileşenlerin aşınmasına sebep olup, kompresörün çalışma ömrünü kısaltmaktadır [14-16].

Krank-biyel mekanizması, içten yanmalı motorlar ve kompresörler gibi sistemlerde, krankın dönme hareketini pistonun öteleme hareketine dönüşmesini sağlayan mekanik sistemdir [17]. Üretim kolaylığı ve kompakt tasarımıyla avantaj sağlana da hareket iletim geometrisi, pistonun salınım hareketi yapan biyel kolu aracılığı ile hareket alması ve bileşenler arasında verilmesi gereken zorunlu hareket boşluklarından dolayı piston öteleme hareketinin yanında pim eksenine dik yönde de hareket etmektedir. Pistonun yapmış olduğu bu hareket piston ikincil hareketi olarak nitelendirilmekte ve bu hareketle pistonun yan yüzeylerinde yaslanma kuvveti oluşmaktadır [17-19]. Bu ikincil hareket, piston-silindir arayüzeyindeki etkileşimi artırarak yağlama performansının azalmasına, yağ ve kompresyon kaçaklarına, titreşim ve gürültüye, en önemlisi de sürtünmeye neden olmaktadır. Sonuç olarak, sürtünme neticesinde sıcaklık artışı ve aşınma oluşmakta, sistemin veriminde düşme ve makine ömründe azalma meydana gelir [17,20,21]. Piston-silindir arayüzeyindeki sürtünmeyi azaltmak için birçok çalışma yapılmış olup, pistonlu sistemlerde mekanik güç kayıplarının önemli bir

kısımının sürtünmeye harcadığı belirlenmiştir. İçten yanmalı motorlarda mekanik kayıplar %15-20 civarında olup bu kayıpların da yaklaşık %50'sinin, kompresörlerde ise mekanik kayıpların %5-15 civarında olup bunun yaklaşık %40'ının ikincil hareketin etkisindeki piston grubundan kaynaklandığı vurgulanmaktadır [18,22-31]. Guo ve diğerleri [17], Yang ve diğerleri [32], Delprete ve diğerleri [33]; piston ikincil hareketinin sürtünmenin yanında, pistonun silindir duvarına çarpmasıyla gürültü, titreşim ve kaviteasyona sebep olduğunu vurgulamış aynı zamanda piston ile silindir duvarı arasındaki radyal açıklığın artması ile pistonu yan yönde etkileyen ve sürtünmeye neden olan kuvvetin arttığı ifade etmişlerdir. Ayrıca Braga ve Deschamps [20], Lohn ve Pereira [34]; ikincil hareketten dolayı pistonun silindir içerisinde bir tarafa doğru itilmesiyle segmanların görevini etkin bir şekilde yapmadığını, gaz kaçaklarını ve motor yağ tüketimini arttırdığı vurgulamıştır. Guo ve diğerleri [17], Zhang ve Meng [35], piston ikincil hareketinin etkilerinin araştırıldığı diğer çalışmalarda ise atalet kuvvetinin ikincil hareket üzerinde ihmal edilebilir seviyede kaldığını, ikincil hareketin oluşmasındaki ana unsurun salınım hareketi yapan biyel koluna sahip mekanizmada pistonu etkileyen gaz basıncının olduğunu belirtmiştir. Ayrıca, Aydınar [10], Günelsu ve Akalın [36], Tan ve Ripin [37], Malagi ve diğerleri [38]; piston ikincil hareketini ve bu hareketin neden olduğu sürtünme, yağlama, titreşim, gaz kaçağı vb. problemler çözmek için matematiksel modeller ve simülasyon tekniklerinden yararlanmıştır. Çalışmalar, piston grubundaki sürtünmenin krank-biyel sisteminin performansını önemli derecede etkilediğini ve içten yanmalı motorlar, kompresörler ve pompaların çalışmasında kritik bir rol üstlendiğini göstermektedir. Geleneksel krank-biyel mekanizmasında piston sürtünmesini azaltmak için çeşitli malzeme ve bileşen değişiklikleri yapılsa da, mekanizmanın doğasındaki sınırlamalar nedeniyle bu iyileştirmeler yetersiz kalmıştır. Bu nedenle, piston ikincil hareketinin neden olduğu olumsuzlukları azaltacak yeni bir mekanizmaya olan ihtiyaç vurgulanmıştır.

Bu kapsamda Shadloo ve diğerleri, yaptıkları yeni krank sürücü mekanizmasının piston ikincil hareketini dengeleyerek piston-silindir arayüzeyinden sürtünmeyi ortadan kaldırdığını ve geleneksel mekanizmaya kıyasla daha düşük sürtünme oluşturduğu tespit etmişlerdir [39]. Dado ve diğerleri; piston ikincil hareketini ortadan kaldırmak için krank-biyel mekanizması yerine dört çubuklu bir mekanizma ve kremayer-pinyon dişli sistemine sahip yeni bir tasarımı incelemişlerdir. Bu mekanizmanın, aşınmayı düşürerek motor ömrünü arttırdığını, motorun yaklaşık %27 daha yüksek iş ürettiğini ve piston ikincil hareketinin engellenmesiyle kartere gaz kaçaklarının azaltıldığını tespit etmişlerdir [27]. Ruch ve diğerleri [26], Aziz ve Chassapis [28], Elbahloul ve diğerleri [41], çalışmalarında geleneksel krank-biyel mekanizmasına alternatif olarak Hipsikloid dişli mekanizmasını (HGM) tanıtmış ve bu sistemin

pistonun ikincil hareketini azaltarak sürtünmeyi düşürdüğünü belirtmişlerdir. HGM, motorun mekanik verimliliğini artırırken gürültüyü azaltmış, parçaların ömrünü arttırmış ve yağın daha uzun süre kullanılmasını olanak tanımıştır. Yapılan analizlerde HGM mekanizmalı motorun geleneksel sisteme göre %25 daha fazla tork ürettiği tespit edilmiştir.

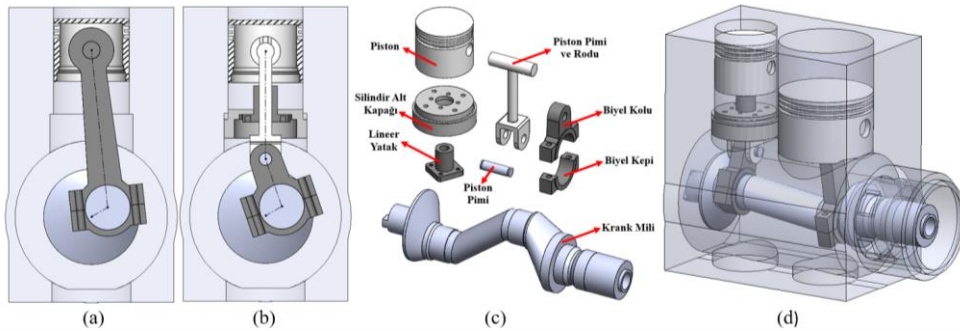
Günümüze kadar pistonun ikincil hareketi ve bundan kaynaklı sürtünme sorununu azaltmak için tribolojik malzemeler ve yağlayıcıların yanı sıra birçok yeni hareket mekanizması da geliştirilmiştir. Bu amaçla; Rhombic, Scotch Yoke, Ross Yoke vb. mevcut sistemlere ilave olarak dört çubuk, krank sürücü ve HGM vb. mekanizmalar da incelenmiştir [39-41]. Piston-silindir arayüzündeki etkileşimin; sistemin performansı, enerji tüketimi, gürültü ve aşınma üzerindeki etkisinden dolayı bu konu güncelliğini korumakta ve çalışmalar sürmektedir [19].

