

DEĞİŞKEN DEBİLİ HİDROLİK SİSTEMLERDE EMME HATTI SORUNLARI

M. Semih KUMBASAR

ÖZET

Hidrolik sistemlerde güç kaynağı olarak kullanılan pompaların - özellikle değişken deplasmanlı pompalarının- çok ciddi sorunlarından biride emiş hattı ile ilgili teorik hesaplamalar ve hesapların pratik uygulamalarıdır.

Bu çalışmada, değişken debili hidrolik sistemlerde emiş hattı tasarımları için göz önüne alınması gereken faktörler ve bunlara ait uygulamalar incelenmekte ve emiş hattı borulamasının teknik açıdan doğru olmasını sağlayan ve olayın dinamik durumunu esas alan formüller ele alınmaktadır.

GİRİŞ

Bilindiği üzere, hidrolik pompaların çok titiz biçimde tasarlanması gereken emme hatları, gereken bilimsel ve teknik hassasiyetin gösterilmediği durumlarda dramatik sonuçlar yaratır ve yalnızca sistemin ana güç kaynağını etkilemekle kalmaz, tüm kontrol devresinde ve hareketlerin dizginlenmesinde - başta titreşim ve gürültü olmak üzere - hiç istenmeyen sorunlar çıkardığı gibi ana nedeni kavitasyon olan, ömür kısalması, anormal yağ kaçaqları gibi çok ciddi arızalara ve sonuçta üretim kayıplarına yol açar.

Günümüzde emiş hattı tasarımı için klasik yöntem, aşağıda belirtilen değerleri sağlayacak bir yapının "borulamanın" tasarlanmasıdır. Şöyle ki;

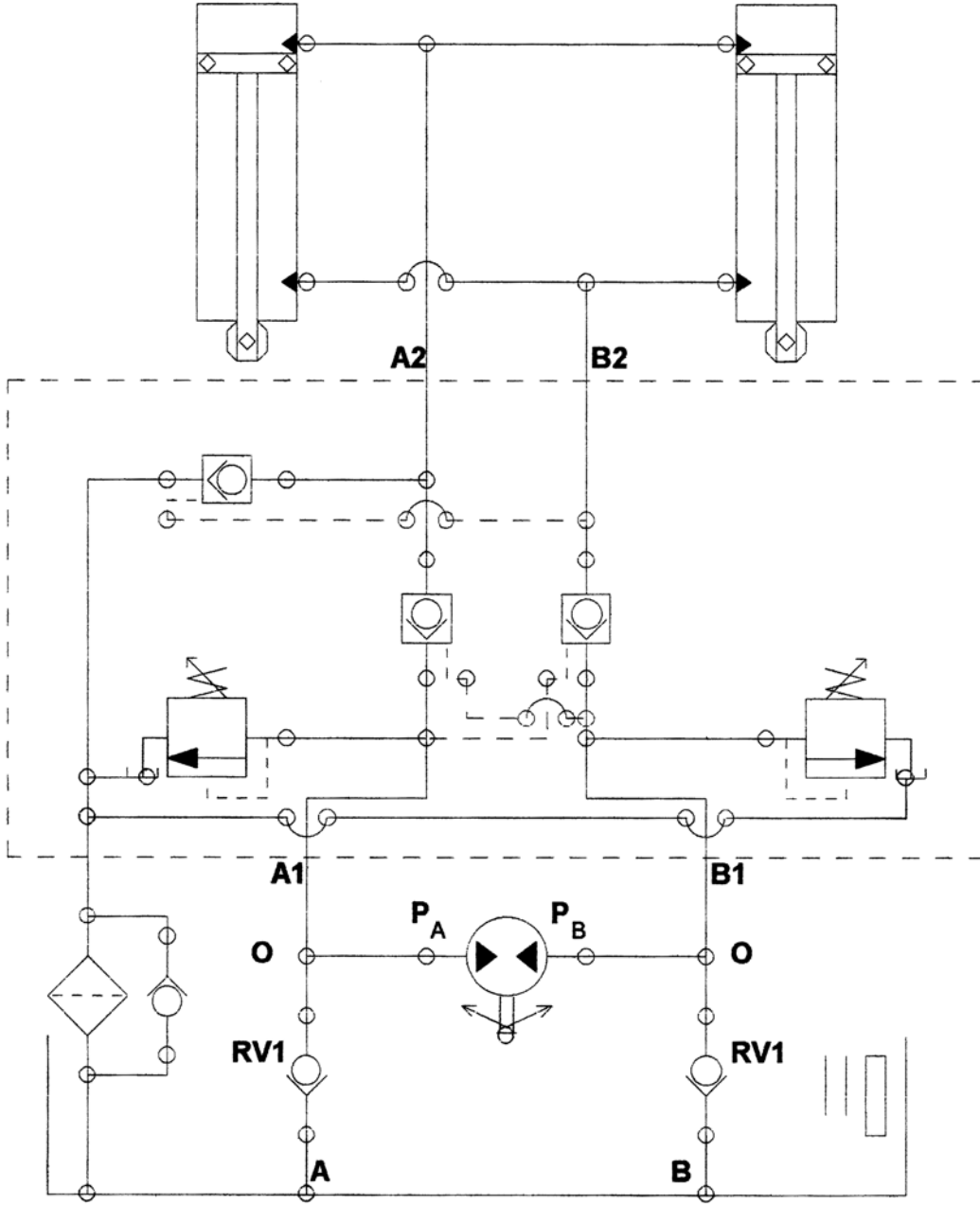
$V = 0,5 - 1,2 \text{ m/sn.}$ (Emiş hattındaki yağ kolonu hızı)

