



# MUHAİR UÇAKLARDA FARKLI DEĞİŞKEN DEPLASMANLI PİSTONLU POMPA TİPLERİNİN GÜÇ TÜKETİMİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

*INVESTIGATION OF THE EFFECT OF DIFFERENT VARIABLE DISPLACEMENT PISTON PUMP TYPES ON POWER CONSUMPTION IN MILITARY AIRCRAFT*

**Alper Bulut**  
**Ömer Keleş**

## ÖZET

Bu çalışmanın amacı, muharip uçaklara uygun hidrolik sistem ile hidrolik pompa tasarlanması ve hidrolik sistemlerde kullanılan pistonlu pompaların güç tüketiminin incelenip buna bağlı olarak bir pistonlu pompa tipinin seçilmesidir. İki farklı değişken deplasmanlı eksenel pistonlu pompa tipi incelenmiştir. Bunlar; basınç kompanzasyonlu pompa ve çift basınçlı pompa olarak adlandırılabilir. Literatürden elde edilen uçuş evrelerinin farklı yük ve debi gereksinimleri, pompaların tasarımında girdi olarak kullanılmıştır. Pompa tiplerinin AMESIM programı ile modellenmesi yapılmıştır. Yine AMESIM programı ile bir hidrolik sistem modellenmiştir. Bu sistemin iki farklı pompa tipi ile simülasyonu yapılarak performansı ve güç tüketimi incelenmiştir. Aynı zamanda elde edilen verilerin doğrulanması amacıyla seçilen bir pompa tipi ile test yapılarak sonuçlar simülasyon ile karşılaştırılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Hidrolik güç sistemi, pistonlu pompa, simülasyon

## ABSTRACT

The aim of the study is to design a hydraulic system, design two types of hydraulic pumps, investigate the power consumption of piston pumps used in fighter aircraft hydraulic systems and select a piston pump type accordingly. Two different variable displacement piston pump types are investigated. These can be named as pressure compensated variable displacement pump and dual-pressure pump. Different load and flow requirements of the flight phases obtained from the literature were used as inputs in the design of the pumps. Modeling of these pumps are made with AMESIM program. Also, a hydraulic system is modeled with AMESIM program. This system is simulated with two different pump types and its performance and power consumption are examined. In order to verify the data obtained, a test is performed with a selected pump type and the results are compared with simulation.

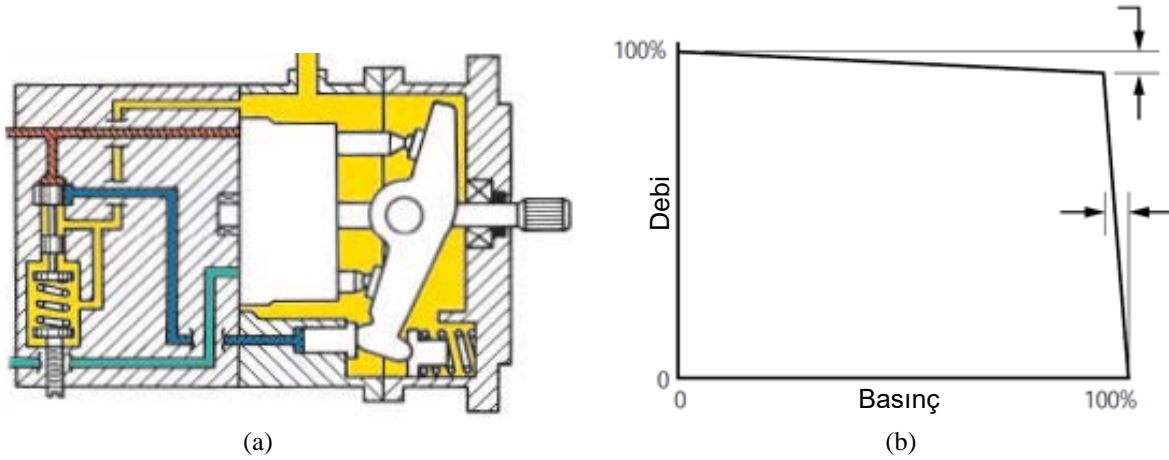
**Keywords:** Hydraulic power system, piston pump, simulation

## 1. GİRİŞ

Hidrolik güç sistemleri; iş makineleri, presler, takım tezgâhları gibi alanların yanı sıra havacılık sektöründe de yaygın olarak kullanılmaktadır. Helikopterler, sivil uçaklar ve muharip uçaklarda hidrolik güç sistemleri, hava araçlarının vazgeçilmez bir parçasıdır. Uçaklarda hidrolik güç sistemleri uçuş kontrol yüzeylerinin hareketlendirilmesi, kapakların (silah kapakları, iniş takımı kapakları, havada yakıt ikmal kapakları gibi) hareketlendirilmesi, iniş takımlarının açılması, teker freninin uygulanması gibi birçok amaçla kullanılmaktadır.

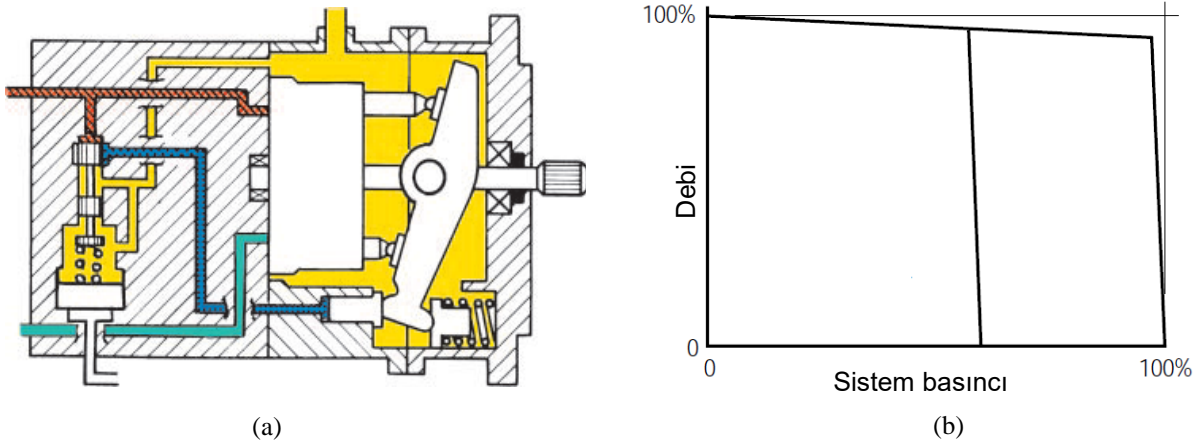
Muharip uçak hidrolik sistemlerindeki güç gereksinimleri, hidrolik güç kullanıcı sayısının artması ve daha yüksek kontrol yüzeyi hızlarına ihtiyaç duyulması gibi nedenlerden dolayı yıllar içerisinde sürekli artış göstermektedir. Uçakların manevra kabiliyetlerindeki artış daha yüksek kontrol yüzeyi hızları gerektirir [1]. Yüksek kontrol yüzeyi hızları hidrolik güç ihtiyacını ve dolayısıyla uçak motorlarından çekilen güç miktarını artırmaktadır. Bu ise yakıt tüketiminin artmasına neden olmaktadır. Bu durumda da uçağın yakıt kapasitesinin ve ağırlığının artması gerekecektir. Tasarım sürecinde hidrolik güç sistemi tarafından motordan çekilen güç tüketiminin belirli bir seviyede tutulması, uçak ağırlığının artmasının önüne geçilmesi açısından kritik bir öneme sahiptir ve bu nedenle verimli hidrolik güç sistemleri daha önemli bir hale gelmiştir. Yüksek verimli hidrolik sistemler minimum ağırlığa sahip olmalı ve motorlardan minimum seviyede güç çekmelidir. Hidrolik sistemin en yüksek güç ihtiyacı, kullanıcı sistemlerin yük gereksinimlerine göre belirlenecek toplam ihtiyaca yakın bir seviyede olmalıdır.

Pompa, hidrolik güç sistemlerinde ana güç bileşenidir. Mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye çeviren bir güç kaynağıdır. Yükün neden olduğu basıncı yenmek için yeterli güce sahip akış üretir. Dişli pompa, kanatlı pompa, pistonlu pompa gibi farklı pompa tipleri bulunur. Bu çalışmada eksenel pistonlu pompa tiplerinden olan basınç kompanzasyonlu pompa ve çift basınçlı pompa incelenmiştir. Havaçılık sektöründe en sık kullanılan pompa tipi basınç kompanzasyonlu eksenel pistonlu pompadır. Uçak pompalarının değişken deplasman kontrolü için kullanılan ve pompanın maksimum akış kapasitesinden daha düşük olan tüm akışlarda pompa çıkışında neredeyse sabit bir basınç sağlayabilen bir pompa tipidir [2]. Uçaklarda, uçak kontrolünü sağlamak amacıyla kontrol yüzeylerinin tepki sürelerinin çok kısa olmasından dolayı eyleyici girişlerinde sistem basıncının sürekli olarak bulunması çok önemlidir. Bu pompa tipi de sistem basıncının sürekli olarak bulunmasını sağlar. Şekil 1'de basınç kompanzasyonlu pompanın iç yapısı ve basınç – debi grafiği gösterilmiştir.



