

HİDROLİK SİSTEMLERDEKİ ENERJİ VERİMLİLİĞİ

*Hayriye Sevil ERGÜR**

Alınma:15.06.2017; düzeltme:07.05.2018; kabul:25.06.2018

Öz: Günümüzde hidrolik sistemlere ilişkin bilimsel çalışmalarda, bu sistemlerin geliştirilmesi ve enerji kayıplarının azaltılması sağlanmaktadır. Enerji kayıpları, borulardaki sürtünmeden, ekipmanlardan, dirseklerden ve çap değişikliğinden oluşur. Isı artışına sebep olan hidrolik basınç kayıpları, sisteme hasar vereceğinden soğutucu kullanımı gerekmektedir. Bir diğer enerji kaybı nedeni ise başlangıçta küçük, ancak zamanla artan hidrolik kaçaklardır. Buna ek olarak, emniyet valfinden tanka geri dönen akışkan da enerji kaybını artırır. Hidrolik sistemlere ilave edilen ekipmanlar ve teknolojik iyileştirmeler ile enerji kayıpları azalmaktadır. Sistemdeki basınç kontrolünü kolaylaştırmak için, pompaya en yakın noktaya monte edilen emniyet valfinden geçen yüksek basınçlı sıvı, tanka dönüş debisini artırır. Endüstriyel gelişimdeki rolü sürekli artan hidrolik sistemlerin yerini çok daha ekonomik bir alternatif olan dijital kumandalı sistemler almaktadır. Bu çalışmada, konvansiyonel ve enerji verimli sistemler ile valf ve pompa kontrollü mobil cihazlar karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Hidrolik devre, Hidrolik motor, Elektro-hidrolik hareketlendirici, Basınç dengeli Hidrolik sistem

Energy Efficiency in Hydraulic Systems

Abstract: The development of hydraulic systems and the reduction of energy losses have provided by very serious scientific studies related to these systems recently. Energy losses consist of friction in pipes, equipment, elbows and diameter changes. The hydraulic pressure losses that cause the heat increase will require the use of a cooler, as it will damage the system. Another energy loss is due to fluid leakages, which are initially small but increase over time. In addition, the fluid returning to the tank through the safety valve also increases the energy loss. Equipment and technological improvements, in hydraulic systems, reduce the energy losses. In order to facilitate the pressure control in the system, the high-pressurized liquid discharge in return line, passed through the safety valve installed into the closest to the pump is increased. The role of the hydraulic system in industrial development is increasingly taking the place of digital control systems, which is a much more economical alternative. In this study, conventional and energy efficient systems are compared with valve and pump-controlled mobile devices.

Keywords: Hydraulic circuit, Hydraulic motor, Electro-hydraulic actuator, Pressure compensated Hydraulic system

1. GİRİŞ

Enerji kaynaklarının giderek azalması ve enerji maliyetlerinin artışı, hidrolik sistemlerdeki enerjinin verimli kullanımını zorunlu kılmıştır. Mevcut hidrolik sistemlerde, enerji kayıpları son derece önemli olduğundan son 30 yıldır ciddi bilimsel çalışmalar yapılmaktadır. Verimliliği artırmak, hidrolik sistem tasarımcısı ve imalatçısının başlıca görevlerinden birisidir. Kontrol sistemlerinin tipine göre enerji kullanımı farklı olabilir. Enerji kayıpları, güç kayıplarını artıracığından işletmelerdeki maliyet artışları kontrol edilmelidir. Bu kayıplarla ortaya çıkan aşırı

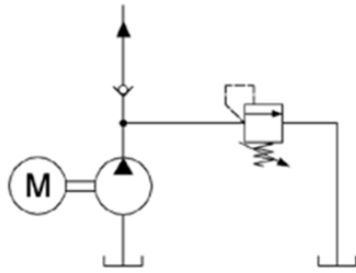
* Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği, 26480, Eskişehir
İletişim Yazarı: H. Sevil ERGÜR (hsurgur@ogu.edu.tr)

ısı, sistemdeki akışkanın kısa sürede bozulmasına ve özelliğini kaybetmesine neden olmaktadır. Isıya dönüşen hidrolik basınç kayıpları, sisteme hasar vereceğinden soğutucu ekipman gereksinimini artırır.

Sistemde kullanılmayan akışkanın emniyet valfinden geçerek tanka geri dönüşü de ayrı bir enerji kaybı olarak düşünülmelidir. Hidrolik sistem tasarımı ve seçiminde etkili parametreler, kullanım kapasitesi, performans, emniyet, maliyet, yedekleme ve verim olarak belirlenmiştir. Yüksek yakıt maliyeti ve ekzost emisyonu, yeni hidrolik devre tasarımlarını gerektirmektedir. Hidrolik sistemlerdeki ölçüm kayıpları, güç tasarrufunu zorlaştırmaktadır. Bu kayıplar, özellikle geniş debi aralığında çalışan tek pompa ile çoklu fonksiyonların beslenmesi sırasında ortaya çıkar. Kütle ve atalet yüklerinin enerjileri, genellikle ölçüm kayıplarına harcanır. Bu durumda, maliyet artırıcı olmasına rağmen çoklu pompa kullanımı tavsiye edilir. Çoklu pompa sisteminin enerji depolama ünitesiyle birlikte kullanıldığı devrelerde, hidrostatik kontrole göre daha fazla enerji tasarrufu sağlanmaktadır (Wendel, 2002).

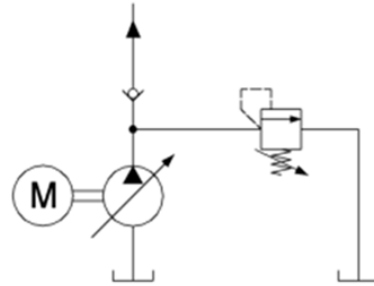
2. HİDROLİK SİSTEM GRUPLARI

Konvansiyonel hidrolik sistemler, dört farklı grupta incelenebilir. Bunlar sırasıyla başlama/durdurma düzenini kullanan A tipi, oransal hidrolik sistemin kullanıldığı B tipi, paralel bağlı elemanlarla birlikte dijital ekipmana sahip C tipi ve anahtar kontrollü D tipi devrelerdir.



