

HİDROLİK SİSTEMLERDE ENERJİ KAYIPLARI VE YÜK DUYARLI SİSTEMLERE GEÇİŞ

İsmail OBUT

ÖZET

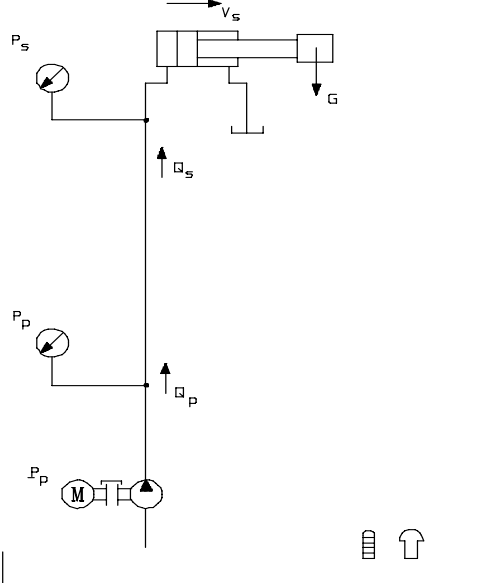
Hidrolik sistemlerde esas olup istenen; yükü hareket ettirmek için kullanılan gücün, hidrolik pompayı tahrik eden elektrik motorundan çekilen güçle aynı olmasını sağlamaktadır.(verim hariç). Bu da pompanın tüm debisini sisteme göndermesi ve pompa çıkışında da yük direncine karşılık gelen basıncın görülmesi durumudur. Halbuki hidrolik sistemlerde; kullanıcıda hız ayarlarını yapmak için kullanılan debi ayar valfleri istenmeyen güç kayıplarını dolayısıyla enerji kayıplarını ortaya çıkarmaktadır. Burada çeşitli durumlar için güç kayıplarının analizi yapılacak olup, bu güç kayıplarını azaltabilmek için değişken debili pompaların nasıl kullanılabilceği incelenecektir.

GİRİŞ

Hidrolik sistemlerde oluşan istenmeyen enerji kayıpları ve dolayısıyla ortaya çıkan ısının önlenmesi için yapılan çalışmalar uzun senelerden beri devam etmektedir. Bu oluşan enerji kayıpları çoğu zaman büyük güç kayıplarına neden olmakta; bu da büyük işletme giderlerini beraberinde getirmektedir. Ayrıca enerji kayıplarının bir sonucu olarak açığa çıkan ısı yağın aşırı ısınmasına sebep olarak, yağın zaman zaman içinde özelliğini kaybetmesine neden olmaktadır.

GÜÇ (ENERJİ) KAYIPLARI

Bu enerji kayıpları nasıl oluşmaktadır?



Şekil 1.

Şekil 1'de oluşturulan hidrolik devre şemasında en ideal hal söz konusudur.. Sabit debili bir pompa, debisini direkt olarak silindire göndermektedir. Silindirin iterek tahrik ettiği yük, silindirin piston tarafında p_s yük direncini (basıncını) oluşturmaktadır. Burada hiçbir zaman unutulmaması gereken bir nokta; basıncın etki-tepki prensibine göre oluşmasıdır. Yani yük direncinin yarattığı etkiye (p_s basıncı) tepki olarak pompa çıkışında oluşan basınç söz konusudur. Dolayısıyla direnç varsa basınç vardır.

