



Hidrolik Pres Tasarımında Balans (Dengeleme) Silindiri Kullanarak Hidrolik Sistemin İyileştirilmesi

Murat Beypars^{*1}, Burak Bekil²

ÖZ

Bu çalışmada, mevcut üretim hatlarında kullanılan konvansiyonel bir presin tasarımı incelenmiştir. Konvansiyonel preslerde gerekli pompa debisini geri dönüş debisi ihtiyacının belirlediği sonucuna varılmıştır. Bazı durumlarda geri dönüş için gerekli motor gücünün, iş için gerekli motor gücünden daha büyük olduğu görülmüştür. Sisteme hidrolik veya pnömatik dengeleme silindirleri eklenerek geri dönüşte hidrolik silindirlere etki eden ağırlıklar azaltılmış ve mevcut sistemdeki geridönüş hızı artırılmıştır. Yapılan çalışmada parça üretim sayısı artarken çevrimdeki enerji tüketimi düşmüştür.

Anahtar Kelimeler: Hidrolik pres, yüksek hız, enerji tasarrufu, tasarım

Improving The Hydraulic System by Using Counterbalance Cylinder in Hydraulic Press Design

ABSTRACT

In this study, the design of a conventional press used in existing production lines is examined. It is concluded that the required pump flow rate in conventional presses is determined by the return flow requirement. In some cases, it has been observed that the engine power required for return is greater than the engine power required for the work. By adding hydraulic or pneumatic balancing cylinders to the system, weights affecting the hydraulic cylinders were reduced and the return speed in the existing system was increased. While the number of parts produced has increased, the energy consumption in the cycle has decreased.

Keywords: Hydraulic press, high speed, energy saving, design

* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 22.10.2020

Kabul/Accepted : 16.12.2020

¹ STA Kalıp Makine San. ve Tic. A.Ş., Bursa
murat.beypars@stakalip.com.tr, ORCID: 0000-0002-3693-2251

² STA Kalıp Makine San. ve Tic. A.Ş., Bursa
burak.bekil@stakalip.com.tr, ORCID:0000-0002-9818-0171



EXTENDED ABSTRACT

Introduction

Presses are the most commonly used machines in metal forming works such as cutting, deep drawing and forging. The sheet metal placed between the moulds prepared for the production of the pieces to be shaped is brought into the desired shape by clamping the mould by the press. In hydraulic presses, the force is provided by the pressure applied to one or more cylinders. Most hydraulic presses have variable flow and pressure settings. Due to these features, the working speed and tonnage can be adjusted to stay within the press capacity during the course.

The most important feature of hydraulic presses is that very large press forces can only be obtained with this type of press. Another advantage of hydraulic presses is that they can apply the full pressing force throughout the course. For this reason, hydraulic presses are generally preferred in deep drawing and forging processes that require high tonnage.

In addition to these advantages, one of the biggest disadvantages of hydraulic presses is the low number of parts production. Hydraulic presses, which are generally used in the production sector, can produce 6 pieces pro minute or less. As the hydraulic presses speed up, the pressure and flow rates of the pump used increase, as a result, the amount of energy consumed also increases.

In this study, the results obtained by using balancing cylinders in the same press with the hydraulic system of a hydraulic press designed to be used in the production sector were presented comparatively.

Method

In this study; The calculations of the hydraulic system of a production press, whose design picture is shown in Figure 1 and whose technical features are given in Table 1, are discussed.

The press designed in the study is a H type tensioned shaft press. Generally, this type of presses is use for forming large sized parts.

Some of the return force in the press can be balanced by the counter-balancing cylinder. The point to note is that the return force is not completely balanced. Otherwise, the press cannot perform free fall motion. Balancing system can be realized with a hydraulic or pneumatic system. In this example, the pneumatic system shown in Figure 2 added to the press.

The engine power required for return in hydraulic press is more than the engine power required for the job. The engine power has been calculated here approximately 90 kW.

Calculation results for a cycle time of the press are shown in Table 6. The calculation results for the energy consumption of the press during this cycle period are also given in Table 7.

With the addition of balancing cylinders to the hydraulic press, the return force in the hydraulic system changes. Accordingly, the calculations of the press system were made again and the results are summarized in Table 10. In addition, a cycle time calculation has been made for the press and the results are given in Table 16. The energy consumption that will be required during this cycle period is also summarized in Table 17.

Findings and Discussion

The biggest disadvantage of hydraulic presses is the low number of parts production. Köselers and Köselers et al. Examined conventional hydraulic presses and high-speed hydraulic presses in their studies. In their work, the first cost and energy consumption of fast hydraulic presses are disadvantageous; However, they concluded that it was advantageous in terms of production capacity [6,7].

In the study, it has been observed that the number of parts can be increased and energy consumption can be reduced by using a balancing cylinder in conventional hydraulic presses.

As a result of the analysis, the following results were obtained by using the balancing cylinder in the press, which was calculated:

1. Engine power has been reduced from 90 kW to 75 kW without changing the pump in the hydraulic system.
2. The number of press parts has been increased from 3.33 pieces/min to 3.97 pieces/min. An improvement of 19% has been achieved in the number of parts produced.
3. Energy consumption for a cycle time has been reduced from 0.322 kW to 0.247kW. The energy saving has been achieved as 23% within a cycle period.

The results obtained in this article and the comparison made with the balancing cylinder press are given in Table 18.

The calculations in the study have been based on not making changes in the pumps and valves in the existing hydraulic system. By adding a balancing cylinder to existing hydraulic presses used in industrial production lines, the number of parts per minute can be increased and energy consumption can be reduced by increasing the cylinder rod diameter only.

Especially fast hydraulic presses have high initial investment costs and energy consumption. With the use of balancing cylinders in this type of presses, pumps, valves etc. used in the hydraulic system. The flow rates of hydraulic elements can be reduced. As a result, initial investment costs and energy consumption will decrease.



1. GİRİŞ

Kesme, derin çekme, dövme gibi metal şekillendirme işlerinde en çok kullanılan makineler preslerdir. Şekillendirilecek parçaların üretimi için hazırlanmış kalıplar arasına konulan sac parça, kalıbın pres tarafından sıkıştırılması ile istenilen şekle getirilir. Hidrolik preslerde kuvvet bir veya daha fazla sayıdaki silindire uygulanan basınç ile sağlanır. Hidrolik preslerin çoğu değişken debi ve basınç ayarlarına da sahiptir. Bu özelliklerinden dolayı, kurs boyunca çalışma hızı ve tonajı pres kapasitesi içerisinde kalmak kaydı ile ayarlanabilir. Hidrolik preslerin en önemli özelliği ise çok büyük baskı kuvvetlerinin sadece bu tip preslerle elde edilebilmesidir. Hidrolik preslerin diğer bir avantajı da kurs boyunca presleme kuvvetinin tamamını uygulayabilmesidir. Bu nedenle yüksek tonaj gerektiren derin çekme ve dövme işlemlerinde genellikle hidrolik presler tercih edilmektedir.

Bu avantajlarının yanında hidrolik preslerin en büyük dezavantajlarında biri parça üretim adetlerinin düşük olmasıdır. Genellikle üretim sektöründe kullanılan hidrolik presler 6 parça/dakika ve altında üretim yapabilmektedirler[6,7]. Hidrolik presler hızlandıkça kullanılan pompa veya pompaların basınç ve debileri de artar, bunun sonucu olarak harcanan enerji miktarında yükselir.