Şekil 1:

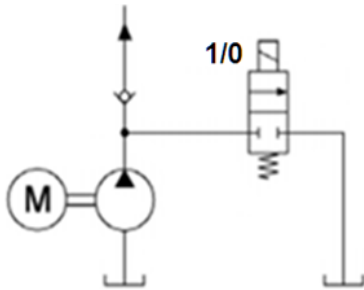
A tipi hidrolik devre (Drumea, 2008)



Şekil 2:

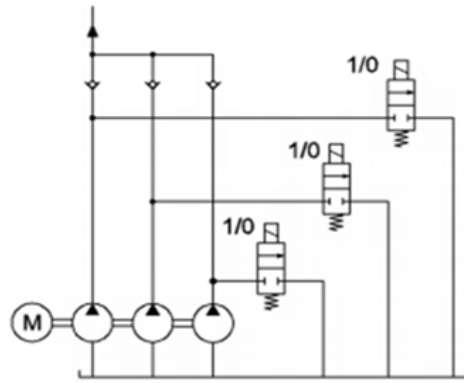
B tipi hidrolik devre (Drumea, 2008)

Bu sistemler temelde hidrolik pompa, hidrolik motor, dağıtım ekipmanı, boru ve yardımcı elemanlardan oluşur. Hidrolik devredeki ana elemanlardan birisi olan pompa grubunda, elektrik veya mekanik kontrollü çevirici, yağ tankı ve pompa bulunur.



Şekil 3:

C tipi hidrolik devre (Drumea, 2008)



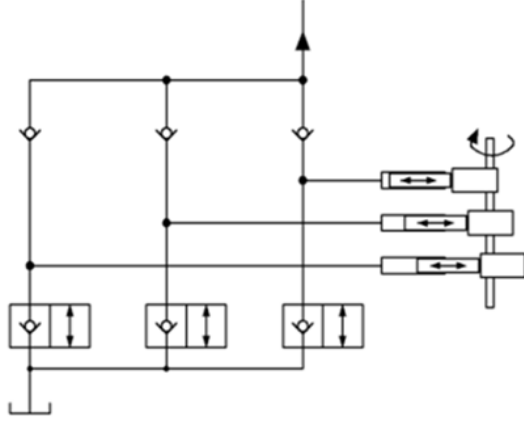
Şekil 4:

D tipi hidrolik devre (Drumea, 2008)

Her sistem grubunda kullanılması gereken pompalar farklıdır. A tipi sistemlerde Şekil 1' deki, B tipi sistemlerde Şekil 2' deki pompalar tercih edilir. A ve B tipi sistemlere uygun pompaların genel verimleri yaklaşık 0.90-0.94 arasında değişir. Bu sistemlerde, genellikle dişi

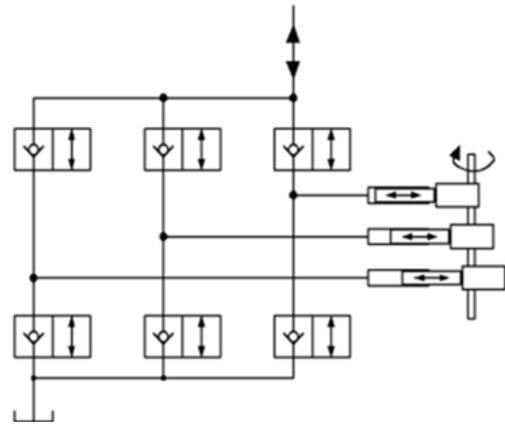
pompa ve aksenal pistonlu pompalar tercih edilmektedir. Sabit veya değişken debili aksenal pompaların çeşitli kontrol üniteleri ile kumanda edildiği bu sistemlerde, birbirini takip eden fazlarda, yük isteğine göre her bir pompa için çalışma uyumu, bu ünitelerle sağlanabilir.

Şekil 3 ve Şekil 4' de gösterilen sistemlerde, 2/2 valfle veya pompa ile debi kontrolünün sağlandığı C ve D tipi devreler kullanılabilir. Bazı durumlarda, birbirinden bağımsız pistonlara sahip pompalar tercih edilir. Şekil 5' de gösterilen devrede, sabit debili pompalar ve 2/2 valfler ile debi kontrolü yapılır. Bu tip sistemlerde, teorik olarak emniyet valfine gerek duyulmaz, ancak, pratikteki bazı uygulamalarda kullanılmaktadır.



Şekil 5:

Pistonlu pompa devresi (Rydberg, 2009)



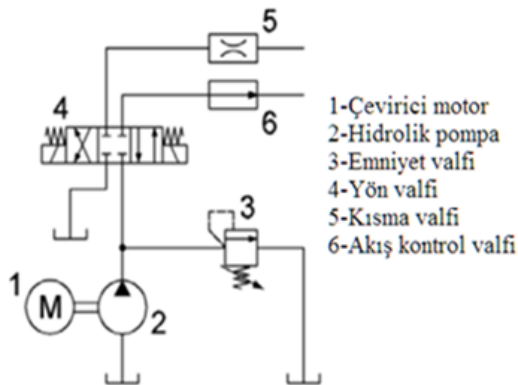
Şekil 6:

Paralel pistonlu pompa devresi (Rydberg, 2009)

Şekil 6' da, aynı motordan hareket alan sabit debili üç pompa gösterilmiştir. Debi, pompaların birbirlerinden bağımsız olarak sisteme veya tanka bağlanmasıyla kontrol edilir. Pompa tipleri farklı olsa da genel yapılarında bir değişiklik yoktur (Drumea, 2008).

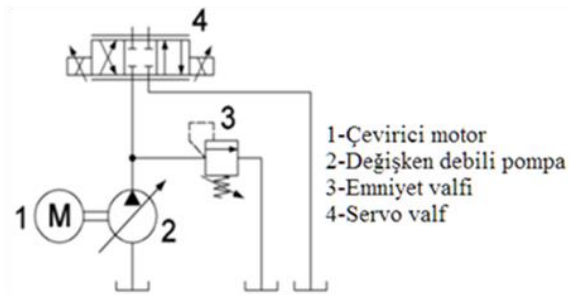
3. HİDROLİK EKİPMANLAR

Bu ekipmanlarda akış kontrol ve dağıtım elemanları bulunur. A tipi sistemlerde (Şekil 7) yön valfleri, iki veya üç yollu kısma ve akış kontrol valfleri kullanılır. Kısma valfi ile 2-yollu valfin



Şekil 7:

A tipi hidrolik sistem
(Biedermann ve diğ., 2009)

