



Bu bir MMO yayınıdır

# TEK POMPA VE ÇOK MOTORLU KAPALI DEVRE HİDROSTATİK SİSTEMLERDE ŞARJ POMPASI VE LOOP FLUSHING DEBİSİNİN BELİRLENMESİ

Adis DEĞİRMENCİOĞLU<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Mert Teknik A.Ş.

# TEK POMPA VE ÇOK MOTORLU KAPALI DEVRE HİDROSTATİK SİSTEMLERDE ŞARJ POMPASI VE LOOP FLUSHING DEBİSİNİN BELİRLENMESİ

Adis DEĞİRMENCİOĞLU

Mert Teknik A.Ş., Organize Sanayi Bölgesi 1.Cadde No:9 Yukarı Dudullu-İSTANBUL  
Tel: +90 216 526 4340 Faks: +90 216 526 4345  
e-mail: adis.degirmencioglu@mert.com www.mert.com

## ÖZET

Bu bildiri, farklı araç çalışma koşulları altında, tek pompa ve çok motorlu kapalı devre hidrostatik sistemlerde, loop flushing debisi ve gerekli şarj pompası büyüklüğünün hesaplanmasındaki esasları anlatmaktadır. Şarj pompasının küçük seçilmesi ısınma ve iç komponentlerin zarar görmesine neden olmaktadır. Bu, şarj pompasının aşırı büyük tutmaksızın, sistem verimliliğinden ödün vermeden aracın performans gereksinimlerini karşılaması için doğru ürünleri seçme fırsatı sunar.

**Anahtar Kelimeler:** Kapalı devre hidrostatik sistemler, şarj pompası, loop flushing debisi

## ABSTRACT

This paper provides a methodology for calculating the loop flush flow rate and charge pump displacement requirements for one pump and multi-motor closed loop hydrostatic systems under different vehicle operating conditions. To choose a smaller charge pump causes heating and damages the internal components. This allows the system designer to specify the correct products to meet the vehicle performance requirements without sacrificing system efficiency due to oversizing the charge pump.

**Key Words:** Closed loop hydrostatic systems, charge pump, loop flushing flow

## 1. GİRİŞ

Tek pompa ve çok motorlu hidrostatik sistemler, çok pompa ve çok motorlu sistemlere oranla daha düşük yatırım maliyeti ve daha az yer kaplama gibi avantajlar sunmaktadır. Ancak tecrübeler, şarj

pompasının boyutlandırılmasındaki sistem komponentlerinin deplasmanları toplamının %10'u kuralının[1] göz kararı seçiminin, araçların tüm çalışma koşulları esnasında yeterli şarj basıncının sürekliliğini sağlayamayacağını gösterir.

Şarj pompası hidrostatik iletim sistemlerinin kritik komponentlerinden biridir, aynı zamanda hidrostatik sistemlerde bir kayıp kaynağıdır. Şarj pompasının birincil işlevi, sızıntı nedeniyle eksilen hidrolik yağ ilave ederek pompanın kavitasyon yapmasını önlemektir. Buna ilave olarak şarj pompası ana pompa ve hidrolik motor kontrolü ile servo sistemler için gerekli yağ sağlayacak kapasitede olmalıdır. Aynı zamanda hidrolik motorun loop flushing debisi ile ısı dağılımını ve yağın sıkıştırılabilirlik etkilerini sağlayabilmelidir.

Çoğu kapalı devre hidrostatik sistem, depodan sağlanacak yeni ve soğuk hidrolik yağa dayanarak tasarlanmıştır. Bu akış çevrimi pek çok komponent üreticileri tarafından belirlenen maksimum sıcaklık sınırlarını aşmamasını sağlar. Ancak çoğu sistemde, özellikle de yüksek hızlarda ve düşük basınçlarda sistemin çalıştığı durumlarda, bu yeterli değildir. Bu gibi uygulamalarda sıcaklığı sınırlamak için devreye ilave bir soğutma debisine ihtiyaç duyulmaktadır.