Pompa tüm debisini silindire gönderdiği için

$$Q_p = Q_s \quad \text{ve} \quad p_p = p_s$$

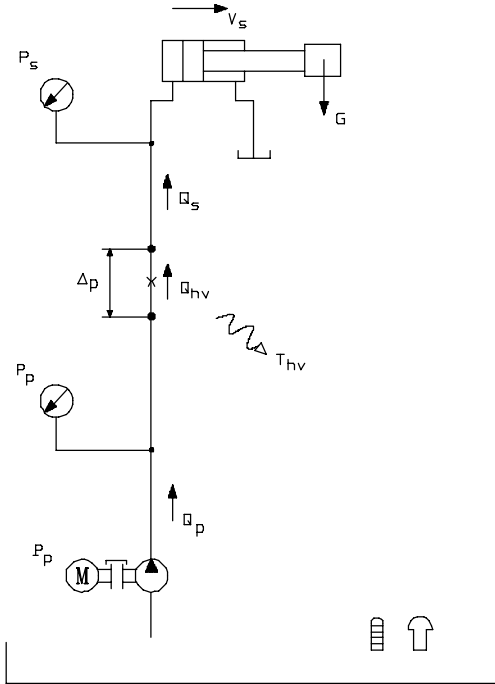
olmaktadır. (Burada borulardaki kayıplar ihmal edilmektedir.)

Bu durumda toplam güç kullanımı yazılırsa :

$$P_p = P_s = \frac{Q_s \times p_s}{600 \times \eta_v} = \frac{Q_p \times p_p}{600 \times \eta_v}$$

Kullanılan güç

Burada kayıp güç görüldüğü gibi hiç ortaya çıkmamaktadır. Pompanın elektrik motorundan çektiği güç herhangi bir kayba uğramadan sistemde aynen kullanılmaktadır. Bu ulaşılmak istenen en ideal haldir. Sistem bu şekilde çalışırken Şekil 2'de görüldüğü gibi pompa ile silindir arasına, kesit daralmasını sağlayacak bir orifis yerleştirilsin. Acaba bu durumda ne gibi değişiklikler meydana gelecektir?



Şekil 2.

Eğer Şekil 2'de gösterilen devrede, basıncın yükselmesi durumu için gerekli önlemler alındıysa (yani pompa, boru ve devre elemanları oluşacak basınca mukavim, elektrik motoru da yüksek basıncın meydana getirdiği gücü karşılayabilecek özelliklere sahip); pompa da sabit debili bir pompa olduğu için, pompa tüm debisini gene silindire gönderecektir. Ama Şekil : 1'den farklı olarak, konulan orifiste bir basınç kaybı Δp oluşacaktır. Burada hidroliğin bir diğer temel prensibi hatırlanırsa ; Hidrolik sistemlerde, belirli bir kesitten belirli bir Δp basınç kaybında belirli bir debide yağ geçer. İşte burada hidrolik sistemlerin en büyük olgusu ve her zaman göz önüne alınması zorunlu olan bir Δp basınç kaybı kavramı ile karşılaşılıyor. Pompa tüm debisini silindire; ancak, yük direncini ve orifiste oluşan Δp

basınç kaybını yenebilirse gönderir. Burada da her türlü önlemin alındığı kabul edildiğine göre pompa tüm debisini silindire göndermektedir.

Yani,

$$Q_s = Q_p = Q_{hv}$$

ve

$$p_p = p_s + \Delta p$$

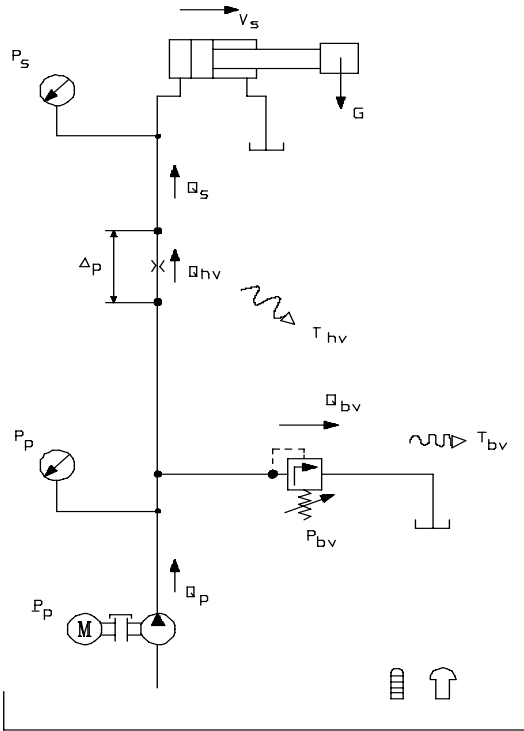
olmaktadır.

