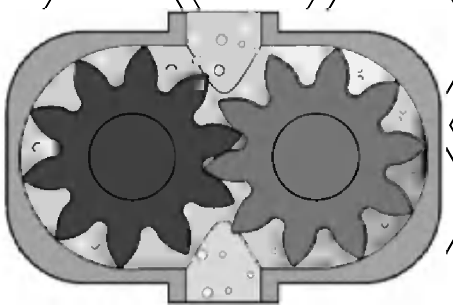
Hidrostatik Güç İletimi

Vedat Temiz



Tanım

- Hidrolik pompa ve motor kullanarak bir sıvı yardımıyla gücün aktarılmasıdır.
- **Hidrolik Pompa:** Pompa milinin her turunda (dönmesinde) sabit bir miktar sıvı hareketi elde edilir. Pompa tahriki genellikle elektrik motoru veya içten yanmalı motor ile yapılır.
- **Hidrolik Motor:** Sabit bir miktar sıvı hareketi ile motor mili belli bir miktar döner.

Kullanım amacı

- Komple bir hidrostatik transmisyon sistemi aşağıdaki gereksinimleri karşılamak için kullanılır:
- Motorun dönme yönünü değiştirmek
- Motor hızını değiştirmek
- Motor çıkışında maksimum momentin elde edilmesi
- İki veya daha fazla motorun tek pompadan tahriki
- İstenen pompa çıkış karakteristiğinin elde edilmesi

Avantajları-1

- Elektrik motoru veya içten yanmalı motordan elde edilen güç makinanın karakteristiklerine uygun şekilde iletilir.
- Düşük hızlarda çok yüksek döndürme momenti
- Çok geniş çıkış hızı aralığı
- Çok geniş çıkış momenti aralığı
- Hız ve momentin çok kolay kontrolü
- Hız ve moment kontrolü için harcanan çok küçük güç

Avantajları-2

- Yük değişimine çok kısa cevap zamanı
- Hareketli parçaların düşük atalet momenti nedeniyle çok çabuk hız değişimi
- Nispeten uzak mesafelere yüksek verimle güç iletimi
- Tahrik motorunun makinaya yakın olması gerekmez.
- Sistem içindeki hidrolik sıvı yağlama görevini de yaptığı için az aşınma

Dezavantajlar-1

- Uygulanan yükteki değişim, sıvının sıkıştırılamaz olması, pompa ve motordaki kaçaklar ve de tahrik motoru karakteristiği sebebi ile titreşime neden olur.
- Sıcaklık artışından dolayı oluşan viskozite değişimi hızda da değişime neden olur.
- Hidrolik devredeki tüm kayıplar ısıya dönüşür. Bu ısının viskozite değişimine sebep olmaması için önlem alınması gerekir

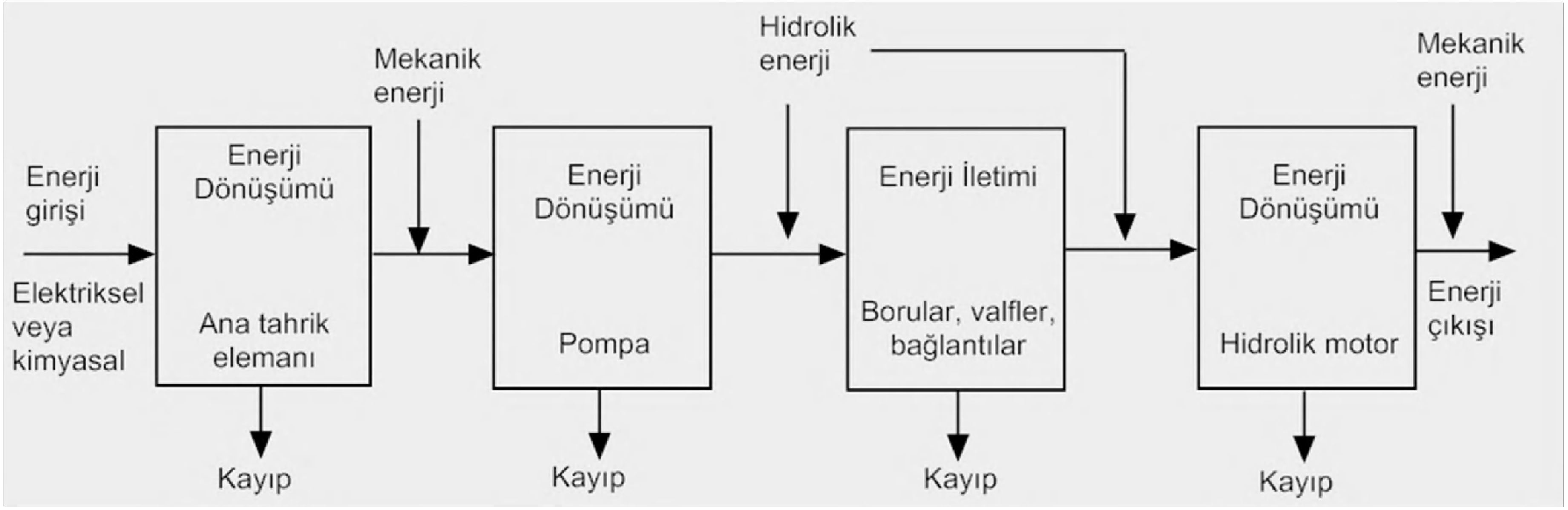
Dezavantajlar-2

- Çıkış yükü büyüklüğünden bağımsız olarak hidrolik sistem çalışmasına devam eder. Aşırı yük için önlem alınmamışsa sistem tahrip olabilir.
- 250 kW'ın üzerindeki güçlerde iki veya daha fazla pompanın kullanılması gerekir. Bu da sistem boyutlarını arttırır.
- Hidrolik sistemlerde kullanılan yağların yanma riski mevcuttur.

Hidromekanik Enerji Dönüşümü

- Hidrolik enerjinin mekanik enerjiye dönüştürülmesi.
- Bu işlemdeki hidrolik parametreler:
- Basınç, p[MPa, N/mm^2]
- Debi, Q [mm^3/dak]
- Bu işlemdeki mekanik parametreler:
- Dönme hızı, n [d/dak]
- Moment, M[Nm]

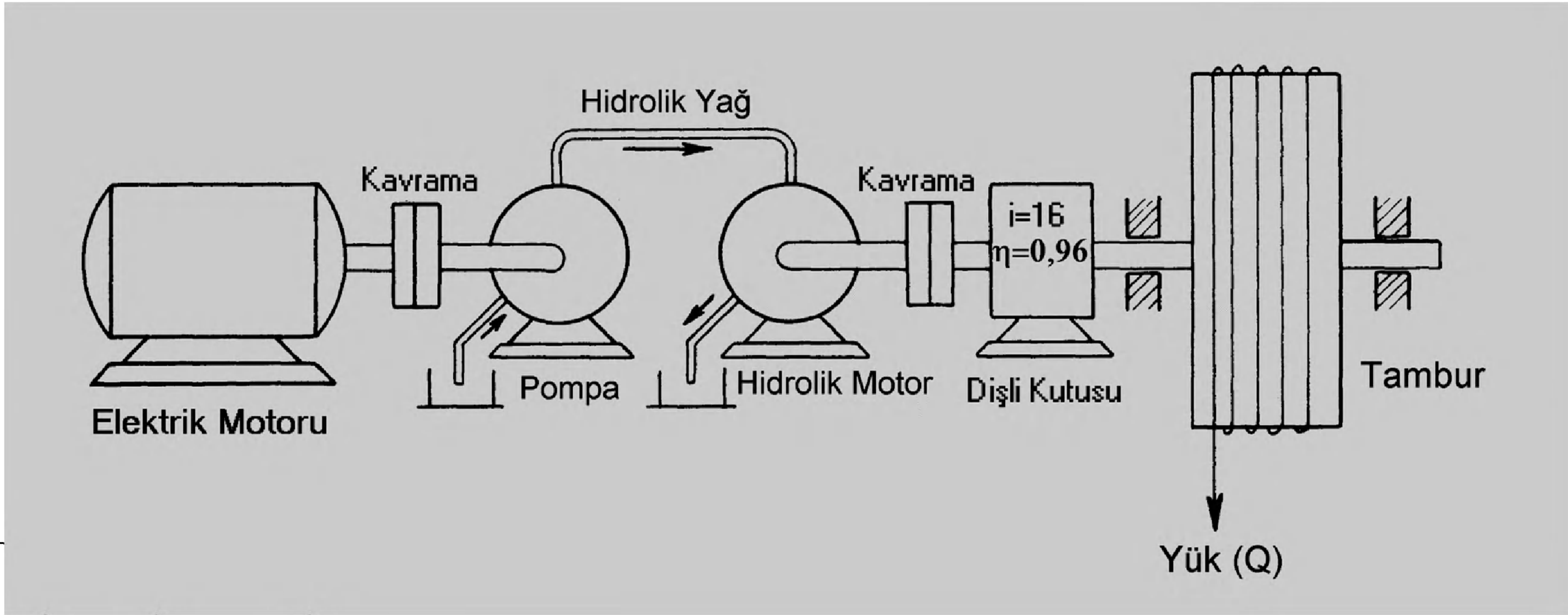
Enerji Dönüşümündeki Kayıplar



Bu kayıplara karşın bu sistemin bu kadar yaygın olmasının nedeni enerji dönüşümlerinde kayıpların nispeten düşük olmasıdır.

Enerji Dönüşümündeki Kayıplar

- Bir yük kaldırma sistemi



Pompa ve Motor Denklemleri

- İdeal pozitif yer değiştirmeli (hacimsel) makinalarda sabit bir dönme miktarı için belli bir akışkan miktarı (pompa),
- Veya verilen belli bir akışkan miktarı için sabit bir dönme miktarı (hidrolik motor) elde edilir.
- Bütün bunlar söz konusu sistemin geometrisi tarafından belirlenir.

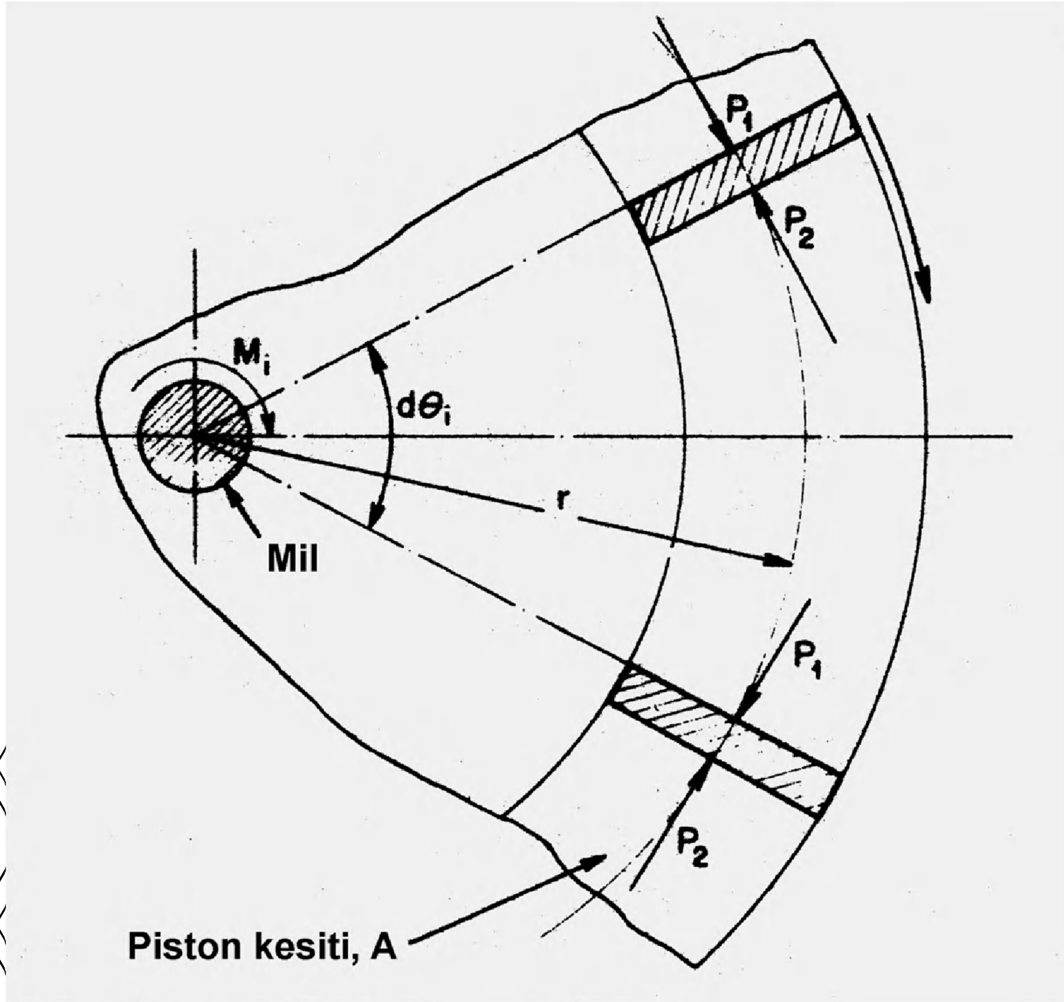
Pompa ve Motor Denklemleri

- Semboller;
- Bir tur dönmedeki hacimsel yer değiştirme (deplasman): D_p(pompa), D_m(hidrolik motor)-> Birimi [mm^3/devir]
- Dönme sayısı n [d/dak] ise

$$Q_i = D_p \cdot n_p \; [mm^3/dak] \Longrightarrow \text{pompa}$$

$$n_m = \frac{1}{D_m} \cdot Q_i \; [d/dak] \Longrightarrow \text{Hidrolik motor}$$

Pompa ve Motor Denklemleri



Sistemin kesiti

Pompa ve Motor Denklemleri

- Akışkanın yer değiştirmesinde akışkana karşı (pompa) veya akışkan dirence karşı (motor) bir iş yapar. Yani

$$\int_0^{2\pi} M_i \cdot d\theta_i = Kuvvet\ x\ deplasman$$

A yüzeyinde p_1 ve p_2 basınçlarının sabit olduğu kabul edilirse

$$\int_0^{2\pi} M_i \cdot d\theta_i = (p_1 - p_2) \cdot A \cdot 2 \cdot \pi \cdot r$$

Pompa ve Motor Denklemleri

- Sabit bir döndürme momenti kabulü ile pompa ve motor denklemleri elde edilir.

$$M_i = \frac{D_p}{2 \cdot \pi} \cdot (p_1 - p_2) \rightarrow [Nm, Nmm]$$ ⇒ pompa

$$p_1 - p_2 = \frac{2 \cdot \pi}{D_m} \cdot M_i \rightarrow \left[\frac{N}{m^2}, \frac{N}{mm^2}\right]$$ ⇒ Hidrolik motor

Kayıplar

- Gerçek durum ile ideal durum birbirinden farklıdır.
- Viskoz sıvı sürtünmesi
- Sınır sürtünme
- Yağ kaçakları
- Sıkışmalar
- gibi kayıplar sonucunda **moment kayıplarına** neden olmaktadır.