Loop flushing gereksinimini dengelemek ve şarj pompasının boyutlandırılması hidrolik devre tasarımcıları için önemli bir konudur. Loop flushing debisi gereğinden küçük seçilirse sistem aşırı ısınacaktır. Eğer loop flushing debisi gereğinden büyük seçilirse de sistem soğuk kalacaktır, ancak daha yüksek şarj pompası deplasmanına ihtiyaç duyulacak, bu da düşük sistem verimliliği ve daha yüksek işletme maliyetlerine neden olacaktır.

## 2. LOOP FLUSHING

Loop flushing debisi kapalı devre hidrostatik sistemlerdeki genel yağ eksilmesinin ana unsurudur. Gerekli şarj pompası boyutunu belirleyebilmek için ihtiyaç duyulan loop flushing debisinin doğru tespit edilmiş olması önemlidir.

Eğer çalışma zamanının belli bölümleri için güç çevrimindeki akış hızı ve basınç düşümü biliniyorsa o zaman aralığındaki yağın sıcaklığındaki artış hesaplanabilir. Loop flushing akış hızını toleranslı olarak tahmini hesaplamak için ısının, güç çevrimi esnasında yağ sıcaklığındaki artıştan kaynaklandığını ve bunun hiç kaybolmadığı veya çevreye transfer edilmediğini kabul ederiz.

### 2.1. Sistemdeki Basınç Düşümünün Belirlenmesi

Sistem koşullarında, güç çevrimindeki basınç düşümleri, Bernoulli denklemi, orifis denklemi ve Lightning Reference Handbook [2] yardımıyla tahmin edilebilir.

#### Bernoulli Denklemi

$$(P_1[\text{Pa}] - P_2[\text{Pa}]) + \rho \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * \frac{1}{2} * \left( u_1^2 \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right] - u_2^2 \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \right) = 0 \quad (1)$$

(1) no'lu denklemde  $P_1$  1. yüzeydeki basıncı,  $P_2$  2. yüzeydeki basıncı,  $\rho$  akışkan özgül ağırlığı,  $u_1$  1. yüzeydeki akışkan hızı,  $u_2$  2. yüzeydeki akışkan hızını ifade etmektedir.

### Orifis Denklemi

$$Q \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] = C_d * A[\text{m}^2] * \sqrt{\frac{2}{\rho \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]} * \Delta P[\text{Pa}]} \quad (2)$$

(2) no'lu denklemde  $Q$  akışkan debisini,  $C_d$  akış katsayısını,  $A$  alanı,  $\Delta P$  basınçtaki değişimi ifade etmektedir.

Basınç düşümü ile ilgili bütün hesaplamalar için hidrolik yağın pompa ve motor içerisinde geçişindeki kesit yüzey bilgilerine ihtiyaç duyulur.

Güç çevrimindeki basınç düşümleri Tablo 1'de listelenmiştir, ancak hepsi bununla sınırlı değildir.

**Tablo 1.** Güç çevrimindeki basınç düşümlerinin ve her bir düşümün hesaplanması gereken hesap yöntemi

Basınç düşümü	Hesap yöntemi
Arka kapak gövde boşluğu	Bernoulli Denklemi
Motor valf segmenti	Bernoulli Denklemi
Valf plakası	Orifis Denklemi
Silindir bloğu	Orifis Denklemi
Valf plakası ile silindir bloğu ara yüzeyi	Bernoulli Denklemi
Hortumlar	Lightning Reference Handbook [2]
Bağlantı elemanları	Lightning Reference Handbook [2]
Valfler	Teknik Kataloglar

## 2.2. Güç Çevriminde Güç Kaybının Belirlenmesi

Bir güç çevriminde toplam güç kaybı, toplam basınç düşümü ve verilen debiye göre (3) no'lu denklem vasıtasıyla hesaplanır.

$$P_{\text{kayıp}}[\text{kW}] = \frac{Q_{\text{çevrim}} \left[ \frac{\text{l}}{\text{d}} \right] * \sum \Delta P_{\text{çevrim}}[\text{kW}]}{600} \quad (3)$$

(3) no'lu denklemde  $P_{\text{kayıp}}$  güç kaybını,  $Q_{\text{çevrim}}$  güç çevrimindeki akışkan debisini,  $\Delta P_{\text{çevrim}}$  güç çevrimindeki basınç düşümünü ifade etmektedir.