Toplam güç kaybı incelenirse:

$$P_p = P_s + P_{hv} = \frac{Q_s \times p_s}{600 \times \eta_v} + \frac{Q_{hv} \times \Delta p}{600 \times \eta_v}$$

P_s P_{hv}
Kullanılan güç Kayıp güç

Buradan da görüldüğü gibi, hidrolik sistemlerde kullanılan hız ayar valfleri kayıp güce, dolayısıyla da ısıya neden olmaktadır. Peki burada kesit küçültülmesine rağmen; pompa halen tüm debisini sisteme gönderiyorsa; hidrolik silindirde hız ayarı yapmak nasıl mümkün olacaktır ? Ayrıca pompa çıkış basıncının da kontrol altına alınması gerekiyor. İşte bu iki gereksinimden yola çıkarak, Şekil 3'de görüldüğü gibi pompa çıkış hattına bir basınç emniyet valfi yerleştirilsin.



Şekil 3.

Bu basınç emniyet valfinde, sistemde ihtiyaç duyulan basıncın bir miktar üstünde bir değer ayarlanıyor. Böylelikle hız ayar valfinde oluşan Δp basınç kaybı da kontrol altına alınmış oluyor. Bu durumda hız ayar valfindeki kesit değiştirilmediği sürece bu oluşan Δp basınç kaybına karşılık gelen debi hız ayar valfinden geçecektir. Geri kalan debi ise basınç emniyet valfinden, ayarlanan basınç değeri üzerinden depoya geri dönecektir.

İşte burada amaca ulaşılmış oldu. Artık hız ayar valfi üzerinden kesit değiştirmek sureti ile debi ayarı yapmak mümkün olacaktır. Bu durumda pompa debisinin bir kısmı hız ayar valfi üzerinden silindire geri kalan kısmı da basınç emniyet valfi üzerinden depoya gitmektedir. Yani :

$$P_p = P_s + P_{hv} + P_{bv} = \frac{3,2 \times 40}{510} + \frac{3,2 \times 85}{510} \times \frac{16,8 \times 125}{510} = 4,9 \text{ Kw} = P_p$$

0,25 Kw	0,53 Kw	4,12 Kw
%5 * P _p	%11 * P _p	%84 * P _p

Kullanılan güç Hız ayar valfinden Basınç emniyet valfinden
kayıp güç kayıp güç kayıp güç

Bu formülde ortaya çıkan sonuçlar incelenecek olursa; en fazla güç kullanımının basınç emniyet valfinden geçen debinin oluşturduğu görülmektedir. Arkasından da hız ayar valfinden geçen debinin oluşturduğu güç kaybı gelmektedir. Verilen örnekte pompanın elektrik motorundan çektiği güç 4,9 Kw iken, ihtiyaç duyulan güç kullanımı 0,25 Kw, bu da toplam çekilen gücün sadece %5'ini oluşturmaktadır.