Gerçek durum

- Bu kayıplar nedeni ile gerçek moment ve debi:

$$M = M_i \pm \sum M_{kay}$$

$$Q = Q_i \pm \sum Q_{kay}$$

Bu denklemlerin ikinci terimlerini belirleyebilmek için bazı kabullerden hareket etmek zorunludur.

Kabuller

1. Viskoz sürtünme sebebiyle oluşan moment kayıpları yanında diğer mekanik kayıplar ihmal edilebilir.
2. Viskoz sürtünmeden kaynaklanan moment açısal hız ile çalışma aralığında doğru orantılıdır.
3. Akışkan kayıpları sadece kaçaklardan kaynaklanır.
4. Kaçak akım çalışma bölgesinde basınçla doğru orantılıdır.
5. Akışkanının sıkıştırılabilirliği ihmal edilir.
6. Çalışma bölgesinde viskozite sabittir.

Gerçek denklemler

- Pompa Hali

$$Q_p = D_p \cdot n_p - C_p . p_p$$ → debi

$$M_p = \frac{D_p}{2 \cdot \pi} \cdot p_p + C_{dp} \cdot n_p$$ → moment

C_p: pompa için kaçak akım katsayısı
C_{dp}: pompa için viskoz sürtünme katsayısı

Gerçek denklemler

- Hidrolik Motor Hali

$$Q_m = D_m \cdot n_m + C_m . p_m \Longrightarrow \text{debi}$$

$$M_m = \frac{D_m}{2 \cdot \pi} \cdot p_m - C_{dm} \cdot n_m \Longrightarrow \text{moment}$$

C_m: hidrolik motor için kaçak akım katsayısı
C_{dm}: hidrolik motor için viskoz sürtünme katsayısı

Katsayıların bulunması

- Bu katsayılar deneysel olarak bulunabilir veya imalatçı firmadan temin edilebilir.
- Bu katsayıları deneysel olarak tespit edebilmek için viskozite sabit tutulmak şartı ile debi, hız, basınç ve momentin ölçülebilmesi gereklidir.

Verim → Pompa için

Volumetrik verim ⇒
$$\eta_v = \frac{Q_p}{D_p \cdot n_p} = 1 - \frac{C_p \cdot p_p}{D_p \cdot n_p}$$

Mekanik verim ⇒
$$\eta_m = \frac{D_p \cdot p_p}{2 \cdot \pi \cdot M_p} = \frac{1}{1 + \frac{2 \cdot \pi \cdot C_{dp}}{D_p} \cdot \frac{n_p}{p_p}}$$

Toplam verim $\eta_0 = \eta_v . \eta_m$ olarak düzenlenirse

$$\eta_0 = \frac{1 - \frac{C_p}{D_p} \cdot \left(\frac{p_p}{n_p}\right)}{1 + \frac{2 \cdot \pi \cdot C_{dp}}{D_p} \cdot \left(\frac{n_p}{p_p}\right)}$$

Verim → Hidrolik motor için

Volumetrik verim ⇒

$$\eta_v = \frac{D_m \cdot n_m}{Q_m} = 1 + \frac{D_m \cdot n_m}{C_m \cdot p_m}$$

Mekanik verim ⇒

$$\eta_m = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_m}{D_m \cdot p_m} = 1 - \frac{2 \cdot \pi \cdot C_{dm}}{D_m} \cdot \frac{n_m}{p_m}$$

Toplam verim $\eta_0 = \eta_v \cdot \eta_m$ olarak düzenlenirse

$$\eta_0 = \frac{1 - \frac{2 \cdot \pi \cdot C_{dm}}{D_m} \cdot \left(\frac{n_m}{p_m}\right)}{1 + \frac{C_m}{D_m} \cdot \left(\frac{p_m}{n_m}\right)}$$

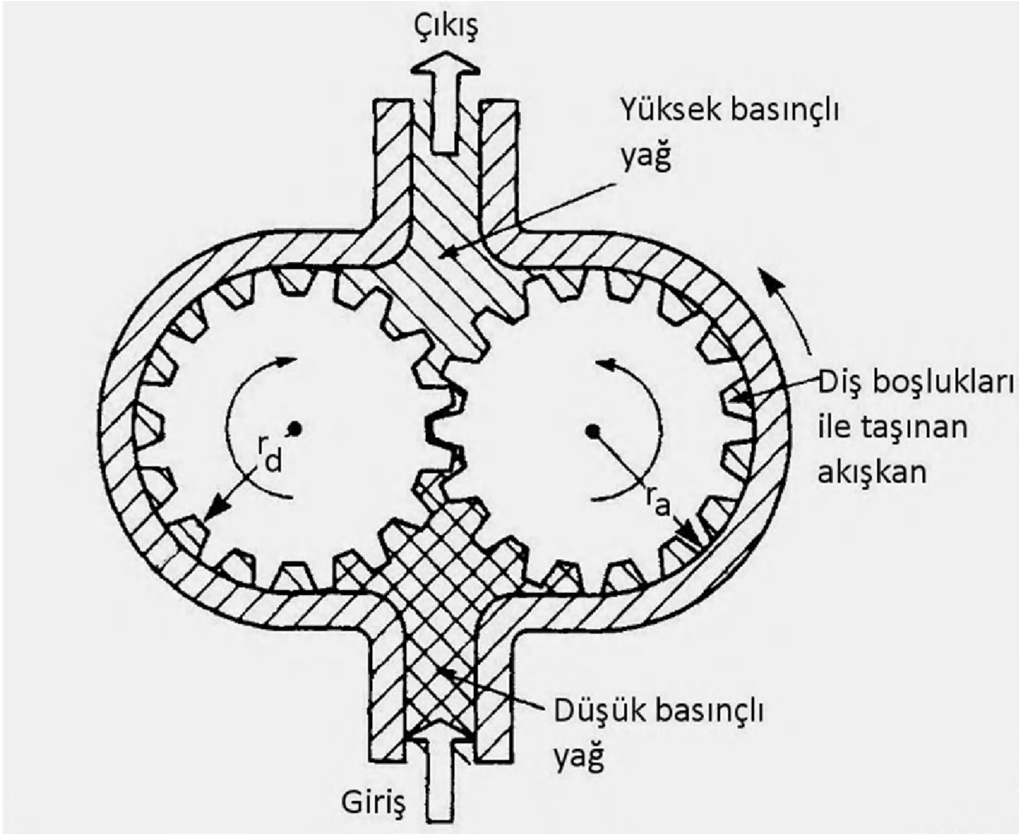
Hidrolik Pompalar

- Genel Sınıflandırma
- Dişli pompalar → 10…200 bar
- Paletli pompalar → 50…250 bar
- Pistonlu pompalar → 200…700 bar

Dişli pompalar

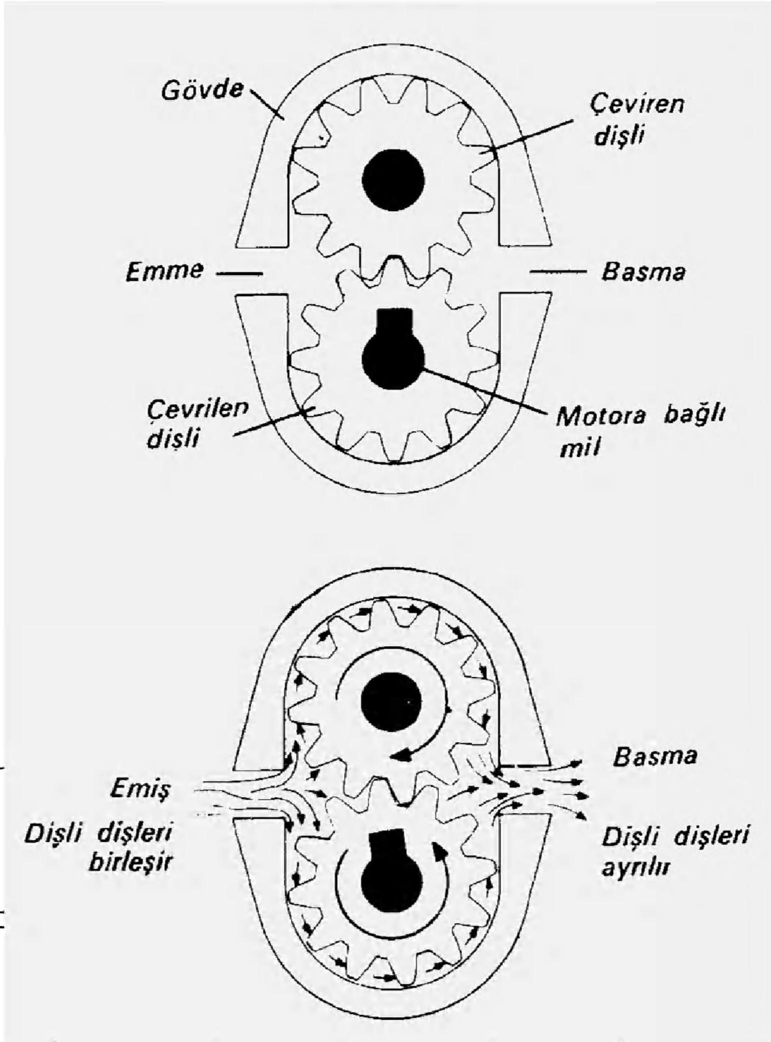
- r_a diş başı, r_d diş dibi yapı çapı ve b dişi genişliği ise

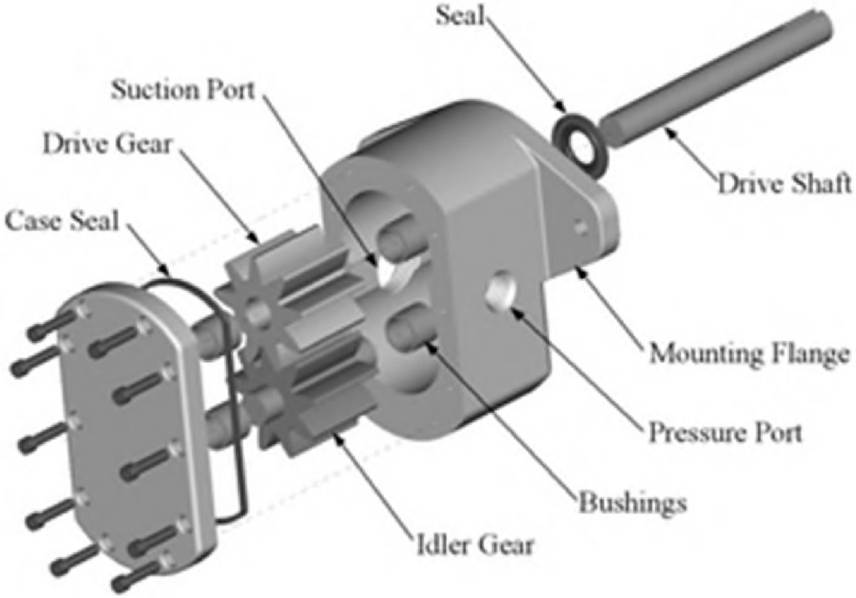
$$D_p = \pi \cdot (r_a^2 - r_d^2) \cdot b \cdot \frac{2}{2}$$



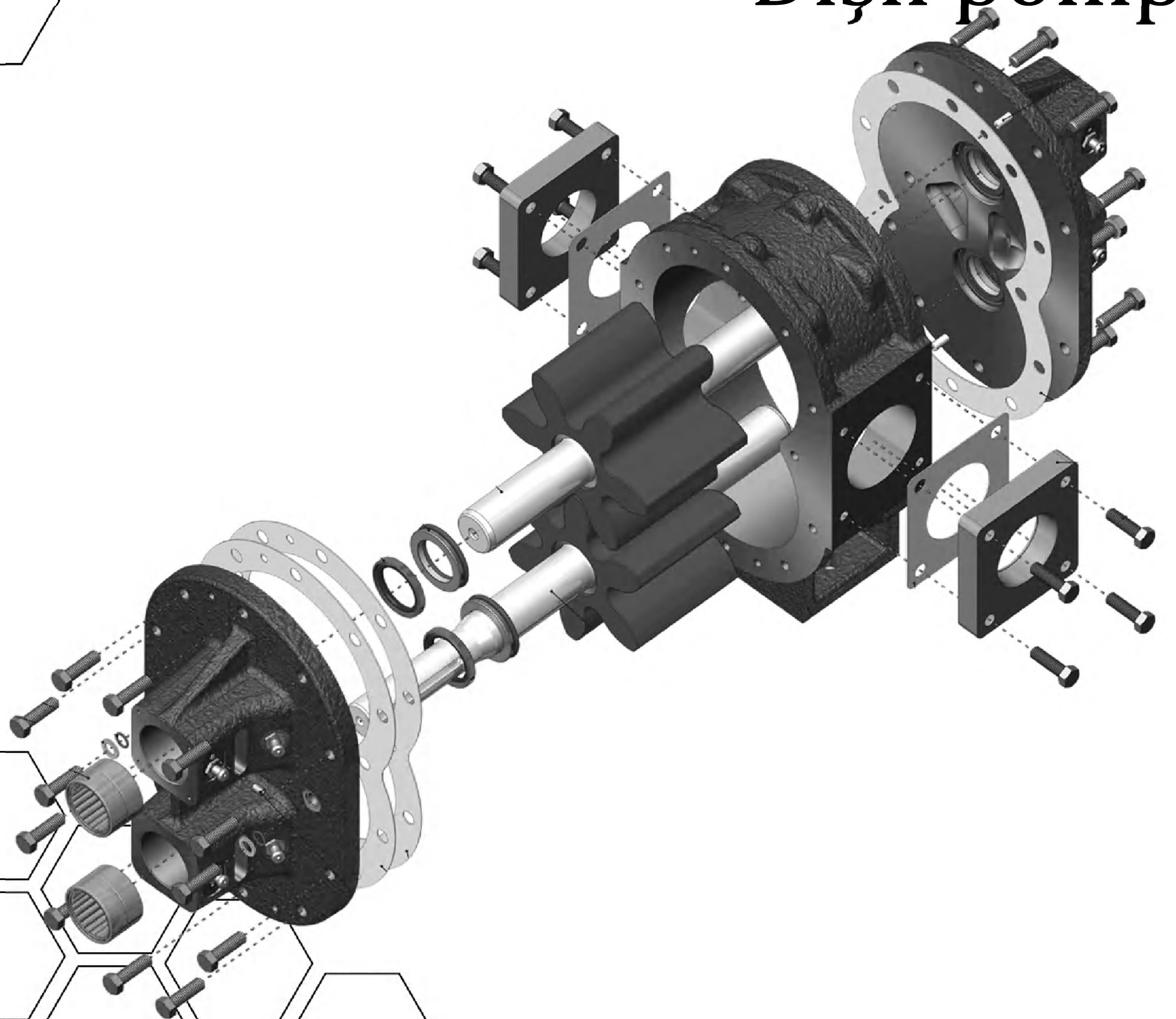
Dişler arasından bir miktar geriye doğru kaçak her zaman vardır.