Bu çalışmada, pistonun ikincil hareketin etkilerini azaltmak için lineer yataklı alternatif bir krank-biyel mekanizması önerilmiştir. Yeni mekanizma, geleneksel sistemle çalışan bir ağır vasıta fren hava kompresörü modeli baz alınarak yeniden tasarlanmıştır. Geleneksel ve yeni tip tasarımlar üç boyutlu olarak modellenmiş, dinamik analizleri yapılmış ve sonlu elemanlar analiz (FEA) programı yardımıyla piston-silindir arayüzündeki yaslanma kuvvetleri bakımından karşılaştırılmıştır. Ayrıca, bileşenler arasındaki sürtünme katsayısı dikkate alınarak piston-silindir etkileşiminden ortaya çıkan sürtünme kuvveti de hesaplanmıştır.

bağlantısını sağlamaktadır. Piston pimi ve piston rodu montaj sonrası bir bütün olarak hareket etmektedir. Pistonun alt ölü nokta (AÖN) ve üst ölü nokta (ÜÖN) arasındaki hareketi esnasında piston yanal yüzeyine etkiyen kuvvetin neden olduğu sürtünmeyi ortadan kaldırmak amacıyla sisteme bir lineer yatak eklenmiştir. Lineer yatak ile piston rodu hareket esnasında sürekli temas halindedir. Pistonun silindir eksenine dik yöndeki hareketi lineer yatak ile ortadan kaldırılarak, burada oluşan yaslanma kuvvetleri rod aracılığı ile lineer yatağa aktarılmaktadır. Lineer yatağın sabitlenmesi için blok ile lineer yatak bağlantısı silindir alt kapağı ile sağlanmaktadır. Yeni takılan parçalar blok ve diğer parçalar ile montaj edilebilecek şekilde uyumlu olarak modellenmiştir (Şekil 1).

Mekanizmada pistonun ÜÖN'dan AÖN'ya hareketiyle emme, AÖN'dan ÜÖN'ya hareketiyle sıkıştırma stroğu gerçekleşir. Her bir kurs  $180^\circ$  krank mili açısı (KMA) sürmekte olup  $360^\circ$  KMA bir çevrimi oluşturmaktadır (Şekil 2). Kompresörde yüksek basınçlar ikinci kademe olan küçük pistonda oluştuğu için yeni mekanizma küçük pistona uygulanmış, hesaplamalar ve analizler yalnızca ikinci kademe piston hareketi üzerinden incelenmiştir.

Tasarımlarda ve analizlerde, Çizelge 1'de özellikleri verilen Voith marka fren hava kompresörünün boyut ve mekanik özellikleri dikkate alınmıştır. İki kademeli sıkıştırma özelliğine sahip kompresör tercih edilmesinin nedeni, günümüz ağır vasıta araçlarındaki yüksek fren hava basıncında (yaklaşık 15 Bar civarı) sıkıştırılmış havayı temin edebilmesidir. Ayrıca kademeli sıkıştırma



Şekil 1. Krank-biyel mekanizmalarının detayları, (a) geleneksel mekanizmanın kesit görünümü, (b) yeni mekanizmanın kesit görünümü, (c) yeni mekanizmanın bileşenleri, (d) yeni mekanizmanın montajı (Details of the crank-connecting rod mechanisms, (a) section view of the traditional mechanism, (b) section view of the new mechanism, (c) components of the new mechanism, (d) assembly of the new mechanism)

## 2. MATERYAL VE METOD (MATERIAL AND METHOD)

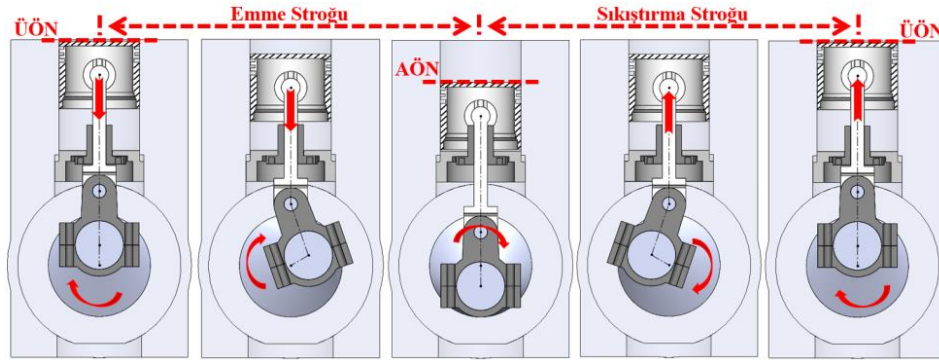
### 2.1. Yeni Mekanizmanın Tasarımı (Design of the New Mechanism)

Şekil 1, a ve b'de geleneksel ve yeni tip krank-biyel mekanizmasına ait üç boyutlu çizimlerin bir kesiti, c'de yeni tasarımın bileşenleri ve d'de ise yeni mekanizmalı kompresöre ait detaylı montaj gösterilmektedir. Gelenekselden farklı olarak yeni mekanizmada piston pimine bağlı bir rod ve milin yanal hareketini destekleyen lineer bir yatak yer almaktadır. Yeni tasarımda yer alan piston bağlantı rodu, kısaltılmış biyel kolu ile pistonun

özelliğinden dolayı ara soğutma işleminden dolayı izotermal sıkıştırma ile yüksek verimlilikte çalışma performansına sahip olması da bir diğer olumlu yönüdür.

Çizelge 1. LP490 çift kademeli kompresör özellikleri (LP490 double stage compressor properties)

LP490 Çift Kademeli Kompresör Özellikleri	
İkinci Kademe Silindir Çapı (mm)	60
İkinci Kademe Silindir Kursu (mm)	30
En Yüksek Motor Devri (rpm)	3000
En Yüksek Sıkıştırma Basıncı (Bar)	15
Yakıt tüketimi (L/100 km)	1



Şekil 2. Yeni tasarlanan mekanizmanın bir çevrimi (One cycle of the new designed mechanism)

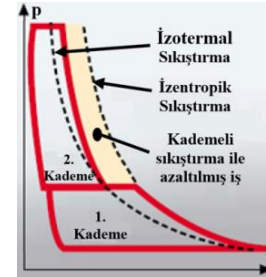
## 2.2. Termodinamik Eşitlikler ve Kompresör Kademe Basıncının Belirlenmesi (Thermodynamic Equations and Determination of Compressor Stage Pressure)

Pozitif deplasmanlı kompresörlerde izotermal ve izantropik olarak iki teorik sıkıştırma çevrimi uygulanmaktadır. Her iki çevrimde gerçek koşullarda tam olarak sağlanamasa da hesaplamalar ve karşılaştırmalar için temel alınmaktadır. Fakat verimli bir kompresör elde edebilmek amacıyla çevrimi izotermal sıkıştırma eğrisine yaklaştırma çabası bulunmaktadır. Denklem (1) ile ifade edilen izotermal sıkıştırma, gaz basıncının artışı sırasında sıcaklığın sabit tutulmasını ve ısının sürekli olarak sistemden uzaklaştırılması gerektirmektedir.