Hidrolik presler ile ilgili literatürde bir çok çalışma bulmak mümkündür. Sipahioğlu sıvama preslerinde hidrolik uygulamaları incelemiştir. Sipahioğlu tarafından bu presler gruplandırılmış ve örnek hidrolik devre şemaları sunulmuştur [1].

Pompa kontrol sistemleri pres teknolojisinde bir çok avantajı da beraberinde getirmektedir. Pompanın üzerine monte edilen bu elemanlar ile pompa debisi ve sistem basıncı kontrol edilmektedir. Yüksek ve düşük basınç için iki adet pompa yerine tek bir pompa ile çalışması sağlanan bir hurda presinin yapısı Çelikayar tarafından açıklanmıştır [2].

Pancar ve Ergür de çalışmalarında hidrolik akümülatörlerin kullanım alanlarını araştırıp boyutlandırma hesaplarını sunmuşlardır [3].

Preslerde enerji tasarrufu konusu günümüzde önem kazanmıştır. Abkant preslerde kullanılacak bir hidrolik tahrik sistemi Akova ve diğ. tarafından tasarlanmıştır [4]. Geleneksel valfler ile kontrol eden sistemin anlık çektiği pik akım değeri 18 A iken tasarlanan sistem ile bu değer 13 A'e düşürülmüştür. Ortalama değer de 13 A'den 3 A'e düşmüştür.

Hidrolik pres gövdesinin modal analizi ile çift ve dört kolonlu preslerin özgül frekans modları Zahalka tarafından tespit edilmiş ve gerçek ortam denemeleri ile karşılaştırılmıştır [5].

Köseler ve Köseler ve diğ. çalışmalarında yüksek hızlı hidrolik presleri incelemişler ve boyutlandırma ile ilgili çalışmalarını sunmuşlardır [6,7].

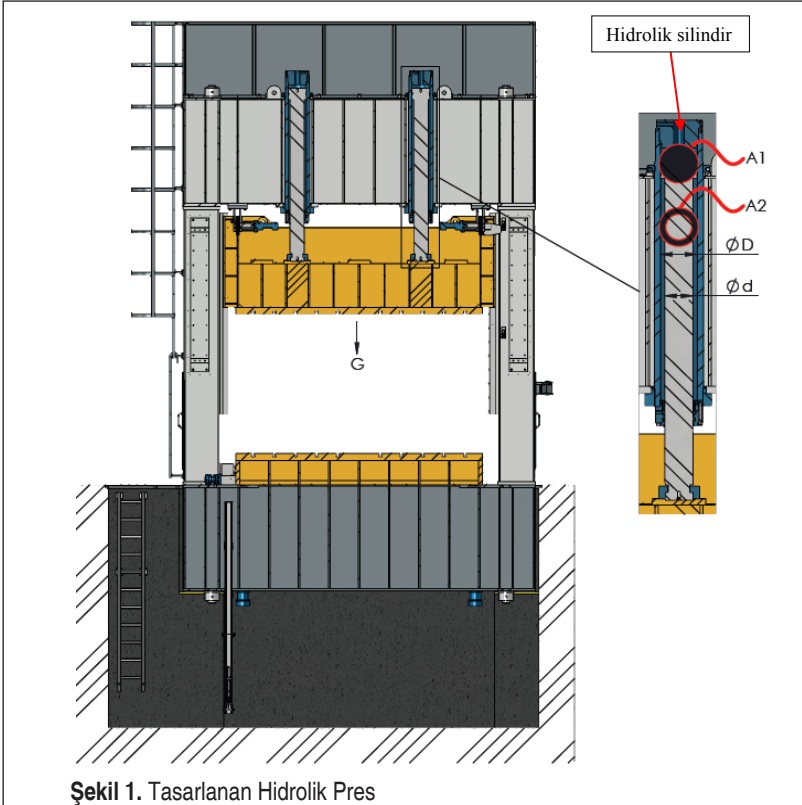
Tınkır ve Sezgen tarafından da endüstriyel 300 tonluk H tipi hidrolik pres farklı bir modelleme yaklaşımı ile modellenmiş ve konum geri beslemeli oransal-türevsel kontrolü gerçekleştirilmiştir [8]. Hidrolik presin simülasyon modeli ve konum geri beslemeli kontrolü başarılı bir şekilde ortaya konulmuştur.

Dilmeç ve diğ. 300 ton kapasiteli H tipi prese ait gövdenin tasarımı üzerinde sonlu elemanlar yöntemini kullanarak analizler yapmış ve gövdenin hafifletilmesine çalışmışlardır [9]. Benzer bir çalışma da Elmas ve diğ. tarafından gerçekleştirilmiştir [10].

Bu çalışmada, üretim sektöründe kullanılmak üzere tasarlanmış bir hidrolik presin hidrolik sistemi ile aynı preste dengeleme silindirleri kullanılarak elde edilen sonuçlar karşılaştırmalı olarak incelenmiştir.

2. HİDROLİK PRESE AİT HİDROLİK SİSTEMİNİN HESAPLANMASI

Bu çalışmada kullanılan hidrolik üretim presine ait tasarım resmi ve teknik özellikleri sırasıyla Şekil 1 ve Tablo 1’de sunulmuştur.





Çalışmada mevcut üretim hatlarında kullanılan konvensiyonel bir presin tasarımı Şekil 1’de görülmektedir. Tasarlanan pres, H tipi gergi milli konstrüksiyonlu prestir. Bu tür presler genellikle büyük kalıpların bağlandığı yapılardır. Hidrolik preste bulunan 2 adet hidrolik silindir vasıtasıyla presleme kuvveti elde edilmiştir. Presleme kuvveti, çalışma basıncı, geridönüş kuvveti ve geridönüş basıncına göre hidrolik silindirler boyutlandırılır.

Tablo 1. Hidrolik Presin Teknik Özellikleri

Tanım	Simge	Değer	Birim
Pres tonajı	F_p	250	ton
Çalışma basıncı	P_p	236	bar
Geri dönüş basıncı	P_d	69	bar
Silindir sayısı	Z	2	adet
Pres kursu	H	1000	mm
Geri dönüş kuvveti	F_d	30	ton
Serbest düşme hızı	V_s	250	mm/s
Presleme hızı	V_p	1-25	mm/s
Geri dönüş hızı	V_d	250	mm/s

Mevcut üretim hatlarında kullanılan konvensiyonel presin teknik özellikleri Tablo 1’de verilmiştir. Bu özelliklere göre mevcut presin hidrolik sistemi 2.1, 2.2, 2.3, 2.4, 2.5 ve 2.6 bölümlerinde hesaplanmıştır.

2.1 Silindir Piston ve Rot Çapının Hesaplanması

Hidrolik preslerde genellikle çalışma basıncı 250 bar veya altında seçilmektedir. Basınç arttıkça hidrolik sistemde kullanılan boru tesisatındaki et kalınlıkları da artmaktadır. Bunun sonucu olarak hidrolik tesisattaki boruların şekillendirilmesi basınç arttıkça zorlaşmaktadır. Tablo 1’de çalışma basıncı 236 bar verilmiştir. Bu basınca göre aşağıda piston alanı ve piston çapı hesaplanmıştır.