Dişli pompalar

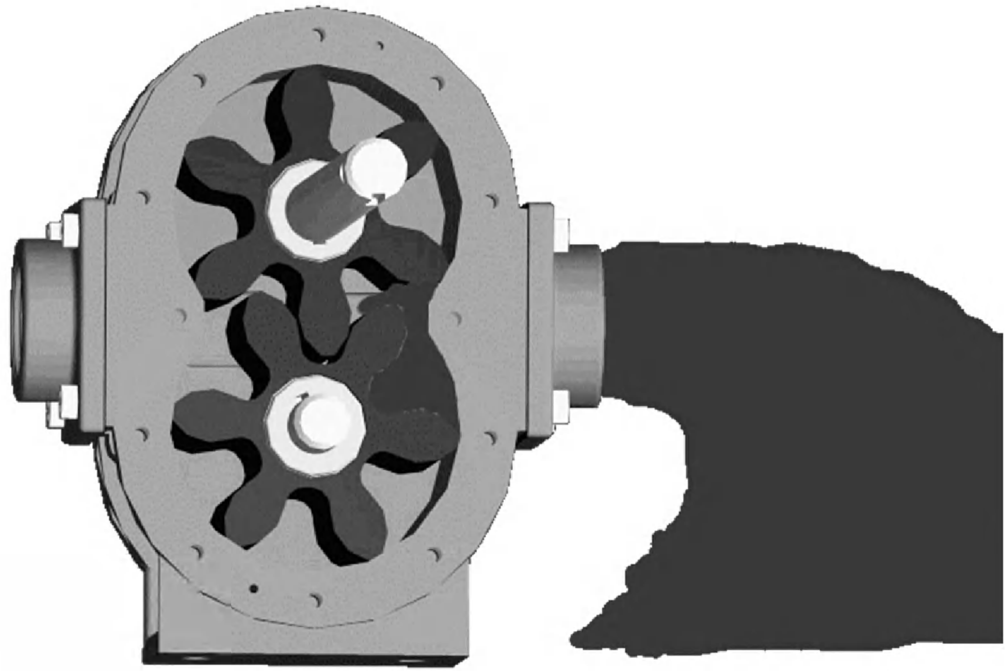




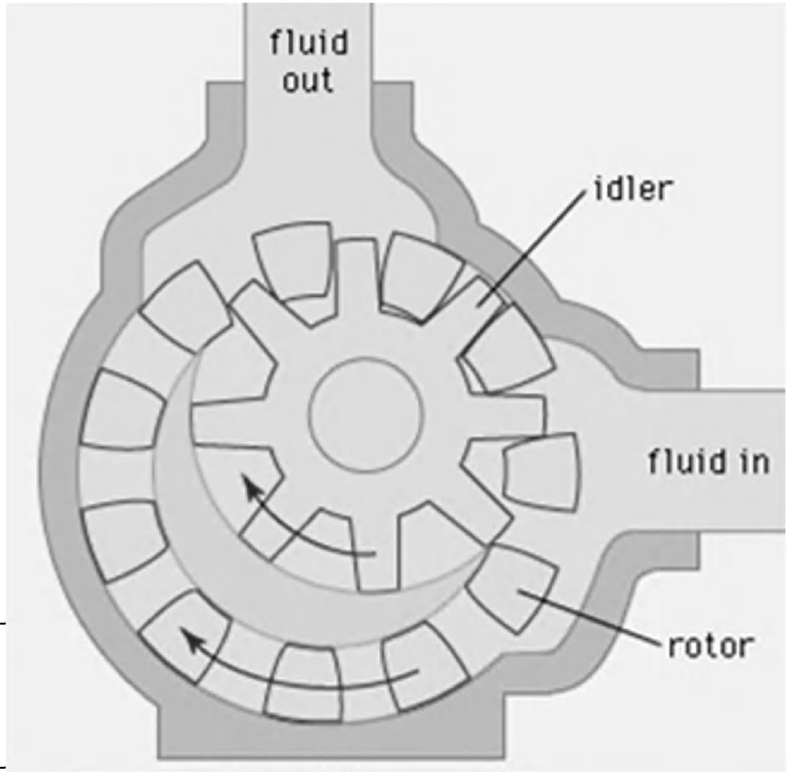
Dişli pompalar

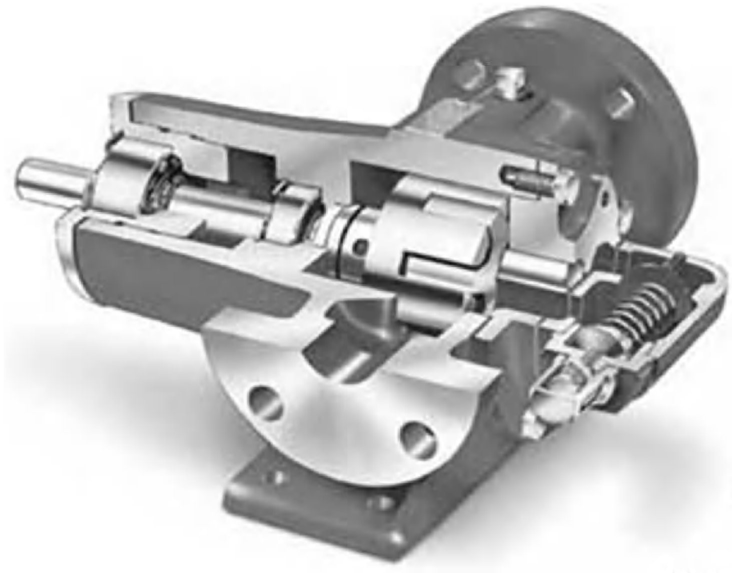


Dişli pompalar

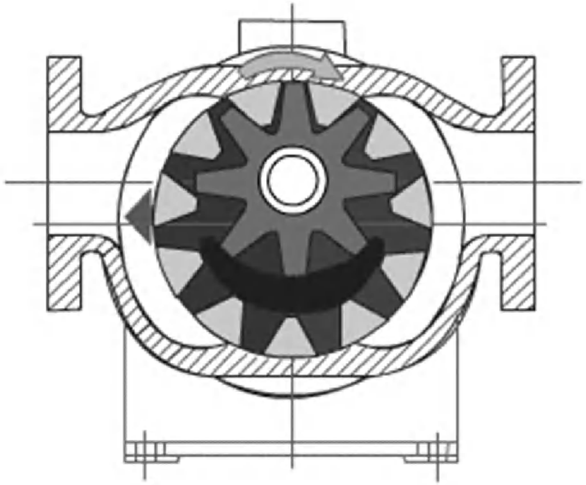


İç Dişli Pompa

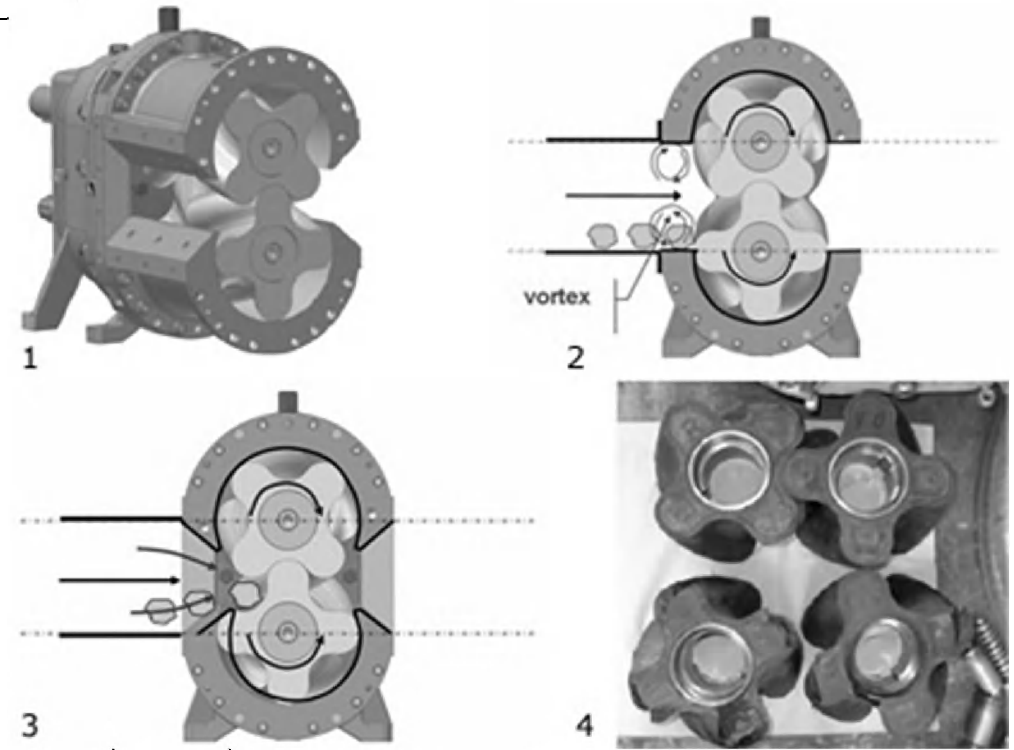


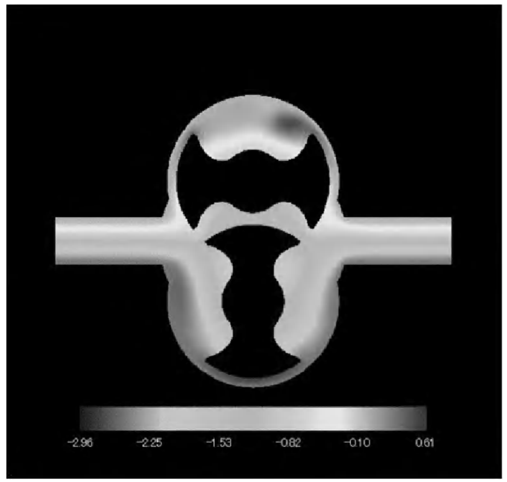


İç Dişli Pompa

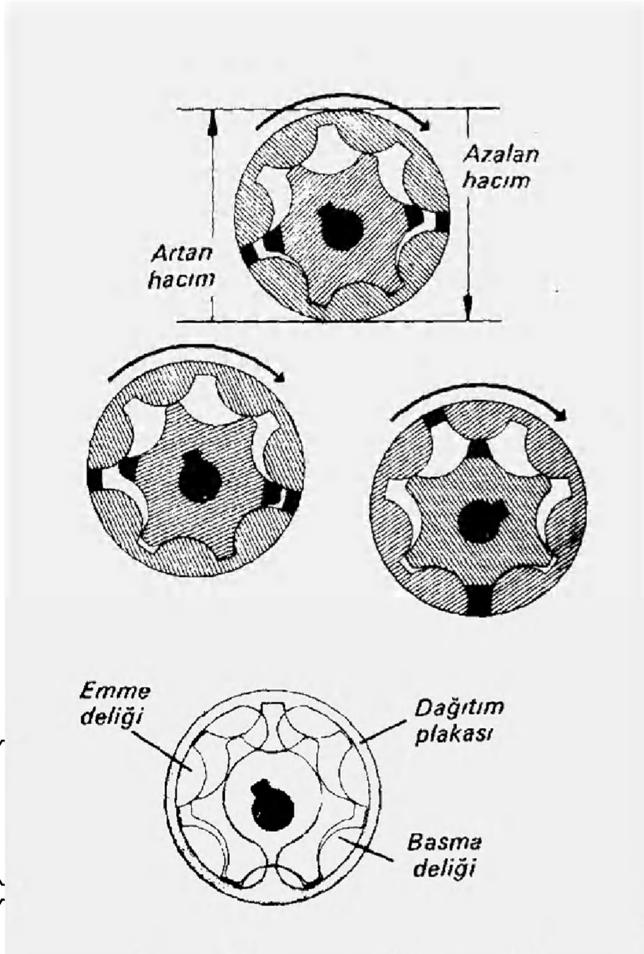


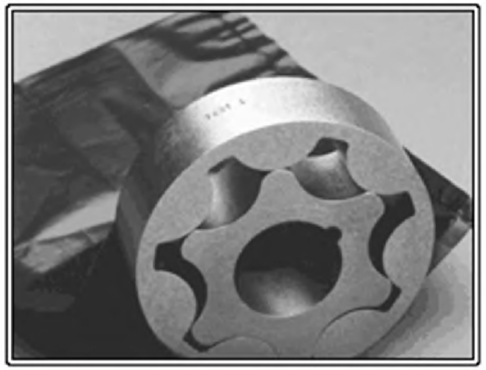
Loblu Pompa

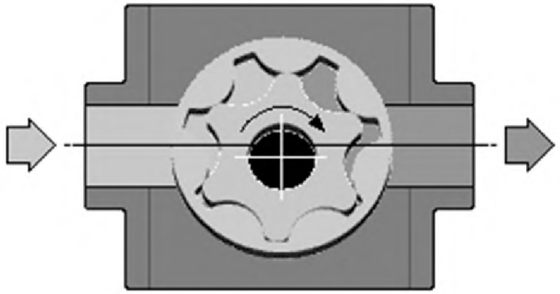




Gerotor pompa