$$p_1 x V_1 = p_2 x V_2 \quad (1)$$

Ağır vasıtalarda daha yüksek basınç ve verim elde etmek için kompresörler iki veya daha fazla kademeli tasarlanabilmektedir. Kademeli sıkıştırmada, hava önce bir silindire belirli bir basınca kadar sıkıştırılır, ardından sonraki silindirlere gönderilerek sıkıştırma oranı artırılabilir [7,12]. Sıkıştırılmış gaz uygulamalarında gazın sıcaklığından faydalanılmadığı için izotermal çevrim tercih edilir ve sistemin güç tüketimi azaltılır. Kompresörlerde bu çevrimi gerçekleştirmek için sıkıştırma aşamaları bölünerek her aşamada gaz soğutulur, böylece verim artırılır ve kompresörün güç gereksinimi azaltılır. Teorik olarak sıkıştırma aşama sayılarının artırarak sıkıştırma işlemini izotermal sıkıştırma eğrisine yaklaştırmak mümkündür fakat gerçek bir uygulamada sistem boyutlarındaki artış, tahliye sıcaklığı, sıkıştırma oranı, sistemin ekonomikliğı vb. gibi faktörler nedeniyle aşama sayısı sınırlıdır [44,45]. Sınırlamalar haricinde genellikle yüksek basınç ve enerji verimliliğı göz önüne alındığında pistonlu kompresörler birkaç kademelidir, genellikle her kademe için ayrı silindir bulunur ve ara soğutucular (intercooling) ile hava sıcaklığı giriş sıcaklığına düşürülerek soğutma verimliliğı artırılır. Kademeler arasında dolaşan havanın hızlı bir şekilde soğutulabilmesi amacıyla ısı iletim katsayısı yüksek malzemeler ve yüzey alanı artırılmış soğutma kanatçıkları ile soğutucu akışkan ile basınçlı hava arasındaki ısı alışverişi hızlandırılır. Tüm sistem bir blok içinde krank mili hareketiyle çalıştırılır ve farklı sıkıştırma oranları ile istenilen nihai basınca ulaşılır. En

düşük güç tüketimi için kademeler arası mükemmel ara soğutma, her kademedeki hava giriş sıcaklığının aynı olması ve eşit sıkıştırma oranları sağlanmalıdır. Şekil 3'te izotermal ve izantropik durumda sistemin çalışması sırasında gerekli iş bölgeleri gösterilmektedir. İzotermal çevrim alanının izantropik çevrim alanından az olduğundan dolayı sıkıştırma verimliliğı bakımından genellikle izotermal çevrim tercih edilmektedir [12,55].



Şekil 3. Kademeli sıkıştırma ile P-V diyagramında kompresör işinin teorik olarak azaltıldığı bölge (The theoretical reduction of the compressor work in the P-V diagram with progressive compression) [44]

Şekil 3'te görülen kademeli sıkıştırma esnasında ara kademeler arasındaki sıkıştırma oranı hesaplamada kullanılan genel formüller denklem (2) ve (3)'te ifade edilmiştir.

$$r_s = \sqrt[s]{r_t} \quad (2)$$

$$r_t = p_{son} / p_{ilk} \quad (3)$$

Burada:  $r_s$  aşama başına sıkıştırma oranını,  $s$  aşama sayısını ve  $r_t$  nihai ulaşılmak istenen basıncın, gazın kompresöre giriş basıncına oranını temsil ifade etmektedir [43,45].

## 2.3. Kinematik İlişkiler ve Krank-Biyel Mekanizmasının Dinamiğı (Kinematic Relations and Dynamics of Crank-Connecting Rod Mechanism)

Krank-biyel mekanizmasının kinematik analizleri, piston yolu, hızı ve ivmesinin hesaplanmasını içermektedir. Kompresör üzerinden hesaplamalar yapılırken harici bir kaynakla tahrik edilen krank milinin sabit açısal hızda ( $\omega$ =sabit) döndüğü kabul edilmektedir. Burada açısal hızın sabit kabul edilmesi kinematik hesaplamaların krank dönme açı değerine göre ve bu açının bir

fonksiyonu olarak hesaplanabilmesine olanak sağlamaktadır. Ayrıca buradaki krank dönme açısı ( $\theta$ ) zamanın bir fonksiyonudur. Krank vasıtasıyla hareket verilen piston ÜÖN ile AÖN arasında hızlanma ve yavaşlama davranışı gösterirken, krank mili ise yaklaşık olarak sabit bir açısal hız ile dönme hareketi yapmaktadır. Burada piston ile krankın milinin bağlantısını oluşturan biyel, pistonu bağli bulunduğu mafsalda tarafında ileri geri öteleme hareketi yaparken, krank miline bağli mafsalda tarafında ise dairesel bir hareket yaparak salınım hareketi oluşturmaktadır [46]. Ayrıca tasarımda kullanılan pim eksenini tam olarak pistonun merkezinden geçmekte olup krank mili ile piston merkezi aynı eksendedir yani yapı santrik krank biyel mekanizmasıdır. Krank-biyel mekanizmalarında piston üzerine etki eden kuvvetler Şekil 4'te gösterilmiştir. Burada;  $L$  biyel uzunluğunu (m),  $r$  krank yarıçapını (m),  $\theta$  krank açısını (derece $^\circ$ ),  $\beta$  biyel açısını (derece $^\circ$ ),  $\lambda$  ise  $r/l$  oranını ifade etmektedir. denklem (4), (5), (6) yardımıyla bulunan eşitlikler denklem (7)'de yerine yazılarak piston yolu yalnızca krank açısına bağli olarak denklem (8) elde edilir. Bu piston yolu denkleminde daha gerçekçi sonuçlar bulmak amacıyla  $\lambda^2 \sin^2 \theta$  ifadesi için Mac Laurin dizisi açılarak piston yolunun ( $s$ ) hesaplandığı denklem (9) elde edilmektedir. Piston hızı ( $v$ ) için denklem (10)'dan yararlanılarak denklem (11)'e ve piston ivmesi ( $a$ ) için denklem (12)'den yararlanılarak denklem (13)'e ulaşılır [46].

$$L \sin \beta = r \sin \theta \quad (4)$$

$$\sin \beta = \lambda \sin \theta \quad (5)$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta} \quad (6)$$

$$s = L + r - (L \cos \beta + r \cos \theta) \quad (7)$$

$$s = r(1 - \cos \theta) + L(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}) \quad (8)$$

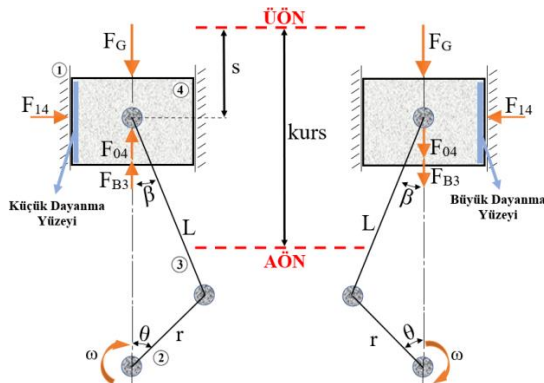
$$s = r(1 - \cos \theta + \frac{\lambda^2}{2} \sin^2 \theta) \quad (9)$$

$$v = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} \quad (10)$$

$$v = \omega r (\sin \theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta) \quad (11)$$

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} \quad (12)$$

$$a = \omega^2 r (\cos \theta + \lambda \cos 2\theta) \quad (13)$$



Şekil 4. Kompresör krank-biyel mekanizması için piston üzerinde oluşan kuvvetler ve yaslanma yüzeyleri (Forces and thrusting surfaces on the piston for the compressor crank-connecting rod mechanism)

Krank-biyel mekanizmasının dinamiği, silindirdeki gazların oluşturduğu kuvvetlerin belirlenmesine ek olarak, sistemi oluşturan parçaların atalet kuvvetlerini de içermektedir. Krank-biyel mekanizması çalışma sırasında; sıkıştırılan gaz basıncının oluşturduğu gaz kuvveti, parçaların oluşturduğu atalet kuvvetleri, pistonu etki eden karter basınç kuvveti ve yerçekimi kuvveti etkisindedir. Bu kuvvetlerden gaz kuvvetleri statik, pistonun ve biyelin atalet kuvvetleri ise dinamik yük olarak nitelendirilmektedir. Dinamik analizi kolaylaştırmak için piston üzerine etkiyen kuvvetler piston pimi eksenine etki eden tek bir kuvvet olarak değerlendirilir [46].