Akışkanın yoğunluk ve özgül ısısının bilinmesi ve denklem (3) ile hesaplanan güç kaybı, çevrimde üretilen ısı farkının hesaplanmasına doğrudan denklem (4) ile olanak sağlar.

$$\Delta T_{\text{çevrim}} [^{\circ}\text{C}] = \frac{P_{\text{kayıp}} [\text{kW}] * 60000}{Q_{\text{çevrim}} [\text{l/d}] * \rho \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * C_p \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \right]} \quad (4)$$

(4) no'lu denklemde  $\Delta T_{\text{çevrim}}$  çevrimdeki sıcaklık değişikliğini,  $C_p$  akışkanın özgül ısısını ifade etmektedir.

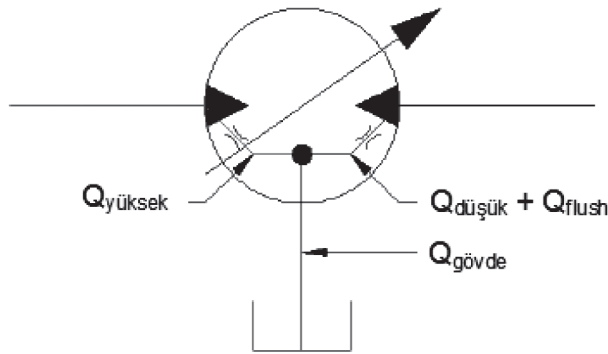
(4) no'lu denklem bir çevrim boyunca hidrolik akışkanın sıcaklığındaki artış miktarını vermektedir. Bu denklem tedbirli bir tahmindir ve hesaplamalarda hiçbir sızıntının olmadığı, ısının sistemden atılmadığı varsayılmıştır.

### 2.3. İzin Verilen Maksimum Sistem Sıcaklığının Belirlenmesi

Bu noktada, maksimum depo, gövde ve çevrim sıcaklıklarının sistem tasarım parametrelerinin bilinmesi veya öngörülmesi gereklidir. Bu sıcaklık değerleri loop flushing debisini ( $Q_{\text{flush}}$ ) hesaplamak için kullanılır.

Sistem sıcaklıklarının hesaplanması, pompa ve motorun söz konusu araç koşullarında hacimsel ve mekanik verimliliklerinin bilgisini de gerektirir. Pompa ve motorun gövde sıcaklıkları genellikle sistemde en sıcak noktalar olduğundan sistem tasarımcısı, gövde sıcaklığını pompa ve motor teknik kataloglarında belirtilen kabul edilebilir maksimum sıcaklığa eşit durumda olacak şekilde tasarıma başlar. Maksimum depo sıcaklığı için de makul bir varsayım ile başlamak gerekmektedir. Bu öngörülen maksimum sıcaklık değeri daha sonra doğrulanır.

Şekil 1, hidrolik motor ve onun toplam gövde akışında rol alan kaçaqları göstermektedir. Her bir basınç düşümünün gövde sıcaklığında neden olduğu artışın miktarı (5) no'lu denklem vasıtasıyla hesaplanır.



Şekil 1. Motordaki iç kaçaqlar

$$\Delta T_i [^{\circ}\text{C}] = \frac{\Delta P_i [\text{bar}]}{\rho \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * C_p \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \right]} * 100 \quad (5)$$

(5) no'lu denklemde  $\Delta P_i$  iç kaçacağın neden olduğu basınç düşümü,  $\Delta T_i$  sıcaklık değişimini ifade eder.

Her bir sızıntı akışı, motorun hacimsel verimliliğine ve hesaplanan loop flushing akışına dayanmaktadır.