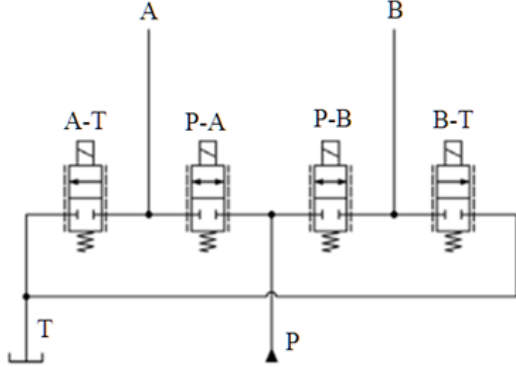


Şekil 8:

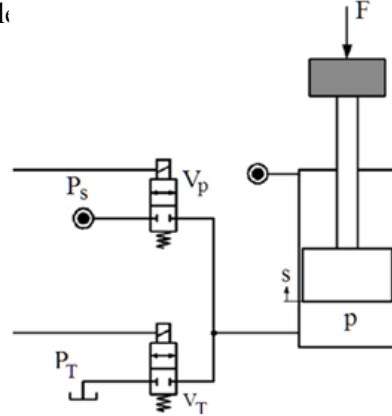
B tipi hidrolik sistem
(Biedermann ve diğ., 2009)

bulunduğu bu sistemler, maksimum basınca ulaştığında, akışkanın fazlası, emniyet valfinden geçerek tanka geri gönderilir. Değişken debili pompa ve üç yollu valf kullanan sistemler için

önerilen çözümlerle enerji kaybı düşürülür. B tipi sistemlerin basitleştirilmesi için Şekil 8' de gösterildiği gibi servo-valfler ve/veya oransal yön valfleri



Şekil 9:
C tipi hidrolik sistem
(Biedermann ve diğ., 2009)



Şekil 10:
D tipi hidrolik sistem
(Biedermann ve diğ., 2009)

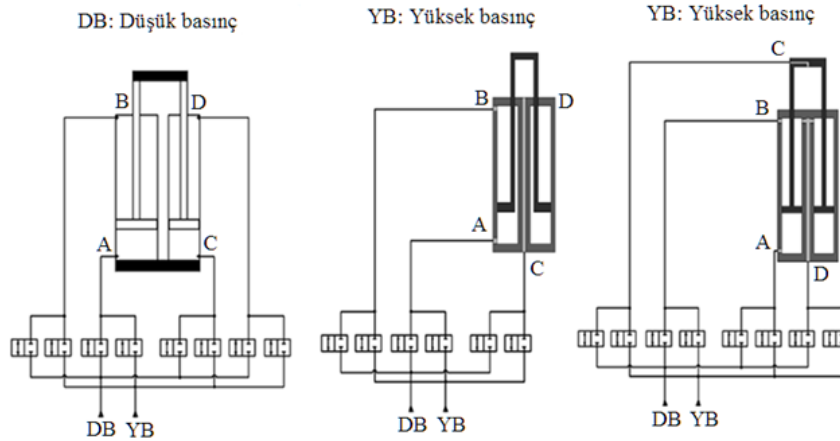
Daha ekonomik olan bu sistemlerde gelişmiş pompa ile enerji kayıpları azalırken, servo-valf üzerindeki basınç düşümü artmaktadır. Şekil 9' da gösterilen geliştirilmiş C tipi sistemlerde, teknik ve ekonomik sorunlara yönelik kesin çözümlerin üretilmesi oldukça zordur. Şekil 10' daki D tipi sistemlerde, enerji kayıplarının düşürülmesi çok daha kolaydır.

3.1 Boru ve Yardımcı Ekipman

Yardımcı elemanlar grubunda, hidrolik akümülatörler, filtreler, soğutucular, çek valfler ve basınç kontrol valfleri bulunur. A, B ve C tipi sistemlerde kullanılması gereken bu elemanlara, D tipi sistemlerde ihtiyaç duyulmayabilir. Boru, dirsek ve kesit değişimlerdeki enerji kayıpları yaklaşık aynı seviyededir. Ancak, D tipindeki enerji kayıpları daha düşüktür.

3.2 Hidrolik Motorlar

Tüm sistemlerdeki hidrolik motorların veya silindirlerin temel görevi basıncın, moment ya da çevirici kuvvete dönüştürülmesidir. Şekil 11' de gösterildiği gibi silindirlerdeki enerji kayıplarını azaltmak için çalışan yüzeylerde değişim önerilir. Bu değişimler, özellikle C tipi sistemlerde çok önemlidir. A, B ve D tipi sistemlerde ise enerji kayıplarının daha etkili bir şekilde düşürülmesini sağlayan silindirler kullanılır.



Şekil 11:
Hidrolik Silindirlerdeki Uygulama Örnekleri (Drumea, 2008)

Motorlar, C ve D tipi sistemlerdeki enerji kazanımı için uygun çözümler üretebilir. A ve B tipi sistemlerin tasarımı ve geliştirilmesi çok daha zordur (Rydberg, 2009). Deplasman kontrolü, basınç kaybına neden olmadan sağlandığından, farklı endüstriyel alanlarda başarıyla kullanılır. Değişken deplasmanlı hidrolik pompaların, hidrolik motor olarak da çalışması için pompa dönüş yönünün değiştirilmesi yeterlidir (Biedermann ve diğ., 2009).

4. SİSTEM PARAMETRELERİ

Sanayinin gelişmesini hızlandıran hidrolik kumandalı çeviricilerin yerini elektrikli kumandalı çeviriciler almaktadır. Tüm kullanımlara uyumlu olmayan bu tip çeviricilerin ürün maliyeti ve kalite seviyesi belirlenmeden önce enerji kayıp kriterleri tanımlanmalıdır. Soruna çözüm arayan araştırmacılar, bu alanda çeşitli çalışmalar yapmaktadırlar (Grey, 2011).

4.1 Parametre Değişimleri

En önemli sistem parametreleri, basma yüksekliği, debi ve pompa dönüş hızıdır. Bilindiği üzere, AC (alternatif akım) çeviriciler ile üç farklı dönüş hızına ulaşılabilir. Frekans kontrolü ile istenilen dönüş hızında, enerji kullanımı en düşük seviyede tutulabilir. Değişken debili pompa ile birlikte uygun emniyet valfi seçilmeli ve radyal pistonlu pompa tercih edilmelidir. Elektronik ve mekatronik düzenleme, sistemdeki ekipman sayısını azaltacağından kurulum ve çalışma maliyeti de düşecektir. Ayrıca, dijital kontrollü ünitelerin kullanımı, enerji kayıplarını düşürür. Çevirici ile pompa arasında esnek veya rijit kaplin yerine maliyet artırıcı olmasına rağmen hidrolik kontrollü kaplin tercih edilmelidir. Parametre değişimine ait öneriler aşağıda maddeler halinde özetlenmiştir.