**Şekil 1.** (a) Basınç kompanzasyonlu pompa iç yapısı (b) basınç – debi grafiği [3]

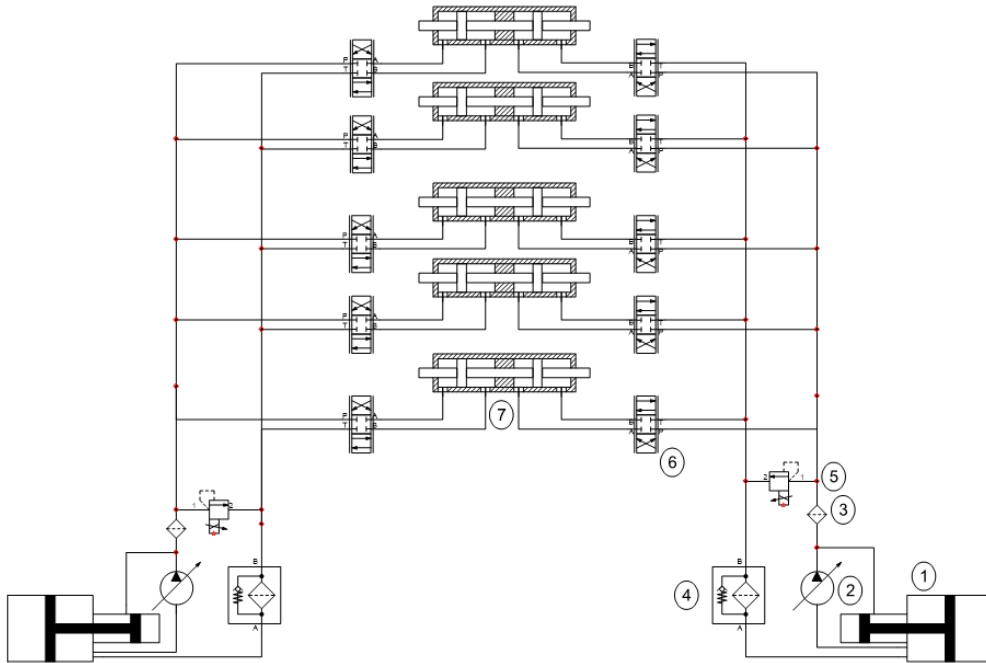
Bu çalışmada incelenen diğer pompa tipi ise çift basınçlı pompadır. Çift basınçlı pompa uçuş sırasında gerektiğinde yüksek basınçlı bir rejimde, yüksek güç gerektirmeyen durumlarda ise düşük basınçlı bir rejimde çalışır [4]. Bir uçağın en yüksek basınç rejiminde çalışma süresi, toplam uçuş süresinin %10'undan daha azdır [5]. Yüksek manevra gerektiren uçuş evrelerinin dışında yüksek basınç rejimine ihtiyaç duyulmayabilir. Bu pompa tipi farklı basınç seviyeleri ile bahsedilen koşulu sağlamaktadır. Şekil 2'de çift basınçlı pompanın iç yapısı ve basınç – debi grafiği gösterilmiştir.



Şekil 2. (a) Çift basınçlı pompa iç yapısı (b) basınç – debi grafiği [3]

## 2. HİDROLİK SİSTEM

Hidrolik sistem tasarımı, çift motorlu uçaklara uygun bir şekilde yapılmıştır. Uçaklarda tek hidrolik sistem kaybında uçak kontrolünün kaybedilmemesi için en az iki hidrolik sistem bulunur. Bu çalışmada da iki motor tarafından tahrik edilen iki hidrolik sistem bulunmaktadır. Hidrolik sistem, rezervuar, pompa, filtre, valf ve eyleyici ekipmanlarından oluşmaktadır. Hidrolik sistem şeması Şekil 3'te gösterilmiştir.



Şekil 3. Hidrolik sistem şeması

Hidrolik sistem tasarımı, SAE AS5440A standardı göz önüne alınarak yapılmıştır. Hidrolik sistem eyleyicileri, Şekil 3'te 7 numara ile gösterilmiştir. Eyleyicilerinin strok, maksimum hız, maksimum yük gibi özellikleri SAE AIR 4253B dokümanında yer alan örnek uçak eyleyicilerinden alınmıştır. Sistemde bulunan tüm eyleyiciler, havacılıkta sıklıkla kullanılan lineer tandem tipindedir. Tandem eyleyiciler, bağımsız basınç kaynaklarından beslendiğinde yedeklik sağlamak amacıyla iki piston ve iki silindir

bölmüne sahip doğrusal bir eyleyici tipi olarak tanımlanabilir. Eyleyicilerin dış yükleri ve hızları, uçağın uçuş profiline uygun olarak hesaplanmıştır. Uçak hidrolik sistemlerinde en yüksek güç tüketimi uçuş kontrol sistemi eyleyicileri tarafından gerçekleştirildiği için, diğer tüketiciler sisteme dâhil edilmemiştir. Eyleyici sistemlerinde elektro hidrolik servo-valfler kullanılmıştır. Bu valfler, Şekil 3'te 6 numara ile gösterilmiştir.

Sistemde bulunan rezervuar, "bootstrap" yani kendini basınçlandıran tip rezervuardır. Şekil 3'te 1 numara ile gösterilmiştir. Pompa çıkışından sağlanan basınç ile içerisinde bulunan piston alan oranından yararlanarak pompa emiş hattını istenen basınçta tutabilmektedir. Uçak manevraları sırasında pompa emiş hattında basınç değişimi olmaması için havacılıkta genellikle bu tip rezervuar kullanılmaktadır. Hidrolik sistemde kullanılan pompaların detayı giriş bölümünde verilmiştir. Pompa, Şekil 3'te 2 numara ile gösterilmiştir. Sistemdeki hidrolik yağın filtrelenmesi amacıyla, basınç ve dönüş hatlarında birer filtre bulunmaktadır. Bu filtreler şemada 3 ve 4 ile gösterilmiştir. Filtrenin tıkanması durumunda eyleyicilerin kilitlenmemesi için dönüş hattı filtresi bypass tip filtredir. Ayrıca sistem basıncının belirli bir seviyenin üzerine çıkması durumunda devreye girmek üzere bir adet basınç tahliye valfi kullanılmıştır. Bu valf şemada 5 ile gösterilmiştir.

### 3. MODEL

Hidrolik sistem modeli Simcenter AMESIM programında yapılmıştır. AMESIM, akışkan sistem modelleme amacıyla sıklıkla kullanılan bir programdır. Sistem tasarımında "Hydraulic", "Pneumatic", "1-D Mechanical", "Signal, Control", "Hydraulic Component Design" ve "Specific components for fluid systems demos" kütüphaneleri kullanılmıştır.

#### 3.1 Model Parametrelerinin Belirlenmesi

Bu bölümde, model parametrelerinin nasıl belirlendiği gösterilmiştir. Eyleyici ve pompa parametreleri açıklanmış, formüllerin çıkarımlarında bazı adımlar sadeliği koruyabilmek adına atlanmıştır. İlk olarak sistem debisinin belirlenmesi gerektiği için eyleyici boyutlaması yapılmıştır. Modelde beş adet eyleyici bulunmaktadır. Eyleyici özellikleri, Tablo 1'de verilmiştir.

**Tablo 1.** Hidrolik sistem modelinde kullanılan eyleyicilerin özellikleri [6]

	Eyleyici 1	Eyleyici 2	Eyleyici 3	Eyleyici 4	Eyleyici 5
Maksimum Kuvvet (kN)	155.2	155.2	155.2	155.2	96.5
Strok (mm)	108	108	108	108	67.3
Yüksüz Hız (mm/s)	129.5	129.5	129.5	129.5	134.6

Eyleyici alanı, uçuş kontrol eyleyicisi üzerine düşebilecek en yüksek aerodinamik yük baz alınarak hesaplanmaktadır.

$$2A = \frac{k \cdot F_s}{P_{sistem}} \quad (1)$$

Formülde A, eyleyici üzerinde bulunan bir pistonun net alanı,  $P_{sistem}$  sistem basıncı,  $F_s$  ise eyleyici üzerine düşen maksimum yükü göstermektedir. Sistemdeki basınç kayıpları göz önüne alındığında, bu yüklerin karşılanabilmesi için kuvveti belirli bir katsayıyla çarpmak gerekmektedir. Bu katsayı formülde k ile gösterilmiştir. Tandem eyleyicinin yapısı gereği iki hidrolik sistem, eyleyici üzerine gelen kuvveti eşit oranda paylaşmaktadır ve yüke karşı iki alan iş yapmaktadır.

Hidrolik sistem basıncı, uçak hidrolik sistemlerinde en sık kullanılan basınç değeri olan 207 bar olarak seçilmiştir. Çift basınçlı pompa kullanılan hidrolik sistemde düşük basınç seviyesi, standart uçak hidrolik sistem basınçları göz önüne alınarak 103.5 bar olarak seçilmiştir. Düşük basınçtan yüksek basınca geçiş, kompansatör üzerinde bulunan yaya pilot basıncı uygulanarak yayın sıkıştırılmasıyla



sağlanmaktadır. Bu basınç pompa çıkışından verilmektedir. Dış yüklerle göre yay sıkıştırılmakta ya da serbest bırakılmaktadır.

Eyleyici mil çapı, Euler burkulma formülüne göre hesaplanmaktadır.

$$d_{mil} = \sqrt[4]{\frac{64 * S * F_s * L_e^2}{\pi^3 \beta_e}} \quad (2)$$

Burada S güvenlik faktörü,  $L_e$  eyleyici uzunluğu ve  $\beta_e$  esneklik modülüdür. Mil çapının belirlenmesinin ardından piston çapı aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

$$d_{piston} = \sqrt{d_{mil}^2 + \frac{4A}{\pi}} \quad (3)$$

Eyleyiciler için gereken maksimum debi, eyleyicinin yüksüz durumdaki hızı ve piston kesit alanının çarpımıyla elde edilmektedir.

$$Q = \dot{x}_{yüksüz} A \quad (4)$$

Tüm eyleyicilerin debilerinin belirlenmesinin ardından, pompanın sağlaması gereken maksimum debi belirlenmiş olmaktadır. Buna göre,

$$Q_{pompa} = \sum Q \quad (5)$$

Pompa deplasmanı, aşağıdaki denklemle elde edilmektedir.

$$D = \frac{Q_{pompa}}{\eta_h \omega} \quad (6)$$

Burada  $\eta_h$  pompa hacimsel verimi,  $\omega$  ise pompa dönüş hızıdır. Pompa piston çapı, aşağıdaki eşitlikle elde edilmektedir [7].

$$d = \sqrt{\frac{2Q_{pompa}}{\pi n r \omega \eta_p \tan(\alpha)}} \quad (7)$$

Burada n piston sayısı, r bir piston ile eğik plakanın merkezi arasındaki mesafe,  $\alpha$  ise eğik plaka açısıdır. r değeri için, silindir bloğu geometrisi göz önüne alındığında aşağıdaki formül elde edilmektedir.

$$r = 0.314 \left( \frac{nD}{\tan(\alpha)} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (8)$$

Pompa giriş basıncı için SAE AIR1922B standardı, aşağıdaki grafiğin kullanılmasını tavsiye etmektedir.