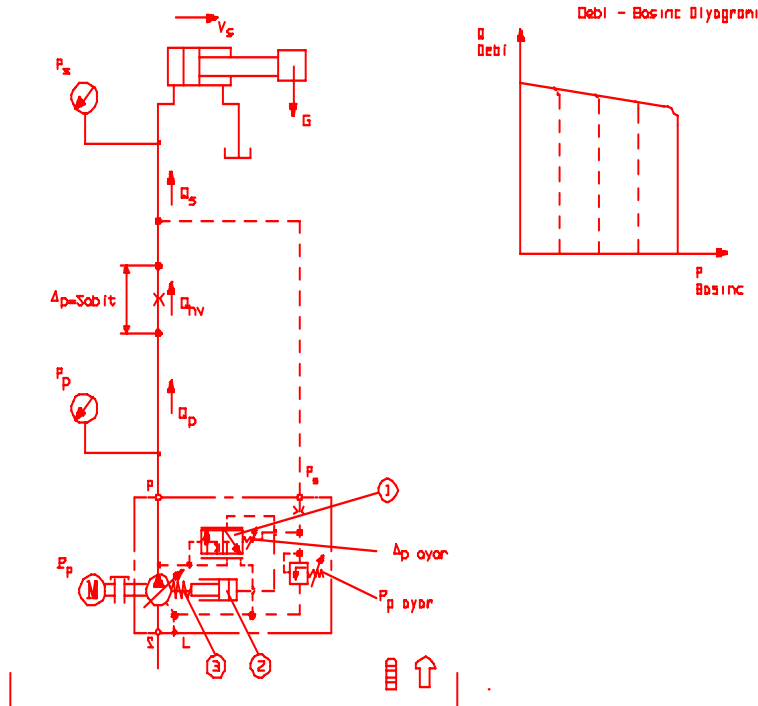
Dolayısıyla hidrolik sistemlerde;

- a) Basınç emniyet valfinden tanka yapılan boşaltmalarda
- b) Hız ayar valflerinden yüksek basınç kayıplarında geçirilen debilerde

Önemli güç kayıpları meydana gelmektedir. Bu güç kayıpları da ısıya dönüşerek yağın ısınmasına neden olmakta, yağın ısınması yağın viskozitesinin azalmasına, viskozitenin azalması hidrolik elemanlardaki basınç kayıplarının artmasına, basınç kayıplarının artması da yukarıdaki örneklerde görüldüğü gibi güç kayıplarına neden olmaktadır.

BASINÇ DUYARLI DEĞİŞKEN DEBİLİ POMPALARA GEÇİŞ:

İncelenen örnekte de görüldüğü gibi güç kayıplarının en önemli bölümü, basınç emniyet valflerinden boşalan debilerin oluşturduğu güç kayıpları idi. İşte hidrolik malzeme üreticisi firmalar senelerce bu güç kaybını azaltmak veya yok etmek için araştırmalar yaptılar. Sonunda, sistemlerde kullanılan basınç emniyet valflerini pompaların üzerine almaya karar verdiler.



Şekil 4.

Burada pompanın regülasyon yapısı incelendiği zaman 3 ana eleman göze çarpmaktadır.

- 1- Basınç ayarının yapıldığı servo valf
- 2- Pompanın deplasman açısını küçültmeye çalışan silindir.
- 3- Pompanın deplasman açısını büyültmeye çalışan yay

1 nolu servo valf, 3 yollu 2 konumlu basınç dengesiyle çalışan bir valftir. Bir tarafında ayarlanan basınç değeri, diğer tarafında ise pompa basıncı etkili olmaktadır. Dikkat edilirse; pompa çıkış basıncı (p_p) ayarlanan basınç değerinden ($p_{p\text{ ayar}}$) küçük olduğu sürece, silindirin arkası tanka bağlı, dolayısıyla 3 nolu yay max deplasman açısını oluşturmaktadır. Bu durumda da pompa max debisini sisteme göndermektedir.

Elektrik motoru çalıştırıldığında; Pompa max debisini sisteme göndermek isteyecektir. Fakat hız ayar valfindeki kesit daralmasından dolayı, pompanın çıkışındaki basınç artmaya başlayacaktır. Bu basınç aynı zamanda 1 nolu servo valfe de etki etmektedir. Artan basınç servo valfde ayarlanan $p_{p\text{ ayar}}$ değerine ulaştığı zaman servo valf sürgüsü konum değiştirecek, değişen konumdan dolayı da 2 nolu silindire, pompa çıkış hattından basınçlı yağ gelecektir. Bu basınçlı yağ, silindiri hareket ettirerek pompanın deplasman açısını yani debisini azaltmaya başlayacaktır.