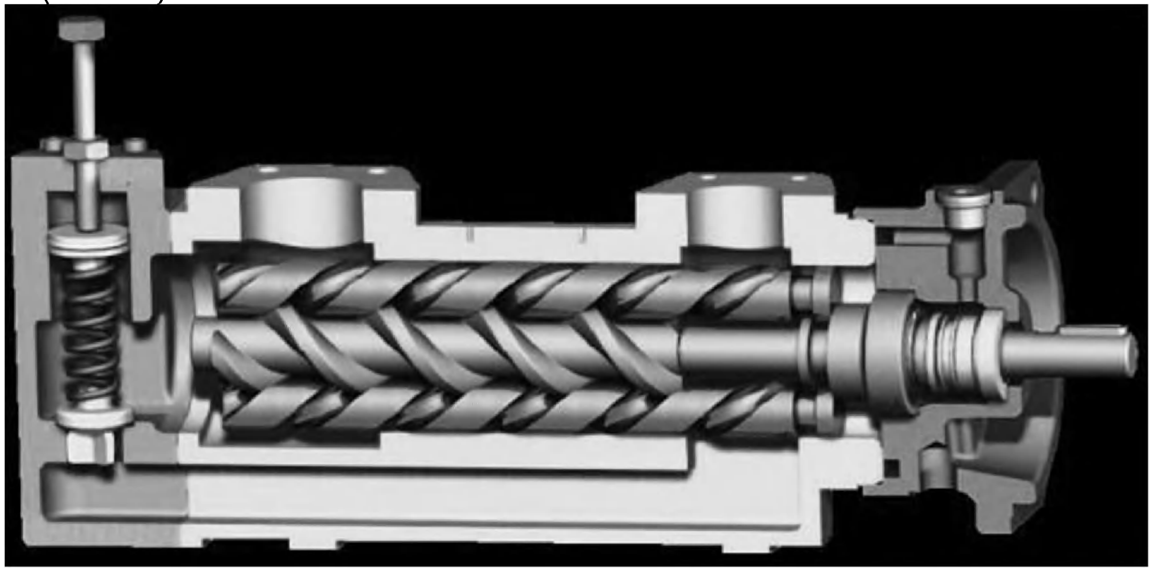


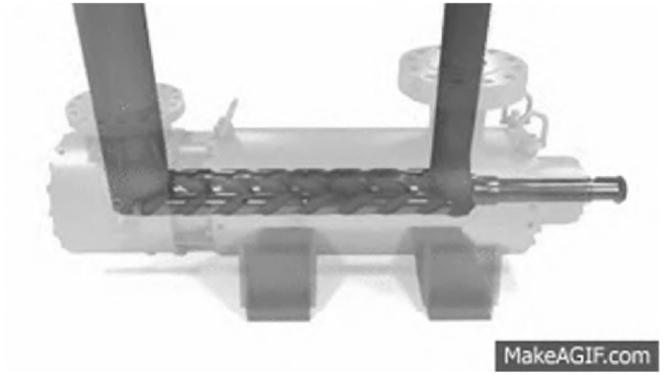




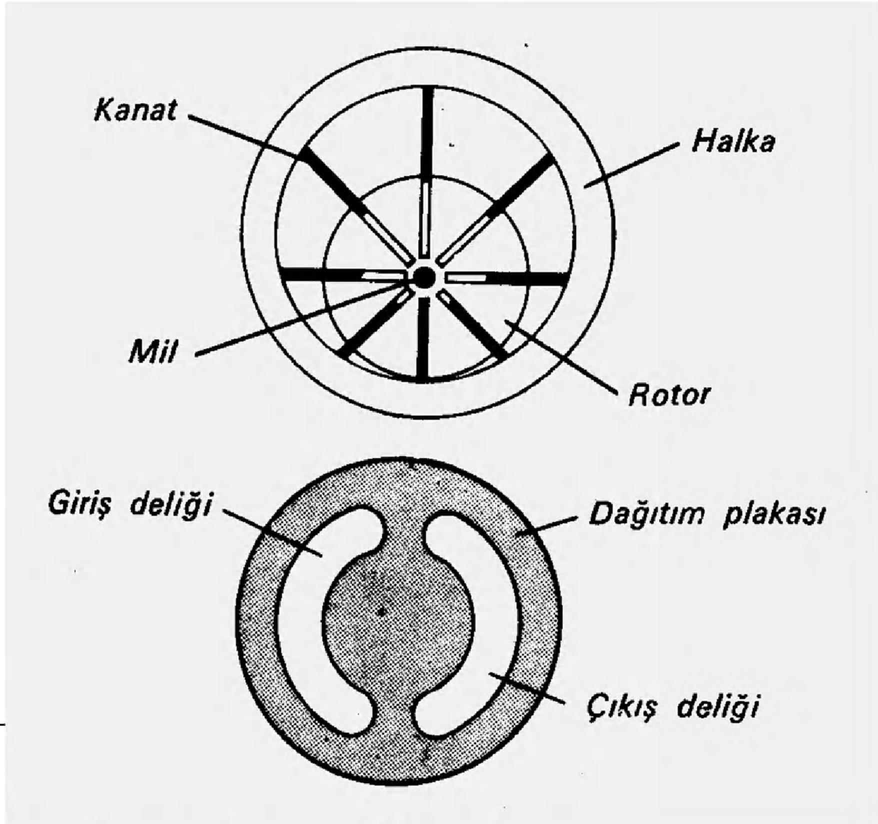
GEROTOR

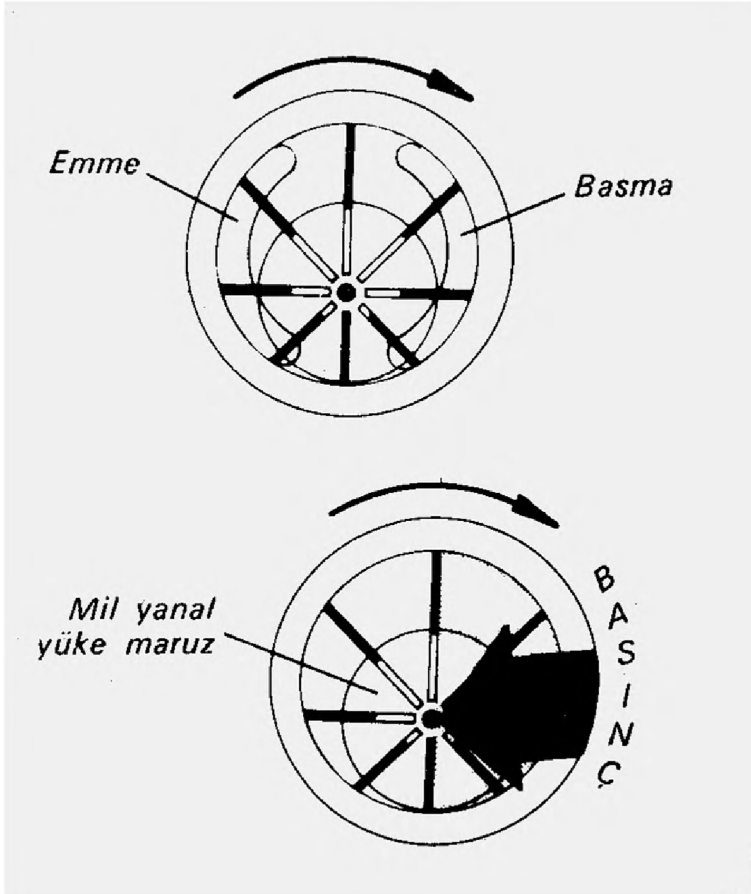
Vidalı pompalar



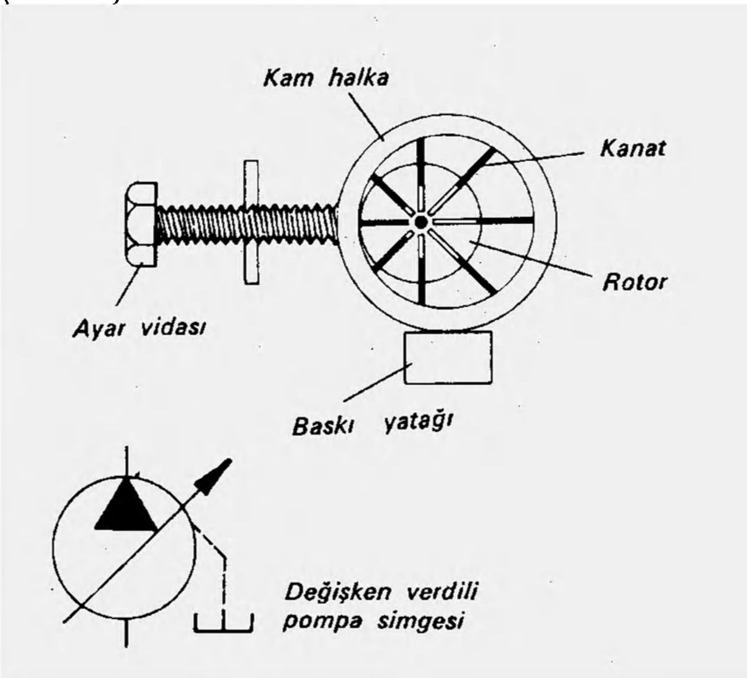


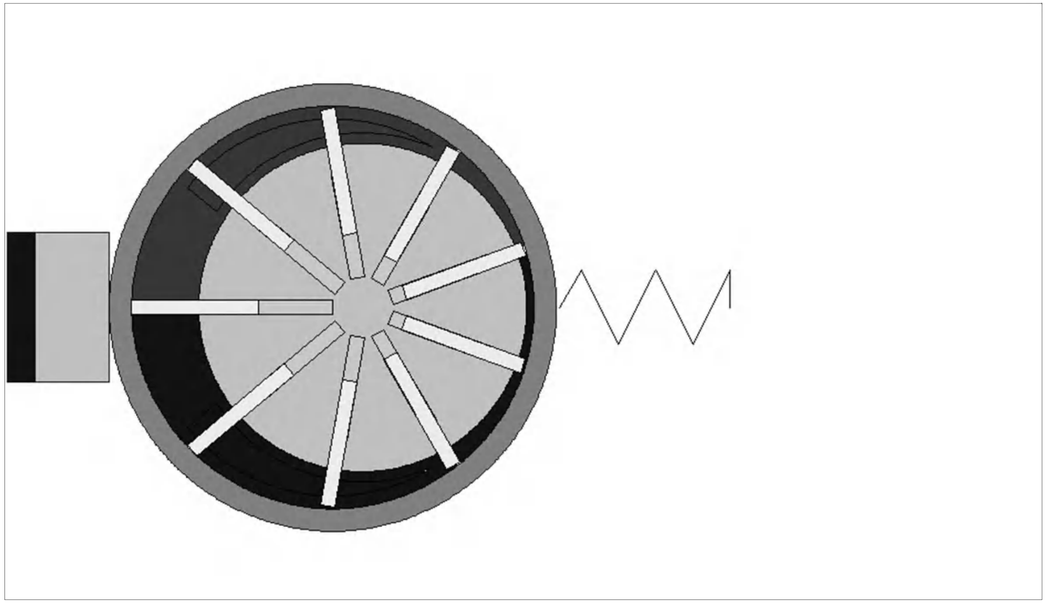
Paletli pompalar - prensip



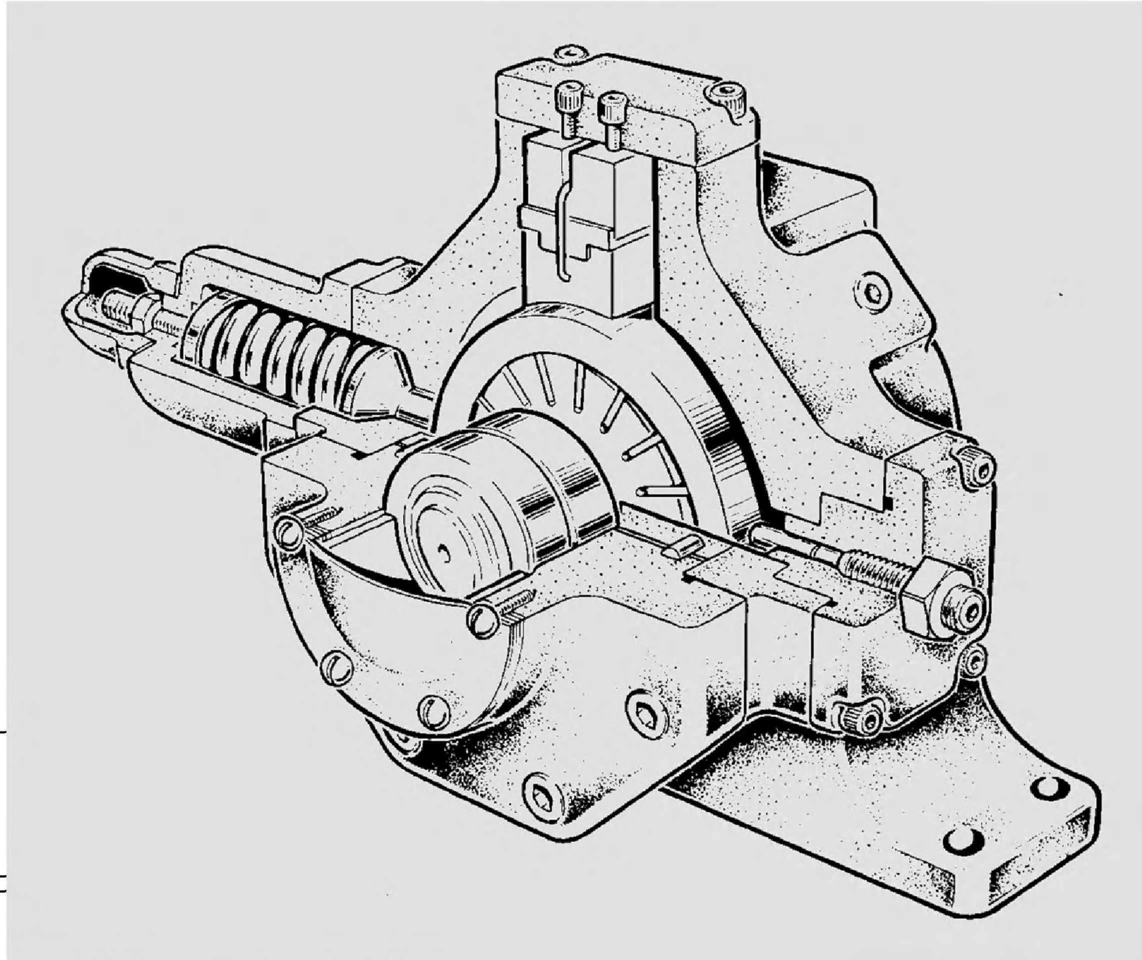


Paletli pompalar - prensip

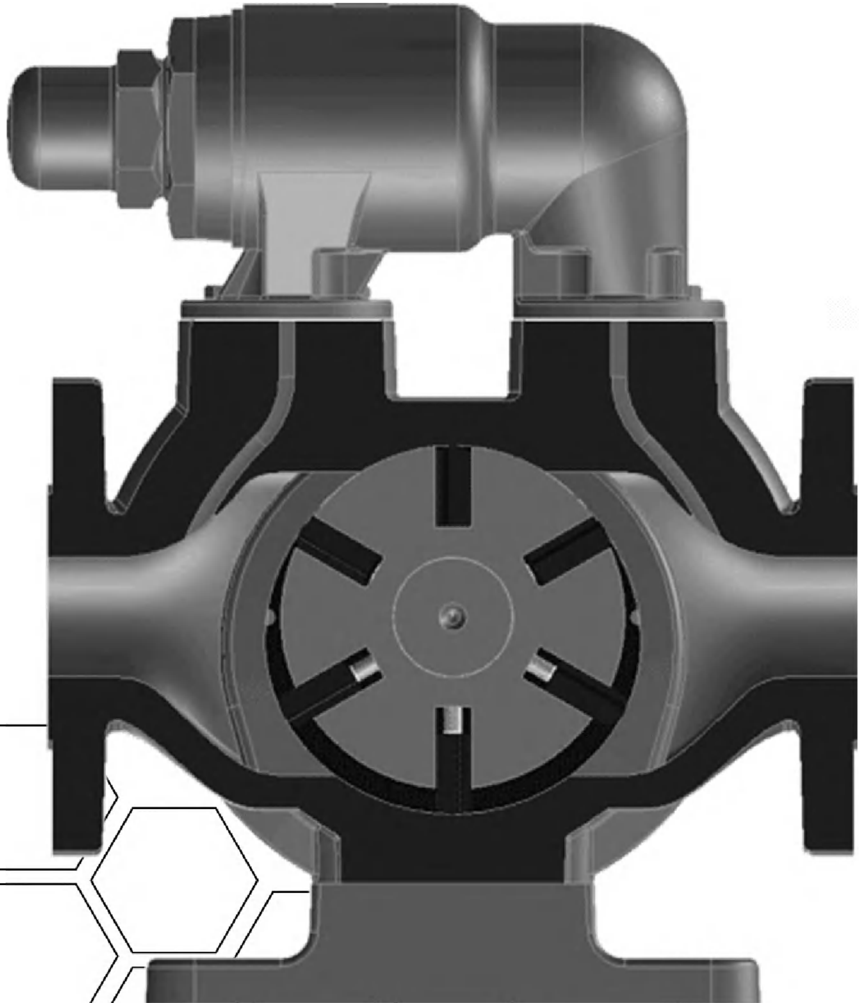


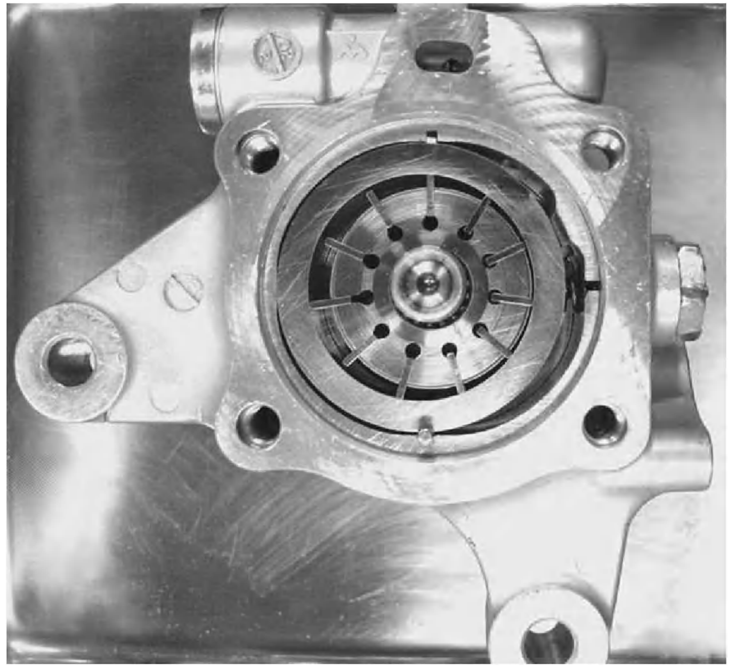


Paletli pompalar-Debi ayarlı