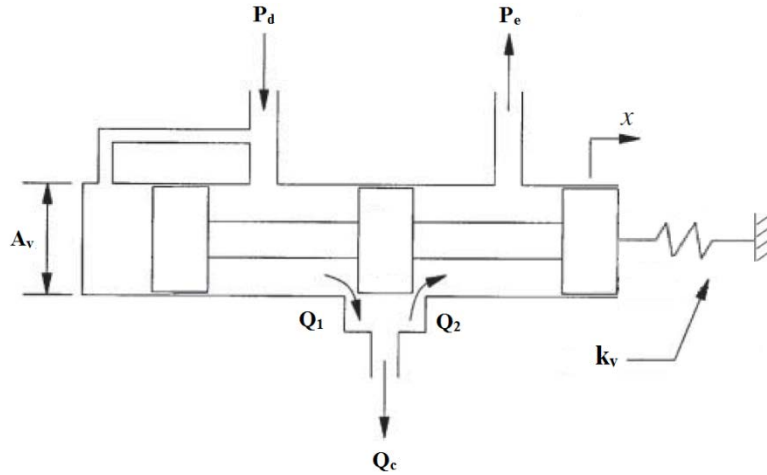


Basınç kompanzasyonlu pompa parametrelerinin belirlenebilmesi için eğik plaka denge denklemine ve kompensatör valf denklemlerine ihtiyaç duyulmaktadır. Eğik plaka denge denklemi, boyunduruk pistonu, boyunduruk yayı, kontrol pistonu ve pompa pistonlarının eğik plaka üzerine uyguladığı kuvvetle elde edilmektedir. Buna göre,

$$3P_d A_b r + 3k_b \delta_b r + 9k_b r^2 \tan \alpha - C_p (P_d - P_e) - 3P_c A_c r = 0 \quad (10)$$

Burada  $\delta_b$  boyunduruk yayının maksimum eğik plaka açısındaki sıkışmasını ve  $C_p$  valf plakası üzerindeki asimetrik basınç profilinden dolayı oluşan torku göstermektedir. Diğer parametreler Şekil 5 üzerinde gösterilmiştir.

Basınç kompanzasyonlu pompada kompensatör valf olarak üç yollu valf kullanılmıştır. Valf içerisinde bulunan yayın önyüklemesi, istenen sistem basıncı seviyesine göre ayarlanmaktadır. Pompa çıkış basıncı, Şekil 6'da gösterildiği gibi valf makara yüzey alanı  $A_v$  üzerine etki etmektedir. Sistem basıncının makara üzerinde oluşturduğu kuvvetin değişmesi durumunda makara hareket ederek kontrol basıncı  $P_c$ 'yi ve kontrol pistonunun eğik plakaya uyguladığı kuvveti değiştirerek eğik plaka açısını, dolayısıyla çıkış debisini değiştirecektir. Bu sayede pompa çıkış basıncı belirli bir aralık içerisinde sabit tutulmaktadır.



Şekil 6. Kompansatör valf [9]

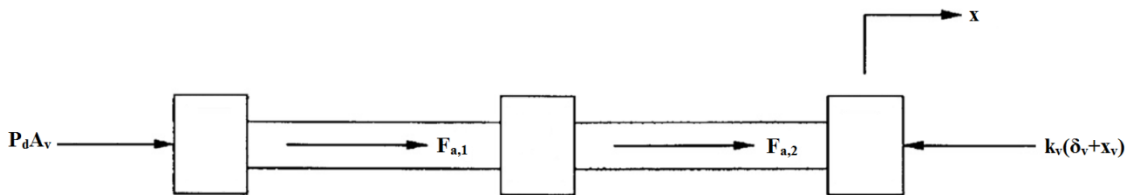
Orifis denklemine göre  $Q_1$  ve  $Q_2$  aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

$$Q_1 = A_1 C_d \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_d - P_c)} \quad (11)$$

$$Q_2 = A_2 C_d \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_c - P_e)} \quad (12)$$

Burada  $A_1$  ve  $A_2$  alanları, basınç ayarının yapıldığı bölgedeki yüksek basınç ve düşük basınç alanlarını,  $C_d$  ise boşaltma katsayısını ifade etmektedir.

Makara hareketi sırasında, makara üzerindeki kuvvetler Şekil 7'de gösterilmiştir.

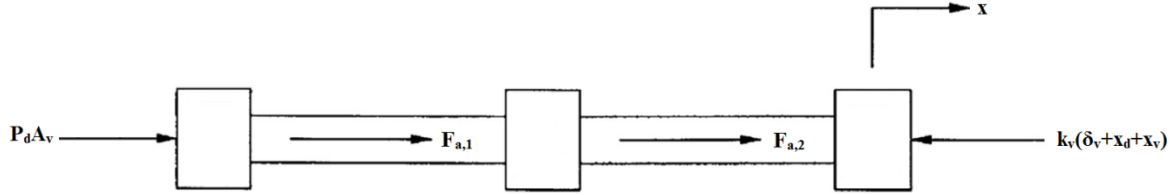


Şekil 7. Makara üzerindeki kuvvetler – basınç kompanzasyonlu pompa [10]

Buna göre makara kuvvet denklemi aşağıdaki gibi ifade edilebilir

$$P_d A_v + 2A_1 C_d (P_d - P_c) \cos \theta + 2A_2 C_d (P_c - P_e) \cos \theta = k_v (\delta_v + x_v) \quad (13)$$

Burada  $\theta$  jet açısını göstermektedir. Çift basınçlı pompa kompensatör makarası üzerindeki kuvvetler Şekil 8'de gösterilmiştir.



Şekil 8. Makara üzerindeki kuvvetler – çift basınçlı pompa [10]

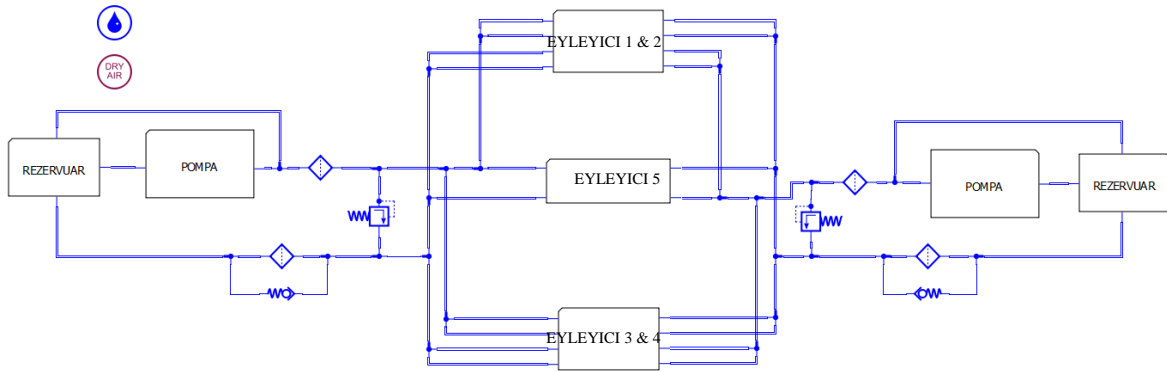
Buna göre denge denklemi aşağıdaki gibi oluşmuştur.

$$P_d A_v + 2A_1 C_d (P_d - P_c) \cos \theta + 2A_2 C_d (P_c - P_e) \cos \theta = k_v (\delta_v + x_d + x_v) \quad (14)$$

Burada  $x_d$ , dış kuvvetin neden olduğu kompensatör yay sıkışmasını göstermektedir. Bu kısımda anlatılan formüllerle pompa ve eyleyici parametreleri belirlenmiştir.

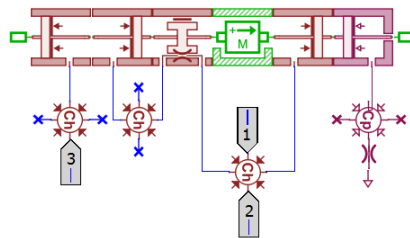
### 3.2 Modelin Oluşturulması

Hidrolik sistem modeli Şekil 9'da görüldüğü gibi oluşturulmuştur. Bu sistem, iki pompa tipi için de kullanılmıştır. Aynı uçuş kontrol yüzeyini hareketlendiren eyleyiciler aynı blok altında gösterilmiştir.