$$F_G = A_p \times P_G \quad (14)$$

$$P_G = P_{GA} - P_A \quad (15)$$

Burada;  $F_G$  bağli gaz kuvvetini (N),  $A_p$  pistonun gaz basıncına maruz kalan üst yüzeyinin alanı ( $m^2$ ),  $P_G$  bağli gaz basıncını (Pa),  $P_{GA}$  mutlak gaz basıncını (Pa) ve  $P_A$  karter basıncını (Pa) temsil etmektedir. Krank-biyel mekanizmasının tahriği ile piston AÖN'den ÜÖN'ye doğru sıkıştırma hareketi yaparken pistonun üzerine etki eden basınçtan dolayı piston harekete ters yönde AÖN'ye doğru zorlanmaktadır. Bu karşılıklı kuvvetlerin oluşturduğu dengesizlikten ve biyel açısal hareketinden dolayı piston ile silindir arasında yaslanma yüzeyi kuvveti ( $F_{14}$ ) oluşmaktadır. Bu kuvvetin büyüklüğü denklem (20) ile hesaplanmaktadır [46].

$$F_{0j} = F_{04} + F_{B3} = (m_4 + m_{B3}) a \quad (16)$$

$$F_{0j} = (m_4 + m_{B3}) r \omega^2 (\cos \theta + \lambda \cos 2\theta) \quad (17)$$

$$m_{B3} = m_3 \frac{L_A}{L_3} \quad (18)$$

$$F_{Bj} = F_G + F_{0j} = F_G + F_{04} + F_{B3} \quad (19)$$

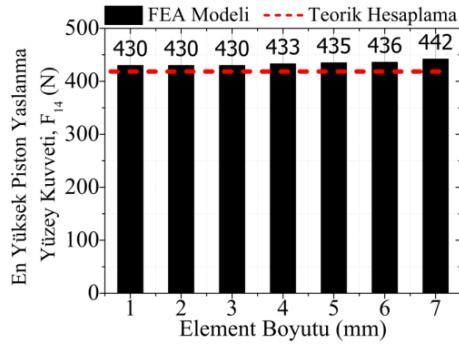
$$F_{14} = F_{Bj} \tan \beta \quad (20)$$

Burada;  $F_{0j}$  piston pimine etki eden atalet kuvvetlerinin bileşkesi (N),  $F_{04}$  pistonun atalet kuvveti (N),  $F_{B3}$  biyelin piston üzerine etki eden kütesinin oluşturduğu atalet kuvveti (N),  $F_{Bj}$  bileşke piston kuvveti (N),  $F_{14}$  yaslanma yüzeyi kuvveti (N),  $m_4$  pistonun ağırlığı (kg),  $m_3$  biyelin ağırlığı (kg),  $m_{B3}$  biyelin piston üzerine etki eden kütesi (kg),  $r$  krank yarıçapı (mm),  $L_3$  biyel uzunluğu (mm),  $L_A$  biyelin ağırlık merkezinin krank mili merkezine olan uzaklığı (mm),  $\omega$  krankın açısal hızı (rad/s),  $\theta$  krank açısı (derece $^\circ$ ),  $\beta$  biyel açısını (derece $^\circ$ ) temsil etmektedir.

#### 2.4. FEA Modeli ve Sınır Koşulları (FEA Model and Boundary Conditions)

Matematiksel simülasyon, bir sistemin modelini kurup, simülasyon yardımıyla tepkilerini analiz ederek sonuca ulaşma sürecidir. [10,32,37]. Genel olarak en az sayıda basitleştirici varsayımlarla oluşturulan matematiksel modeller, karmaşık problemlerin üstesinden gelmek için tercih edilirler [38,47]. Bu çalışmada, piston ile silindir duvarı arasındaki  $F_{14}$  kuvvetleri kinematik analiz formülleriyle hesaplanmış ve sonlu elemanlar yöntemiyle matematiksel simülasyondan yararlanarak belirlenmiştir. Sonlu elemanlar yönteminde tercih edilen bölüntü sayılarının ve büyüklüklerinin yapılacak analizin

doğruluğunu doğrudan etkilediğinden, bölüntü hassasiyeti ve  $F_{14}$  kuvvetlerinin ilişkisini gösteren bir yakınsama çalışması yapılmıştır [48]. Modelde bölüntü büyüklükleri 1-2-3-4-5-6 ve 7 mm alınarak analiz yapıp, en yüksek  $F_{14}$  kuvvetleri hesaplanmış ve Şekil 5'te görüldüğü gibi 3 mm bölüntü büyüklüğünde  $F_{14}$  kuvvetinin sabit bir hal aldığından çalışmada bu bölüntü büyüklüğü esas alınmıştır.



Şekil 5. Farklı bölüntü boyutlarının  $F_{14}$  kuvvetine etkisi (Effect of different mesh sizes on  $F_{14}$  force)

Bu çalışmada FEA ile geleneksel ve yeni krank-biyel mekanizmalarının karşılaştırılmasını yapmak için kompresör elemanları Solidworks katı modelleme programı yardımıyla oluşturulmuş ve montajları yapılmıştır. Sonlu elemanlar modelinin çözümü için Ansys Workbench simülasyon programının Transient Structural modülü üzerinden zaman, krank açısı ve piston basıncının değişimine bağlı bir dinamik çözüm modülü kullanılmıştır. Geçici yapısal analiz ile testlerin yapılmasının nedeni esnek yapıdaki parçadan uzun süreli etkinliklerde, stres ve zorlanma sonuçlarını alabilme imkânı sunmasıdır. Kompresör parçalarının hangi malzemeden üretildiği göz önüne alınarak Ansys Workbench Sonlu Elemanlar simülasyon programında da bu malzeme özelliklerinden faydalanılmıştır. Analizde yalnızca piston üzerindeki gerilmeler inceleneceğinden piston esnek (flexible) olarak tanımlanmış diğer parçalar katı (rigid) olarak tanımlanmıştır. Kompresör krank-biyel mekanizmasının gerçek koşullardaki çalışması baz alınarak sabit bağlantılar (fixed), döner bağlantılar mafsal (revolute), piston eteği-silindir duvarı arayüzeyinde ise sürtünmenin etkisi ortadan kaldırılarak sürtünmesiz (frictionless) kontak ilişkisi tanımlanmıştır. Bunların dışında kompresörün emme ve sıkıştırma kurslarını toplamda bir turda yaptığı göz önüne alınarak toplamda  $360^\circ$  KMA'sı boyunca çözüm yapılmıştır. Kompresör çalışma devri sabit 1000 dev/dak alınmış, her bir krank açısı için denklem (1) yardımıyla hesaplanan basınçlar piston üst yüzey alanına dik bir şekilde verilmiş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır.

## 2.5. Sürtünme Kuvveti (Friction Force)

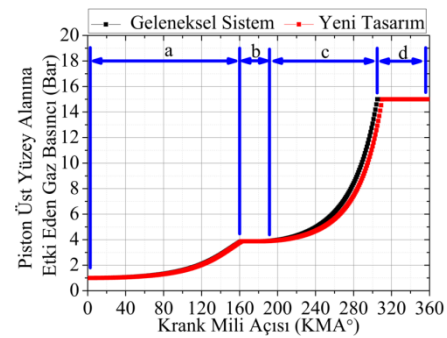
Kinetik sürtünme kuvvetinin büyüklüğü, cisme etki eden normal kuvvetle orantılıdır [50]. Sürtünme kuvveti ile normal kuvvet arasındaki ilişki denklem (21) ile ifade edilebilir:[49]

$$f_k = \mu_k \times f_n \quad (21)$$

Burada,  $f_k$  kinetik sürtünme kuvveti,  $\mu_k$  kinetik sürtünme katsayısı ve  $f_n$  normal kuvvettir. Sürtünme kuvvetinin azaltılması, mekanik verimliliği artırarak enerji kayıplarını küçültür. Piston ikincil hareketi ve malzemelerin sahip olduğu sürtünme katsayısından dolayı piston-silindir arayüzeyinde sürtünme oluşur. Bu kayıpları azaltmak için malzeme, bileşen, mekanizma ve yağlayıcılar üzerine birçok çalışma yapılmıştır [51,52]. Geleneksel krank-biyel mekanizması üzerine yapılan çalışmalarda piston-silindir arayüzeyinde çevrim boyunca etkin olan sürtünme katsayısının ortalama 0,1 civarında olduğu tespit edilmiştir [29,52-55]. Yeni modellenen krank-biyel mekanizmasında pistonun radyal hareketini kısıtlamak amacıyla tercih edilen bilyeli lineer yatağın sürtünme katsayısı katalogta 0,001-0,004 aralığında olup çalışmada sürtünme katsayısı değeri 0,0025 olarak hesaplamalara dahil edilmiştir [56].