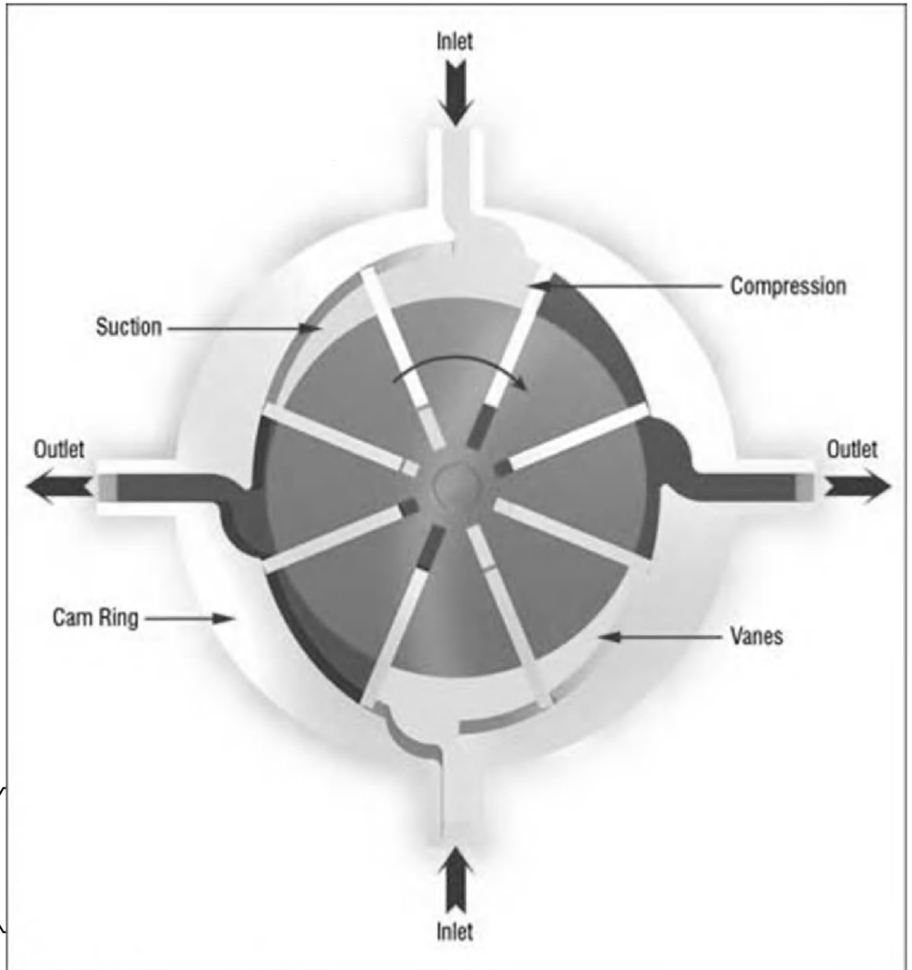
Paletli pompalar



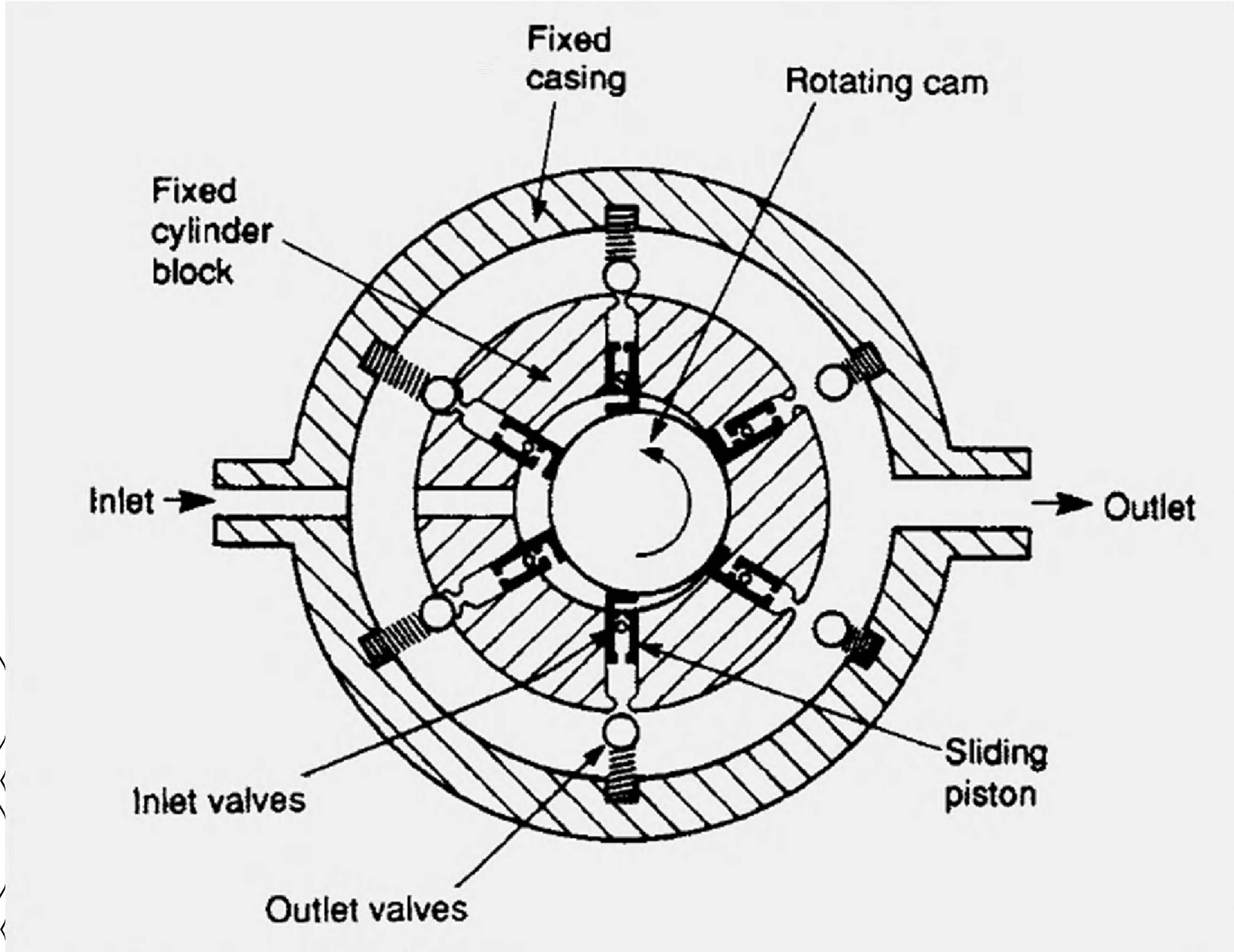


Paletli pompa

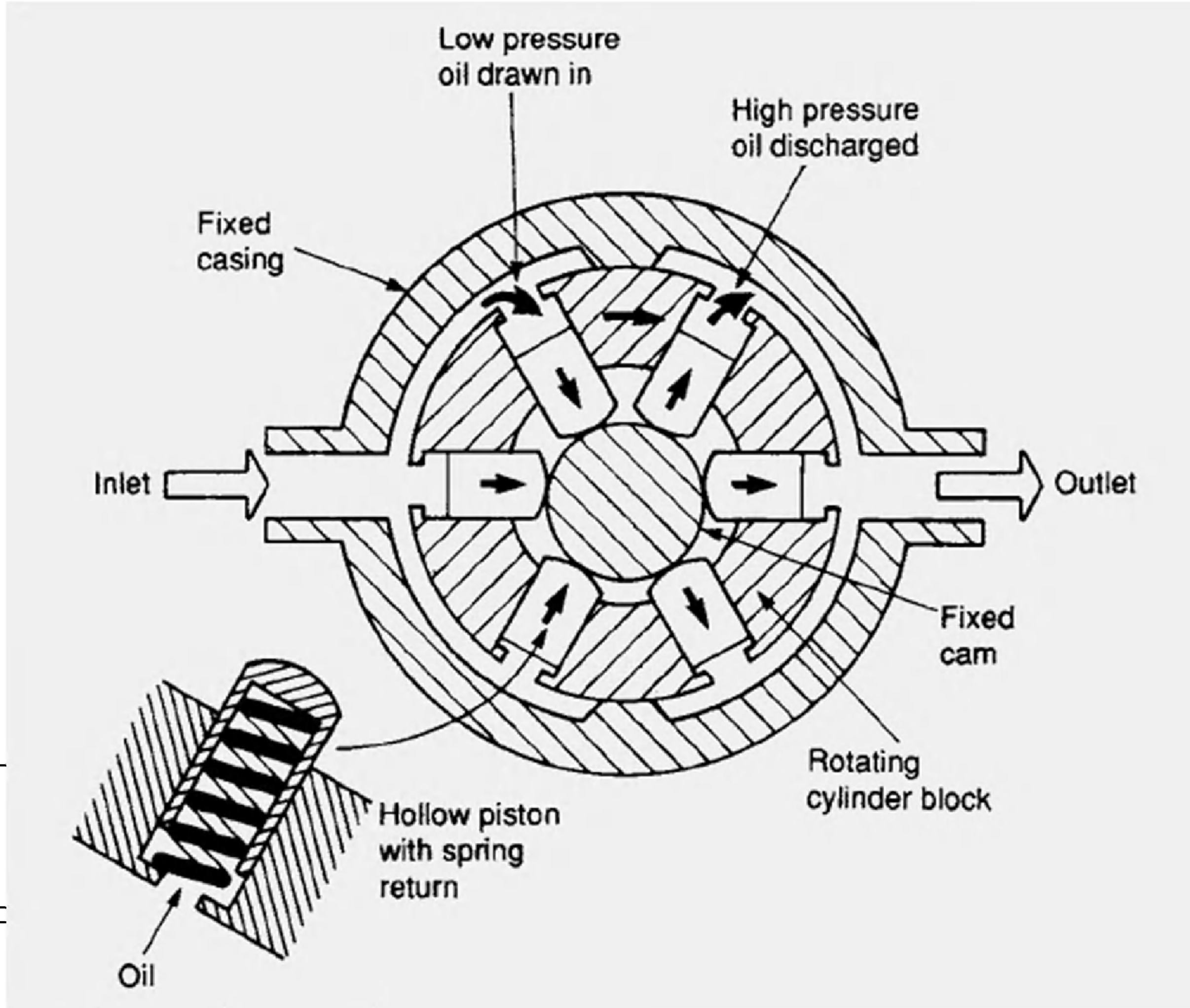
- Eksenel kuvveti dengelenmiş



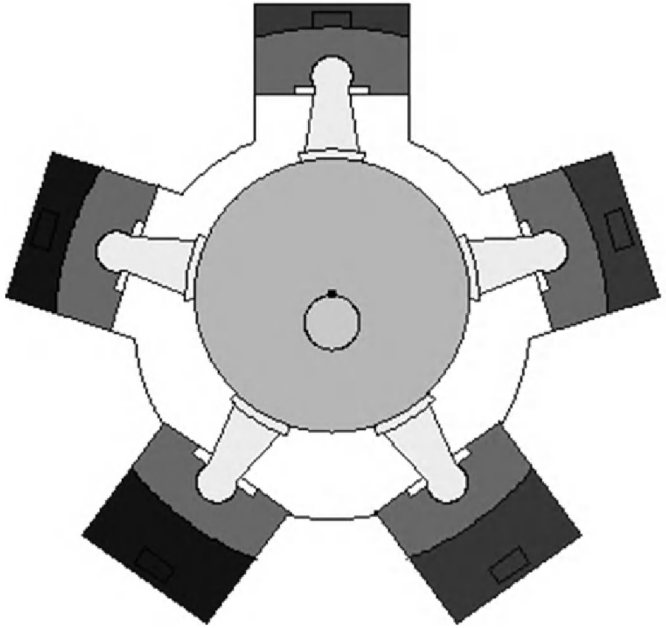
Radyal pistonlu pompalar

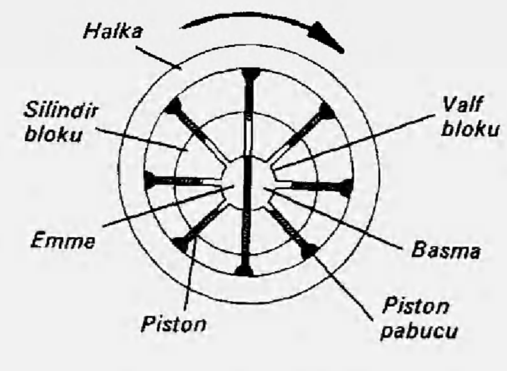


Radyal pistonlu pompalar



Radyal pistonlu pompalar





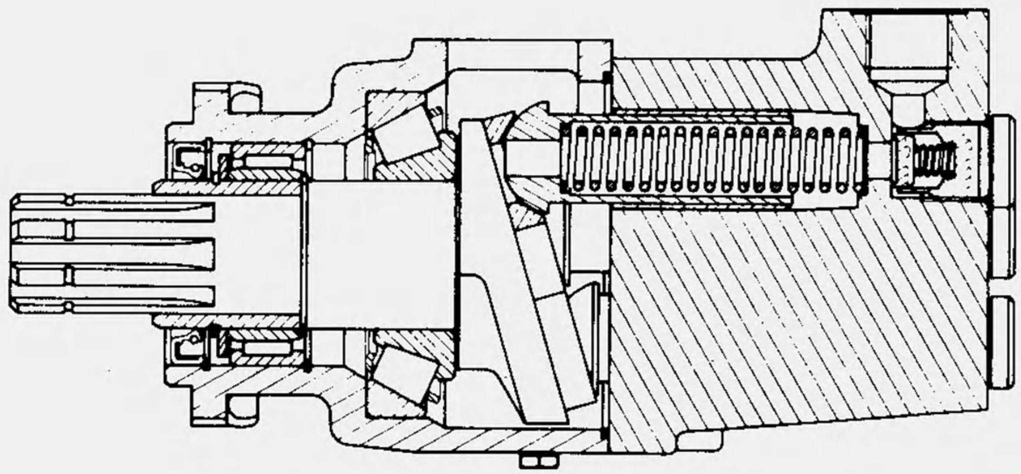
Döner bloklu merkezcil pistonlu pompa.

Eksenel pistonlu pompalar

- Piston hareketini sağlayan mekanizmaya göre 2 değişik şekilde olabilirler.