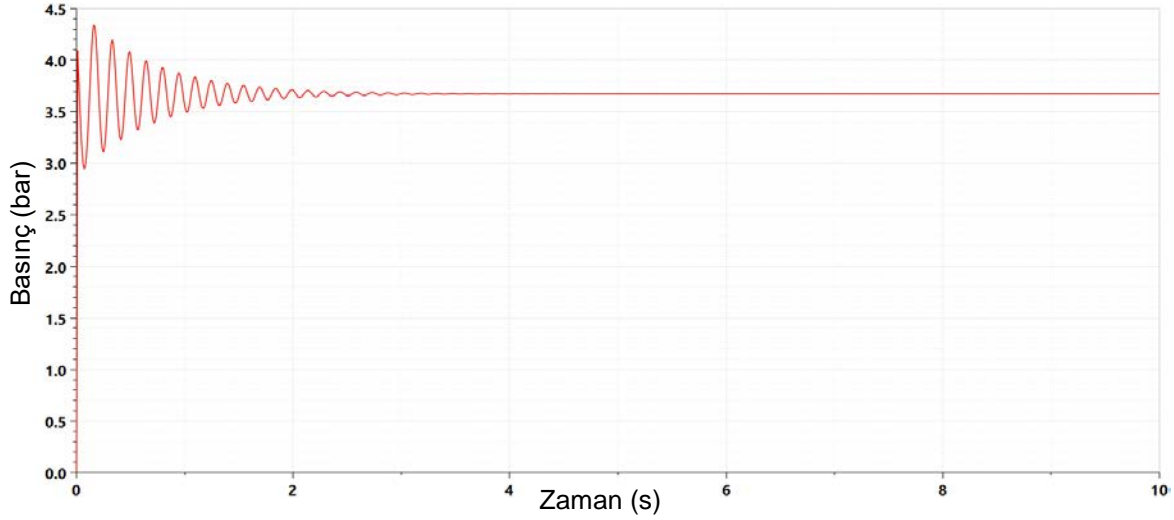
Şekil 9. AMESIM programında oluşturulan hidrolik sistem modeli

İki hidrolik alt sisteminde bulunan ekipmanlar da aynı özelliktedir. "Bootstrap" rezervuar modeli Şekil 10'da gösterilmiştir.



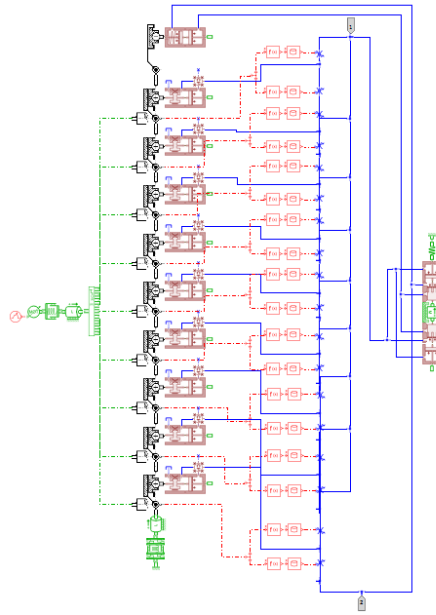
Şekil 10. Bootstrap rezervuar modeli

Rezervuar yüksek basınç pistonuna sistem basıncı uygulandığında, düşük basınç pistonundan okunan basınç değeri Şekil 11'de gösterilmiştir



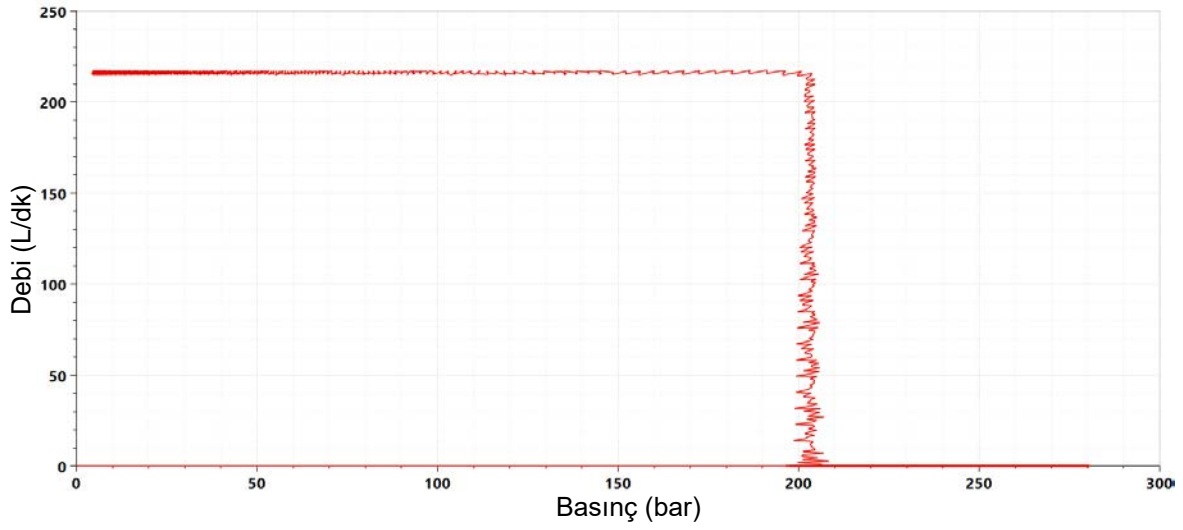
Şekil 11. Rezervuar düşük basmaıç değeri

Basmaıç kompanzasyonlu pompa modeli Şekil 12'de verilmiştir.



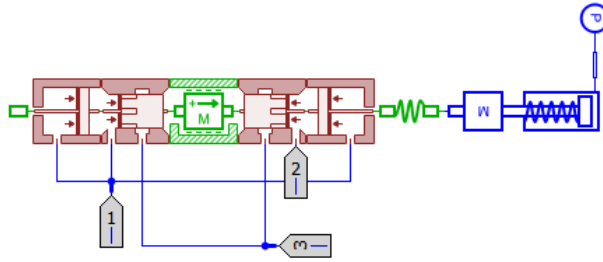
Şekil 12. Basmaıç kompanzasyonlu hidrolik pompa modeli

Basmaıç kompanzasyonlu pompa basmaıç – debi grafiği Şekil 13'te gösterildiği gibi olmuştur.

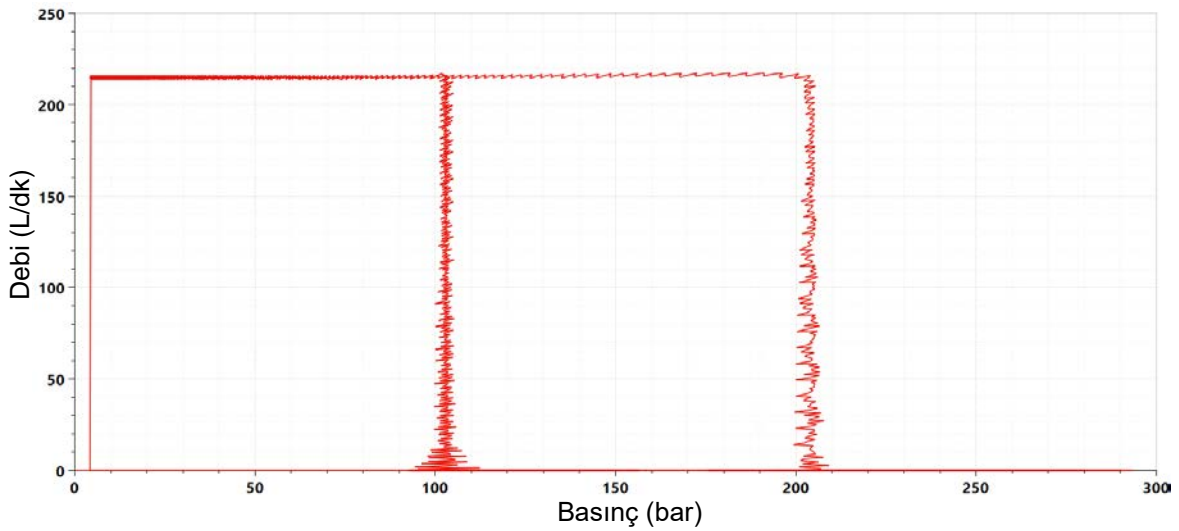


Şekil 13. Basınç kompanzasyonlu pompa basınç – debi grafiği

Çift basınçlı pompa modelinin basınç kompanzasyonlu pompa modelinden tek farkı kompensatör yayının dış bir kuvvetle sıkıştırılmasıdır. Çift basınçlı pompa kompensatör modeli Şekil 14’te gösterilmiş, basınç – debi grafiği Şekil 15’te verilmiştir.

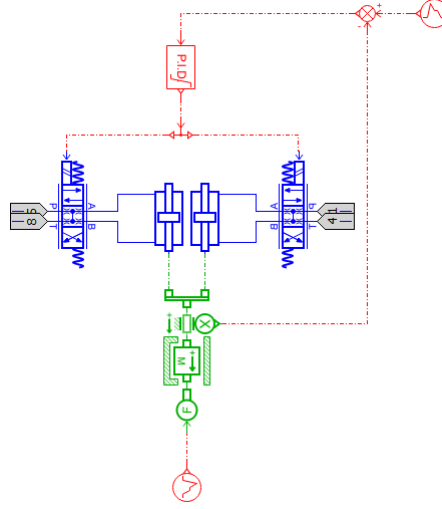


Şekil 14. AMESIM programında oluşturulan çift basınçlı hidrolik pompa kompensatör modeli



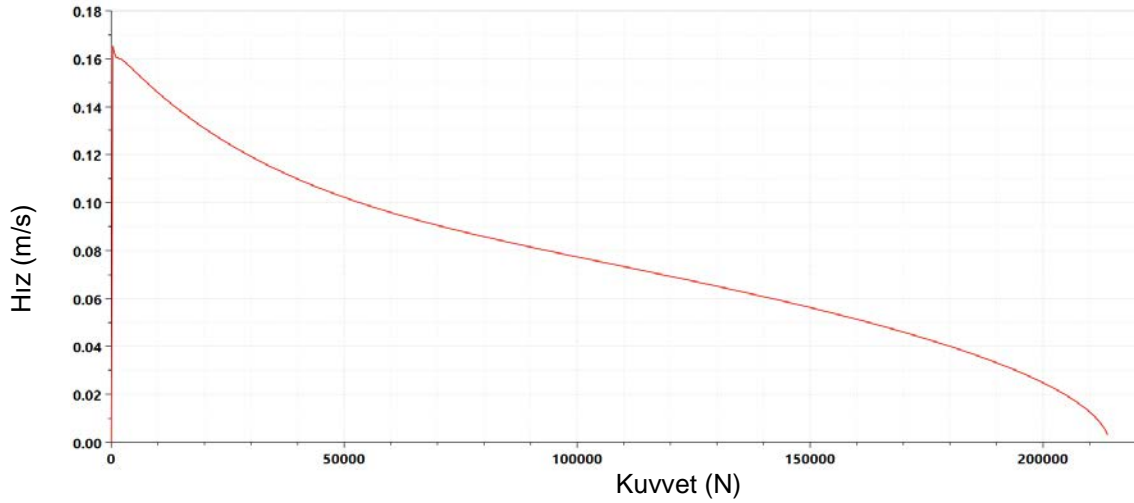
Şekil 15. Çift basınçlı pompa basınç – debi grafiği

Lineer tandem eyleyici ve valf modelleri Şekil 16'da verilmiştir.