## 3. SONUÇLAR ve TARTIŞMA (RESULTS AND DISCUSSION)

Bu çalışmada yaygın bir kullanım alanına ve iki kademeli sıkıştırma özelliğine sahip yeni nesil bir kompresör dikkate alınarak hesaplamalar yapılmıştır. Yeni krank-biyel mekanizması, bir kompresör modeli yardımıyla geleneksel mekanizma ile piston ikincil hareketinden kaynaklı piston-silindir arayüzeyinde oluşan sürtünme kuvvetinin azaltılması bakımından karşılaştırılmıştır. Öncelikle Çizelge 1'de verilen özellikler ile geleneksel krank-biyel mekanizmasına sahip kompresörün Bölüm 2.2'de yer alan denklemlerle kademe basıncı ve her bir KMA'ndaki piston üzerine etki eden basınç hesaplanmış ve Şekil 6'da gösterilmiştir. Hesaplamalar ve analizler yüksek basıncın etkisinde çalışan ikinci kademe piston dikkate alınarak yapılmıştır.



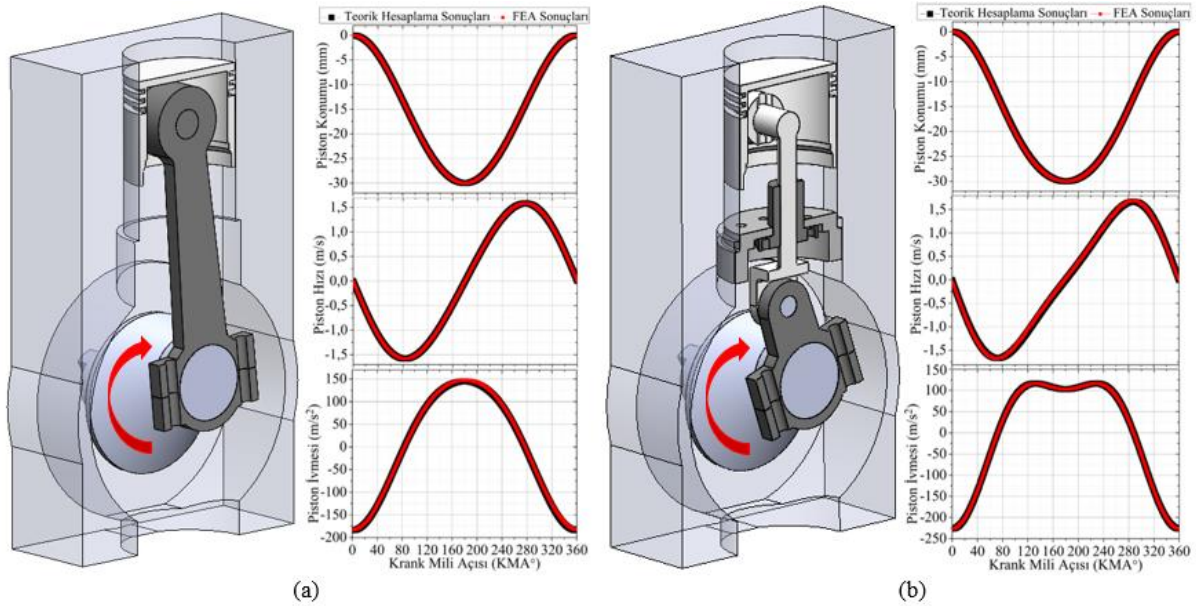
Şekil 6. Geleneksel ve yeni krank-biyel mekanizmalarında pistonu etkileyen gaz basıncının değişimi (Gas pressure acting on the piston in traditional and new crank-connecting rod mechanisms)

Grafikteki a bölgesinde büyük pistondan küçük piston sıkıştırma odasına hava akışı için valfler açık pozisyonundadır. Buradaki basınç artışı düşük olup, büyük piston hacminin küçük piston hacmine dolmasından dolayı oluşan basınçtır.  $160^\circ$  KMA civarında kademe basıncına ulaşılmakta b bölgesi ile temsil edilen kısımda valflerinde kapatılması göz önüne alınarak basınç kademe basıncı olan 3,873 Bar seviyelerinde AÖN'ye kadar sabit kalmaktadır.  $180^\circ$  KMA sonrasında silindirler arasındaki valfler kapanmakta ve basınç tekrardan

artmaya başlamakta, c bölgesi boyunca istenilen basınç seviyesi olan 15 Bar'a ulaşılan kadar basınç artışı devam etmektedir. Grafikteki d bölgesi boyunca ise tanka 15 Bar basınca sahip hava basılmakta ve çevrim tamamlanmaktadır. Burada yeni tasarımda geleneksel mekanizmaya göre Şekil 6' da gösterilen grafik dikkate alınarak istenilen basınca ulaşmak için yaklaşık 5° KMA daha geçmesi gerekmektedir. Buradaki gecikme biyel boyundaki kısalma neticesinde biyel/krank oranındaki düşüşün pistonun konumuna etkisinden kaynaklanmaktadır. Fakat bu gecikme Şekil 3'te yer alan ve kompresörün verimliliği için ara soğutma ile izotermal sıkıştırma eğrisine yaklaşma hedefine yeni tasarım ile daha da yaklaşıldığının bir göstergesidir.

silindir arasındaki  $F_{14}$  kuvvetlerinin belirlenmesinde oldukça önemlidir.

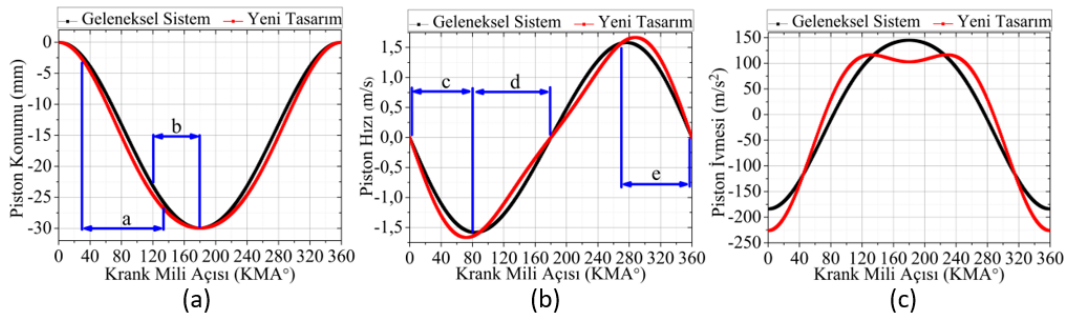
Şekil 8'de mekanizmalara ait pistonun konum, hız ve ivme grafikleri karşılaştırmalı olarak verilmektedir. Konum grafiğinde a ile gösterilen bölgede, pistonlar ÜÖN'den aynı anda hareket başlasa da 90° KMA'da en büyük fark oluşur ve yeni tasarımda piston, geleneksel mekanizmaya kıyasla yaklaşık %6,4 daha fazla yol kat eder. Konum grafiğinde b ile gösterilen AÖN civarında pistonun daha uzun süre beklemesi sayesinde silindire hava dolması için daha fazla zaman oluşacağından dolayı kompresörün doldurma performansının iyileşeceği öngörülmektedir [57]. Yeni tasarımda piston, geleneksel mekanizmaya kıyasla en yüksek hızla c ile gösterilen



Şekil 7. Krank-biyel mekanizmalarına ait piston konum, hız ve ivme grafikleri, (a) geleneksel mekanizma, (b) yeni tip mekanizma (Piston position, speed and acceleration graphs of crank-connecting rod mechanisms) (a) traditional mechanism,