- Eğik plakalı
- Eğik eksenli

Eğik plakalı eksenel pistonlu pompalar

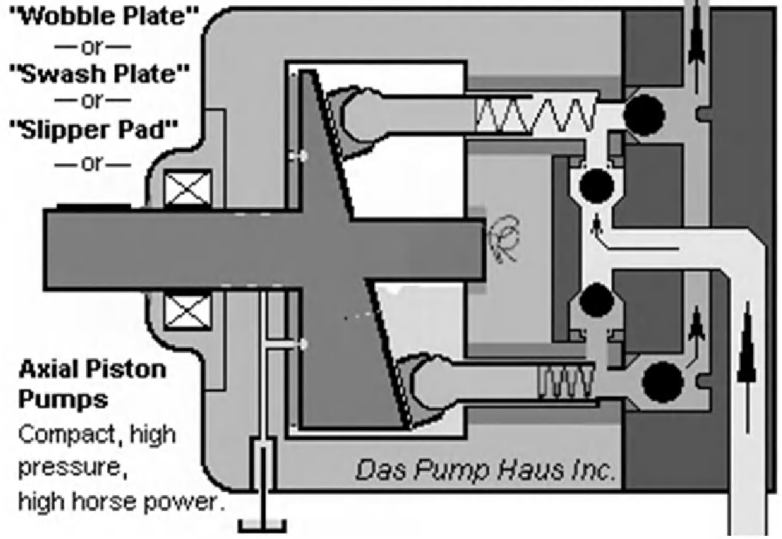


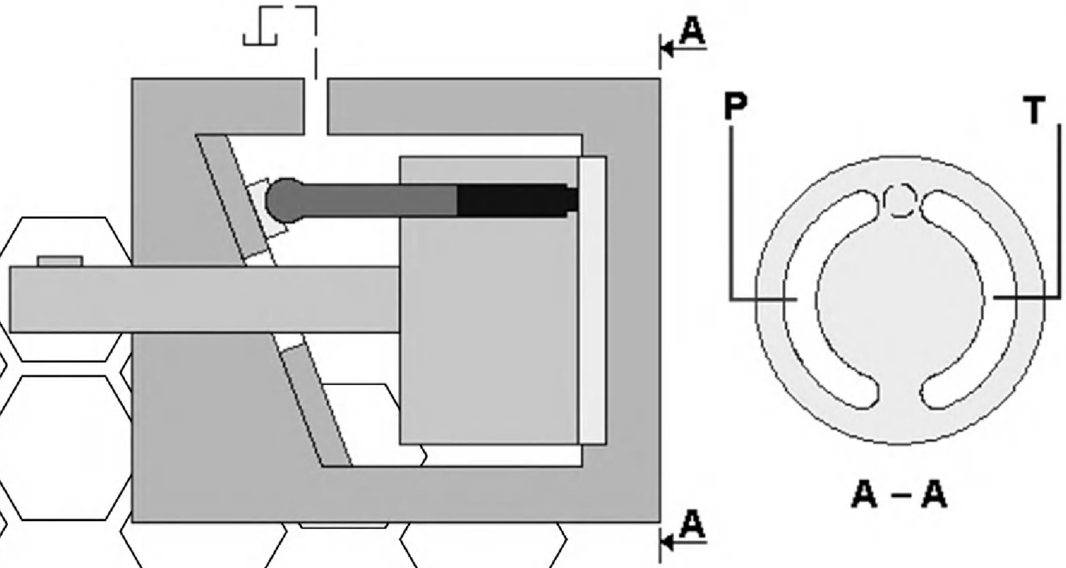
Eğim plakalı sabit bloklu pistonlu pompa

α plakanın açısı , **d** piston çapı $\mathbf{d_p}$ pistonların üzerine dizildiği daire çapı ve **z** piston sayısı ise

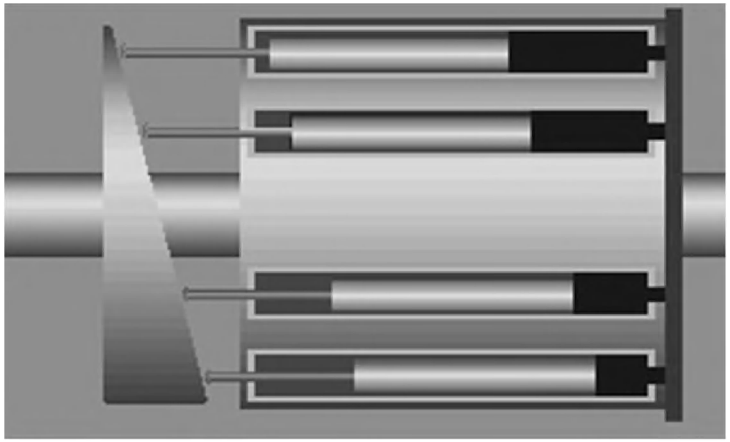
$$D_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 2 \cdot \frac{d_p}{2} \cdot z \cdot \tan\alpha$$