Hidrolik motordaki mekanik kayıplar da dikkate alınmalıdır. Çoğunlukla sürtünme kayıpları moment verimliliğini düşürür ve motor gövdesindeki akışkanın ısınmasına neden olur. Bu ısının küçük bir kısmı, güç çevriminde akışkanın sıcaklığının artışı nedeniyle, ancak sıcaklık artışının ana sebebi, pompa ve motor gövdesinin sızıntı hattından çıkan sıcak yağdır. Yine (4) no'lu denklem vasıtasıyla gövde yağının sıcaklık artışının mekanik kayıplara etkisi hesaplanabilir. Bu denklemde  $P_{mek.kayıp}$  olarak  $P_{mek.kayıp}$ ,  $Q_{çevrim}$  olarak  $Q_{gövde}$  dikkate alınmalıdır. Mekanik güç kaybı (6) no'lu denklem vasıtasıyla hesaplanır.

$$P_{mek.kayıp} [kW] = \frac{T[Nm] * N[d/d]}{9550} * (1 - \eta_{mek}) \quad (6)$$

(6) no'lu denklemde  $P_{mek.kayıp}$  mekanik güç kaybı, T momenti, N shaft dönüş hızı,  $\eta_{mek}$  mekanik verimliliği ifade eder.

Sonuç olarak, her bir kaçak için ayrı ayrı (5) no'lu denklemle sırasıyla hesaplanan sıcaklık artışları sonrası çevrim sıcaklığı ( $T_{çevrim}$ ) ve flushing debisinin ( $Q_{flush}$ ) eş zamanlı olarak belirlenmesi için (7), (8) ve (9) no'lu denklemler kullanılır.

$$T_{çevrim} = T_{gövde} - \left\{ \left( \frac{\Delta T_{yüksek} * Q_{yüksek}}{Q_{gövde}} \right) + \left( \frac{\Delta T_{düşük} * (Q_{düşük} + Q_{flush})}{Q_{gövde}} \right) \right\} + \Delta T \quad (7)$$

(7) no'lu denklemde  $T_{çevrim}$  güç çevrimindeki akışkan sıcaklığı,  $T_{gövde}$  motor gövdesindeki akışkan sıcaklığı,  $\Delta T_{yüksek}$  yüksek basınç girişinden gövdeye olan akışkan sıcaklığındaki değişim,  $Q_{yüksek}$  yüksek basınç girişinden gövdeye olan sızıntı debisi,  $Q_{gövde}$  motor gövdesinden çıkan sızıntı debisi,  $\Delta T_{düşük}$  düşük basınç tarafından gövdeye olan akışkan sıcaklığındaki değişim,  $Q_{düşük}$  düşük basınç tarafından gövdeye olan sızıntı debisi,  $Q_{flush}$  loop flushing valfinden geçen debiyi,  $\Delta T_{mek}$  mekanik kayıplar nedeniyle akışkan sıcaklığındaki değişikliği ifade eder.

$$Q_{gövde} [l/d] = Q_{yüksek} [l/d] + Q_{düşük} [l/d] + Q_{flush} [l/d] \quad (8)$$

$$Q_{flush} [l/d] = Q_{çevrim} [l/d] * \frac{\Delta T_{çevrim} [^{\circ}C]}{T_{çevrim} [^{\circ}C] - T_{depo} [^{\circ}C]} \quad (9)$$

(9) no'lu denklemde  $T_{depo}$  depo içindeki akışkanın sıcaklığını ifade eder.