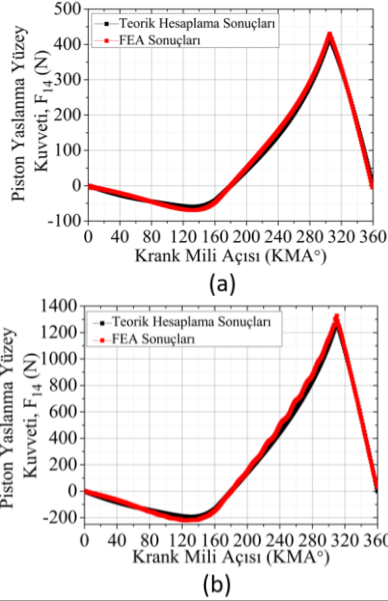
Şekil 7'de 360° KMA çevrim süresince ve her bir °KMA için geleneksel ve yeni tip krank-biyel mekanizmalarının piston konum, hız ve ivme grafikleri görülmektedir. Grafiklerdeki hesaplamalar ve analizler için Bölüm 2.3'te yer alan denklemlerden ve Bölüm 2.4'te yer alan FEA sınırlamalarından yararlanılmıştır. Grafiklerde görüldüğü gibi geleneksel ve yeni tasarım teorik hesaplamalar ile FEA sonuçları doğrulanmıştır. Bu durum çalışmanın temel noktasını oluşturan piston-

bölgede daha küçük bir °KMA'da yani daha erken ulaşır, ardından d ile gösterilen bölgede geleneksel sisteme göre daha yavaş hareket eder. Bu durum, kompresörde daha kısa sürede daha fazla boşalmış hacim ve bundan kaynaklı daha yüksek vakum kuvveti oluşturur. Yeni tasarımda sıkıştırma sırasında piston başlangıçta daha yavaş hareket ederken e ile gösterilen 270° KMA'dan sonra hızı artar, bu durum Şekil 6'daki grafikte basınçın geç oluşmasıyla da desteklenmektedir.



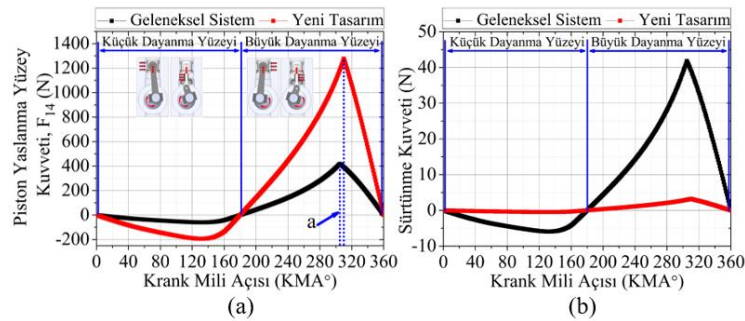
Şekil 8. Krank biyel mekanizmalarının karşılaştırılması, (a) piston konumu, (b) piston hızı, (c) piston ivmesi (Comparison of crank-connecting rod mechanisms, (a) piston position, (b) piston speed, (c) piston acceleration)

Şekil 9'da geleneksel ve yeni tasarım krank-biyel mekanizmasının piston yaslanma yüzeyi kuvvetleri ( $F_{14}$ ) gösterilmektedir. Geleneksel tasarım için grafik a incelendiğinde piston-silindir arayüzündeki teorik ve analiz çalışmalarında  $F_{14}$  kuvvetleri tüm çevrim için ortalama %3,22 ve en yüksek  $F_{14}$  kuvvetinin oluştuğu nokta ( $305^\circ$ KMA) incelendiğinde ise %2,85 hata ile yakınsanmıştır. Yeni tasarım için grafik b incelendiğinde ise tüm çevrim için ortalama %4,46 ve en yüksek  $F_{14}$  kuvvetinin oluştuğu nokta ( $310^\circ$ KMA) incelendiğinde ise %3,82 hata ile teorik ve FEA modeli yakınsanmıştır.



Şekil 9. Mekanizmaların piston yaslanma yüzeyi kuvvetleri ( $F_{14}$ ). (a) geleneksel mekanizma, (b) yeni tip mekanizma (Piston thrusting surface forces of mechanisms ( $F_{14}$ ), (a) traditional mechanism, (b) new type mechanism)

Şekil 10 a'da geleneksel krank-biyel mekanizmasında piston, yeni tip krank-biyel mekanizmasında da piston roduna gelen  $F_{14}$  kuvvetlerinin grafiği verilmiştir. Grafikte görüldüğü gibi yeni tasarımda küçük ve büyük yaslanma yüzeylerine gelen  $F_{14}$  kuvveti geleneksel mekanizmadan fazladır. Bunun nedeni yeni tasarımda biyel/krank oranının ( $l/r$ ) geleneksel tasarımdakinden düşük olmasıdır. Biyel kolunun daha kısa olmasından dolayı piston çevrimi esnasında biyel açısının ( $\beta$ ) artması denklem (20)'deki eşitlikte  $F_{14}$  kuvvetinin artmasına



Şekil 10. Mekanizmalarda oluşan kuvvetlerin karşılaştırılması, (a)  $F_{14}$  kuvveti, (b) piston yanal sürtünme kuvveti (Comparison of the forces occurring in the mechanisms, (a)  $F_{14}$  force, (b) piston lateral friction force)

neden olmaktadır [39, 40]. Bu durum aynı kompresör ölçülerinde kalma isteğinden kaynaklanmakta olup, boyut sınırlandırmalarının kaldırılması durumunda sorun çözüme kavuşabilmektedir. Biyel/krank oranı silindir yüzeyine etki eden  $F_{14}$  kuvvetinin büyüklüğünü ve en yüksek kuvvetin oluştuğu KMA'nı da değiştirmektedir. Bu durum grafikteki a bölgesi incelendiğinde geleneksel tasarımda büyük yaslanma yüzeyine etki eden en yüksek  $F_{14}$  kuvvetinin  $305^\circ$ KMA'da, yeni tasarımda ise  $310^\circ$ KMA'da oluşmasıyla açıklanmaktadır. Şekil 10 b'de verilen grafikte geleneksel ve yeni tasarım krank-biyel mekanizmasının ikincil hareketten kaynaklı piston-silindir arayüzlerinde oluşan sürtünme kuvvetleri karşılaştırılmıştır. Grafik incelendiğinde  $l/r$  oranından dolayı yeni tasarımda silindir yüzeyine etki eden  $F_{14}$  kuvveti artmaktadır. Fakat yeni tasarımda Şekil 10 a'da görüldüğü gibi  $F_{14}$  kuvveti artsa da Şekil 10 b'de görüldüğü gibi yeni mekanizmada sürtünme katsayısı düşük lineer yatak ile ortaya çıkan sürtünme kuvveti geleneksel mekanizmaya göre yaklaşık %92 oranında düşmektedir. Krank-biyel mekanizmalarında sürtünme kayıplarının %40-50'sinin piston grubunda kaynaklandığı göz önüne alınırsa yeni tasarım ile mekanik kayıp olarak ortaya çıkan sürtünme kaybı büyük bir oranda azaltılmıştır [26,31]. Yeni tasarım, sürtünmeden kaynaklı aşınmayı azaltarak mekanizmanın ömrünü uzatmakta ve verimliliği artırmaktadır [27]. Lineer yatak,  $F_{14}$  kuvvetlerini azaltarak silindir ile temas yüzeyindeki yağlama ihtiyacını büyük ölçüde azaltmıştır. Bu durum yağlama gerektirmeyen piston üretiminde tribolojik açıdan üstün malzemelerin kullanımı mümkün hale getirmiştir [26,28]. Piston ikincil hareketinin kısıtlanması ile gürültü, titreşim, karter gaz kaçaqları ve sürtünme azaltılmış, segmanların daha iyi çalışması ve motor yağının daha uzun ömürlü görev yapabileceği sağlanmıştır [20,26,34,39,41]. Yeni mekanizma ile  $l/r$  oranının değiştirilebilmesi geleneksel sistemde sınırlı olan tasarım özgürlüğünün sınırlarını arttırırken, biyel boyunun küçülmesi daha kompakt tasarımlara imkân tanımaktadır [39]. Lineer yatak ömrüyle ilgili belirtilen şartlarda yapılan hesaplamalar, mekanizmanın uzun yıllar etkin çalışabileceğini göstermektedir [56]. Ayrıca, lineer yatak çapının artırılması, biyel uzunluğunun uzatılması vb. yeni tasarımla yapılabilmesi mümkün iyileştirmeler yatak ömrünün uzamasına daha da katkı sağlayabilecektir.