Peki debi azalması nereye kadar devam edecektir ? Bu debi azalması, pompanın gönderdiği debi, hız ayar valfinden geçen debiye eşit olduğu anda sona erecektir. Yalnız hız ayar valfinden geçen debinin; hız ayar valfinden oluşan basınç kaybı ve valfin kesitine bağımlı olduğu unutulmamalıdır.

Özet olarak; basınç duyarlı pompalar, sistemin ihtiyaç duyduğu debiyi sisteme gönderirler. Bu regülasyonun gerçekleşebilmesi için pompanın çıkışındaki basıncın ayar basıncına ($p_{p\text{ ayar}}$) ulaşması gerekmektedir. Yani

$$Q_p = Q_{hv} = Q_s$$

ve

$$p_p = p_s + \Delta p = p_{p\text{ ayar}}$$

olmaktadır.

Toplam güç kaybı incelenirse

$$P_p = P_s + P_{hv} = \frac{Q_s \times p_s}{600 \times \eta_v} + \frac{Q_{hv} \times \Delta p}{600 \times \eta_v}$$

P_s

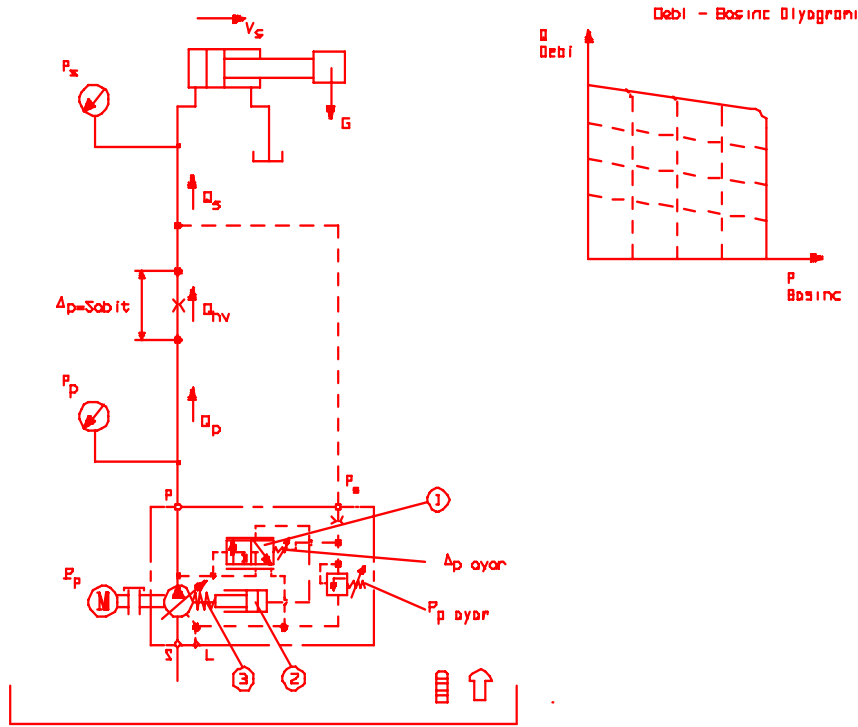
P_{hv}

Kullanılan güç Toplam kayıp güç

Yukarıdaki formül incelendiğinde; sabit debili pompalı sistemlerdeki, basınç emniyet valfinden basınç altında geçen debinin oluşturduğu güç kaybının ortadan kalktığı görülmektedir. İşte hidrolik sistemlerde basınç duyarlı pompaların kullanımıyla, en önemli güç kayıplarından biri bertaraf edilmiş olmaktadır. Değişken debili pompa uygulamalarında; basınç duyarlı pompalar kendilerine çok iyi bir yer edinmişlerdir.