- Yüksek basıncın oluşturduğu kuvvetlere uygun malzeme, sürtünme ve aşınmaya karşı mukavemetli olmalıdır.
- Pompa, motor ve kontrol valflerindeki kayıpların azaldığı alanların ve kenar boşluklarının küçültülmesi için yeni teknolojilerden yararlanılmalıdır.
- Boru malzemesinin akışkan ile uyumlu seçilmesi ve pürüzlülük katsayısının küçük olması gerekir.
- Devredeki boru boyu kısa seçilmeli ve çap değişikliği en aza indirgenmelidir.
- Sistem sıcaklığına göre akışa, boruya ve ekipmana uygun viskozitede sıvı seçilmelidir.
- Sürtünme kuvvetleri ve aşınmanın azaltılmasında silindir seçimi de oldukça önemlidir.

4.2 Sistem Parametrelerindeki İyileştirmeler

Hidrolik sistemlerde kullanılan pompanın basıncı çok önemlidir. Yüksek basıncın yaratacağı etkili kuvvetin kontrol edilemediği durumlarda hasar oluşacaktır. Sistem kararlılığını olumsuz yönde etkileyen bu hasarı karşılamak için uygun malzeme seçimine özen gösterilmelidir. Akış sırasında oluşan kaçakların azaltılması veya önlenmesinde, sistem elemanlarının tasarımlarında ve imalatlarında hassasiyete öncelik verilmelidir. Seçilen boru malzemesi ve sıvı viskozitesi, sistem parametrelerinin iyileştirilmesinde çok etkilidir. Çalışma sırasında, ısıya dönüşen ve viskoziteyi olumsuz yönde etkileyen enerji kayıpları, sıcaklık ve kaçak kayıplarını da artıracığından sıvının ömrü kısalmaktadır. Parametrelere ilişkin iyileştirici faktörler, aşağıda verilmiştir.

- Değişken debili pompa kullanılmalıdır.
- Her bir işlemde kullanılacak pompalar için uygun emniyet valfi seçilmelidir.
- Elektronik ve mekatronik düzenleme ile fonksiyonel ekipman sayısı azaltılmalıdır.
- Yeni ekipmanlar ve düzenlemeler ile dijital hidrolik gibi yeni prensipler uygulanmalıdır.
- Enerji kayıplarının düşürülmesinde, dijital veya hidrolik güç yönetim sistemlerinin birlikte kullanılmasına özen gösterilmelidir.

f) Dijital hidrolik çevirici elemanların sayısını azaltmak için pompa ile motor arasında hidrolik kaplin kullanılmalıdır.

Hidrolik devre tiplerine göre sistem kayıpları, Tablo 1' de verilmiştir (Drumea, 2008).

Tablo 1. Hidrolik sistemlerdeki enerji kayıpları (Drumea, 2008)

Kayıp Şekli	Devre Tipi			
	A	B	C	D
Hidrolik Sürtünme	X_2	X_2	X_2	$X_2 - X_1$
Mekanik Sürtünme	X_1	X_1	X_1	X_1
Basınç Düşümü	X_2	X_2	$X_2 - X_1$	$X_2 - X_1$
Lokal Kayıplar	X_1	X_1	X_1	X_1
Kaçaklar	X_2	X_1	X_0	X_0
Tanka Geri Dönüş	X_2	$X_1 - X_0$	X_0	X_0
Doğrusal Kayıplar	X_2	X_2	X_1	$X_1 - X_0$

X_0 : Düşük kayıplar (sıfıra yakın), X_1 : Küçük kayıplar X_2 : Orta değerdeki kayıplar.

5. SİSTEMLERDEKİ ENERJİ KAYIPLARI

5.1 A Tipi Hidrolik Sistemlerdeki Enerji Kayıpları

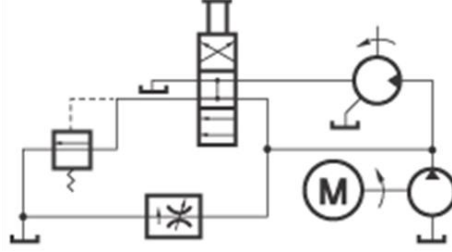
Enerji kayıplarını oluşturan iç kayıplar, mekanik, sürtünme ve toplam verim değerlerine göre pompadaki kaybı belirlemede kullanılır. Pompalara uygulanan teknolojik gelişmeler, imalat şekillerini, malzeme kalitesini ve tribolojik performansı da artırmaktadır. Bu sistemlerde, volumetrik verim ile genel verim % 90'nın üzerine çıkabilir. Lokal kayıplar, ekipmanın yapısına veya çalışma metodolojisine göre değişir. Her bir elemandaki kayıplar için farklı bir akış rejimi geliştirilmelidir. Kayıpların azaltılmasında, uygun sistem tasarımı ile değişken debili pompa tercih edilmelidir. Bu tip iyileştirmeler ve teknolojiyle uyumlu ekipmanlarla enerji kayıpları azaltılır. Emniyet valfinden tanka geri dönen sıvı miktarının belirlenmesi, sistemdeki debinin uygun bir şekilde kontrolünü sağlar (Weber ve Burget, 2012). Boru boyundaki kısaltmalarla tesisattaki sürtünme kayıpları ve yardımcı elemanlardaki lokal kayıplar da azaltılabilir.

Hidrolik sistem tasarımında, sürtünmeyi düşürmek için uygun akış profili ve boru seçimi (şekil, çap, iç kesit ve malzeme) oldukça önemlidir. Bu sistemlerde her iş fazına göre istenilen debi aralığında, dağıtım ve kontrolün sağlandığı hidrolik ekipman sayısı azaltılmalıdır. Pompa ve motor kayıplarının azalması A ve C tipi devrelerde, benzer sorunlarla karşılaşmak mümkündür.