Eğer toplam soğutucu debisi ve soğutucunun ısı atma kapasitesi biliniyorsa tahmini olarak 10 no'lu denklem vasıtasıyla hesaplanan depo sıcaklığı ile kabul edilen sıcaklık arasında karşılaştırma yapılabilir. Eğer hesaplanan değer, kabul edilen değerden küçük ise makinada yeterli soğutma kapasitesi

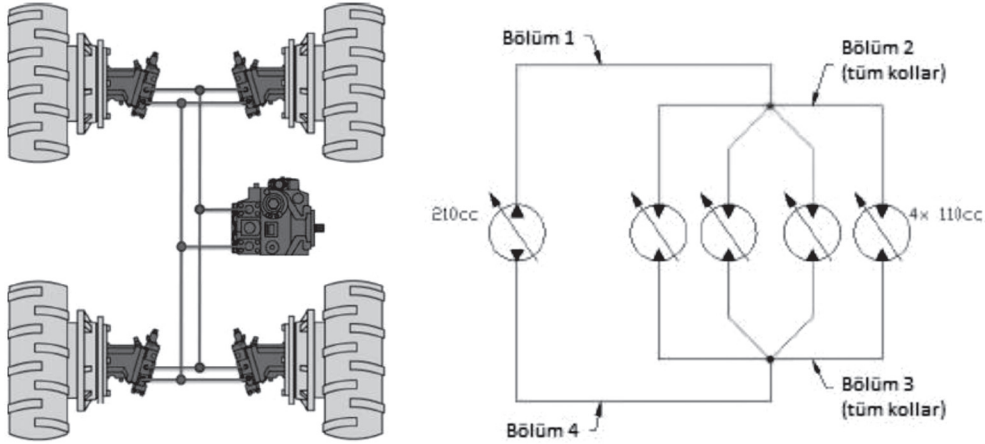
mevcuttur ve kabul edilen depo sıcaklık değeri makuldür. Hesaplanan değer, kabul edilen değer üzerinde ise yeni başlangıç değeri olarak (10) no'lu denklemle bulunan depo sıcaklık değeri ile işlemler yinelenmelidir.

$$T_{\text{depo}} [^{\circ}\text{C}] = T_{\text{gövde}} [^{\circ}\text{C}] - \frac{P_{\text{soğutucu}} [\text{kW}] * 60000}{Q_{\text{soğutucu}} [\text{l/d}] * \rho \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * C_p \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \right]} \quad (10)$$

(10) no'lu denklemde  $P_{\text{soğutucu}}$  soğutucunun ısı atma gücü,  $Q_{\text{soğutucu}}$  soğutucudan geçen akışkan debisini ifade eder.

## 2.4. Loop Flushing Uygulama Örneği

Şekil 2'de tek pompa ve 4 hidrolik motorlu bir sistem görülmektedir.



Şekil 2. Tek pompa ve 4 motorlu sistem

Yol alma konumu için (maksimum pompa deplasmanı, minimum motor deplasmanı) loop flushing debi ihtiyacı ölçülecektir. Yol alma konumu, genellikle en kötü koşul olarak kabul edilir ve güç çevriminde sıcaklığı korumak için en yüksek loop flushing debisine bu konumda ihtiyaç duyulur. Yüksek hız (yüksek debi) ve düşük basınçlarda sürekli çalışan sistemlerde çok az sızıntı olur, bu nedenle güç çevriminde depodaki soğuk yağı devreye alarak ısıyı uzaklaştırmak için çok az fırsat olur.

Bir sisteme ait yol alma konumundaki temel parametreler Tablo 2'de listelenmiştir.

Tablo 3'te sistemin çevrim esnasındaki basınç düşümlerinin toplamı gösterilmektedir. Ayrıca çevrim boyunca hidrolik yağ sıcaklığındaki artış miktarı da belirtilmiştir. Basınç düşümleri Tablo 1'de listelenen yöntemler ve sıcaklık artışı da 5 no'lu denkleme göre hesaplanmıştır.