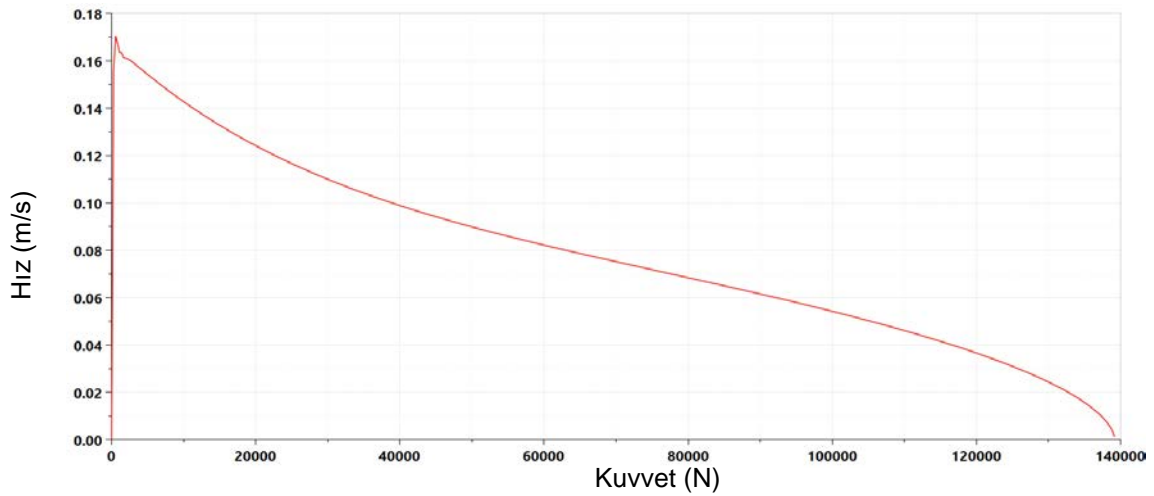


Şekil 16. AMESIM programında oluşturulan lineer tandem eyleyici ve valf modeli

Eyleyici karakteristikleri Şekil 17 ve Şekil 18'de gösterilmiştir.



Şekil 17. Eyleyici 1, 2, 3 & 4 hız – kuvvet grafiği



Şekil 18. Eyleyici 5 hız – kuvvet grafiği

#### 4. SİMÜLASYON

Bu kısımda, oluşturulan hidrolik sistem modeli kullanılarak basınç kompanzasyonlu pompa ve çift basınçlı pompa modellerinin güç tüketimleri, uçuş profiline göre karşılaştırılmıştır. Bir uçağın uçuş profiline göre yüklerinin ve eyleyici hareketlerinin belirlenmesi, detaylı çalışmalar gerektiren uzun bir süreçtir. Aerodinamik yükler; analiz veya rüzgâr tüneli testleri sonuçlarında belirlenmektedir. Eyleyici hareketleri ise aerodinamik yüklere göre uçağın dengede tutulabilmesi ve gerekli manevraları yapabilmesi için uçak simülatörü aracılığıyla elde edilmektedir. Uçak gereksinimlerine bağlı olarak her uçak için farklı olan bu değerlerin açık kaynaklardan elde edilmesi mümkün değildir.

Bu çalışmada, uçuş profilini elde edebilmek için SAE ARP 1281C standardı tarafından belirlenen istatistiksel veriler kullanılmıştır. Veriler, eyleyicinin ömründe karşılaşılabileceği çalışma hızı, deplasman ve yük değerlerini kapsamaktadır. Tablo 2, bir uçağın ömür döngüsü boyunca karşılaşılabileceği bu değerleri içermektedir. Eyleyici çalışma koşulları, bu değerlerden elde edilmiştir.

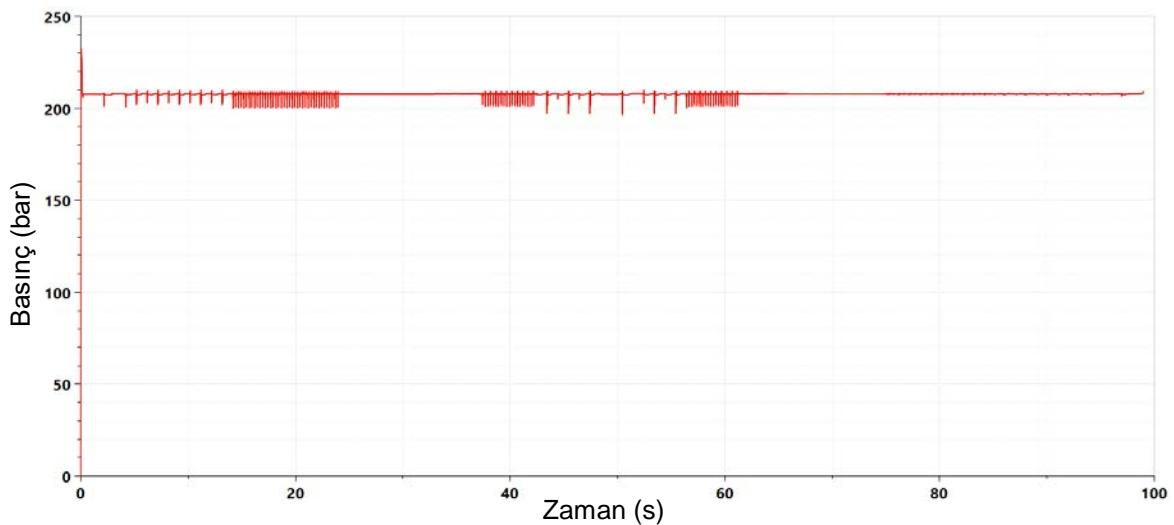
**Tablo 2.** Ömür döngüsü içerisinde bir eyleyicinin çalışma koşulları [11]

	Çevrim Sayısı	Deplasman Girdisi Frekansı (Hz)	Strok (%)	Yük (%)
1	16 500 000	5	1	1
2	2 200 000	5	2	2
3	1 000 000	2	10	10
4	250 000	0.5	50	50
5	50 000	0.25	100	100
Toplam	20 000 000			

Modern muharip uçakların çoğu tarafından kullanılan Fly-By-Wire sisteminde, hidrolik güç sisteminin anlık yükü yalnızca pilot komutu ve manevra ile belirlenemez; çünkü komut ile yüzey hareketi arasında doğrudan bir bağlantı yoktur. Uçuş kontrol yüzeyleri doğrudan uçağın mevcut uçuş durumundan, yükten ve çevresel koşullardan etkilenmektedir [12]. Uçuş kontrol yüzeylerine etki eden kuvvetlerin hangi yüzeye ne zaman etki edeceği bilinmediğinden, kuvvetler en kötü koşulu incelemek için farklı zamanlarda verilmiştir. Gerçekleştirilen simülasyonların sonuçları, 4.1 ve 4.2. kısımlarda paylaşılmıştır.

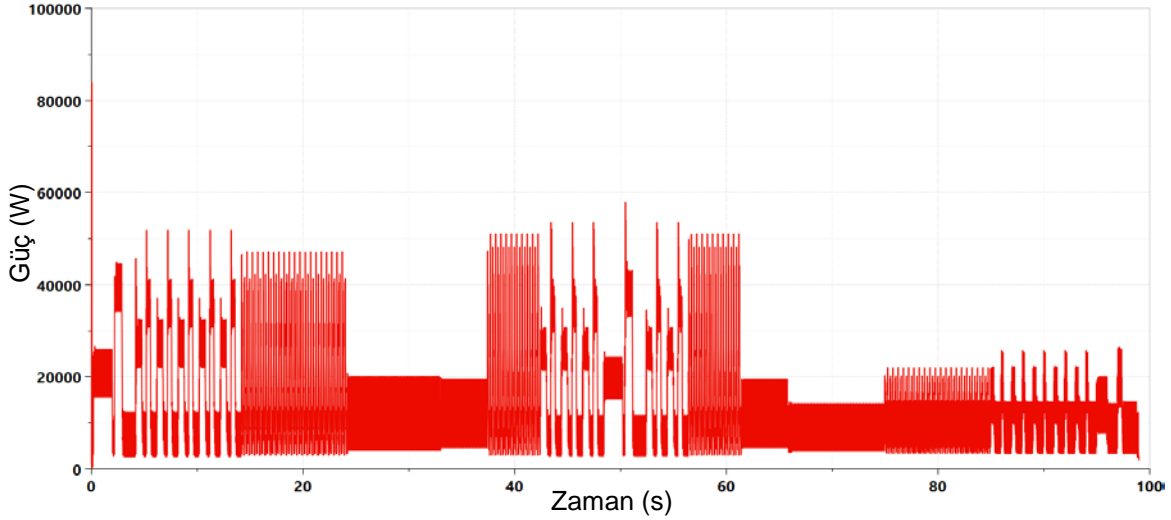
##### 4.1 Basınç Kompanzasyonlu Pompa Simülasyonu

Basınç kompanzasyonlu pompa ile yapılan simülasyonun sonuçları bu kısımda gösterilmiştir. Şekil 19'da pompa çıkış basıncının zamana bağlı değişimi verilmiştir.