Piston alanı:

$$P_p = \frac{F_p}{Z \cdot A_1} \rightarrow A_1 = \frac{F_p}{Z \cdot P_p} = \frac{250000}{2 \cdot 236} = 529,66 \text{ cm}^2 \text{ olarak bulunmuştur.} \quad (1)$$

- P_p : Çalışma basıncı, bar
 F_p : Pres tonajı, ton
 Z : Silindir sayısı, adet
 A_1 : Piston alanı, cm^2

Buna göre piston çapı:

$$A_1 = \frac{\pi * D^2}{4} \rightarrow D = \sqrt{\frac{4 * A_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 * 529,66}{\pi}} = 25,96 \text{ cm} \quad (2)$$

- D : Piston çapı, cm

hesaplanıp çap değeri $D = \text{Ø}260 \text{ mm}$ seçilmiştir.

Silindir halka (ring) alanı, koç tablasını tutacak ve geri kaldıracak etkili alandır. Serbest düşmenin ve frenlemenin iyi bir şekilde yapılabilmesi için bu alanda oluşacak koç tablası geri dönüş (tutma) basıncının 25-75 bar arası seçilmesi gerekir. Bu alan ne kadar küçük olursa pres o kadar hızlı geri dönecektir ve daha hızlı çalışacaktır. [1] Tablo 1’de geri dönüş basıncı 69 bar olarak verilmiştir. Bu basınca göre silindir halka alanı ve rot çapının hesaplamaları aşağıda verilmiştir.

Silindir halka alanı:

$$P_d = \frac{F_d}{Z * A_2} \rightarrow A_2 = \frac{F_d}{Z * P_d} = \frac{30000}{2 * 69} = 217,39 \text{ cm}^2 \text{ olarak hesaplanmıştır.} \quad (3)$$

- P_d : Geri dönüş basıncı, bar
 F_d : Geri dönüş kuvveti, ton
 A_2 : Silindir halka alanı, cm^2

Buna göre rot çapı:

$$A_2 = \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4} \rightarrow d = \sqrt{D^2 - \left(\frac{4 * A_2}{\pi}\right)} = \sqrt{26^2 - \left(\frac{4 * 217,39}{\pi}\right)} = 19,98 \text{ cm} \quad (4)$$

- d : Rot çapı, cm

hesaplanarak rot çapı $d = \text{Ø}200 \text{ mm}$ seçilmiştir.

Tablo 1. Hidrolik Presin Teknik Özellikleri

Tanım	Simge	Değer	Birim
Piston çapı	D	260	mm
Rot çapı	d	200	mm



Hesaplama sonuçları Tablo 2’de görülmektedir.

Tablo 2. Silindir Piston ve Rot Çapları

Tanım	Simge	Değer	Birim
Piston çapı	D	260	mm
Rot çapı	d	200	mm

Piston çapı ve rot çapı, standart keçe ve yataklama elemanlarının kullanılması amacıyla bir üst tam değere yuvarlatılmıştır.

2.2 Silindir Piston ve Rot Çapına Göre Basınç ve Alanların Tekrar Hesaplanması

Tablo 2’de seçilen piston ve rot çaplarına göre piston alanı ve halka alanı tekrar hesaplanmıştır.

Piston alanı:

$$A1 = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * 26^2}{4} = 530,93\text{cm}^2 \quad \text{olup çalışma basıncı} \quad (5)$$

$$P_p = \frac{F_p}{Z * A1} = \frac{250000}{2 * 530,93} = 235,44\text{bar} \quad \text{hesaplanmıştır. Silindir halka alanı da} \quad (6)$$

$$A2 = \frac{\pi*(D^2-d^2)}{4} = \frac{\pi*(26^2-20^2)}{4} = 216,77 \text{ cm}^2 \quad (7)$$

şeklinde tespit edilmiştir. Bu durumda geri dönüş basıncı:

$$P_d = \frac{F_d}{Z * A2} = \frac{30000}{2 * 216,77} = 69,19 \text{ bar} \quad \text{olarak hesaplanmıştır.} \quad (8)$$

Hesaplama sonuçları Tablo 3’te görülmektedir.

Tablo 3. Silindir Alanları ve Basınçlar

Tanım	Simge	Değer	Birim
Piston alanı	A1	530,93	cm ²
Çalışma basıncı	P _p	235,44	bar
Silindir halka alanı	A2	216,77	cm ²
Geri dönüş basıncı	P _d	69,19	bar

Piston çapı ve rot çapları bir üst değere yuvarlatıldığı için piston alanı ve silindir halka alanı değişmiştir. Bu nedenle piston alanı, çalışma basıncı, silindir halka alanı ve geri dönüş basıncı tekrar hesaplanmıştır.

2.3 Hidrolik Sistemdeki Debiler

Tablo 1’de verilen serbest düşme hızı 250 mm/s’ye göre silindirin ön dolum valfinin seçilebilmesi için ön dolum debisi aşağıda hesaplanmıştır.

Bir silindir için ön dolum debisi:

$$Q_{\text{önd}} = A1 * V_s = \frac{530,93 * 250 * 60}{10000} = 796,4 \text{lt/dk} \quad (9)$$

$Q_{\text{önd}}$: Bir silindir için ön dolum debisi, lt/dk

V_s : Serbest düşme hızı, mm/s

Hidrolik sistemde gerekli olan pompanın seçilebilmesi için geri dönüş debisi ve iş debisi hesaplanarak elde edilen en büyük debiye göre pompa seçimi yapılır.

Geri dönüş debisi:

$$Q_d = Z * A2 * V_d = \frac{2 * 216,77 * 250 * 60}{10000} = 650,3 \text{lt/dk} \quad (10)$$

Q_d : Geri dönüş debisi, lt/dk

V_d : Geri dönüş hızı, mm/s

İş debisi :

$$Q_{\text{iş}} = Z * A1 * V_p = \frac{2 * 530,93 * 25 * 60}{10000} = 159,3 \text{lt/dk} \quad (11)$$

$Q_{\text{iş}}$: İş debisi, lt/dk

V_p : Presleme hızı, mm/s şeklinde bulunmuştur.

Hesaplama sonuçları Tablo 4’te verilmiştir.

Tablo 4. Hidrolik Sistemdeki Debiler

Tanım	Simge	Değer	Birim
Bir silindir için ön dolum debisi	$Q_{\text{önd}}$	796,4	lt/dk
Geri dönüş debisi	Q_d	650,3	lt/dk
İş debisi	$Q_{\text{iş}}$	159,3	lt/dk



Kullanılacak ön dolum valfi, Tablo 4'te verilen 796,4lt/dk veya üstünde olacak şekilde seçimelidir. Aksi takdirde istenilen serbest düşme hızı sağlanamaz. Tablo 4'te geri dönüş debisinin iş debisinden daha yüksek olduğu görülmektedir. Pompa seçimi geri dönüş debisine göre yapılmalıdır. Benzer şekilde hidrolik sistemde kullanılan diğer valflerin seçimleride, basınç ve debilere göre yapılmaktadır. Debiler arttıkça hidrolik sistemde kullanılan boru tesisatındaki boru çapları da artmaktadır.