**Tablo 2.** Sistem parametreleri

Parametre	Değer
Pompa giriş hızı	1900 dev/d
Pompa deplasmanı	210 cm <sup>3</sup> /dev
Motor deplasmanı (minimum açıda)	22 cm <sup>3</sup> /dev
Motor çıkış hızı	4500 dev/d
Debi ( 1. ve 4. kollar )	402 l/d
Sistem $\Delta P$	200 bar
Şarj basıncı	25 bar
Debi ( 2. ve 3. kollar )	100.5 l/d
Akışkan yoğunluğu	880 kg/m <sup>3</sup>
Akışkan özgül ısı	1.95 kJ/kg°C

**Tablo 3.** Güç çevriminde basınç düşümleri ve sıcaklık artışı

Açıklama	Basınç Düşümü (bar)
Pompa arka kapak içi	0.11
Pompa valf plakası	0.47
Pompa silindir bloğu ve valf plakası ara yüzeyi	0.49
Pompa silindir bloğu	0.28
Motor arka kapak içi	0.04
Motor valf plakası	0.07
Motor silindir bloğu ve valf plakası ara yüzeyi	1.25
Motor silindir bloğu	0.08
Tesisat	5.86
Bir yöndeki toplam $\Delta P$	8.65
<b>Bir çevrimdeki toplam <math>\Delta P</math></b>	<b>17.30</b>
	<b>Sıcaklık (°C)</b>
<b><math>\Delta T_{\text{çevrim}}</math></b>	<b>1.0</b>

Tablo 4, sistem sıcaklıkları ve gerekli loop flushing debisinin belirlenme sürecindeki çalışma sonuçlarını sunmaktadır. Motordaki kaçaklar ve mekanik verimlilik, gerçek test verilerinden alınmıştır. Kabul edilebilir tahminler ürünün teknik kataloglarında yayınlanan verimlilik değerlerinden bilgi olarak alınabilir. Ancak hacimsel verimin yüksek ve düşük basınçlarda aynı olmadığını hatırlatmak gerekir.



**Tablo 4.** Sistem sıcaklıkları ve gerekli loop flushing debisi

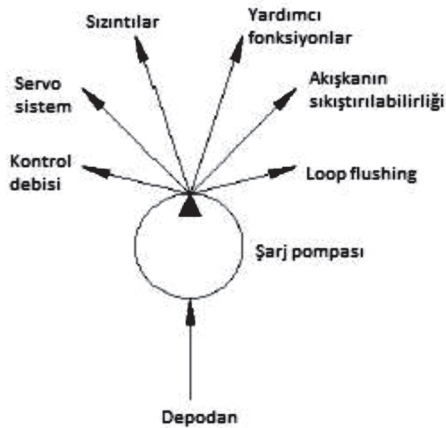
Açıklama	Parametre
En sıcak noktada maksimum sıcaklık	104 °C
Motorun yüksek basınç tarafından gövdeye olan sızıntısı - $Q_{yüksek}$	1.60 l/d
Motorun yüksek basınç tarafından gövdeye olan sızıntısındaki sıcaklık değişimi - $\Delta T_{yüksek}$	12.9 °C
Motorun düşük basınç tarafından gövdeye olan sızıntısı - $Q_{düşük}$	0.18 l/d
Motorun düşük basınç tarafından gövdeye olan sızıntısındaki sıcaklık değişimi - $\Delta T_{düşük}$	1.3 °C
Motorun loop flushing valfinden geçen debi - $Q_{flush}$ (gerekli)	14.0 l/d
<b>Motorun loop flushing valfinden geçen debi - <math>Q_{flush}</math> (gerçek)</b>	<b>15.0 l/d</b>
Motorun gövdesinden çıkan sızıntı debisi - $Q_{gövde}$	16.8 l/d
Motorun mekanik verimliliği - $\eta_{mek}$	%79
Minimum soğutucu kapasitesi	45 kW
Soğutucu debisi - $Q_{soğutucu}$	67.1 l/d
Depo sıcaklığı - $T_{depo}$ (kabul)	80.0 °C
Depo sıcaklığı - $T_{depo}$ (hesaplanan)	79.6 °C
Maksimum çevrim sıcaklığı - $T_{çevrim}$	87.3 °C

Bu örnekte görüldüğü gibi loop flushing debisi gerekli debinin bir üstü seçilmiştir.

Hesaplanan depo sıcaklığı öngörülen değer altındadır, bu nedenle makinada yeterli soğutma kapasitesi mevcuttur ve maksimum depo sıcaklığına göre loop flushing debisinin hesaplanması makul bir öngörüdür.