5.2 Açık Merkezli Sistemler

Günümüzdeki mobil devrelerde genellikle açık merkezli valfler kullanılır. Gerektiğinde, Şekil 12' de görüleceği gibi pompa debisinin tamamı yön valfleri yardımıyla tanka yönlendirilir. Yönlendirilme, sıvının merkezi konumdaki valften tanka by-pass yöntemiyle sağlanır. Sistem devre dışı ya da valf kapalı ise açık merkezli valf ile sistem basıncı düşük seviyede tutulabilir. Genellikle sabit debili pompalar için tasarlanan bu sistemler, sabit debili sistemler olarak

adlandırılır. Merkezi konumdan saptırılan valfteki açık kanal kapanmaya başlayınca pompanın basıncı artar. Bu durumda pompa çıkışı, yük tarafına veya valf bobininin hareket yönüne göre tanka bağlanabilir.



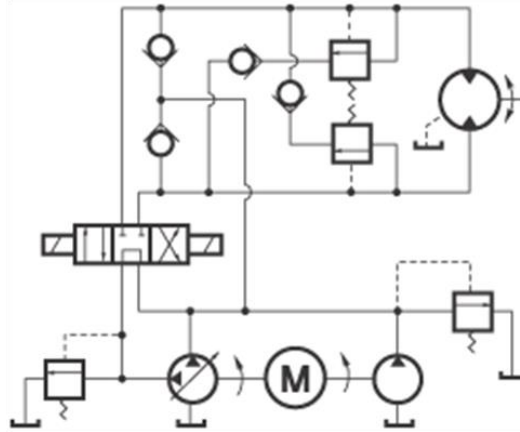
Şekil 12:

Açık merkezli valf devresinde basınç-debi ilişkisi (Eriksson, 2010)

Pompa çıkışındaki valf kısıldığında, sistem basıncı, yükleme basıncından daha büyük olur. Böylece açılan valf, sıvıyı yüke doğru yönlendirir. Debi, bobin hareketi ve yükleme basıncı ile değişir (Vael ve diğ., 2009). Valflerden hareketlendiriciye gelen akışkan miktarı, kendisiyle birlikte hareketlendirilmiş diğer yüklere göre değişir. Tasarımı oldukça basit olan bu sistemler, basınç artışlarını karşılayabilirler.

5.3 Sabit Basıncı Sistem Uygulaması

Sabit basınçlı sistem, relief valf ile birlikte değişken debili deplasmanlı veya sabit debili pompa ile birlikte düşünülmelidir. Şekil 13' de gösterilen basınç kontrollü pompanın kullanıldığı devrede verim yüksektir ve genelde, rotatif pistonlu pompalar tercih edilir. Sistemin çalışmadığı durumda, pompa ile bağlantılı olan yön kontrol valf delikleri kapalıdır. Değişken debili pompanın kullanıldığı devrelerde, pompa kaybı, küçük yer değiştirmelerle karşılandığı için basınç sabittir. Kapalı merkezli yön valfleri, nötr konumdan saptırılınca hareketlendiriciye yönlendirilen sıvıya bağlı olarak, pompada deplasman artar ve sistem basıncı değişmez.



Şekil 13.

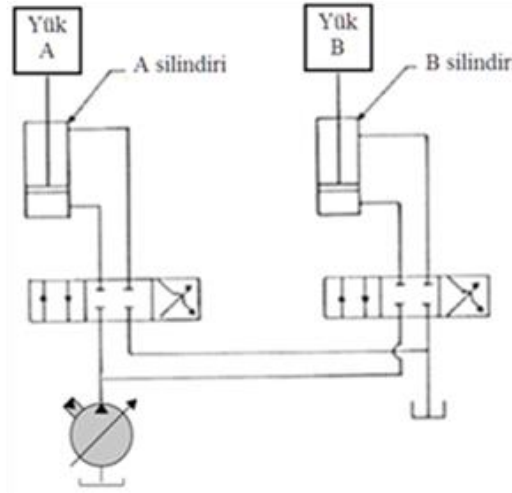
Açık merkezli valf devresinde basınç kontrolü (Achten ve diğ.,2011)

Debi değişimi, valf bobininin hareketine ve yük basıncına bağlı olduğundan sabit basınç sistemlerindeki yük miktarı sorun yaratır. Merkezi açık valf kullanan devrelere benzeyen bu tip sistemlerde, damperleme özellikleri de yüksektir. Bu sistemler, enerji verimliliği açısından değerlendirildiğinde, yükün sabit olması durumunda, iyi bir seçimdir (Achten ve diğ., 2011). Toplam gücün büyük bir kısmının akışkanın ısıtılmasına harcadığı ve enerji kayıplarının yüksek olduğu bu devrelerde, viskozitenin kontrolü için ek güç harcanarak sistem

soğutulmalıdır. Küçük yüklerde çalışırken verim düşüktür. Basınç ile yükün değiştiği devrelerdeki hareketlendirici hızı, akışkan hızından bağımsızdır.

5.4 Basınç Dengeli Sistemler

Çıkış basıncının değişmediği ve pistonlu pompanın kullanıldığı basınç dengeli hidrolik sistem, Şekil 14'de gösterilmiştir. Bu sistemlerde valf bobini, merkezi konuma alınarak, hidrolik



Şekil 14:

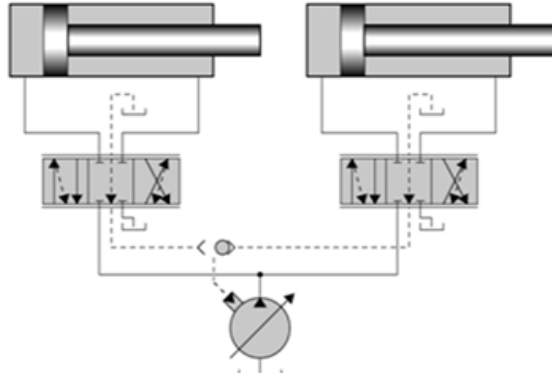
Basınç dengeli hidrolik sistem (Eriksson, 2007)

silindirin stroku azaltılır. Valf, merkezi konumda iken debi sıfıra yakın olduğu için akışkanın tanka dönmesi söz konusu değildir. Hareketlendiricinin yüksek debide çalışması, pompanın tam stroku ile sağlanır. Bu durumda, bekleme sırasında yükselen basınç sorun yaratacağından yük algılama sistemleri geliştirilmiştir (Eriksson, 2007). Bu sistemlerdeki basınç düşümlerinin kontrolünü sağlayan kompensatörlerde, özellikle aşırı yüklemelerde ek enerji kaybı kaçınılmazdır. Hassas kontrol ve yüksek verim için mobil hidrolik sistemler tercih edilmelidir.