2.4 Hidrolik Sistem Motor Güçleri

İş için gerekli motor gücü, iş debisi ve çalışma basıncına göre hesaplanır. Geri dönüş için gerekli olan motor gücü ise geri dönüş debisi ve geri dönüş basıncına göre hesaplanır. Bu hesaplamalara göre hidrolik sistemde kullanılacak motor seçimi yapılır.

İş için gerekli olan motor gücü:

$$Q_{i\dot{s}} = Z * A_1 * V_p = \frac{2 * 530,93 * 25 * 60}{10000} = 159,3\text{lt/dk} \quad (12)$$

$N_{i\dot{s}}$: İş için motor gücü, kW

Geri dönüş için gerekli olan motor gücü:

$$N_d = \frac{Q_d * P_d}{600 * 0,85} = \frac{650,3 * 69,19}{600 * 0,85} = 88,2\text{kW} \quad (13)$$

N_d : Geri dönüş için motor gücü, kW

Hesaplama sonuçları Tablo 5'te verilmiştir.

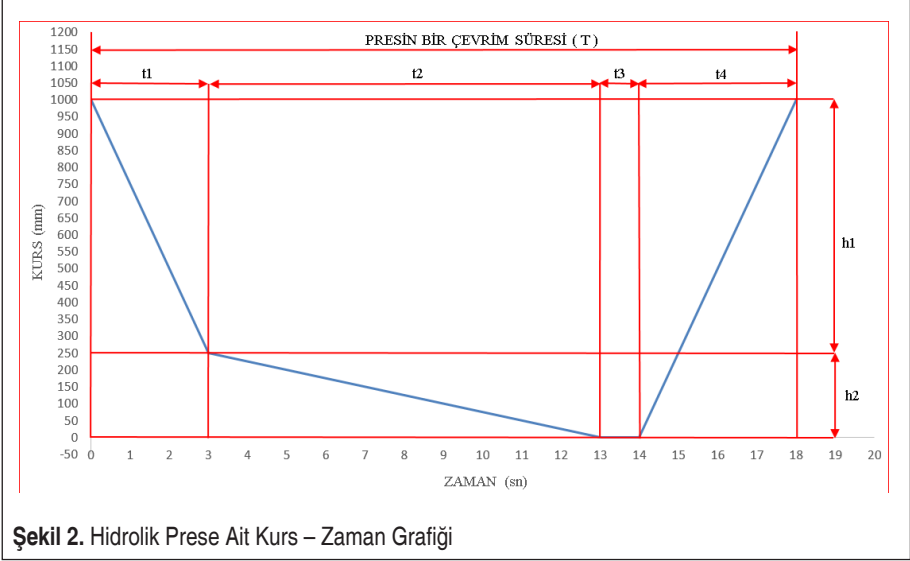
Tablo 5'te görüldüğü gibi geri dönüş için gerekli motor gücü iş için gerekli motor gücünden fazladır. Motor gücü geri dönüş için gerekli motor gücüne göre 90 kW olarak seçilmiştir.

Tablo 5. Hidrolik Sistem Motor Güçleri

Tanım	Simge	Değer	Birim
İş için motor gücü	$N_{i\dot{s}}$	73,5	kW
Geri dönüş için motor gücü	N_d	88,2	kW

2.5 Presin Bir Çevrim Süresi

Şekil 2'de, presin bir çevrim süresine karşılık gelen kurs-zaman grafiği verilmiştir. Presin bir çevrim süresi, serbest düşme süresi, presleme süresi, ütüleme süresi ve geri dönüş sürelerinin toplamıdır.



Şekil 2. Hidrolik Prese Ait Kurs – Zaman Grafiği

Presin bir çevrim süresi:

$$T = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 = \frac{h_1}{v_s} + \frac{h_2}{v_p} + t_3 + \left(\frac{h_1+h_2}{v_d} \right) = \left(\frac{750}{250} \right) + \left(\frac{250}{25} \right) + 1 + \left(\frac{750+250}{250} \right) = 18s \quad (14)$$

- T : Presin bir çevrim süresi, s
t₁ : Serbest düşme süresi, s
t₂ : Presleme süresi, s
t₃ : Ütuleme süresi, s
t₄ : Geri dönüş süresi, s
h₁ : Serbest düşme mesafesi, mm
h₂ : Presleme mesafesi, mm

Presin bir çevrim süresi için hesaplama sonuçları Tablo 6'da görülmektedir.

Tablo 6. Presin Bir Çevrim Süresi Hesaplama Sonuçları

KOÇ TABLA HAREKETİ	MESAFE (mm)	HIZ (mm/s)	SÜRE (s)
SERBEST DÜŞME	750	250	3
PRESLEME	250	25	10
ÜTÜLEME	0	0	1
GERİ DÖNÜŞ	1000	250	4
PRESİN BİR ÇEVİRİM SÜRESİ			18



Tablo 6’da presin bir çevrim süresinde en büyük değerin presleme süresi olduğu görülmektedir. Bunun nedeni bu preste derin çekme işleminin yapıyor olmasıdır. Derin çekme işlemlerinde parçanın geri yaylanmasını önlemek için ütüleme süresi boyunca parçaya baskı uygulanmaktadır. Presin bir çevrim süresi 18 saniye olarak hesaplanmıştır. Presteki üretim sayısı $60/18=3,33$ parça/dakikadır.

2.6 Presin Bir Çevrim Süresi İçin Enerji Tüketimi

Presin bir çevrimi içerisindeki enerji tüketimi, presleme süresi boyunca harcanan enerji tüketimi, ütüleme süresi boyunca harcanan enerji tüketimi ve geri dönüş süresi içerisindeki enerji tüketimlerinin toplamıdır.

Presin bir çevrim süresi için enerji tüketimi:

$$E = E_p + E_u + E_d = \left(\frac{N_{is} * t_2}{3600}\right) + \left(\frac{N_{is} * t_3}{3600}\right) + \left(\frac{N_d * t_4}{3600}\right) = \left(\frac{73,5 * 10}{3600}\right) + \left(\frac{73,5 * 1}{3600}\right) + \left(\frac{88,2 * 4}{3600}\right) = 0,322kW \quad (15)$$

E : Bir çevrim süresi için enerji tüketimi, kW

E_p : Presleme süresi için enerji tüketimi, kW

E_u : Ütüleme süresi için enerji tüketimi, kW

E_d : Geri dönüş süresi için enerji tüketimi, kW

Presin bir çevrim süresi için enerji tüketimi hesaplama sonuçları Tablo 7’de verilmiştir.