$P_{ab} = 0,85 \text{ bar}$ (Pompa emiş ağızındaki mutlak basınç)

Yukarıda belirtilen değerleri sağlayan bir geometrik yapı ve borulama emme hatlarının tasarımı ve donanımında esas olarak yeterli görülmektedir. Genellikle olayın dinamik karakteristiklerini ihmal eden ve "kararlı konum" durumunu esas alan bu tip bir yaklaşımı, aşağıda tarafımızdan tasarlanmış yarı kapalı bir polip (Hurda ahtopotu) devresinde yaşananlar ışığında inceleyerek, emme hattının dinamik özelliklerini kavramaya çalışacağız.

90 lt/dk x 45 kw (1000 d/dk) kapasitesinde ve hidrolik devre şeması Şekil 1 'de gösterilen uygulamanın ek teknik değerleri şöyledir;

RV1 çek valf açma basıncı	<	0.1 bar
P max	<	200 bar
Elektrik motoru		1000 d/dk.
Boru hatlarındaki akışkan hızı		3.3 m/sn



Şekil 1.

Yukarıda verilen devre şemasında da görüldüğü gibi, yarı kapalı devrelerde emme hattı konumuna geçen hatlar, kapalı devrelerde ki gibi aynı zamanda, basınç hattında olabildiğinden ve açma basınçlarının çok düşük ayarlandığı çek valflerden (RV1) yalnızca eksik kalan miktarın emileceğinden yukarıda verilen hız büyüklüğü (3.3 m/sn) önemli bir sakınca yaratmaz, tabii ki kararlı konum durumlarında.

Ancak yukarıda hidrolik devresi verilen sistemde, başta pompa olmak üzere çok sık arızalar oluştuğu, ve tüm arızalarda, kavitasyonun yol açtığı açıkça belli olan deformasyonlar görüldüğünden, (pompa giriş - çıkış portları ve dağıtım plakası bunu çok açık biçimde ortaya koyuyordu.) uygulama bütün boyutları ile yeniden inceleme altına alınmış ve sistemde kavitasyona yol açabilecek başlıca faktörler etüt edilmeye çalışılmıştır. Öncelikle kavitasyonun temel oluşum yeri olan emiş hali dinamik açıdan yeniden analiz edilmiştir.

Bilindiği gibi genellikle 5-6 hidrolik silindirle çalışan polip, elektrik motorunun dönüş yönünün, elektrik kumanda devresinden değiştirilmesiyle, kontrol edilir ve bu sayede hidrolik silindirler açılıp-kapanır ve sıkma-boşaltma işlemini yapar. Bu devrede (**Şekil 1**) hidrolik basınçlı yağı ana kumanda bloğunun A1 veya B1 portlarına elektrik motorunu dönüş yönüne göre gönderen pompanın, emme ve basma hatları motorun dönüş yönüne göre değişmekte, bir önceki durumda basınç hattı olan veya hareketsiz konumda bekleyen hat ve içindeki yağ kolunu 250 ms içinde 90lt/dk'lık emiş kapasitesi yaratabilmek için 3.3 m/s hıza $a = 3.3 / 0.250 = 13.2 \text{ m/sn}^2$ ivme ile hareketlenmektedir ve böylece hat 0.25 saniye içinde (250 ms) emiş hattı haline gelmektedir.