YÜK DUYARLI (LOAD SENSİNG) DEĞİŞKEN DEBİLİ POMPALARA GEÇİŞ :

Basınç duyarlı pompaların kullanımıyla, en büyük güç kaybı faktörü devre dışı bırakılmış oluyor. Ama hala sistemde, Δp basınç kaybından kaynaklanan güç kaybı durumunu muhafaza etmektedir. Bunun da en büyük sebebi; pompa, hız ayar valfinden sonra sistemde ne gibi basınç değişimleri olduğunu algılayamamaktadır. Bu da Δp basınç farkının, sistem basıncına bağlı olarak devamlı değişen bir seyir izlemesine neden olmaktadır. İşte hız ayar valfinden sonra, sistemde oluşan basınç değişimlerinin bir şekilde pompaya ulaştırılması gerekmektedir.



Şekil 5.

Yük duyarlı pompalarda da, basınç duyarlı pompalarda kullanılan düzenek kullanılmaktadır. Yalnız buradaki fark; 1 nolu servo valfdeki basınç dengesi değişikliğidir. Servo valfin bir tarafında p_p pompa basıncı, diğer tarafında da p_s sistem basıncı ve Δp ayar değeri etkili olmaktadır. Burada basınç dengesi kurulduğu zaman:

$$p_p = p_s + \Delta p_{\text{ayar}}$$

veya

$$p_p - p_s = \Delta p_{\text{ayar}}$$

oluşmaktadır.

$$\Delta p = p_p - p_s$$

olduğu da göz önünde bulundurulursa:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{ayar}}$$

ortaya çıkmaktadır.

Böylelikle; bir türlü kontrol altına alınamayan hız ayar valfindeki Δp basınç kaybı belli bir değere sabitlenmiş oluyor.

Burada da elektrik motoru çalıştırıldığında pompa max debisini sisteme göndermek isteyecektir. Fakat hız ayar valfindeki kesit daralmasından dolayı, pompanın çıkışındaki basınç artmaya başlayacaktır. Bu basınç; p_s sistem basıncı ile Δp ayar değerinin toplamına ulaştığı zaman, 1 nolu servo valf sürgüsü konum değiştirecek, değişen konumdan dolayı da 2 nolu silindire basınçlı yağ gelmeye başlayacaktır. Bu basınçlı yağ, silindiri hareket ettirerek pompanın deplasman açısını yani debisini azaltmaya başlayacaktır. Bu debi azalması, basınç duyarlı pompalarda olduğu gibi; pompanın gönderdiği debi, hız ayar valfinden Δp_{ayar} değerinde geçen debiye eşit olana kadar devam edecektir.

Özet olarak; yük duyarlı pompalar, sistemin ihtiyaç duyduğu debiyi önceden belirlenmiş ve sabitlenmiş bir basınç kaybında sisteme gönderirler. Yani;

$$Q_p = Q_{hv} = Q_s \quad \text{ve} \quad p_p = p_s + \Delta p = p_s + \Delta p_{\text{ayar}}$$

olmaktadır.

Toplam güç kaybı incelenirse

$$P_p = P_s + P_{hv} = \frac{Q_s \times p_s}{600 \times \eta_v} + \frac{Q_{hv} \times \Delta p_{\text{ayar}}}{600 \times \eta_v}$$

P_s P_{hv}

Kullanılan güç Toplam kayıp güç

Burada da bir kayıp güç gözükmesine rağmen, bu kontrol altına alınmış ve sabitlenmiş bir Δp basınç kaybına bağlı olduğu için ihmal edilebilecek mertebelerde kalmaktadır.

SONUÇ

Hidrolik sistemlerde güç kayıplarının neden olduğu iki türlü maliyet söz konusudur.. Birincisi; güç kayıpları ortaya çıktığı zaman direkt elektrik motorundan çekilen fazla güç, ikincisi de; bu kayıp güçlerin sonucunda ortaya çıkan ısıyı soğutmak için harcanan güç, Buradan da; ortaya çıkan güç kayıplarının ne kadar önemli olduğu açıkça anlaşılabilir.