Tablo 7’de görüldüğü gibi hidrolik preslerde en büyük enerji tüketimi, presleme süresi içerisinde olmaktadır. Geri dönüş süresi içerisinde harcanan enerji ise neredeyse presleme süresi içerisinde harcanan enerji tüketiminin yarısı kadar olduğu tablodan görülmektedir. Presteki hidrolik sistem değiştirilmeden, enerji tüketiminin azaltılabilemesi için geri dönüş kuvvetinin azaltılması gerekmektedir. Bunun için mevcut prese

Tablo 8. Presin Bir Çevrim Süresi İçin Enerji Tüketimi

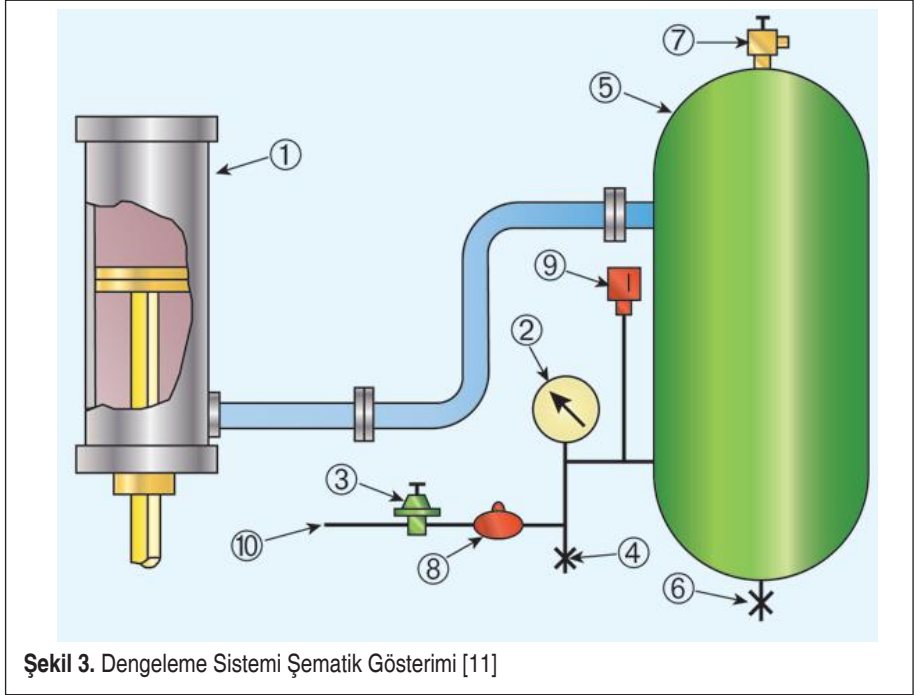
KOÇ TABLA HAREKETİ	GEREKLİ MOTOR GÜCÜ (kW)	SÜRE (s)	ENERJİ TÜKETİMİ (kW)
SERBEST DÜŞME	0	3	0
PRESLEME	73,5	10	0,204
ÜTÜLEME	73,5	1	0,020
GERİ DÖNÜŞ	88,2	4	0,098
BİR ÇEVİRİM SÜRESİ İÇİN ENERJİ TÜKETİMİ			0,322

dengeleme silindirleri eklenerek geri dönüş kuvveti azaltılmaya çalışılmış ve hidrolik sistem tekrar incelenmiştir.

3. DENGELEME MİKTARININ BELİRLENMESİ

Preste geri dönüş kuvvetinin bir kısmı dengeleme silindiri ile dengelenecektir. Bu kısımda dikkat edilmesi gereken nokta geri dönüş kuvvetinin tamamının dengelenmemesidir. Aksi takdirde pres serbest düşme hareketini gerçekleştiremez. Dengeleme sistemi hidrolik veya pnömatik bir sistem ile gerçekleştirilebilir. Bu örnekte prese Şekil 3’de görülen pnömatik sistem eklenecektir.

Şekil 3’de görülen dengeleme sistemi kapalı devre çalışan bir pnömatik sistemdir. Silindirler, hava tankı ve boru tesisatında hava kaçağı olmadığı sürece sistem içerisindeki basınçlı hava kullanılmaktadır. Enerji verimli bir sistemdir. Bilindiği gibi hava tüketimi de işletmeler için önemli bir kalemdir.



Şekil 3. Dengeleme Sistemi Şematik Gösterimi [11]

Dengeleme silindirinin hesaplamaları yapılmış ve sonuçlar Tablo 8’te sunulmuştur.

Dengeleme Silindiri halka alanı:

$$A_4 = \frac{\pi * (D_1^2 - d_1^2)}{4} = \frac{\pi * (50^2 - 7^2)}{4} = 1925,01 \text{ cm}^2 \quad (16)$$

**Tablo 8.** Dengeleme Siliniri Hesaplama Sonuçları

Dengeleme silindiri piston çapı	D1	500	mm	
Dengeleme silindiri mil çapı	d1	70	mm	
Dengeleme silindiri çalışma basıncı	P _b	6	bar	
Dengeleme silindiri sayısı	Z _b	2	adet	

A4 : Dengeleme silindiri halka alanı, cm²

D1 : Dengeleme silindiri piston çapı, mm

d1 : Dengeleme silindiri mil çapı, mm

Dengeleme kuvveti:

$$F_b = Z_b * P_b * A4 = 2 * 6 * 1925,01 = 23100 \text{ kgf} = 231000 \text{ N} \quad (17)$$

F_b : Dengeleme kuvveti, N

P_b : Dengeleme silindiri çalışma basıncı, bar

Z_b : Dengeleme silindiri sayısı, adet

olarak bulunmuştur.

Hesaplama sonuçları Tablo 9’de verilmiştir.

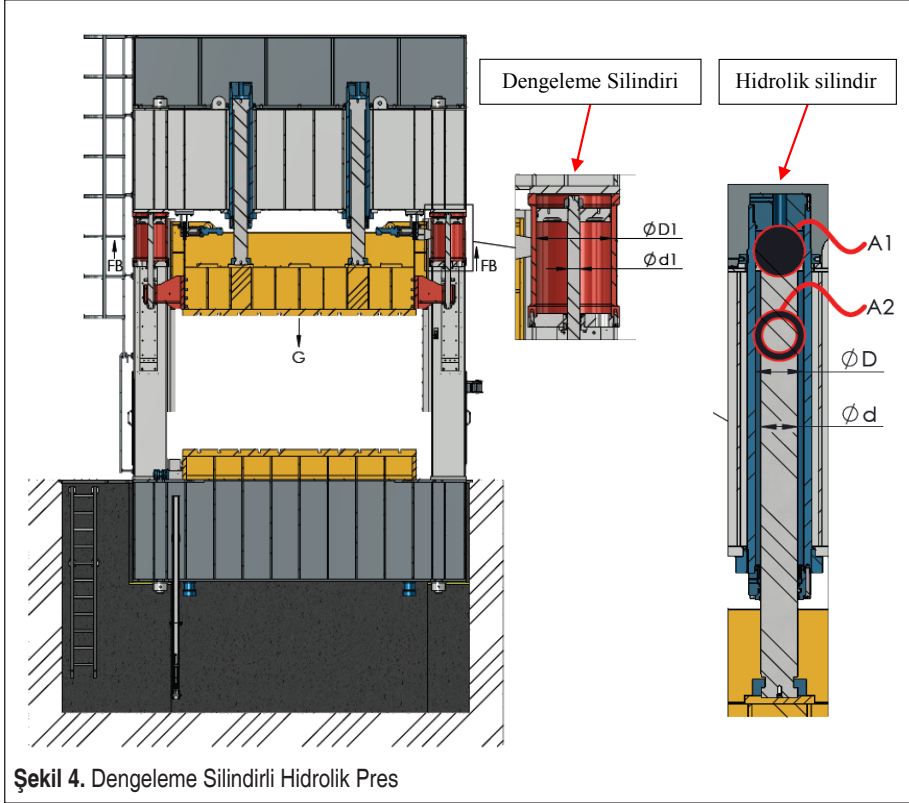
Tablo 1’de belirtilen geri dönüş kuvveti 30 ton’dur. Dengeleme silindirleri eklenerek bu kuvvetin yaklaşık 23ton’luk kısmının Tablo 9’da dengelendiği görülmektedir.