#### 4. SONUÇ (CONCLUSION)

Bu çalışmada, içten yanmalı motorlar ve kompresörler gibi sistemler için alternatif bir krank-biyel mekanizması önerilmiştir. Geleneksel ve yeni tip krank-biyel mekanizmaları konum, hız, ivme ve piston ikincil kuvvetleri bakımında analiz edilerek karşılaştırılmıştır ve FEA ile piston  $F_{14}$  kuvvetleri düşük bir hata ile yakınsanmıştır. Yeni mekanizma, pistonun ikincil hareketini ve bundan kaynaklı oluşan sürtünme kuvvetini azaltmak amacıyla tasarlanmıştır. Yeni mekanizmada piston ikincil hareketinden kaynaklı  $F_{14}$  kuvvetleri artsa da düşük sürtünme katsayısına sahip lineer yatak yardımıyla ortaya çıkan sürtünme kuvveti yaklaşık %92 oranında azaltılmıştır. Sürtünme kuvvetinin küçülmesi ile aşınma ve ısınma sorunun azaltılacağı, ikincil hareketin kısıtlanması ile de piston-silindir arayüzündeki darbe şiddetinin azaltılarak gürültü ve titreşimin sınırlandırılacağı, pistonun silindir ile eş merkezli hareketiyle de kompresör verimini önemli seviyede etkileyen kompresyon kaçakları ve yağ tüketiminin azaltılacağı öngörülmektedir. Analizler sonucunda yeni tasarımdaki pistonun daha hızlı hacim boşaltarak vakum kuvvetini artıracığı, AÖN civarında daha fazla zaman geçirerek hacimsel verimi iyileştireceği tahmin edilmektedir. Ayrıca, krank-biyel oranının kurs boyundan bağımsız ayarlanabilmesiyle daha küçük boyutlu ve verimli kompresör tasarımlarına imkân sağlanmıştır. Yeni mekanizmanın çok önemli bu avantajlarının yanında geleneksel mekanizmaya göre yeni yataklama sisteminden dolayı imalat ve montaj işleminde bazı zorluklar meydana getirerek, maliyet üzerinde bir artış oluşturabileceği fakat bu olumsuzlukların seri imalat süreci düşünüldüğünde olabildiğince azaltılabileceği öngörülmektedir.

#### ETİK STANDARTLARIN BEYANI (DECLARATION OF ETHICAL STANDARDS)

Bu makalenin yazar(lar)ı çalışmalarında kullandıkları materyal ve yöntemlerin etik kurul izni ve/veya yasal-özel bir izin gerektirmediğini beyan ederler.

#### YAZARLARIN KATKILARI (AUTHORS' CONTRIBUTIONS)

**Özgür ÇETİN:** Bilgisayar destekli çizim programı yardımıyla tasarımın modellenmesi, dinamik analizlerin yapılması ve makale yazım işleminde görev almıştır.

**Melih OKUR:** Tasarımın oluşturulması, sonuçların yorumlanması ve makale yazım işleminde görev almıştır.

#### ÇIKAR ÇATIŞMASI (CONFLICT OF INTEREST)

Bu çalışmada herhangi bir çıkar çatışması yoktur.

#### KAYNAKLAR (REFERENCES)

[1] Holmberg, K. and Erdemir, A., "Influence of tribology on global energy consumption, costs and emissions" *Friction*, 5, 263-284, (2017).

- [2] Can, Ö. and Çetin, Ö., "Potential use of graphene oxide as an engine oil additive for energy savings in a diesel engine" *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 48, 101567, (2023).
- [3] Holmberg, K., Andersson, P., and Erdemir, A., "Global energy consumption due to friction in passenger cars" *Tribology International*, 47, 221-234, (2012).
- [4] Şimşek M., Salman Nteziyaremye Ö., Kaleli E. H., Tunay R. F., and Durak E., "Experimental Analysis of effect to friction of commercial oil additive used in automobiles", *Journal of Polytechnic*, 27(3): 921-929, (2024).
- [5] Ünlüoğlu, O. ve Çelik, O. N., "Grafit partiküllerinin yağ katkısı olarak AISI H11 çeliğinin sürtünme ve aşınma davranışı üzerine etkisi" *Politeknik Dergisi*, 1-1, (2012).
- [6] Kula, G., "Ağır hizmet tipi araçlardaki hava fren kompresörü ve hava hattının yeni teknolojiye entegrasyonunun araştırılması", *Yüksek Lisans*, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, (2020).
- [7] Şahin, S., "Basınçlı hava sistemlerinde enerji verimliliği ve uygulama örnekleri", *Yüksek Lisans*, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, (2022).
- [8] Aung, W. P. and Win, H. H., "Design and Analysis of Piston for Two Stages Reciprocating Air Compressor" *International journal of scientific engineering and technology research*, 3(15), 3252-3258, (2014).
- [9] Sathiyaraj, A., "Analysis and performance enhancement of intercooler in two stage reciprocating air compressor using CFD", *International Journal of Application in Mechanical and Production Engineering*, 1, 1-5, (2015).
- [10] Aydın, M.Ş., "Bir ağır vasıta hava kompresörünün modellenmesi ve performans optimizasyonu", *Yüksek Lisans*, KTÜN Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, (2022).
- [11] Gül, E. ve Kalyoncu, M., "Ağır Vasıta Hava Kompresörü Arıza Durumlarının Naive Bayes Sınıflandırıcısı Kullanılarak Analizi", *Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi*, (31), 796-800, (2021).
- [12] Nathalal, G.K., "A review on study of an air compressor", *Journal of Emerging Technologies and Innovative Research*, 5(4), 26-34, (2018).
- [13] Stewart, M., "Surface production operations: volume IV: pumps and compressors", *Gulf Professional Publishing*, (2018).
- [14] Lu, K., Sultan, I.A. and Phung, T.H., "A Literature Review of the Positive Displacement Compressor: Current Challenges and Future Opportunities", *Energies*, 16(20), (2023).
- [15] Mantri, P., Kachhia, B., Tamma, B. and Bhakta, A., "Friction model development for a reciprocating compressor", *Int. Compressor Engineering Conference*, (2014).
- [16] Bedajangam, S. K. and Jadhav, N.P., "Friction losses between piston ring-liner assembly of internal combustion engine: a review", *International Journal of Scientific and Research Publications*, 3(6), 1-3, (2013).
- [17] Guo, J., Randall, R.B., Borghesani, P., Smith, W.A., Haneef, M.D., and Peng, Z., "A study on the effects of piston secondary motion in conjunction with clearance joints" *Mechanism and Machine Theory*, 149, 103824, (2020).
- [18] Kurbet, S.N. and Malagi, R. R. Review on effects of piston and piston ring dynamics emphasis with oil