Yol alma konumu genellikle en kötü koşul olarak kabul edilse de sistem tasarımcısı, pompa ve motorun maksimum debi ve basınçta çalışmasındaki maksimum güç koşulu gibi diğer çalışma koşullarını da kontrol etmelidir.

### 3. ŞARJ POMPASININ BOYUTLANDIRILMASI


**Şekil 3.** Şarj pompası debi ihtiyaç noktaları

Pratik bir kural olarak basit bir hidrostatik devrede şarj pompası debisi, sistemdeki elemanların (pompa ve motorların) deplasmanları toplamının %10'u kadar alınır. Ancak en doğru yöntem, verilen araç koşulunda şarj pompasından beklenen akış miktarını inceleyerek şarj pompasını boyutlandırmaktır. Şarj pompasının seçiminde dikkate alınması gerekenler Şekil 3 ile gösterilmiştir.

Sistem koşulları, şarj pompası debisini hesaplamak için dikkatle ele alınmalıdır. Şaft hızları, sistem basınçları ve sistem sıcaklığı gibi faktörler tüm sistem içindeki sızıntıları etkiler. Ayrıca, sistem tasarımcısı sistemdeki her bir komponentin araç koşulundaki tepkisini kapsamlı olarak anlamalıdır. Örneğin pompanın ve motorun servo pistonlarının deplasmanı değiştirebilmeleri yani aracın hızlanması veya yavaşlaması için şarj debisine ihtiyaç duyulur. Ancak, nispeten dengeli (hız dalgalanması olmayan) yol koşullarında servo sistemlere debi gereği yoktur, fakat mevcut kararlı konumdaki kaçakları kontrol için sıklıkla debiye ihtiyaç duyulur.

Çoğu kez gözden kaçan, fakat son derece önemli bir durum da şarj debisinin akışkanın sıkıştırılabilirliği veya Bulk modülüne (hacimsel modül) olan etkisidir. Sistemde ani basınç sıçramalarının, sistemin yüksek basınç tarafındaki akışkanının sıkışması sonucu hacim modülü etkisi oluşur. Bu, uygun şarj basıncını koruyabilmek için şarj pompası tarafından sağlanmaktadır.

Bulk modülü etkisinin büyüklüğünü etkileyen faktörler şunlardır: a) basınç hattının uzunluk ve ölçüsü ki bu da sıkıştırılan akışkanın hacmini belirler. b) basınç sıçramalarının artış hızı c) basınç sıçramalarının büyüklüğü d) akışkanın hacim modülü ve basınca duyarlılığı. (11) no'lu denklem Bulk modülü için gerekli şarj pompası debisini hesaplamak için kullanılır. Hidrolik akışkanın Bulk modülü genellikle 690 – 1380 MPa aralığındadır.

$$Q_{\text{hac.mod.}} [l/d] = \frac{\Delta P [\text{bar}] * V_{\text{hortum}} [m^3]}{BM [MPa] * \Delta t [s]} * 6e3 \quad (11)$$

(11) no'lu denklemde  $Q_{\text{hac.mod.}}$  Bulk modülü nedeniyle gerekli debiyi,  $V_{\text{hortum}}$  sistemdeki hortumlarda bulunan yağ hacmini,  $BM$  akışkanın hacim modülünü,  $\Delta t$  süredeki değişimi ifade eder.

#### 4. ŞARJ POMPASI BOYUTLANDIRMA ÖRNEĞİ

Şekil 2 ve Tablo 2'de anlatılan sisteme geri dönerek yol alma konumundaki gerekli şarj debisini analiz edeceğiz. Bu kararlı hal koşulunda, pompa ve motorun darbe yapmadığını ve akış ihtiyacının sadece kararlı hal kontrol sızıntılarını içerdiğini farz ederiz. Her ne kadar bu durum kararlı hal koşulu olarak kabul edilir olsa da akışkan sıkıştırılabilirlik debi ihtiyacına katkı sağlayacak, sistem basıncında her zaman küçük kararsızlıklar olacaktır. Tablo 5 yol konumunda her bir komponent için gerekli şarj debisini göstermektedir.