**Şekil 19.** Basınç kompanzasyonlu pompa çıkış basıncı

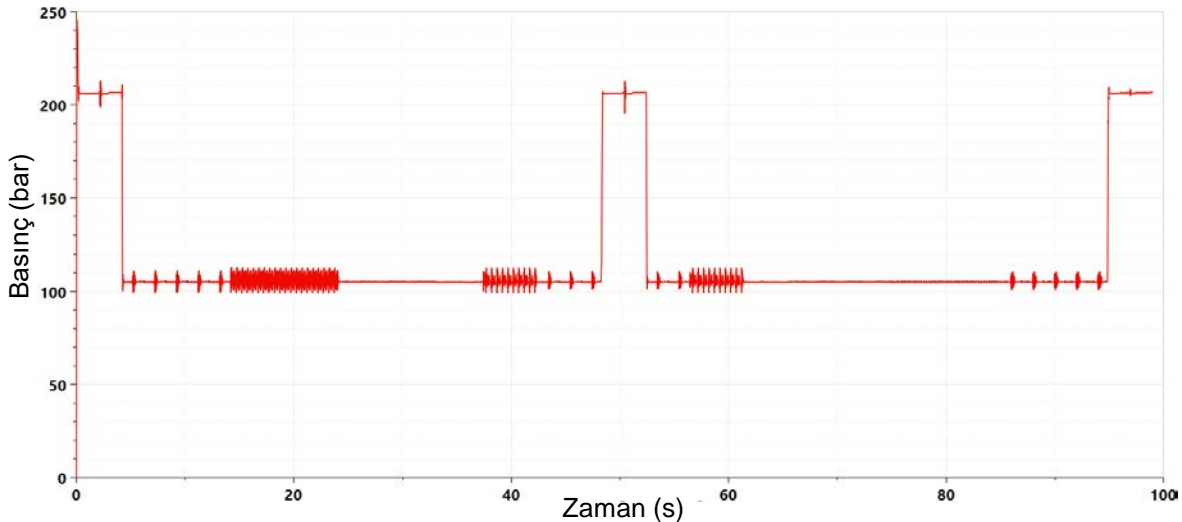
Şekil 19 incelendiğinde, pompanın çalışma zarfı boyunca düşük salınımla 207 bar seviyesinde çıkış basıncını koruduğu görülmektedir. Ani debi artışlarında görülen basınç düşüşü, SAE AS 5440A tarafından belirlenen maksimum kabul edilebilir basınç düşüşü olan 10.3 bar değerinin altındadır. Uçuş profiline göre pompa çıkış debisi ve basıncı sonucu tüketilen güç grafiği Şekil 20'de verilmiştir.



Şekil 20. Basınç kompanzasyonlu pompa güç grafiği

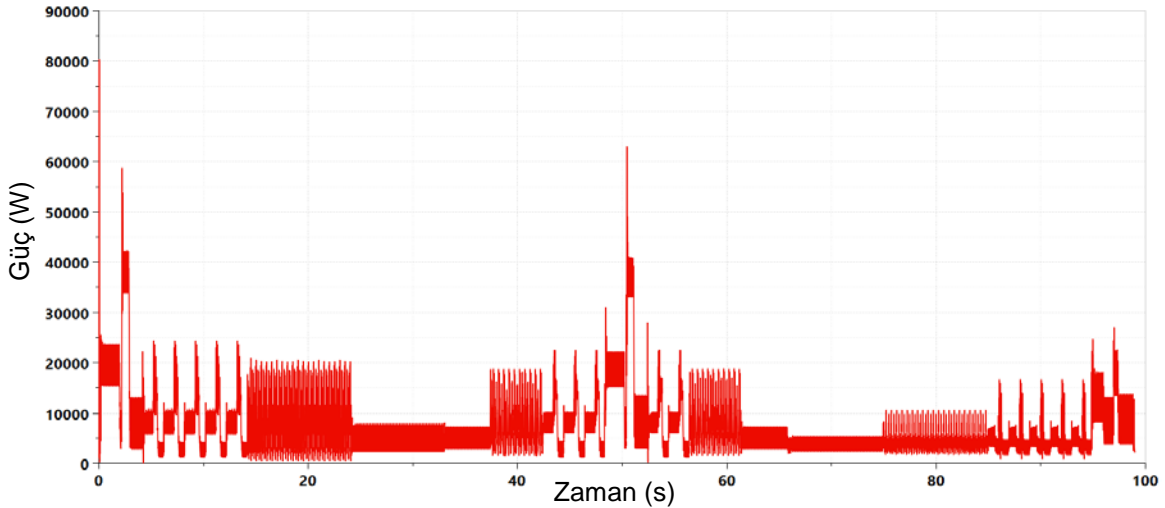
#### 4.2 Çift Basıncılı Pompa Simülasyonu

Çift basıncılı pompa ile yapılan simülasyonun sonuçları bu kısımda gösterilmiştir. Pompa, eyleyici dış yükünün maksimum olduğu anlarda yüksek basınç seviyesi olan 207 bar'da, kalan sürede ise düşük basınç seviyesi olan 103.5 bar'da çalıştırılmıştır. Buna göre elde edilen pompa çıkış basınç grafiği Şekil 21'de verilmiştir.



Şekil 21. Çift basıncılı pompa çıkış basıncı

Şekil 21'de görüleceği üzere anlık basınç düşüşü veya yükselişi olmasına rağmen çıkış basıncı düşük basınç seviyesindeyken ortalama olarak 103.5 bar, yüksek basınç seviyesindeyken ise ortalama olarak 207 bar seviyesindedir. Çift basıncılı pompa da, basınç kompanzasyonlu pompada olduğu gibi SAE AS 5440A standardı tarafından belirlenen basınç düşüşü değerini karşılamaktadır. Pompa mili üzerinden okunan güç değeri Şekil 22'de gösterilmiştir.



Şekil 22. Çift basınçlı pompa güç grafiği

### 4.3 Karşılaştırma

4.1 ve 4.2 bölümlerinde basınç kompanzasyonlu pompa ve çift basınçlı pompa güç tüketimlerinin zamana bağlı değişimleri elde edilmişti. Güç tüketimlerinden elde edilen, simülasyon boyunca pompa başına tüketilen enerji miktarları Tablo 3'te gösterilmiştir.

Tablo 3. Pompa başına enerji tüketimi karşılaştırması

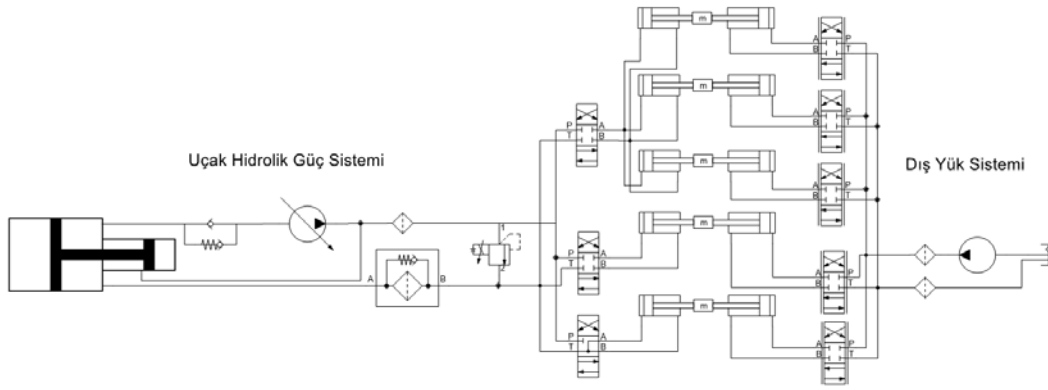
	Pompa Başına Enerji Tüketimi
Basınç kompanzasyonlu pompa	1267 kJ
Çift basınçlı pompa	671 kJ

Tabloda görülebileceği gibi, muharip uçaklarda çift basınçlı pompa kullanımı, basınç kompanzasyonlu pompa kullanımından enerji tüketimi açısından çok daha avantajlıdır. Bunun nedeni, sistem ihtiyacı olmayan anlarda da basınç kompanzasyonlu pompanın maksimum basınçta çalışması, bir başka ifadeyle maksimum koşullara göre boyutlandırılmasıdır.

Bu sonuçlar, 99 saniyelik bir simülasyon için geçerlidir. Muharip uçak görev süreleri, bu süreden çok daha uzun olduğundan dolayı gerçek uçuş profilinde enerji tüketim farkı çok daha yüksek olacaktır. Örnek olarak, Huang ve Wang [13], çalışmasında bir muharip uçak için tipik bir uçuş profilini 160 dakika olarak belirlemiştir. Bu değer baz alınarak enerji tüketimleri hesaplandığında, basınç kompanzasyonlu pompa 122.86 MJ, çift basınçlı pompa ise 65.07 MJ enerji tüketmektedir. Ayrıca hesaplanan değerler pompa başına tüketilen enerji miktarıdır. Hidrolik güç sisteminde iki pompa kullanıldığı düşünüldüğünde, sistemin enerji tüketimini hesaplariken bu değerlerin ikiyle çarpılması gerekmektedir.