Tablo 9. Dengeleme Silindiri Alan ve Kuvvetler

Tanım	Simge	Değer	Birim
Dengeleme silindiri halka alanı	A4	1925,01	cm ²
Dengeleme kuvveti	F _b	231000	N

4. DENGELEME SİLİNDİRLERİNİN EKLENDİĞİ DURUM İÇİN PRESE AİT HİDROLİK SİSTEMİN HESAPLANMASI

Yukarıda sunulan hidrolik prese dengeleme silindirlerinin eklendiği durum için (Şekil 4) hesaplamalar tekrarlanmıştır. Önceki çalışmaya dengeleme silindirlerinin eklenmesi ile hidrolik sistemde geridönüş kuvveti değişmiştir. Buna göre teknik özellikleri Tablo 10’da sunulmuştur.



Şekil 4. Dengeleme Silindirli Hidrolik Pres

Şekil 1’deki mevcut üretim hatlarında kullanılan konvansiyonel bir prese, Şekil 4’te 2 adet dengeleme silindiri eklenerek tasarım değişikliği yapılmıştır.

Tablo 1’deki hidrolik presin teknik özellikleri ile tablo 10’daki dengeleme silindirli hidrolik presin teknik özelliklerine baktığımızda, sadece geri dönüş kuvvetinin değiştiği görülmektedir. Tablo 10’daki teknik özelliklere göre dengeleme silindirli hidrolik presin hidrolik sistemi 4.1, 4.2, 4.3, 4.4, 4.5, 4.6 ve 4.7 bölümlerinde hesaplanmıştır.

**Tablo 9.** Dengeleme Silindiri Alan ve Kuvvetler

Tanım	Simge	Değer	Birim
Pres tonajı	F_p	250	ton
Çalışma basıncı	P_p	236	bar
Geridönüş basıncı	P_d	69	bar
Silindir sayısı	Z	2	adet
Pres kursu	H	1000	mm
Geri dönüş kuvveti	F_d	7	ton
Serbest düşme hızı	V_s	250	mm/s
Presleme hızı	V_p	1-25	mm/s

4.1 Silindir Piston ve Rot Çapının Hesaplanması

Tablo 10'da çalışma basıncı 236 bar verilmiştir. Bu basınca göre aşağıda piston alanı ve piston çapı hesaplanmıştır.

Piston alanı:

$$P_p = \frac{F_p}{Z \cdot A_1} \rightarrow A_1 = \frac{F_p}{Z \cdot P_p} = \frac{250000}{2 \cdot 236} = 529,66 \text{ cm}^2 \text{ olarak bulunmuştur.} \quad (18)$$

Buna bağlı olarak piston çapı:

$$A_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \rightarrow D = \sqrt{\frac{4 \cdot A_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 529,66}{\pi}} = 25,96 \text{ cm} \quad (19)$$

hesaplanarak piston çapı $D = \text{Ø}260 \text{ mm}$ seçilmiştir.

Tablo 10'da geri dönüş basıncı 69 bar olarak verilmiştir. Bu basınca göre silindir halka alanı ve rot çapının hesaplamaları aşağıda verilmiştir.

Silindir halka alanı:

$$P_d = \frac{F_d}{Z \cdot A_2} \rightarrow A_2 = \frac{F_d}{Z \cdot P_d} = \frac{7000}{2 \cdot 69} = 50,72 \text{ cm}^2 \text{ olarak hesaplanmıştır.} \quad (20)$$

Buna göre rot çapı:

$$A_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \rightarrow d = \sqrt{D^2 - \left(\frac{4 \cdot A_2}{\pi}\right)} = \sqrt{26^2 - \left(\frac{4 \cdot 50,72}{\pi}\right)} = 24,73 \text{ cm} \quad (21)$$

hesaplanıp rot çapı $d=Ø245\text{mm}$ seçilmiştir.

Hesaplama sonuçları Tablo 11’de verilmiştir.

Tablo 11. Silindir Piston ve Rot Çapları

Tanım	Simge	Değer	Birim
Piston çapı	D	260	mm
Rot çapı	d	245	mm

Geri dönüş kuvveti değiştiği için önceki tasarımda 200mm olan rot çapı artarak 245mm olarak hesaplanmıştır.

4.2 Silindir Piston ve Rot Çapına Göre Basınç ve Alanların Tekrar Hesaplanması

Tablo 11’de seçilen yuvarlatılmış piston ve rot çaplarına göre piston alanı, çalışma basıncı, silindir halka alanı ve geri dönüş basıncı tekrar hesaplanmıştır.

Piston alanı:

$$A_1 = \frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\pi * 26^2}{4} = 530,93\text{cm}^2 \quad (22)$$

Çalışma basıncı:

$$P_p = \frac{F_p}{Z * A_1} = \frac{250000}{2 * 530,93} = 235,44 \text{ bar} \quad (23)$$

Silindir halka alanı:

$$A_2 = \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi * (26^2 - 24,5^2)}{4} = 59,49 \text{ cm}^2 \quad (24)$$

Geri dönüş basıncı:

$$P_d = \frac{F_d}{Z * A_2} = \frac{7000}{2 * 59,49} = 58,83 \text{ bar} \text{ olarak bulunmuştur.} \quad (25)$$

Hesaplama sonuçları Tablo 12’de verilmiştir.

Rot çapı arttığı için önceki tasarıma göre silindir halka alanı küçülmüştür. Geri dönüş basıncı da azalmıştır.

**Tablo 12.** Silindir Alanları ve Basınçlar

Tanım	Simge	Değer	Birim
Bir silindir için ön dolum debisi	$Q_{\text{önd}}$	796,4	lt/dk
Geri dönüş debisi	Q_d	650,3	lt/dk
İş debisi	$Q_{\text{iş}}$	159,3	lt/dk

4.3 Hidrolik Sistemdeki Debiler

Tablo 10’da verilen teknik özelliklere göre bir silindir için ön dolum debisi, geri dönüş debisi ve iş debisi tekrar hesaplanmıştır.

Bir silindir için ön dolum debisi:

$$Q_{\text{önd}} = A1 * V_s = \frac{530,93 * 250 * 60}{10000} = 796,4 \text{lt/dk} \text{ olarak hesaplanmıştır.} \quad (26)$$

Geri dönüş debisi:

$$Q_d = Z * A_2 * V_d = 650,3 \text{lt/dk} \quad (27)$$

İş debisi:

$$Q_{\text{iş}} = Z * A1 * V_p = \frac{2 * 530,93 * 25 * 60}{10000} = 159,3 \text{lt/dk} \text{ olarak bulunmuştur.} \quad (28)$$

Hesaplama sonuçları Tablo 13’de verilmiştir.

Tablo 13. Hidrolik sistemdeki debiler

Tanım	Simge	Değer	Birim
Bir silindir için ön dolum debisi	$Q_{\text{önd}}$	796,4	lt/dk
Geri dönüş debisi	Q_d	650,3	lt/dk
İş debisi	$Q_{\text{iş}}$	159,3	lt/dk

Önceki tasarımda kullanılan pompa ve ön dolum valfinde değişiklik yapılmamıştır. Bu nedenle debilerde değişiklik olmamıştır.

4.4 Geridönüş Hızının Hesaplanması

Hidrolik silindirin rot çapı ve silindir halka alanı değiştiğinden geri dönüş hızı tekrar hesaplanmıştır.