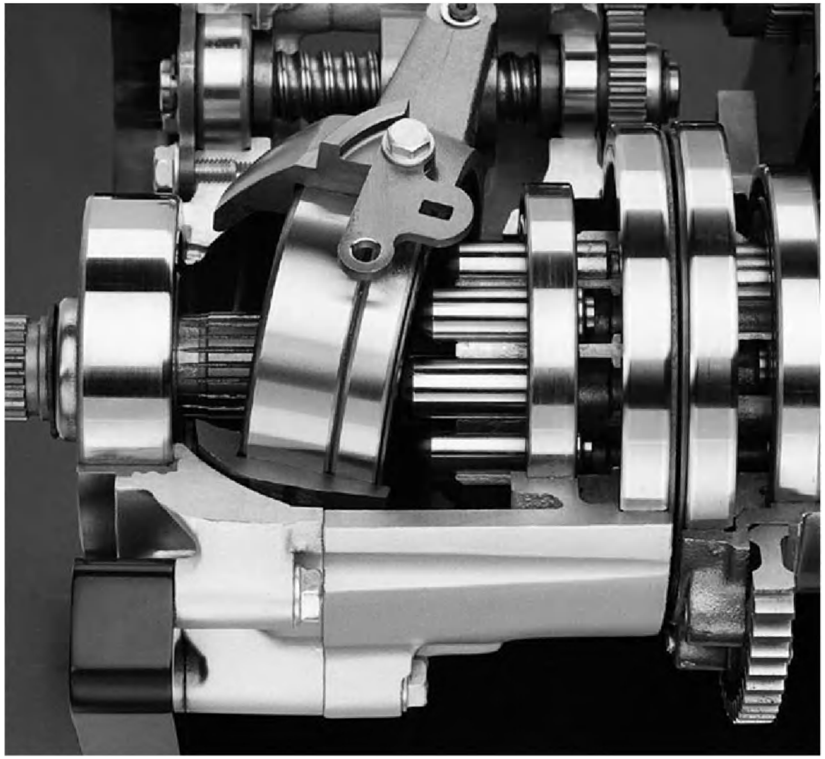
Eğik plakalı eksenel pistonlu pompalar

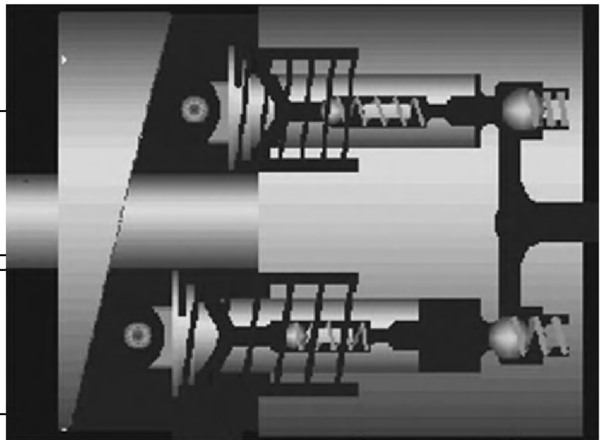




Eğik plakalı eksenel pistonlu pompalar



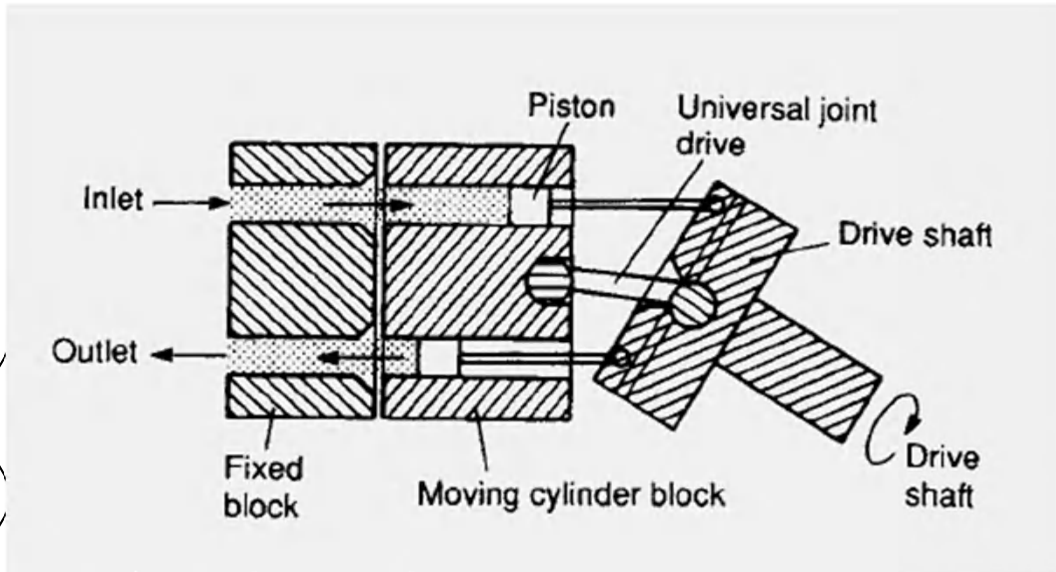




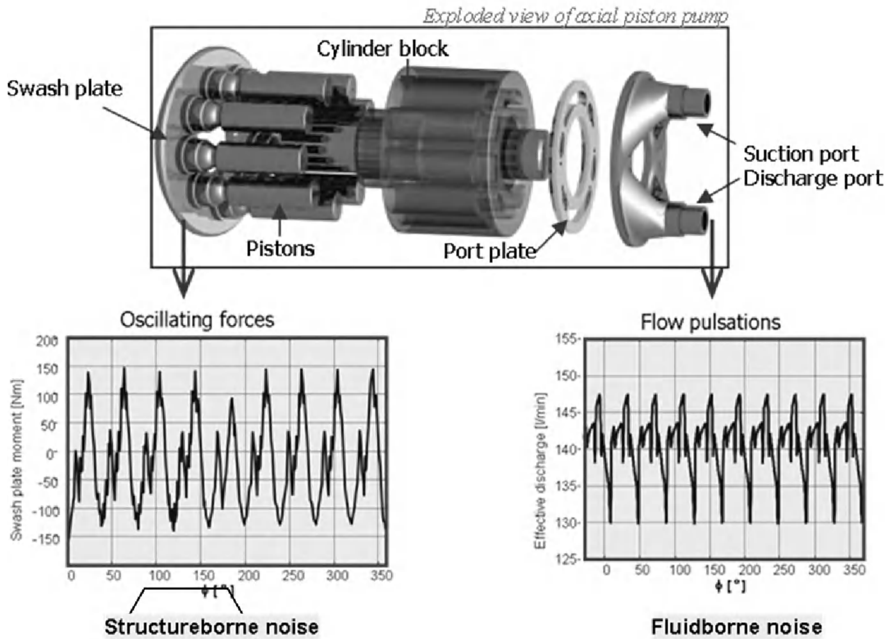
Eğik eksenli eksenel pistonlu pompalar

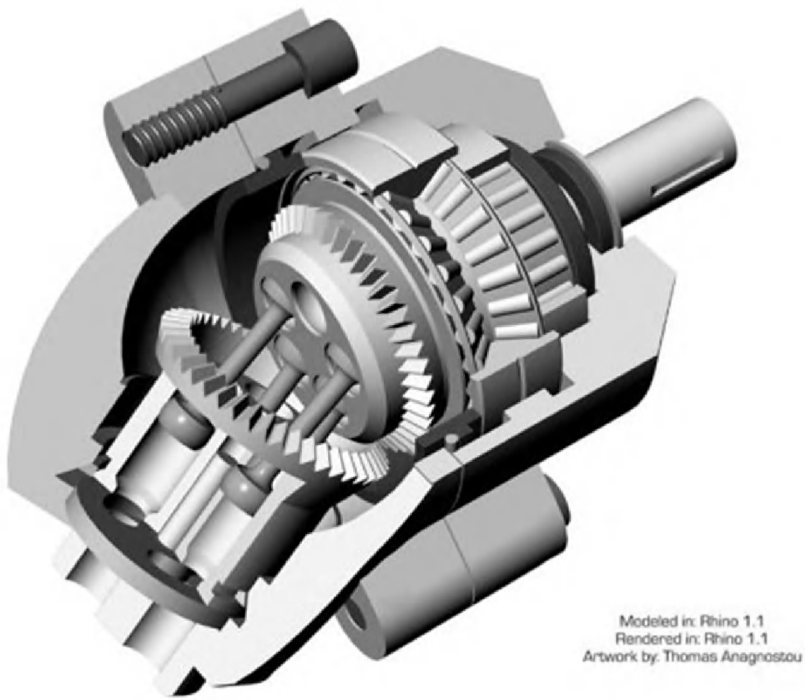
- α eğik eksenin açısı , **d** piston çapı $\mathbf{d_p}$ pistonların üzerine dizildiği daire çapı ve **z** piston sayısı ise

$$D_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 2 \cdot \frac{d_p}{2} \cdot z \cdot \sin \alpha$$



Eğik eksenli eksenel pistonlu pompalar

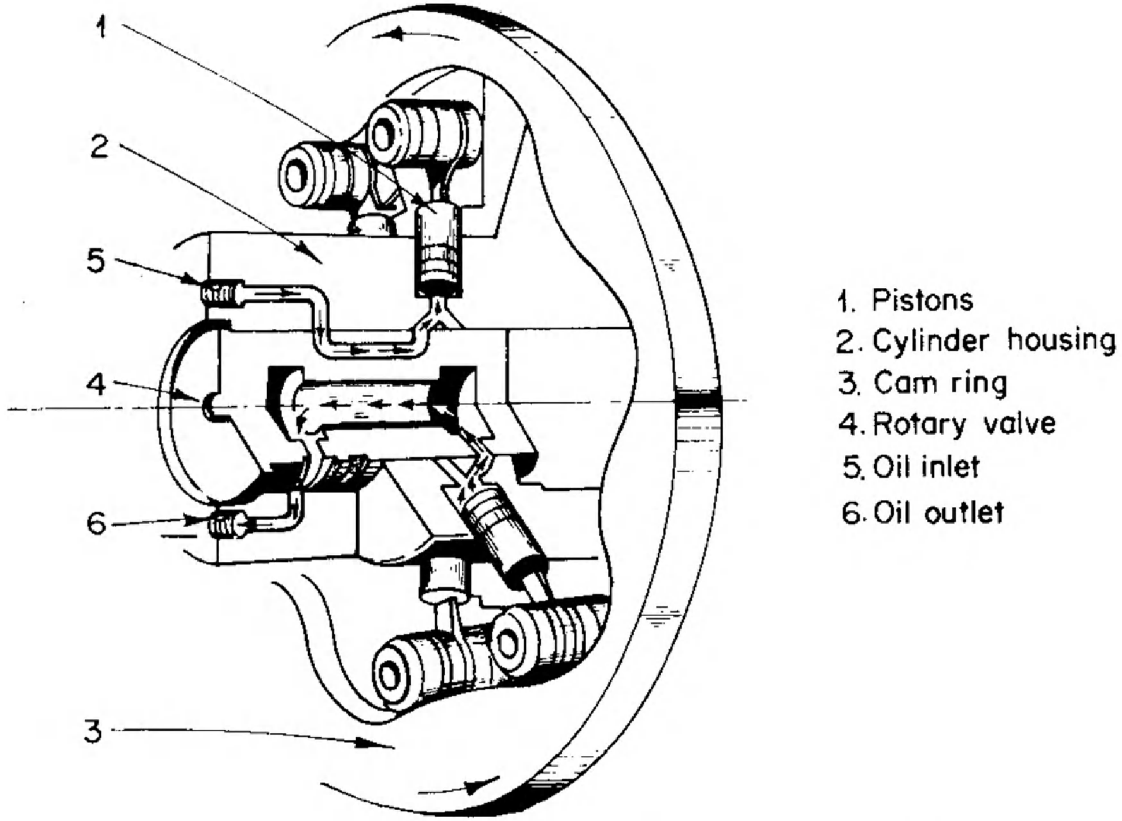




Hidrolik motorlar

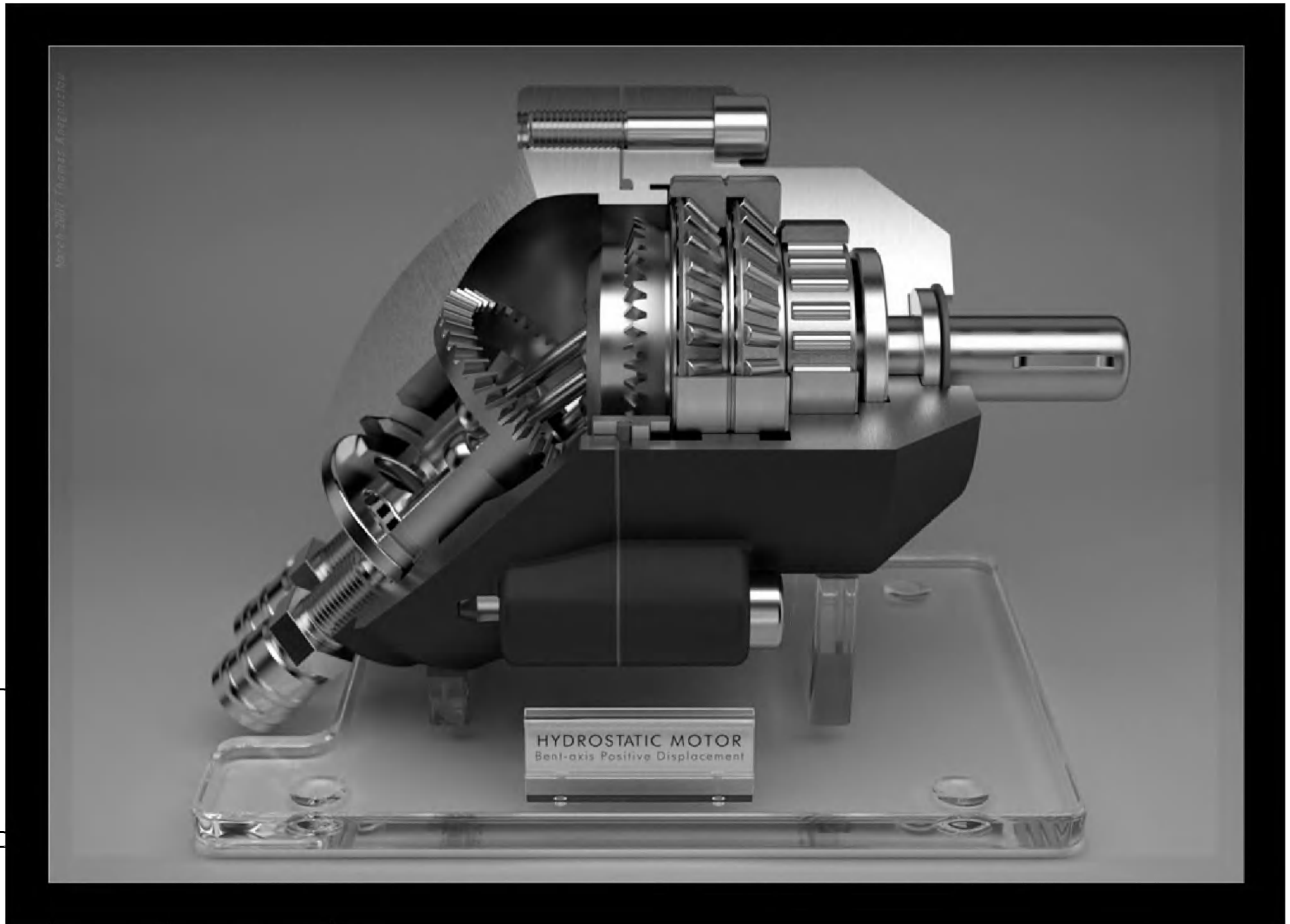
- Çalışma prensipleri pompaların tam tersidir. Konstrüksiyonları ise pompalara çok benzer.
- Uygulamaya göre lineer aktüatörler de söz konusudur.
- Pompalar gibi hidrolik motorlar da
- Dişli
- Paletli
- Pistonlu
- olarak sınıflandırılabilir.

Hidrolik motorlar



Basic design of a Hägglund motor.

Hidrolik motorlar



Valfler

- Akış yönünü kontrol etmek veya değiştirmek
- Sistem basıncını sınırlamak
- Sıvı miktarını (debiyi) kontrol etmek için kullanılırlar.

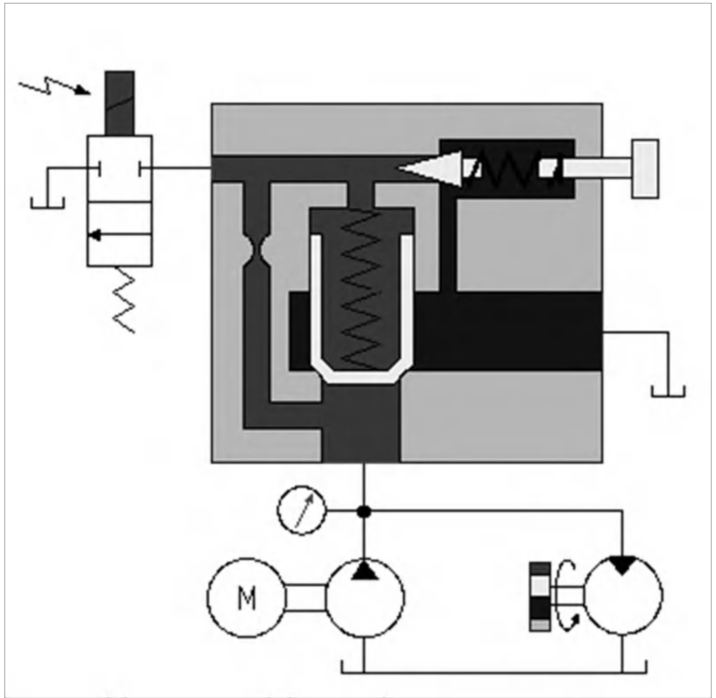
Bir hidrostatik güç iletim sisteminin temel amacı ön görülen zaman içinde istenilen yükü hareket ettirebilmektir. Bu da atalet, ağırlık, sürtünme gibi kuvvetlerin yenilmesi anlamına gelir. Dolayısı ile bu iş için en uygun olanı yüksek basınç hidroliğidir.

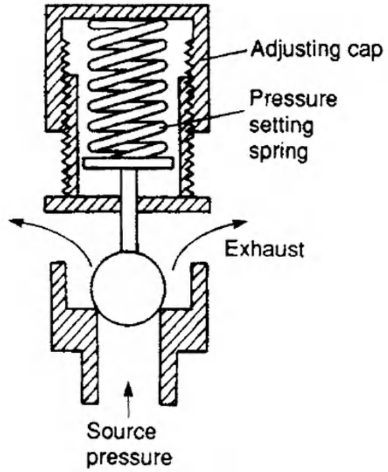
Valfler

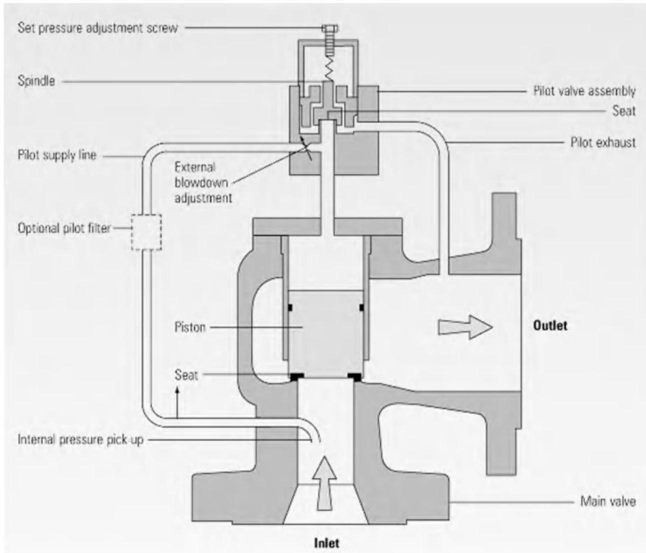
- Akışkanlar çekme gerilmesi taşıyamadığı için ivmelendirilmesi veya hareket ettirilmesi gerekli etkiler basma tarzında olmalıdır. Bu yükler akışkanda bir basınç oluşumuna neden olur.
- Ayrıca, yükün hareketi ön görülen basınçta belirli bir debi gerektirir.
- Dolayısı ile bir hidrostatik sistemde basınç, debi ve akış yönünün kontrolü gerekir.
- Bunun en kolay yolu valf kullanımıdır.