Kısaca pompanın durağan durumundan start alarak çalışma konumuna geçmesiyle, sistemin emme konumuna geçen tarafında, statik halde bulunan yağ kolunu, harekete geçmekte ve belli bir ivme ile hız kazanarak pompanın emme portu konumuna geçen giriş-çıkış odacığına doğru yol almaktadır. Bu ivmelenmeyi "hız kazanmayı" yapan kuvvet pompa emiş portunda oluşan vakum nedeni ile atmosfer basıncının pompa yağ kolonuna uyguladığı kuvvettir.

Sistemin emiş konumuna geçişteki dinamik durumu emiş konumuna geçişinin başlangıç durumu bu gerçekler ışığında yeniden incelediğinde temel fizik kuralları ve tanımları gereği aşağıdaki matematiksel sonuçlar ortaya çıkmaktadır.

$$F = m \times a$$

$$F = A \times (P_{ATM} - P_e) = A \times \Delta P$$

$$m = A \times L \times q = 4.52 \times 140 / 1000 \times 0.9 = 0.57 \text{ kg}$$

$$\Delta P = m \times a / A =$$

$$= 0.57t \times 3.3 / 0.250 / 4.52 = 1.7 \text{ N/cm}^2$$

$$\Rightarrow \Delta P = 0.17 \text{ bar} \Rightarrow P_e = \underline{0.83 \text{ bar}}$$

P_{atm} = Atmosfer Basıncı

P_e = Pompa Emiş Portu Mutlak Basıncı

m = kg

v = m/sn

a = m/sn

f = N

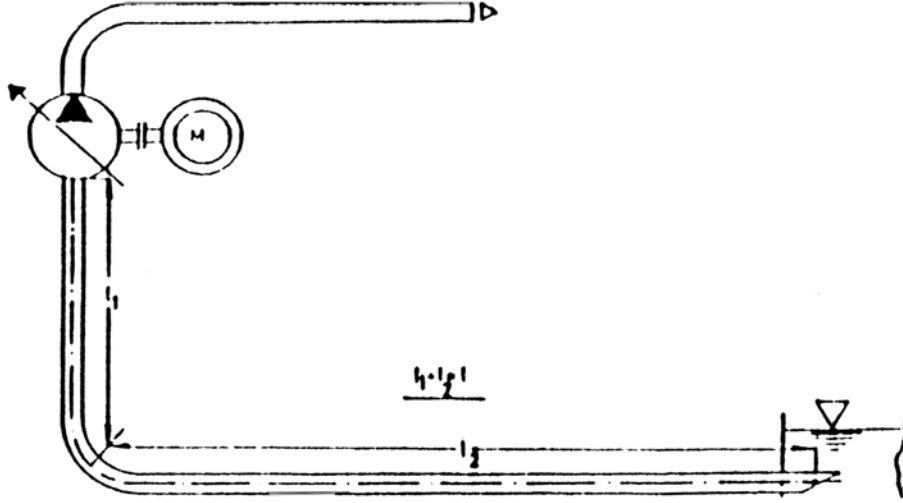
q = Özgül Ağırlık

L = E.kolunu uzunluğu cm

Yukarıda yapılan hesaplamalar sonucu, görüldüğü gibi durağan halden emiş haline geçen bu sistemde, sürtünme, köşe vb. kayıpları ihmal etsek dahi (ki bu toplam en aza 0,1 barlık bir direnç yaratır) daha baştan 0,17 barlık bir vakum değeri ile karşı karşıya kalınmakta ve diğer faktörlerle birlikte en az 0,30 bar gibi kabul edilemez ve çok ciddi problemlere - kavitasyon- neden olan bir vakum değerine ulaşılmaktadır.