6. YÜK ALGILAMA SİSTEMLERİ

Yük algılama sistemlerine benzer sabit basınçlı sistemlerde, değişken debili pompa ve kapalı merkezli valf kullanılır. Farklı şekildeki tasarımlarda, pompa kontrolü ile hidrolik silindirdeki pistonun sabit basınç altında tutulması yerine, basıncın sürekli ağır yüke göre düzenlenmesi daha uygundur. Anderson (Anderson, 1980) tarafından yapılan çalışmada ve Şekil 15'deki yük algılama sistemlerinde, yön kontrol valfleri kapalı iken stoku küçüleceğinden basınç düşer.

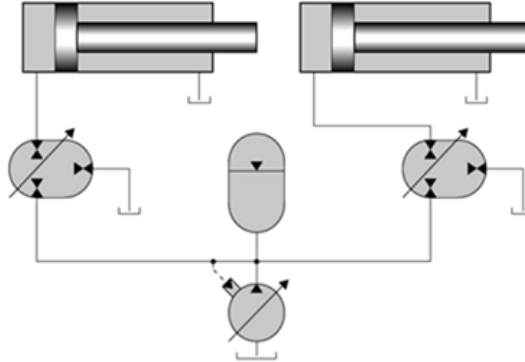
Valf merkezi konumdan saptırıldığında, pompanın yükü algılamasıyla basınç yükselerek akışkan hareketlendiriciye yönlendirilir. Kontrol altındaki yük tek ise algılama sistemleri yüke bağlı değildir. Değişken yüklerde ise en ağır yüke göre tasarlanmalıdır. Akış kontrolünün önemli olduğu uygulamalarda, basınç kompensatörleri ile kullanılan valfler yardımıyla her yön valfindeki basınç düşümü sabit tutulacağından bu sistemlerdeki işlemler, yükten bağımsızdır. Hidrolik damperleme, basınç dengeli valf kullanan devrelerde çok başarılı değildir. Yük algılama devrelerindeki verimlerin yüksek olmasının nedeni, basıncın maksimum yüke göre belirlenmesidir (Eriksson ve Palmberg, 2011).



Şekil 15:
Yük algılama devreleri (Eriksson ve Palmberg, 2011)

7. DÖNÜŞTÜRÜCÜ KULLANILAN SEKONDER KONTROL DEVRELERİ

Basınç kontrollü pompanın kullanıldığı ve enerjinin depolandığı hidrolik akümülatörler ile geliştirilen bu devrelerde (Raymond ve Chenoweth, 1993), tüm hareketlendiriciler eşdeğer basınçta çalışırlar. Enerji tasarrufu sağlayan Şekil 16' daki gibi akümülatörlü devrelerde, hidrolik motorların kontrolü önemlidir (Rydberg, 2005). Piston alanı sabit olan doğrusal çeviricilerin kullanılmadığı durumlarda ise hidrolik dönüştürücüler ile kontrol sağlanır.



Şekil 16:
Akülatör kullanılan basınç dengeli hidrolik devre (Raymond ve Chenoweth 1993)

Belirli basınçta çalışan ve hidrolik gücün değişmediği bu tip dönüştürücüler, giriş gücünü farklı bir çıkış gücüne çevirir. İki farklı hidrolik kumandalı üniteyi birlikte çalıştırmak için kullanılan dönüştürücülerden en az birisi, değişken debili ve/veya deplasmanlı olmalıdır. Bu ünitelerden birisinin kısmi yük altında çalıştırılması, verim aralığını sınırlamaktadır (Sullivan, 1989). Kısmi yüklemde karşılaşılan olumsuz şartların önlenmesi için iki üniteli klasik dönüştürücü yerine eksenel akışlı pistonlu pompa kullanılabilir. Bu sistemlerde, akışkanın geri dönmesi sırasında taşınan yükün etkisi, geri kazanılmış enerjinin kullanımıyla farklı yüklerde yüksek verime ulaşılmasını sağlar. Ancak, debinin yükten bağımsız ve damperleme özelliğinin düşük olduğu bu düzenleme, artan ünite sayısı ile birlikte yer sorunu ve maliyet artışına neden olur. Yeni geliştirilen hidrolik dönüştürücülerin kullanıldığı devrelerde, bu sorun başarıyla çözümlenmiştir. Hidrolik dönüştürücülerin en önemli özelliği, valflerde oluşan enerji kayıplarından etkilenmeden, sistemdeki hidrolik gücün kontrol edilmesini sağlamaktır. (Werndin ve Palmberg, 2003).

7.1 Pompa Kontrollü Hareketlendiriciler

Tüm hareketlendiricileri tek pompa ile beslemek yerine her bir hareketlendirici için ayrıca tasarlanmış pompa kontrollü ünitelerinden yararlanılabilir. Deplasmanlı (pistonlu) pompada kayıplar ihmal edilebilir. Bir pistonlu pompanın akış modelinde, pistonda hatve yarıçapı, R_p (m);

piston sayısı N ve piston kesit alanı A_p olmak üzere, pompadaki deplasman D_p (m^3/rad),

$$D_p = N \cdot A_p \cdot R_p \tan \theta_p / \pi \quad (1)$$

şeklinde yazılabilir. Çevirici dönüş hızı ω_p ise teorik debi $Q_{p \text{ teorik}}$, ifadesi aşağıda verilmiştir.

$$Q_{p \text{ ideal}} = \omega_p \cdot D_p = \omega_p \cdot N \cdot A_p \cdot R_p \tan \theta_p / \pi \quad (2)$$