Geridönüş hızı:

$$V_d = \frac{Q_d}{Z * A_2} = \frac{650,3 * 10000}{2 * 59,49 * 60} = 910,9 \text{ mm/s} \text{ olarak hesaplanmıştır.} \quad (29)$$

V_d : Geri dönüş hızı, mm/s

Hesaplama sonucu Tablo 14’de verilmiştir.

Tablo 14. Geri Dönüş Hızı

Tanım	Simge	Değer	Birim
Geri dönüş hızı	V_d	910,9	mm/s

Hidrolik prese balans silindirleri eklendiğinden geri dönüş kuvveti azalmıştır. Geri dönüş debisi değişmemiştir. Rot çapı artığı için silindir halka alanı küçülmüştür. Önceki tasarımda 250mm/s olan geri dönüş hızı, 3,64 kat artarak 910,9mm/s olarak hesaplanmıştır.

4.5 Hidrolik Sistem Motor Güçleri

Tablo 10’da verilen teknik özelliklere göre iş için gerekli motor gücü tekrar hesaplanmıştır.

İş için gerekli motor gücü:

$$N_{i\dot{s}} = \frac{Q_{i\dot{s}} * P_p}{600 * 0,85} = \frac{159,3 * 235,44}{600 * 0,85} = 73,5 \text{ kW} \quad (30)$$

Geri dönüş debisi değişmemiştir ancak geri dönüş basıncı değiştiği için geri dönüş için gerekli motor gücü tekrar hesaplanmıştır.

Geri dönüş için gerekli motor gücü:

$$N_d = \frac{Q_d * P_d}{600 * 0,85} = \frac{650,3 * 58,83}{600 * 0,85} = 75 \text{ kW} \text{ olarak hesaplanmıştır.} \quad (31)$$

Hesaplama sonuçları Tablo 15’de verilmiştir.

Tablo 15. Hidrolik Sistem Motor Güçleri

Tanım	Simge	Değer	Birim
İş için motor gücü	$N_{i\dot{s}}$	73,5	kW
Geri dönüş için motor gücü	N_d	75	kW



İş için gerekli motor gücü değişmemiştir. Geri dönüş debisi de değişmemiştir ancak geri dönüş basıncı değiştiği için geri dönüş için gerekli motor gücü azalmıştır. Önceki tasarımda hidrolik sistemin motor gücü 90kW olarak seçilmiştir. Tablo 15’de hidrolik prese balans silindirlere eklendiğinde hidrolik sistemin motor gücünün 75kW’a düştüğü görülmektedir.

4.6 Presin Bir Çevrim Süresi

Preste geri dönüş hızı değiştiği için presin bir çevrim süresi tekrar hesaplanmıştır.

Presin bir çevrim süresi:

$$T = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 = \frac{h_1}{V_s} + \frac{h_2}{V_p} + t_3 + \left(\frac{h_1 + h_2}{V_d} \right) = \left(\frac{750}{250} \right) + \left(\frac{250}{25} \right) + 1 + \left(\frac{750 + 250}{910,9} \right) = 15,1s \quad (32)$$

Hesaplama sonuçları Tablo 16’da sunulmuştur.

Tablo 16. Presin Bir Çevrim Süresi Hesap Sonuçları

KOÇ TABLA HAREKETİ	MESAFE (mm)	HIZ (mm/s)	SÜRE (s)
SERBEST DÜŞME	750	250	3
PRESLEME	250	25	10
ÜTÜLEME			1
GERİ DÖNÜŞ	1000	910,9	1,1
PRESİN BİR ÇEVİRİM SÜRESİ			15,1

Tablo 16’da görüldüğü gibi preste şekillendirilecek parçanın geometrisi ve hidrolik sistemde kullanılan hidrolik elemanlar değişmediği için serbest düşme süresi, presleme süresi ve ütüleme sürelerinde değişiklik olmamıştır. Geri dönüş hızı arttığı için geri dönüş süresinin azaldığı tablodan görülmektedir. Önceki tasarımda 18 saniye olan çevrim süresi 15,1saniye’ye düşmüştür. Presteki üretim sayısı 60/15,1=3,97 parça/dakika olarak hesaplanmıştır.

4.7 Presin Bir Çevrim Süresi İçin Enerji Tüketimi

Preste geri dönüş süresi ve geri dönüş için motor gücü değiştiğinden presin bir çevrim süresi için enerji tüketimi tekrar hesaplanmıştır.

Presin bir çevrim süresi için enerji tüketimi:

$$E = E_p + E_u + E_d = \left(\frac{N_{i\dot{s}} * t_2}{3600} \right) + \left(\frac{N_{i\dot{s}} * t_3}{3600} \right) \left(\frac{N_d * t_4}{3600} \right) = \left(\frac{73,5 * 10}{3600} \right) + \left(\frac{73,5 * 1}{3600} \right) + \left(\frac{75 * 1,1}{3600} \right) = 0,247kW \quad (33)$$

Presin bir çevrim süresi için enerji tüketimi Tablo 17’de özetlenmiştir.

Tablo 17. Bir Çevrim Süresi İçin Gerekli Enerji

KOÇ TABLA HAREKETİ	GEREKLİ MOTOR GÜCÜ (kW)	SÜRE (s)	ENERJİ TÜKETİMİ (kW)
SERBEST DÜŞME	0	3	0
PRESLEME	73,5	10	0,204
ÜTÜLEME	73,5	1	0,020
GERİ DÖNÜŞ	75	1,1	0,023
BİR ÇEVİRİM SÜRESİ İÇİN ENERJİ TÜKETİMİ			0,247

Tablo 17’de görüldüğü gibi presin bir çevrim süresi için enerji tüketiminde, presleme süresi için enerji tüketimi ve ütüleme süresi için enerji tüketimi değişmemiştir. Önceki tasarımda geri dönüş süresi içerisinde 0,098kW olan enerji tüketiminin 0,023kW’a düştüğü görülmektedir. Presin bir çevrim süresi için enerji tüketimi ise 0,322kW’tan 0,247kW’a düşmüştür.

5. SONUÇ

Hidrolik preslerin en büyük dezavantajı parça üretim adetlerinin düşük olmasıdır. Köşeler ve Köşeler ve diğ. çalışmalarında konvansiyonel hidrolik presler ile yüksek hızlı hidrolik presleri incelemişlerdir. Yaptıkları çalışmalar sonucunda hızlı hidrolik preslerin ilk yatırım maliyeti ve enerji tüketimi açısından dezavantajlı; ancak üretim kapasitesi olarak avantajlı olduğu sonucuna varmışlardır [6,7].

Yapılan çalışmada, konvansiyonel hidrolik preslerde dengeleme silindiri kullanılarak parça üretim adetlerinin artırılabilceği ve enerji tüketiminin de azaltılabileceği görülmüştür. Elde edilen hesaplama sonuçları Tablo 18’de özetlenmiştir.