- consumption and frictional losses in internal combustion engines”, *SAE Technical Paper*, (2007).
- [19] Günelsu, Ö., “Numerical investigation of power cylinder lubrication and frictional performance considering piston elastic deformations”, *Doktora Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Mühendisliği ve Teknoloji Enstitüsü, (2016).
- [20] Braga, V.M., “Effects of Gas Compressibility and Piston Secondary Motion on Leakage in the Piston-Cylinder Clearance of Reciprocating Compressors”, *International Compressor Engineering Conference*, (2018).
- [21] Mansouri, S. H. and Wong, V. W., “Effects of piston design parameters on piston secondary motion and skirt-liner friction” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 219(6), 435-449, (2005).
- [22] Milojević, S., Džunic, D., Taranović, D., Pešić, R. and Mitrović, S., “Optimization of mechanical losses in reciprocating air compressor with cylinder consisting of aluminum alloy”, *Proceedings on Engineering Sciences*, (2019).
- [23] Milojević, S., Savić, S., Mitrović, S., Marić, D., Krstić, B., Stojanović, B. and Popović, V., “Solving the problem of friction and wear in auxiliary devices of internal combustion engines on the example of reciprocating air compressor for vehicles”, *Tehnički vjesnik*, 30(1), 122-130, (2023).
- [24] Kula, G. and Ciniviz, M., “Atmospheric and Turbocharged Experimental Investigation of Heavy Vehicle Compressor Air Inlet Line”, *International Journal of Automotive Science and Technology*, 4(4), 213-222, (2020).
- [25] Narayan, S. “Effects of various parameters on piston secondary motion” *SAE Technical Paper*, (2015).
- [26] Ruch, D.M., Fronczak, F. J. and Beachley, N.H. Design of a modified hypocycloid engine, *SAE Technical Paper*, 1547-1564, (1991).
- [27] Dado, M., Alrbai, M., Tanbour, E. and Al Asfar, J., “Performance assessment of a novel mechanism design of spark-ignition internal combustion engine”, *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, 1-21, (2021).
- [28] Aziz, E. S. and Chassapis, C., “Enhanced hypocycloid gear mechanism for internal combustion engine applications”, *Journal of Mech. Design*, 138(12), 125002, (2016).
- [29] Mobarak, H.M., Masjuki, H.H., Mohamad, E.N., Rahman, S.A., Al Mahmud, K.A. H., Habibullah, M. and Salauddin, S. “Effect of DLC coating on tribological behavior of cylinder liner-piston ring material combination when lubricated with Jatropha oil”, *Procedia Engineering*, 90, 733-739. (2014).
- [30] Kerpicci, H., Sahin, C., and Ozdemir, A. R. “A New Approach to Mechanical Loss Measurement of a Reciprocating Compressor”. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, Vol. 604, No., (2019).
- [31] Nikam, O. C. and Acharya, A. R.). “Experimental investigation on performance of reciprocating air compressor by using nanoparticle in lubricating oil”. *Int J Adv Res*, 447-451, (2018).
- [32] Yang, H., Lei, J., Deng, X., Wen, J., Wen, Z., Song, G. and Mo, R., “Research on the influence of key structural parameters on piston secondary motion”, *Scientific Reports*, 11(1), 19080, (2021).
- [33] Delprete, C., Razavykia, A. and Baldissera, P. Detailed analysis of piston secondary motion and tribological performance”, *International Journal of Engine Research*, 21(9), 1647-1661, (2020).
- [34] Lohn, S.K. and Pereira, E.L.L., “Numerical investigation of the gas leakage through the piston-cylinder clearance of reciprocating compressors”, *International Compressor Engineering Conference*. (2014).
- [35] Zhang, X. and Meng, X., “Analysis of piston secondary motion considering the variation in the system inertia”, *Journal of Automobile Engineering*, 223(4), 549-563, (2009).
- [36] Gunelsu, O., Akalin, O., “The effects of piston skirt profiles on secondary motion and friction”, *Journal of engineering for gas turbines and power*, 136(6), 062503, (2014).
- [37] Tan, Y.C. and Ripin, Z.M., “Analysis of piston secondary motion” *Journal of Sound and Vibration*, 332(20), 5162-5176, (2013).
- [38] Malagi, R.R., Kurbet, S.N. and Gowrishenkar, N., “Finite element study on piston assembly dynamics emphasis with lubrication”, *SAE Technical Paper*, (2009).
- [39] Shadloo, M.S., Poultangari, R., Jamalabadi, M.A. and Rashidi, M. M. “A new and efficient mechanism for spark ignition engines”, *Energy conversion and management*, 96, 418-429, (2015).
- [40] Wakabayashi, R., Takiguchi, M., Shimada, T., Mizuno, Y., & Yamauchi, T. “The effects of crank ratio and crankshaft offset on piston friction losses”, *SAE Tech. Paper*, (2003).
- [41] ElBahloul, M. A., Aziz, E. S. and Chassapis, C., “Kinematic and dynamic performances of the hypocycloid gear mechanism for internal combustion engine applications”, *SAE International Journal of Engines*, 15(2), 223-246, (2022).
- [42] Yılmaz, E., Çınar, C., Polat, S., Yucesu, H. S., Uyumaz, A. ve Solmaz, H. “Rhombic hareket iletim ve krank-biyel mekanizmasına sahip buji ile ateşlemeli içten yanmalı motorun termodinamik analizleri”, *International Combustion Symposium*, (2018).
- [43] Bloch, H.P. “A practical guide to compressor technology”, *John Wiley & Sons*, (2006).
- [44] Delvaux, N., “Compressed air manual”, *Atlas Copco*, Belgium, (2015).
- [45] Husn, Y.A.M., “Designing an air reciprocating compressor with capacity 1000lt/min at 6 bars”, *Yüksek Lisans*, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, (2017).
- [46] Çetinkaya, S., “Motor Dinamiği”, *Nobel Akademik Yayıncılık*, (2014).
- [47] Venkatesan, J., Nagarajan, G., Seeniraj, R. V. and Murugan, R., “Experimental validation of a mathematical model of a reed-valve reciprocating air compressor from an automotive-braking system”, *International Journal of Automotive Technology*, 11, 317-322, (2010).
- [48] Altın, M., Okur, M., İpci, D., Halis, S. and Karabulut, H., “Thermodynamic and dynamic analysis of an alpha type

- stirling engine with scotch soke mechanism”, *Energy*, 148, 855-865, (2018).
- [49] Aydın, Z., “Deniz taşıtlarında kullanılan farklı yağların segman-silindir çifti yüzeylerindeki tribolojik özelliklerine etki eden parametrelerin incelenmesi”, *Yüksek Lisans*, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü, (2015).
- [50] Young, H.D., Freedman, R. A. and Ford, A.L., “*University physics with modern physics*”, *San Francisco: Pearson* (Vol. 191), (2020).
- [51] Chu, N.R., Jackson, R.L., Ghaednia, H., ve Gangopadhyay, A., “A mixed lubrication model of piston rings on cylinder liner contacts considering temperature-dependent shear thinning and elastic-plastic contact” *Lubricants*, 11(5), 208, (2023).
- [52] Trivedi, H. K., and Bhatt, D. V., “Effect of lubricants on the friction of cylinder liner and piston ring materials in a reciprocating bench test”, *FME Transac.*, 47(1), (2019).
- [53] Söderfjäll, M., Herbst, H.M., Larsson, R., Almqvist, A., “Influence on friction from piston ring design, cylinder liner roughness and lubricant properties”, *Tribology International*, 116, 272-284, (2017).
- [54] Ahmed Ali, M.K., Xianjun, H., Fiifi Turkson, R., and Ezzat, M., “An analytical study of tribological parameters between piston ring and cylinder liner in internal combustion engines” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 230(4), 329-349, (2016).
- [55] Savaş, Ö., Elçiçek, H. and Aydın, Z., “Taguchi Yaklaşımı ile İçten Yanmalı Motorlarda Segman-Silindir Gömleği Arasındaki Sürtünme Katsayısının Deneysel Olarak İncelenmesi”, *Journal of Eta Maritime Science*, 6(1), 17-25, (2018).
- [56] Linear Bearings and Housings, <https://www.euro-bearings.com/bushingsgeneral.html> (accessed: Şubat 2024)
- [57] Sultan, I.A., and Kalim, A., “Improving reciprocating compressor performance using a hybrid two-level optimisation approach”, *Engineering Computations*, 28(5), 616-636, (2011).