Gerçek debi, kaçaklar ve sıvı sıkışmasından dolayı ideal debiden daha düşüktür. Kaçaklar iç ve dış kaçakların toplamıdır. Q_p (m^3/s) pompa debisi, Q_{ip} (m^3/s) içteki kaçak debi, Q_{dd} (m^3/s) dıştaki kaçak debi ve V_p (m^3) pompadaki odacık hacmi olmak üzere, süreklilik denklemi ile ideal debi,

$$Q_{p \text{ ideal}} = Q_{ip} - Q_{dp} - Q_p = (V_p / \beta_d) \cdot (dP_p / dt) \quad (3)$$

ile tanımlanır. Emme basıncı sıfır olduğunda, iç ve dış kaçaklarla birlikte kaçak debi, Q_{kp} (m^3/s)

$$Q_{kp} = Q_{ip} + Q_{dp} = C_{ip} \cdot P_p \quad (4)$$

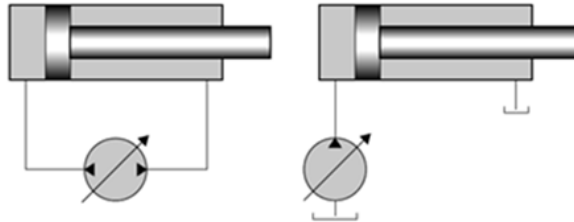
şeklinde yazılır. Kaçak debi katsayısı, C_{ip} ($m^3/s.P_a$) ise (2) ve (4) nolu denklemler, (3) nolu denklemde yerine yazılarak (5) nolu akış modeline ait debi ifadesi elde edilir.

$$Q_p = \omega_p \cdot N \cdot A_p \cdot R_p \tan \theta_p / \pi - C_{ip} \cdot P_p - (V_p / \beta_d) \cdot (dP_p / dt) \quad (5)$$

Açısal hız, ω (rad/s); volumetrik verim, η_{vol} ve teorik volumetrik deplasman, V_{th} olduğuna göre (Shang, 2004) çıkıştaki sıvı debisi Q_p (m^3/s),

$$Q_p = \omega \cdot (V_{th} / 2\pi) \cdot \eta_{vol} \quad (6)$$

ile hesaplanır. (6) nolu denklem ile verilen basit ifade, hidrolik sistemi tanımlama için yeterlidir. Sistemdeki kayıplar, pompaların verimine bağlıdır.



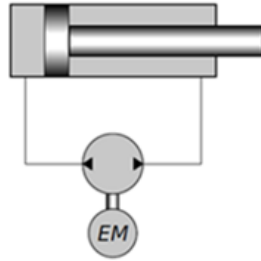
Şekil 17:

Pompa kontrollü hareketlendirici sistemin açık ve kapalı devre şeklinde gösterimi (Shang, 2004)

Kapalı (Achten ve diğ., 1997) veya açık çevrimli hareketlendiriciler, Şekil 17' de gösterildiği gibi iki farklı devre ile tanımlanabilir. Farklı pompaya sahip olan her hareketlendiricinin maksimum hıza göre boyutlandırıldığı devrelerdeki hidrolik ünite, yer ve maliyet sorunu oluşturur (Rahmfeld ve Ivantysynova 2001). Pompanın kalitesi ve hassasiyeti, enerji verimini belirler. Pompa kontrollü hidrolik hareketlendirici ile çalışan devrelerin verimi, valf kontrollülerden daha yüksektir (Wang ve Book 2013).

7.2 Elektro-Hidrolik Hareketlendiriciler

Elektro-hidrolik hareketlendiricinin kullanıldığı, Şekil 18' de gösterilen sistemlerdeki ana eleman, sabit debili çift yönlü hidrolik pompa. Çevirici olarak elektrik motorunun kullanıldığı devrelerde, pompanın dönüş hızı ve hareketlendiriciye gelen debi kontrol edilebilir. Debinin dengelenmesinde simetrik hareketlendirici kullanan sistemler için ayrıca sıvı tankı ve akış kontrol



Şekil 18:

Elektro-hidrolik hareketlendirici devresi (Heybroek, 2008)

valfi gerekmez. Elektro-hidrolik hareketlendiricilerin tercih edildiği mobil sistem uygulamalarında, içten yanmalı motor ile doğrudan aküple pompa çalıştırılabilir. Ayrıca, asimetrik silindirler, mobil uygulamalarda kullanılabilir (Heybroek, 2008). Kaçak kaybının görülmediği bu devrelerde, hız kontrolü, pompa ile sağlanır. Sabit debili deplasmanlı pompa kullanan sistemlerde, dönüş hızının azalması ile volumetrik verim düşer. Verimleri düşük olan küçük deplasmanlı pompaların kullanıldığı sistemlerin genel verimleri yüksek olabilir (Gomm ve Vanderlaan, 2009). Enerji verimi yüksek olan bu sistemlerde, değişken debili pompanın kullanılması doğru değildir.

8. SONUÇ

Bu çalışmada, enerji tasarrufu potansiyeli açısından mobil ve endüstriyel uygulamalar için bazı sistem çözümleri analiz edilirken önemli noktalar aşağıda özetlenmiştir.

1. Endüstriyel uygulamalarda geliştirilen yeni metotlardan yararlanılarak A, B, C ve D ile ifade edilen sistem tiplerinin aynı devre içinde birlikte kullanımı, dijital kumanda ile kolaylaştırılır.
2. 2016' da Japon Makine Mühendisleri Odası tarafından yapılan bir çalışmada, konvansiyonel, bağımsız ölçüm yöntemi kullanan ve geliştirilmiş dijital sistemlerdeki enerji verimlerinin sırasıyla % 30.40, % 42.31 ve % 82.44 olduğu görülmüştür.
3. Dijital donanımlı elektro-hidrolik sistem uygulamalarının artması, maliyeti düşüreceğinden enerji tasarrufu için özellikle, geliştirilmiş elektro-hidrolik sistemler tercih edilir.
4. Hidrolik sistemlerin endüstrideki kullanım alanlarının sürekli artış sebebi, tasarım ve maliyet oranlarını dengeleyen ve düşük maliyet, hassas kontrol performansı ile belirgin enerji tasarrufu özelliklerine sahip olmasıdır.

5. Enerji kayıplarının düşürülmesinde, elektronik ve mekatronik düzenlemelerle hidrolik kumandalı kontrol sistemlerinden yararlanır.
6. Bazı endüstriyel sistemlerde, % 75'e kadar enerji tasarrufu sağlayan, hız kontrollü sabit debili pompa ve akümülatörler kullanılır.
7. Mobil valf kontrollü sistemde kullanılan değişken debili pompa ile kayıplar düşürülür.
8. Sabit debili pompa ile aküple hız ayarlı elektrik motorunun kullanıldığı devrelerdeki enerji verimliliği, deplasmanlı pompalara göre çok daha yüksektir.
9. Elektro-hidrolik lineer hareketlendiriciler, elektro-mekanik ünitelere göre daha yüksek verimli ve uzun ömürlüdür.
10. Değişken hızlı sabit debili pompaların kullanıldığı endüstriyel uygulamalarda, % 80'e kadar enerji tasarrufu sağlanabilir.