Yukarıdaki örnekte incelenen durum değişken deplasmanlı pompaların kullanıldığı sistemlerde yeniden ele alındığında çok ciddi dinamik hesapların yapılması gerekliliğini ortaya koymaktadır.

Örneğin; 125 cc basınç duyarlı pistonlu pompanın özgül deplasmanı, ayarlanan basınca geldiğinde teorik olarak "sıfır"lanır ve pompa sadece regülasyon için gerekli olan ve kaçak yağları basacak kadar bir emiş yapar. Sistemin her hangi bir nedenle basıncı düştüğünde, pompa, V_g (min) durumundan V_g (max) durumuna geçer, bu geçiş süresi 40 ms.dir. (1) Bu durumda klasik olarak $L = 1 \text{ m}$ uzunluğundaki NW 63' lük bir emme hattı 0,95 m/sn hızında bir emiş hattı hızı değeri ile yeterli güveni sağlamışken, olayın dinamik karakteri incelendiğinde, karşı karşıya kalınan kuvvetlerin (basınçların) aşağıdaki gibi oluştuğu ortaya çıkmakta ve durumun hiçde sanıldığı gibi olmadığı görülmektedir. Emme portundaki vakum değerini hesaplırsak;



Şekil 2.

$$\begin{aligned} M &= L \times A / 1000 \times \rho \\ &= 100 \times 31.17 / 1000 = 3.117 \times 0,9 \\ &= 2.8 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} L &= \text{cm} \\ A &= \text{cm}^2 \\ m &= \text{kg} \\ g &= \text{özümlü ağırlık} \\ V &= \text{m/sn} \end{aligned}$$

$$V = \frac{3 \text{ lt / sn}}{3,117 \text{ lt / mt}} = 0,96 \text{ m / sn}$$

$$\Rightarrow a = \frac{0,96}{0,040} = 24 \text{ m / sn}^2$$

$$F = ma = 2.8 \times 24 = 67.2 \text{ N} = 6.7 \text{ daN/lt}$$

$$P = F/A = 6.7 \text{ daN} / 31.17 = 0.22 \text{ bar}$$

Görüldüğü üzere tüm sürtünme kayıpları ve diğer herşey ihmal edilse bile ortaya çıkan sonuç kabul edilebilir değildir. Bu değeri kesinlikle 0,05 barın altına indirmek gerekli olur ki bu durumda NW 125'lik emiş hattı gerekliliği ortaya çıkar veya pompayı yağ seviyesinin en az 1,5-2 mt. altında olacak şekilde sistemi yeniden tasarlamak gereklidir. Aksi halde sistemde çok ciddi kavitasyon ve onun yarattığı sonuçlardan dolayı arızalar ortaya çıkacak, büyük maliyetlerle karşı karşıya kalınacaktır.

Sorunu çözmenin bir diğer yöntemide, ilgili pompanın salımın zamanını "orifis" vb. yöntemlerle uzatmak ve dolayısıya refleksi ağır, dinamik cevapları yavaş bir pompa haline getirmektir. Ancak; bu durum her zaman uygun olmayabilir.

SONUÇ

Günümüzün gelişkin hidrolik teknolojisinde özellikle değişken deplesmanlı veya yön değiştiren pompaların yaygın olarak kullanıldığı düşünülürse, emiş hatları tasarımı yapılırken sistemin dinamik karakterini araştırmak ve işletme maliyetini hesaba katarak daha kuruluş sırasında sorunları çözmek çok önemlidir. Dolayısı ile yön ve debinin değiştiği sistemlerde bu değişimin (ivmelenmenin) yarattığı sorunlar sistemin tasarımında esas olmalıdır.



KAYNAKÇA

- [1] Mannesmann Rexroth KD010 08/90
[2] Mannesmann Rexroth AP1 217.07.88

ÖZGEÇMİŞ

1952 Ankara doğumludur. Ankara Fen Lisesi mezunu olup ODTÜ Kimya Mühendisliği bölümünü bitirmiştir. 1981 yılından beri sektörde bir fiil çalışmakta olup, 1984 yılından itibaren Rexroth Hidropar' da Proje Müdürlüğü ve Bölge Müdürlüğü görevlerinden sonra halen Hidropar İzmir şirketinde Mannesmann Rexroth Ege Bölge mümessilliğini yürütmektedir.