- Büyük basınç değişimlerinin olduğu ve farklı debilere ihtiyaç duyulan sistemlerde yük duyarlı değişken debili pompaların;
- Büyük basınç değişimlerinin olmadığı, fakat farklı debilere ihtiyaç duyulan sistemlerde de basınç duyarlı değişken debili pompaların,

kullanılması önemli miktarlarda enerji tasarrufu sağlanmasına katkıda bulunacaktır.

KULLANILAN KISALTMALAR

F	: Sistem direnci (kg)
v _s	: Silindir ilerleme hızı (mm/sn)
D _s	: Silindir piston çapı (mm)
A _s	: Silindir piston alanı (cm ²)
p _s	: Sistem basıncı (direnci) (bar)
Q _s	: Silindire gelen debi (lt/dak)
P _s	: Sistemde kullanılan güç (Kw)
p _p	: Pompa çıkış basıncı (bar)
Q _p	: Pompa debisi (lt/dak)
P _p	: Pompanın elektrik motorundan çektiği güç (Kw/h)
p _{p ayar}	: Basınç duyarlı değişken debili pompada ayarlanan basınç değeri (bar)
Δp _{ayar}	: Debi duyarlı değişken debili pompada ayarlanan Δp değeri (bar)
Δp _{hv}	: Hız ayar valfinde oluşan basınç kaybı (bar)
d _{hv}	: Hız ayar valfinde ayarlanan kesit çapı (mm)
Q _{hv}	: Hız ayar valfi üzerinden geçen debi (lt/dak)

- P_{hv} : Hız ayar valfinde oluşan güç kaybı (Kw/h)
 T_{hv} : Hız ayar valfinde oluşan güç kaybının neden olduğu ısı (kkal/h)
 p_{bv} : Basınç emniyet valfi basınç ayar değeri (bar)
 Q_{bv} : Basınç emniyet valfi üzerinden geçen debi (lt/dak)
 P_{bv} : Basınç emniyet valfinde oluşan güç kaybı (Kw/h)
 T_{bv} : Basınç emniyet valfinde oluşan güç kaybının neden olduğu ısı (kkal/h)
 η_v : Pompa ile elektrik motoru arasındaki toplam verim faktörü; 0,85 alınabilir.

GEREKLİ FORMÜLLER

Silindir piston alanı :

$$A_s = \frac{\pi \times D_s^2}{400}$$

Silindir ilerleme hızı:

$$v_s = \frac{500 \times Q_s}{3 \times A_s}$$

Elektrik motorunun çektiği güç

$$P = \frac{Q_p \times p_p}{600 \times \eta_v}$$

Hız ayar valfinden geçen debi

$$Q_{hv} = \frac{D_s^2 \times [(0,7 \times (\Delta p_{hv})^{0,5})]}{1,44}$$

Oluşan ısı

$$T_{hv} = P_{hv} \times 860$$

Elde edilen kuvvet

$$F = A_s \times p_s$$

ÖZGEÇMİŞ

1959 yılı İstanbul doğumludur. İlk ve orta tahsilini İstanbul'da tamamladıktan sonra 1981 yılında İstanbul Teknik Üniversitesinden Makina Mühendisi olarak mezun oldu. Askerlik hizmetini Kara Kuvvetleri Komutanlığı Teknik Daire Başkanlığında 1982-1983 yıllarında yerine getirdi. 1983 yılında Dizel Magnet firmasında Hidrolik Proje Satış Mühendisi olarak göreve başladı.

1984-1991 yılları arasında Rexroth Hidropar firmasında çalıştı 1991 yılında Hidroser firmasının kuruluşunda kurucu ortak olarak görev aldı. Halen Hidroser firmasında firma ortağı olarak görevini sürdürmektedir. Evli ve bir kız çocuğu babasıdır.