Hidrolik sistemlerdeki enerji kayıplarının analizinde, farklı parametrelerden yararlanılmalıdır. Sistemdeki pompalar, valfler ve borulardaki sıvı sürtünmesinden kaynaklanan güç kaybı dikkate alınarak hidrolik sistemlerin tasarımında etkili parametreler belirlenmelidir. Örneğin, enerji depolama ve enerji geri kazanımı için akümülatörlerin kullanımı ve sistem üzerindeki hidrolik etki, analizi yapılması gereken parametrelerdendir. Basınçlı sıvı depolayan akümülatörlerde, gerektiğinde sıvının serbest bırakılması ile devrelerin verimli çalışması sağlanır.

Sembol ve Kısaltmalar

R_p	Hatve yarıçapı (m)
N	Piston sayısı
A_p	Piston kesit alanı (m^2)
D_p	Pompa deplasmanı (m^3/rad)
ω_p	Çevirici dönüş hızı (d/d)
$Q_{p\text{ teorik}}$	Teorik pompa debisi (m^3/s)
Q_p	Pompa debisi (m^3/s),
Q_{ip}	Tesisatta kaçak debi (m^3/s),
Q_{dd}	Pompada kaçak debi (m^3/s),
V_p	Pompada odacık hacmi (m^3)
Q_{pideal}	İdeal pompa debisi (m^3/s)
Q_{kp}	Toplam kaçak debi (m^3/s)
C_{tp}	Kaçak debi katsayısı ($m^3/s \cdot P_a$)
ω	Açısal hız (rad/s)
η_{vol}	Volumetrik verim
V_{th}	Teorik volumetrik deplasman (m^3)
Q_p	Çıkış debisi (m^3/s)

KAYNAKLAR

1. Achten, P., Fu, Z. ve Vael, G. (1997) Transforming future hydraulics: A new design of a hydraulic transformer, *The 5th Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP'97)*, Linköping, Sweden, 1-18.
2. Achten, P., Vael, G., Brink, T., Potma, J. ve Schellekens, M. (2011) Efficiency measurements of the hybrid motor/pump, *The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP'11)*, 3(1), Finland, 41-49.

3. Andersson, B.R. (1980) A survey of load-sensing systems, *The BFPR Journal*, 13(1) 103-115. doi: 10.1177/0959651813512820
4. Biedermann, O.J., Engelhardt, J. ve Geerling, G. (2009) More efficient fluid power systems using variable displacement hydraulic motors, *Technical University Hamburg, Section: Aircraft Systems Engineering*, Germany, 1-8. doi:10.15480/882.228
5. Drumea, P. (2008) Energy losses in hydraulic systems, *FLUIDAS Asociatia Nationala Profesionala De Hidrolica Si Pneumatica*, Bucuresti, Romania, 1-10.
6. Eriksson, B. (2007) Control strategy for energy efficient fluid power actuators—utilizing individual metering, *Licentiate Thesis*, Thesis No: 1341, Linköping University, 13-17. ISBN: 978-91-85895-06-9
7. Eriksson, B. (2010) Mobile fluid power systems design—with a focus on energy efficiency, *PhD Thesis*, Linköping University. ISBN:978-91-7393-304-9
8. Eriksson, B. ve Palmberg, J.O. (2011) Individual metering fluid power systems: challenges and opportunities, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 225, 196-211. doi: 10.1243/09596518JSCE1111
9. Gomm, R. ve Vanderlaan, D. (2009) Velocity control of unbalanced hydraulic actuator subjected to over-center load conditions, Patent: EP 2318720.
10. Grey, C.L. (2011) Is the hydraulics industry ready for a world desperate for affordable transportation?, *The Eleventh IFPE Conference*, Las Vegas, USA, 1-25.
11. Heybroek, K. (2008) Saving energy in construction machinery using displacement control hydraulics—concept realization and validation, *PhD Thesis*, No.1372, Linköping University. ISBN 978-91-7393-860-0
12. Rahmfeld, R. ve Ivantysynova, M. (2001) Displacement controlled linear actuator with differential cylinder—a way to save primary energy in mobile machines, *Fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control (ICFP)*, Hangzhou, China, 316-322.
13. Raymond, E.T. ve Chenoweth, C.C. (1993) *Aircraft flight control actuation system design*, SAE Inc., USA. ISBN: 1560913762
14. Rydberg, K.E. (2005) Hydraulic accumulators as key components in energy efficient mobile systems, *Sixth International Conference on Fluid Power Transmission and Control (ICFP)*, Hangzhou, China, 2-5. ISBN/ISSN: 7506274027
15. Rydberg, K.E. (2009) Energy efficient hydraulic hybrid drives, *The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP'09)*, Linköping, Sweden, 1-14. ISBN: 978-91-7393-588-3
16. Shang, T. (2004) Improving performance of an energy efficient hydraulic circuit, *MSc Thesis*, University of Saskatchewan, Canada, 128-130. <http://hdl.handle.net/10388/etd-04242004-151248>
17. Sullivan, J.A. (1989) *Fluid power theory and applications*, 3rd ed., Prentice Hall, New Jersey. ISBN 13: 9780133230802
18. Vael, G., Achten, P. ve Brink, T. (2009) Efficiency of a variable displacement open circuit floating cup pump, *The 11th Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP'07)*, Linköping, Sweden, 20-21. ISBN: 978-91-7393-589-0.
19. Wang, L. ve Book, J.W. (2013) Using leakage to stabilize a hydraulic circuit for pump controlled actuators, *Journal of Dynamic System Measurement Control*, 135, 1-12. doi:10.1115/1.4024900

20. Weber, J. ve Burget, W. (2012) Mobile systems-markets, industrial needs and technological trends, *8th International Fluid Power Conference (IFK)*, Dresden, Germany, 2(1), 23-54.
21. Wendel, G. (2002) Hydraulic system configurations for improved efficiency, *SAE Technical Paper*, No: 01-1433. doi: 10.4271/2002-01-1433
22. Werndin, R. ve Palmberg, J.O. (2003) Hydraulic transformers–comparison of different designs, *The Eighth Scandinavian International Conference of Fluid Power (SICFP'03)*, Finland, 1-6.