Sistem tasarımcısının diğer araç koşulları için şarj debisi ihtiyacını değerlendirmeye alması önemlidir. Tablo 6'da çeşitli araç çalışma koşullarında toplam şarj debisi gereksinimleri görülmektedir. Bazı araç koşullarının kısa süreli koşullar oldukları unutulmamalıdır ve loop flushing akışının kısa süreliğine kapatılması mümkündür. Örneğin; loop flushing valflerinin açma basıncının 16 bar olduğunu ve basınç düşümünün bu değer altında olduğu bir ivmelenme veya frenleme koşulunda, loop flushing valfleri kapanacak ve şarj gereksinimini önemli ölçüde azaltacaktır.

**Tablo 5.** Yol alma konumunda gerekli şarj pompası debisi

Parametre	Değer
Pompa kiti sızıntısı	3.3 l/d
Motor kiti sızıntısı (4 motor toplamı)	7.2 l/d
Pompa servo debisi	0.0 l/d
Pompa kontrol sızıntısı	2.5 l/d
Motor servo debisi	0.0 l/d
Motor kontrol sızıntısı (4 motor toplamı)	14.8 l/d
Motorun loop flushing debisi (4 motor toplamı)	60.0 l/d
Akışkan sıkıştırılabilirliği $\Delta P = 50 \text{ bar}$ , $\Delta t = 0.1 \text{ s}$ , $BM = 1034 \text{ MPa}$	20.8 l/d
<b>Toplam debi ihtiyacı</b>	<b>108.6 l/d</b>

**Tablo 6.** Belirli araç çalışma koşullarında ihtiyaç duyulan şarj debisi ve 2 şarj pompası seçeneğinin şarj debilerinin mukayesesi (Tablodaki değerler l/d olarak sunulmuştur. Şarj pompalarının verimliliği %90 olarak dikkate alınmıştır)

Araç çalışma koşulu	Şarj debisi ihtiyacı	Şarj debisi (60 cc)	Şarj debisi (68 cc)
Yol alma @ 1900 d/d	108.6	102.6	116.3
İvmelenme @ 1900 d/d	65.7	102.6	116.3
İvmelenme @ 1200 d/d	60.9	61.2	69.4
Sert frenleme	75.2	102.6	116.3
Yüksek güçte çalışma modu @ 2100 d/d	108.6	113.4	128.5

Bu örnekte, en yüksek şarj pompası debisine yol alma koşulunda ihtiyaç vardır ve bu debi ihtiyacını karşılamak için 68 cc olan şarj pompası seçilir.

## SONUÇ

Bu bildiriye tek pompa ve çok motorlu sistemlerde kapalı devre loop flushing debisi ve şarj pompası deplasmanı ihtiyacının hesaplanmasında kullanılan yöntem üzerinde durulmuştur. Bu şekilde sistem tasarımcısının, sistem verimliliğinden ödün vermeksizin çok fazla zaman harcamadan aracın performans gereksinimlerini karşılayacak ürünleri seçerek hesap yapmasına olanak sağlanmaktadır.

## KAYNAKLAR

- [1] Danfoss Power Solutions, “Applications Manual, Section 1: Selection of Driveline Component,” BLN-9885, 1997.
- [2] “Lightning Reference Handbook” 8th Edition, 1999.



## ÖZGEÇMİŞ

### **Adis DEĞİRMENCİOĞLU**

1977 yılı İstanbul doğumludur. İlk, orta ve lise öğrenimini İstanbul'da tamamladı. 1998 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği bölümünü bitirmiştir. 2002 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği bölümünden "Yüksek Lisans" derecesini aldı. 1998 yılından bu yana Mert Teknik A.Ş.'de proje ve satış faaliyetlerinde görev yapmaktadır. AKDER İstatistik Komitesinde görev almaktadır. Evli ve bir çocuk babasıdır.