## 5. TEST

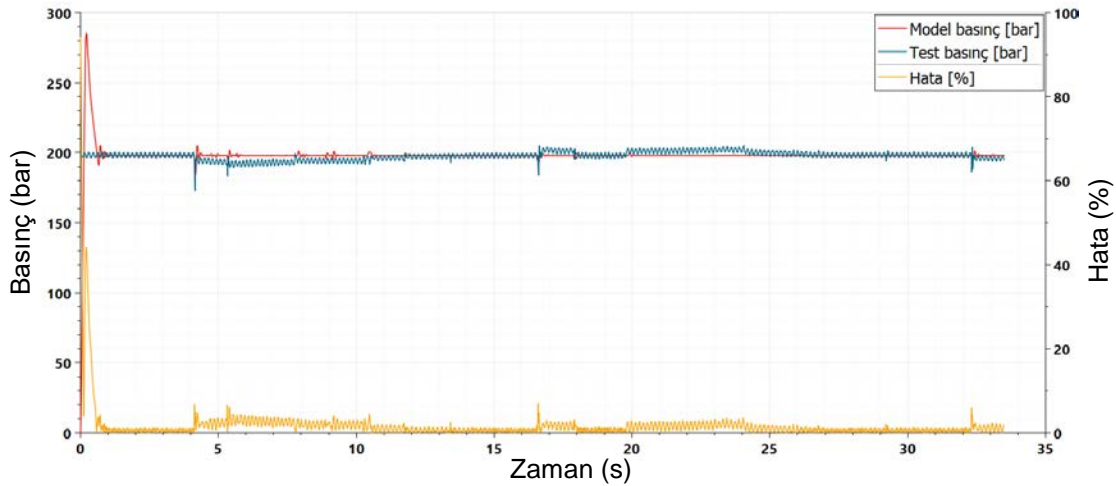
Basınç kompanzasyonlu pompa modelinin doğrulanması amacıyla, farklı parametrelerin bulunduğu bir düzende gerçekleştirilen iki farklı testin sonuçları kullanılmıştır. Test düzeneği ekipmanları, rezervuar, pompa, filtre, valf ve beş adet eyleyiciden oluşmaktadır. Test düzeneği şeması Şekil 23'te gösterilmiştir.



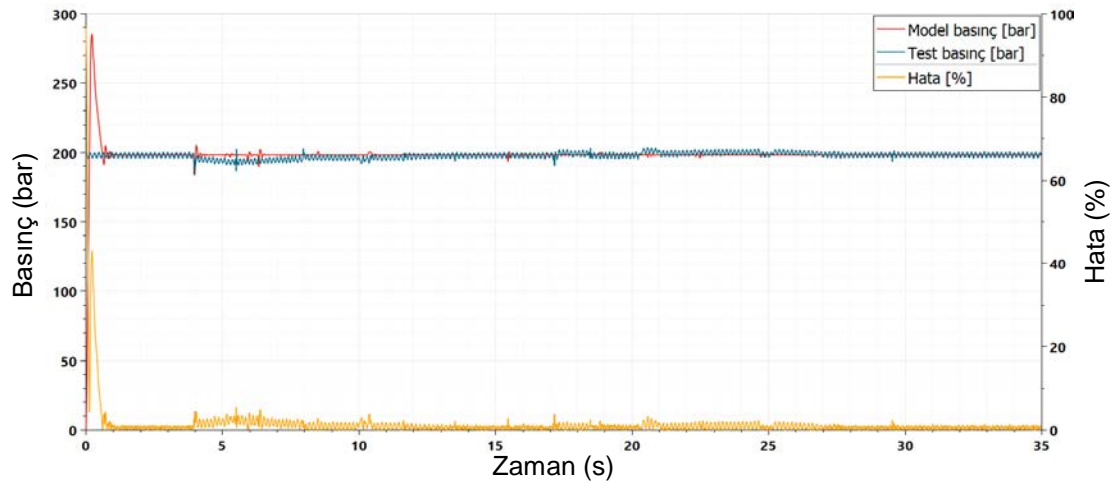
Şekil 23. Test düzeneği hidrolik şeması

Oluşturulan basınç kompanzasyonlu pompa modelinin parametreleri, test düzeneğinde bulunan pompa değerlerine göre değiştirilerek karşılaştırmaya uygun hale getirilmiştir. Test düzeneğinde yön kontrol valfi olarak elektro hidrolik servo-valf yerine solenoid valf kullanılmıştır. Eyleyici modellerinin parametreleri test düzeneğine göre değiştirilmiştir. Sistem basıncı 207 bar'dır. Toplam test süresi ilk test için 33.52 saniye ve ikinci test için 35 saniyedir. Veriler 0.01 saniye aralıklarla kaydedilmiştir.

Şekil 24 ve 25'te modellenen hidrolik sistem pompasının çıkış basıncı ile test edilen hidrolik sistem pompasının çıkış basıncı karşılaştırılmıştır. Hata yüzdeleri de grafikler üzerinde gösterilmiştir.



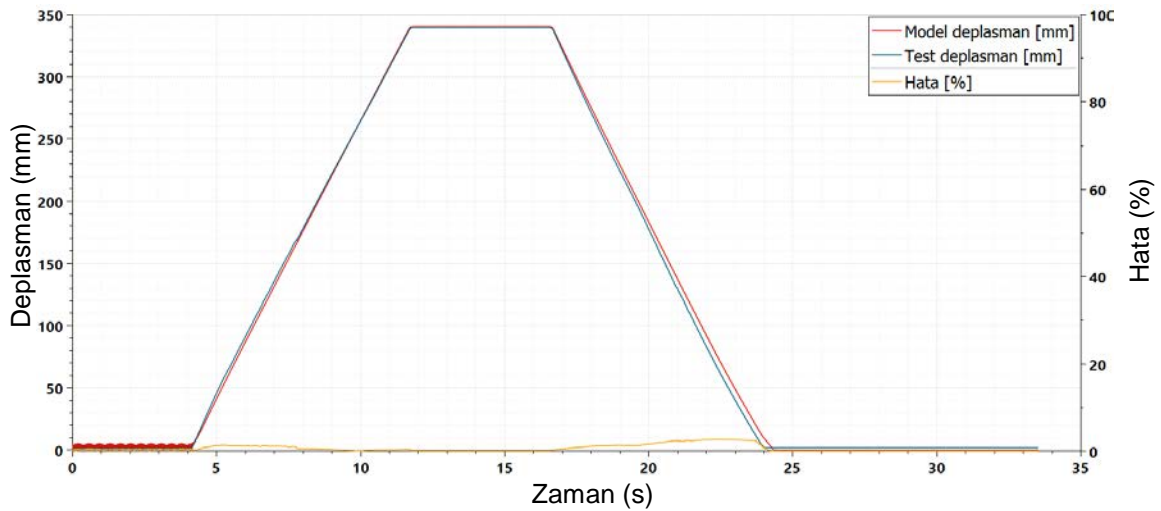
Şekil 24. Test 1 ve simülasyon için pompa çıkış basıncı – zaman grafiği



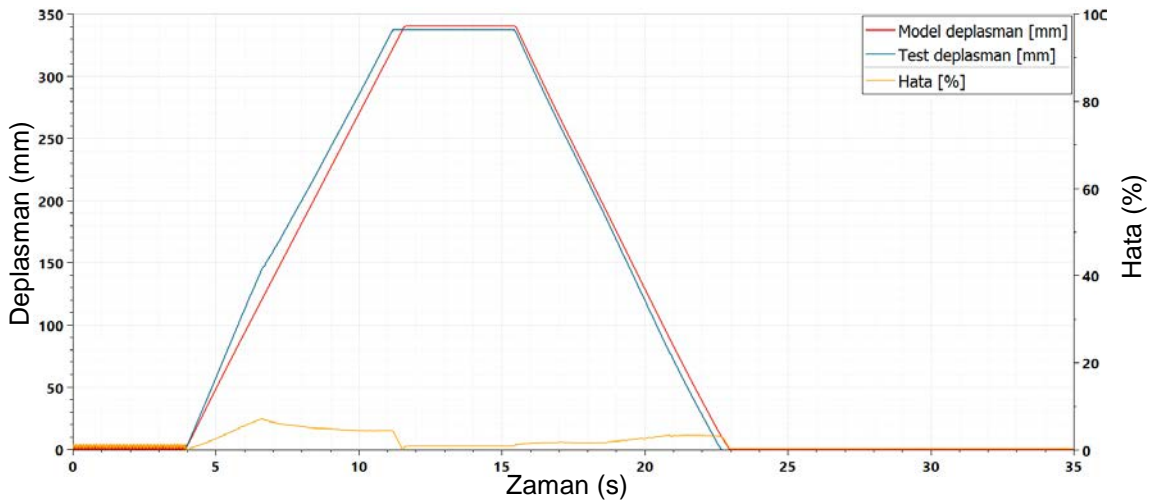
Şekil 25. Test 2 ve simülasyon için pompa çıkış basıncı – zaman grafiği

İki testte de pompanın çalışmaya başladığı ilk 0.5 saniyeden sonra pompa çıkış basınç hatasının ortalama %1-%2 aralığında olduğu görülmektedir. Test verileri kaydedilmeye başlanmadan önce test düzeneği çalıştırıldığı için, başlangıçtaki verilerde farklılık görülmüştür. Pompa basıncı dengelendikten sonra görülen en yüksek hata ilk test için %7, ikinci test için %5'tir. Grafikler incelendiğinde, basınç dalgalanmalarının test ve model için aynı anda gerçekleştiği; ancak test sonuçlarındaki basınç düşüşünün daha uzun sürdüğü görülmektedir ve iki test için de hata artışı bu durumlarda gerçekleşmektedir.

Test düzeneği için modellenen eyleyici ve valflerin uygunluğunu gözlemlemek amacıyla eyleyici pozisyonlarının simülasyon ile elde edilen sonuçlarıyla test sonuçları karşılaştırılmıştır. Buradaki amaç, test düzeneğinin doğru bir şekilde modellendiğini göstermektir. Hata yüzdesi strok değerlerine göre hesaplanmıştır. Aşağıdaki şekillerde tek bir eyleyicinin iki testi için sonuçları paylaşılmıştır.