Yapılan analiz çalışmaları sonucunda, Tablo 18’de görüldüğü gibi konvansiyonel hidrolik preslerde dengeleme silindiri kullanarak aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

1. Hidrolik sistemdeki pompa değişmeden motor gücü 90 kW’tan 75 kW’a düşürülmüştür.
2. Dakikadaki parça üretim sayısı 3,33 parça/dk’dan 3,97 parça/dk’ya çıkarılmıştır. Parça üretim sayısında % 19 kadar bir iyileştirme sağlanmıştır.
3. Bir çevrim süresi için enerji tüketimi 0,322 kW’tan 0,247 kW’a düşürülmüştür. Bir çevrim süresi içerisinde %23 enerji tasarrufu sağlanmıştır.

**Tablo 18.** Sonuç Karşılaştırma Tablosu

	KONVENŞİYONEL HİDROLİK PRES	DENGELEME SİLİNDİRLİ HİDROLİK PRES	BİRİM
Pres tonajı	250	250	ton
Çalışma basıncı	235,44	235,44	bar
Geri dönüş basıncı	69,19	58,83	bar
Silindir sayısı	2	2	adet
Pres kursu	1000	1000	mm
Geri dönüş kuvveti	30	7	ton
Serbest düşme hızı	250	250	mm/s
Presleme hızı	1-25	1-25	mm/s
Geri dönüş hızı	250	910,9	mm/s
Piston çapı	260	260	mm
Rot çapı	200	245	mm
Ön dolum debisi	796,4	796,4	lt/dk
Geri dönüş debisi	650,3	650,3	lt/dk
Max iş debisi	159,3	159,3	lt/dk
İş için motor gücü	73,5	73,5	kW
Geri dönüş için motor gücü	88,2	75	kW
Bir çevrim süresi	18	15,1	s
Dakikadaki parça üretim sayısı	3,33	3,97	Parça/dk
Bir çevrim süresi için enerji tüketimi	0,322	0,247	kW

Yapılan çalışmada hesaplamalar, mevcut hidrolik sistemdeki pompa ve valflerde değişiklik yapılmaması üzerine kurgulanmıştır. Sanayide üretim hatlarında kullanılan mevcut hidrolik preslere, dengeleme silindiri eklenerek, sadece silindir rot çapı artırılmasıyla birlikte dakikadaki parça üretim sayıları arttırılırken enerji tüketimi azaltılabilir.

Özellikle hızlı hidrolik preslerin ilk yatırım maliyeti ve enerji tüketimi yüksektir. Bu tip preslerde dengeleme silindirlerinin kullanılmasıyla hidrolik sistemde kullanılan pompalar, valfler vb. hidrolik elemanların debileri düşürülebilir. Bunun sonucu olarak ilk yatırım maliyetleri ve enerji tüketimleri düşecektir.

SİMGELER/KISALTMALAR

A1	Piston alanı
A2	Silindir halka alanı
A3	Dengeleme silindiri piston alanı
A4	Dengeleme silindiri halka alanı
D	Piston çapı
D1	Dengeleme silindiri piston çapı
d	Rot çapı
d1	Dengeleme silindiri mil çapı
E	Bir çevrim süresi için enerji tüketimi
E_p	Presleme süresi için enerji tüketimi
E_u	Ütuleme süresi için enerji tüketimi
E_d	Geri dönüş süresi için enerji tüketimi
F_b	Dengeleme kuvveti
F_d	Geri dönüş kuvveti
F_p	Pres tonajı
h_1	Serbest düşme mesafesi
h_2	Presleme mesafesi
H	Pres kursu
N_d	Geri dönüş için motor gücü
$N_{i\dot{s}}$	İş için motor gücü
P_b	Dengeleme silindiri çalışma basıncı
P_d	Geri dönüş basıncı
P_p	Çalışma basıncı
Q_d	Geri dönüş debisi
$Q_{i\dot{s}}$	İş debisi
$Q_{\text{önd}}$	Bir silindir için ön dolum debisi
t1	Serbest düşme süresi
t2	Presleme süresi
t3	Ütuleme süresi
t4	Geri dönüş süresi
T	Presin bir çevrim süresi
V_d	Geri dönüş hızı
V_p	Presleme hızı



V_s	Serbest düşme hızı
Z	Silindir sayısı
Z_b	Dengeleme silindiri sayısı

KAYNAKÇA

1. **Sipahioğlu, C.** 2001. “Sıvama Preslerinde Hidrolik Uygulamaları”, II. ULUSAL HİDROLİK PNÖMATİK KONGRESİ, s. 89-104, İzmir. http://www1.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/f4f2767c967e67c_ek.pdf
2. **Çelikayar, G.** 2005. “Pompa Kontrol Sistemlerinin Pres Teknolojisine Sağladığı Avantajlar”, IV. ULUSAL HİDROLİK PNÖMATİK KONGRESİ, s. 13-29, İzmir. http://www1.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/45a763ddf44fc00_ek.pdf
3. **Pancar, Y., Ergür, H.S.** 2011. “Hidrolik Akümülatörler, Kullanım Amaçları ve Yöntemleri ile Seçim Kriterleri”, VI. ULUSAL HİDROLİK PNÖMATİK KONGRESİ, 12-15 Ekim 2011 s. 111-123, İzmir. http://www1.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/57d9fb922640b91_ek.pdf
4. **Akova, H.U., Çalışkan, H., Balkan, T., Platin, B.E., Demirer, S.** 2014. “Abkant Presler İçin Enerji Verimli Hidrolik Tahrik Sistemi ve Kontrolü”, ULUSLARARASI KATILIMLI VII. ULUSAL HİDROLİK PNÖMATİK KONGRESİ, s. 361-376, İSTANBUL. http://www1.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/bf5449b87813bf0_ek.pdf
5. **Zahalka, M.** 2014. “Modal Analysis of Hydraulic Press Frames for Open Die Forging”, Procedia Engineering, 69, 1070 – 1075. DOI: 10.1016/j.proeng.2014.03.092
6. **Köseler, S., Yüksel İ., Topçu, E.E.** 2014. “Üç Etkili, Yüksek Hızlı Bir Hidrolik Presin Tasarımı ve Analizi”, Mühendis ve Makine Dergisi, Cilt 56, sayı 662, 687-699, İstanbul. <https://dergipark.org.tr/pub/muhendismakina/issue/54194/733641>
7. **Köseler, S.** 2014. “Üç Etkili, Yüksek Hızlı Bir Hidrolik Presin Tasarımı ve Analizi” Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa. <https://acikerisim.uludag.edu.tr/bitstream/11452/8948/1/360461.pdf>
8. **Tınkır, M., Sezgen, H.Ç.** 2016. “H Tipi Hidrolik Presin Modellenmesi ve Konum Geri Beslemeli Oransal-Türevsel Kontrolü”, Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi, Cilt 18, Sayı 54, 535-547. <https://dergipark.org.tr/pub/deumffmd/issue/40782/491939>
9. **Dilmeç, M., Elmas, F., Turhan, O.** 2019. “H Tipi Hidrolik Pres Gövdesinin Yapısal Analizi ve Optimizasyonu”, Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi, 7, 124-135. DOI: 10.29130/dubited.421883
10. **Elmas, F.M., Turhan O.N., Dilmeç, M.** 2019. “H Tipi Hidrolik Pres Gövdesinin Yapısal Analizi ve Optimizasyonu”, Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi, 7, 124-135. DOI: 10.29130/dubited.421883
11. **Smith D. A.** 2012. “Press Pneumatic Counterbalances,” <https://www.metalformingmagazine.com/article/?/stamping-presses/mechanical/press-pneumatic-counterbalances>, 12.10.2020