Şekil 26. Test 1 ve simülasyon deplasmanlarının karşılaştırılması



Şekil 27. Test 2 ve simülasyon deplasmanlarının karşılaştırılması

Yapılan birinci testin eyleyici hata grafiği incelendiğinde, en yüksek hata %2,7 olarak görülmektedir. Ortalama hata %1'in altındadır. İkinci test için ise en yüksek hata %7, ortalama hata ise %1-%2 aralığındadır.

Oluşturulan sistem modeli ile test verilerinin karşılaştırılması sonucunda incelenen değerler, ilgili şekillerde görüldüğü gibi çok düşük hata yüzdeleriyle elde edilmiştir. İki test için de hata yüzdelerinin düşük olması, oluşturulan test düzeneği sistem ve ekipman modellerini doğrulamıştır. Farklı parametreler kullanılarak oluşturulan pompa simülasyonunda da hata yüzdelerinin çok düşük olduğu görülmüştür. Bu sayede pompa modeli doğrulanmıştır.

## 5. SONUÇLAR

Bu çalışmada, iki farklı değişken deplasmanlı pistonlu pompa tipinin, temsili bir uçuş profiline göre güç ve enerji tüketimi incelenmiştir. Bu amaçla, muharip uçak standartlarına uygun bir hidrolik güç sistemi geliştirilmiştir. Ekipman boyutlandırma için gereken değerler kamuya açık verilerden elde edilmiştir.

Basınç kompanzasyonlu pompa modelini doğrulamak için iki ayrı testin elde edilen verileri kullanılmıştır. Çift basınçlı pompa ile ilgili test verisi bulunmadığı için bu pompanın doğrulaması yapılamamıştır. Test verileriyle pompa ile sistemin davranışının gözlenmesi sağlanmıştır. Ayrıca aynı test verileriyle eyleyici hareketi de incelenmiştir. Bunun amacı, test düzeneği modelini doğrulamaktır; çünkü hidrolik sistem modelinin parametreleri, test ile karşılaştırmaya uygun hale getirebilmek için değiştirilmiştir. Pompa ve eyleyici test sonuçları ile simülasyon sonuçları arasında tutarlılık gözlemlenmiştir.

Sistem simülasyonlarında tüm değişkenler sabit tutularak her bir pompa için güç tüketimi incelemesi, pompa başına enerji tüketimi karşılaştırılarak yapılmıştır. Bu çalışmanın çıktılarından biri, muharip uçak hidrolik sistemlerinde en sık kullanılan pompa tipinin güç tüketiminin uçağın ihtiyacının üzerinde olduğudur. Bir diğer çıktı ise, uçak hidrolik sistem tasarımı sırasında uçağın karşılaşacağı koşulların detaylı analizinin yapılması gerekliliğidir. Hidrolik pompa seçimi, yalnızca uçuş kontrol yüzeyleri üzerine düşen en yüksek yüke göre yapılırsa bu çalışmada da gösterildiği gibi verimsizlik ortaya çıkacaktır. Çalışmadan çıkarılan bir diğer sonuç, hidrolik sistem basıncı dış yük ile ne kadar eşleşirse sistem veriminin o kadar artacağıdır. Eyleyiciye uygulanan dış yük ne kadar azsa, pompadan eyleyiciye güç aktarımı o kadar verimsiz hale gelecektir.

Uçak hidrolik pompalarına güç, uçak motoru tarafından sağlanmaktadır ve bu gücün bir limiti vardır. Anlık olarak çok yüksek güç tüketilmesi mümkünken, sürekli güç tüketiminin belirli bir limitin üzerinde olması, motor ve dişli kutusu ömrüne ve uçak performansına ciddi şekilde zarar vermektedir. Bu nedenle, geçici süreli maksimum güç ihtiyacı haricinde kalan çalışma süresince, eyleyici performansının düşüşü kabul edilebilir seviyedeysen, gücü verimli kullanabilen pompaların tercih edilmesi özellikle motor için avantaj sağlamaktadır.

Burada yapılan örnek çalışma farklı dış yükler, eyleyici hızları veya uçuş süresi için tekrarlanabilir. Hangi pompa tipinin seçileceğinin sonucu değişmese de, uçuş evrelerinin detaylı analizi yapılarak düşük basınç seviyesi buna göre belirlenip verimlilik artırılabilir. Henüz havacılık uygulaması bulunmasa da, ikiden fazla basınç seviyesine sahip hidrolik pompalar havacılık standartlarına göre incelenip dış yüklerle olabildiğince eşleşme sağlanarak güç verimliliği artırılabilir. Ayrıca bu çalışma, daha kapsamlı incelenmesi ve analiz edilmesi gereken farklı konular doğurmuştur. İncelenen pompa tiplerinin uçak yakıt tüketimine etkisi bu konulardan birisidir. Bir diğer konu ise, güç tüketim verimi daha yüksek olan çift basınçlı pompanın eyleyici performansına etkisinin incelenmesidir. Güç tüketimi veriminin uçak ağırlığına etkisi de incelenmesi gereken bir diğer konudur. Son olarak, sistemin termal modelinin oluşturulmasıyla pompa tiplerinin sistem sıcaklığı üzerindeki etkisi ve ısı kaybı incelenerek güç ve enerji verimliliği çalışmasına katkıda bulunmak mümkündür.

## KAYNAKLAR

- [1] Hupp, R.V., Haning, R.K. Power Efficient Hydraulic Systems (Volume I). Rockwell International, i, 1988.
- [2] Guo, S., Chen, J., Lu, Y., Wang, Y., & Dong, H. Hydraulic piston pump in civil aircraft: Current status, future directions and critical Technologies. Chinese Society of Aeronautics, 1-5, 2019.
- [3] A Descriptive Summary of Vickers Inline Pumps and their Applications – Vickers Fluid Systems, 5-19, 2000.
- [4] Wang, S., Tomovic, M., & Liu, H. Commercial Aircraft Hydraulic Systems (1st ed.). Elsevier, 2016.



- [5] Tovey, P. Microprocessor Control of Aerospace Hydraulic Pumps. SAE Technical Paper Series, 1, 1987.
- [6] SAE International. Description of Actuation Systems for Aircraft with Fly-By-Wire Flight Control Systems, SAE Standard No. AIR4253B, 2018.
- [7] Manring, N.D. Fluid Power Pumps & Motors (1st ed.). McGraw Hill Education, 2013.
- [8] SAE International. Aerospace – System Integration Factors That Affect Hydraulic Pump Life, SAE Standard No. AIR1922B, 2017.
- [9] Manring, N.D., Fales, R.C. Hydraulic Control Systems (2nd ed.). John Wiley & Sons, 2020.
- [10] Manring, N. D., and Mehta, V. S. Physical Limitations for the Bandwidth Frequency of a Pressure Controlled, Axial-Piston Pump. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 133 (6), 1-12, 2011.
- [11] SAE International. Actuators: Aircraft Flight Controls, Power Operated, Hydraulic, General Specification For, SAE Standard No. ARP1281C, 2002.
- [12] Aaltonen, J., Koskinen, K. T. and Vilenius, M. Pump Supply Pressure Fluctuations In The Semi-Closed Hydraulic Circuit With Bootstrap Type Reservoir. The Tenth Scandinavian International Conference on Fluid Power, Sweden, 117-133, 2007.
- [13] Huang, B., and Wang, S. Adaptive Mode Switch of Intelligent Hydraulic Power Supply System. Proceedings of 2011 International Conference on Fluid Power and Mechatronics, China, 844-849, 2011.

## ÖZGEÇMİŞ

### Alper Bulut

1992 yılında Ankara'da doğmuştur. Lise eğitimini 2010 yılında TED Ankara Koleji'nde tamamlamıştır. 2014 yılında Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünden Lisans derecesini, 2021 yılında ise Gazi Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünden Yüksek Lisans derecesini almıştır. 2014 yılında Arçelik BMİ fabrikasında proses mühendisi olarak iş hayatına başladıktan sonra 2016 yılında TUSAŞ'ta hidrolik sistem tasarım mühendisi olarak çalışmaya başlamıştır. Temmuz 2022 tarihinden itibaren TUSAŞ'ta Akışkan Sistemler Başmühendisi görevini yürütmektedir.

### Ömer Keleş

1967 yılında Ankara'da doğan Ömer Keleş, 1989 yılında Gazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünden mezun olarak 1990 yılında aynı bölümde Araştırma Görevlisi olarak göreve başladı. Gazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünden 1992 yılında Yüksek Lisans ve 1998 yılında Doktora derecelerini aldı. 1995 yılında (6 ay) Northeastern University'de ve 1999 yılında (2 ay) University of Wisconsin-Madison'da misafir araştırmacı olarak bulundu. 2007 yılında Doçent ve 2013 yılında Profesör oldu. Makine Teorisi ve Dinamiği ile Konstrüksiyon ve İmalat ana bilim dallarında akademik çalışmalar yapmaktadır. Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesinde Fakülte Kurulu üyesi, Üniversite Yönetim Kurulu ve Senato üyesi, Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisinde (SCI-E) Baş Editörlük, Bilim Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı SANTEZ Değerlendirme Komisyonu üyesi, TÜBİTAK Bilim ve Toplum programları Danışma ve Değerlendirme Kurulu üyesi, TÜBİTAK TEYDEB Danışma Kurulu üyesi, Savunma Sanayi Müsteşarlığı Danışma Kurulu üyesi ve SSTEK A.Ş. Yönetim Kurulu üyesi görevlerinde bulunan Ömer Keleş 2016-2020 yılları arasında Gazi Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dekanlığı görevini üstlenmiştir. Haziran 2020 tarihinden beri TEİ'de Yönetim Kurulu üyesi olarak görevini sürdürmektedir.