Basınçla işlev gören valfler

- Emniyet valfleri

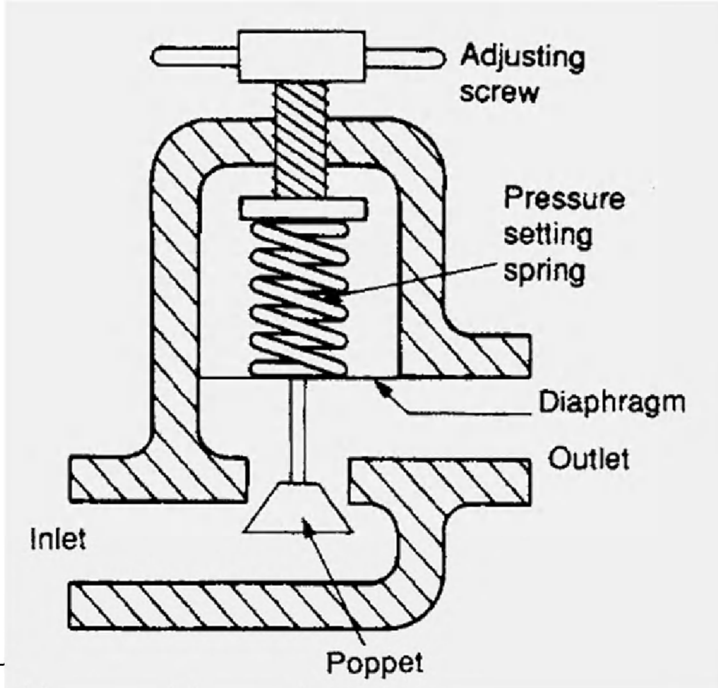


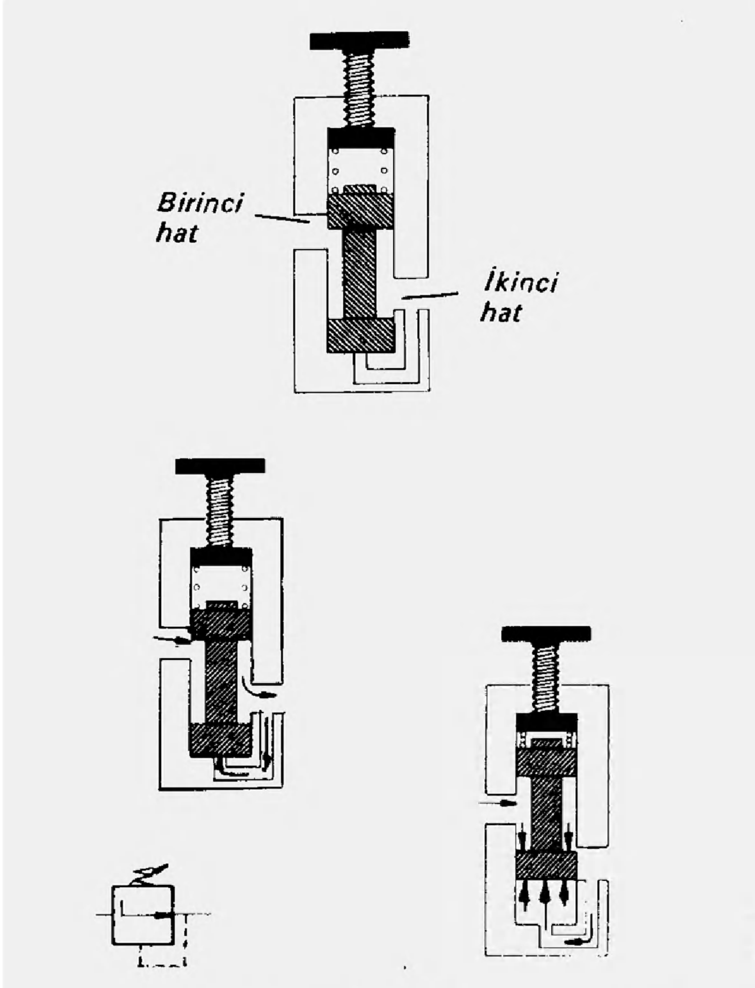




Basınçla işlev gören valfler

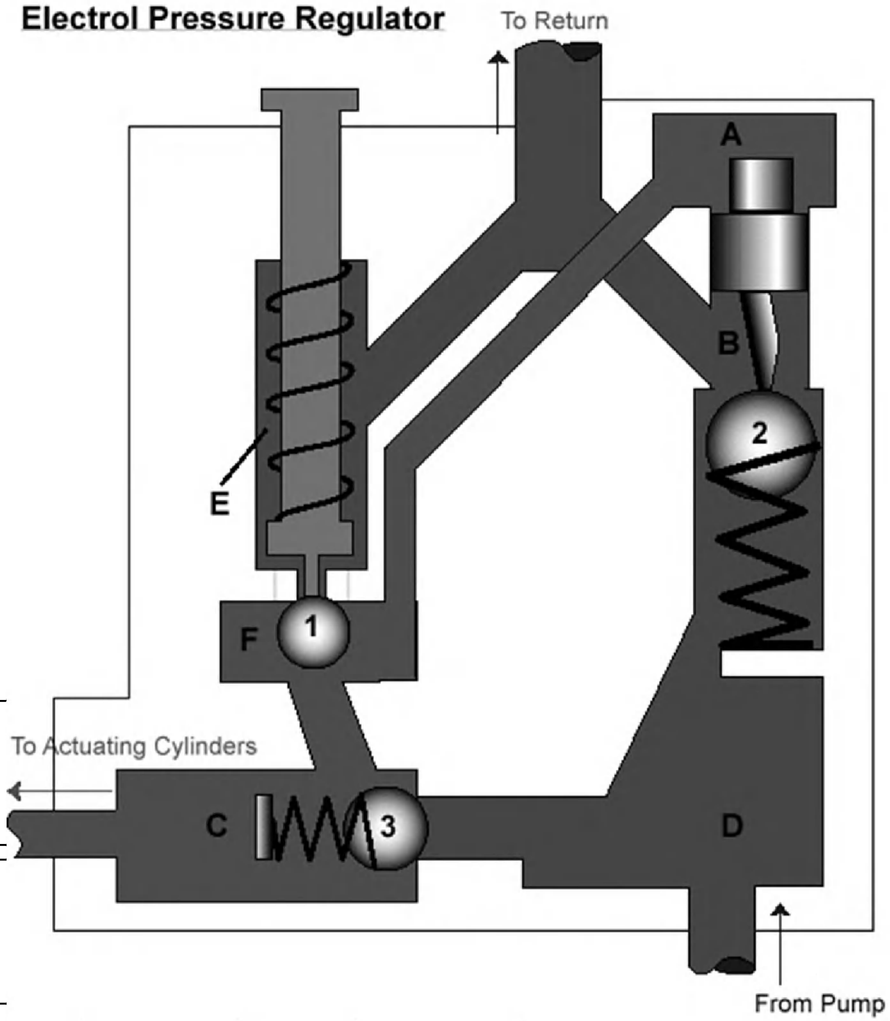
- Basınç ayar valfleri

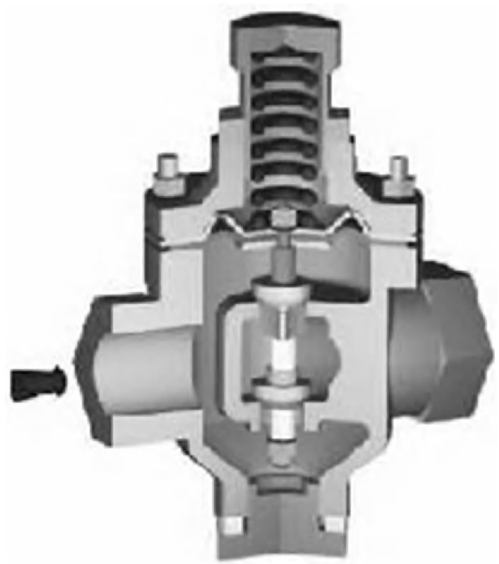


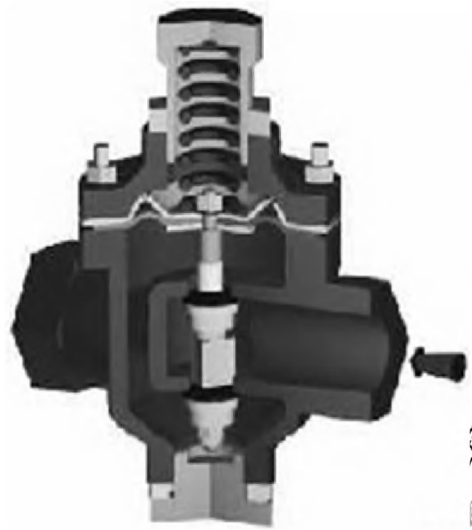


Basınç düşürücü valf ve çalışması.

Basınç ayar valfleri

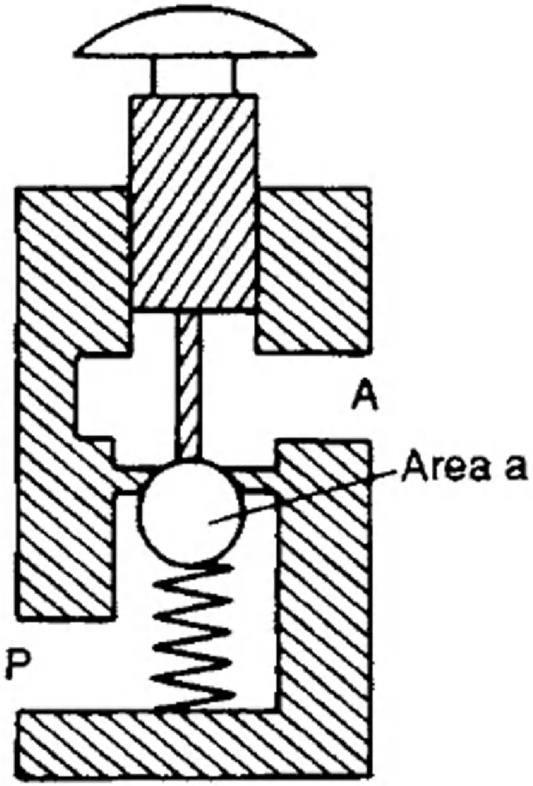


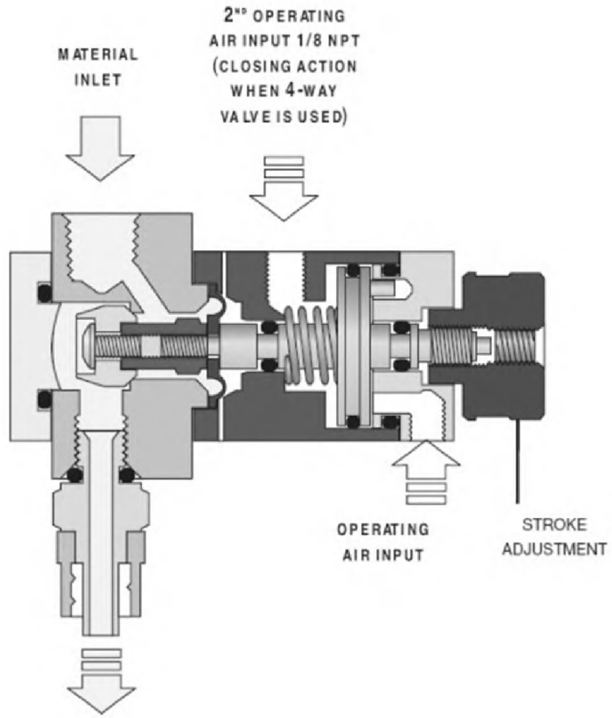




Kontrol valfleri

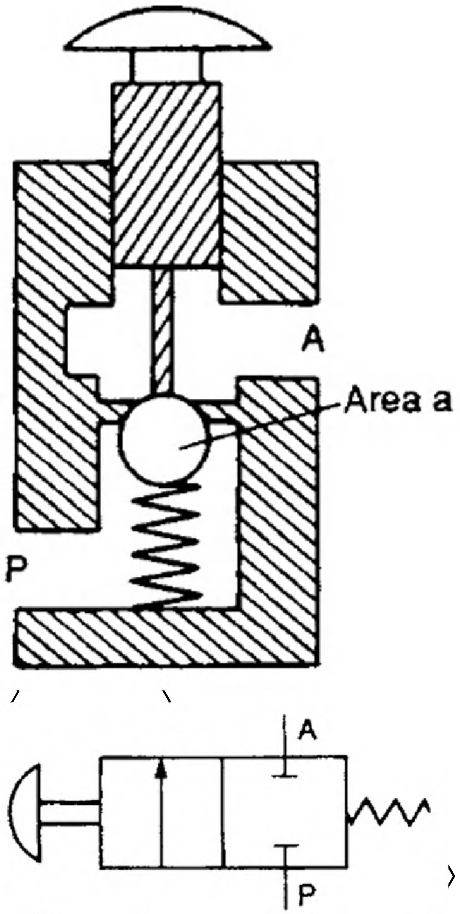
- Basit bir akış kontrol valfi

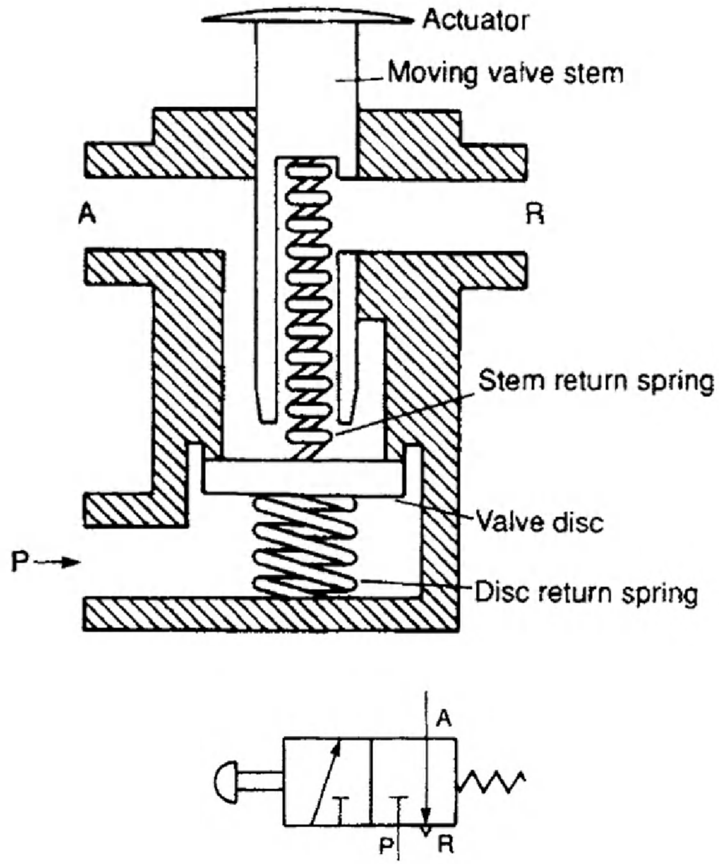




Kontrol valfleri

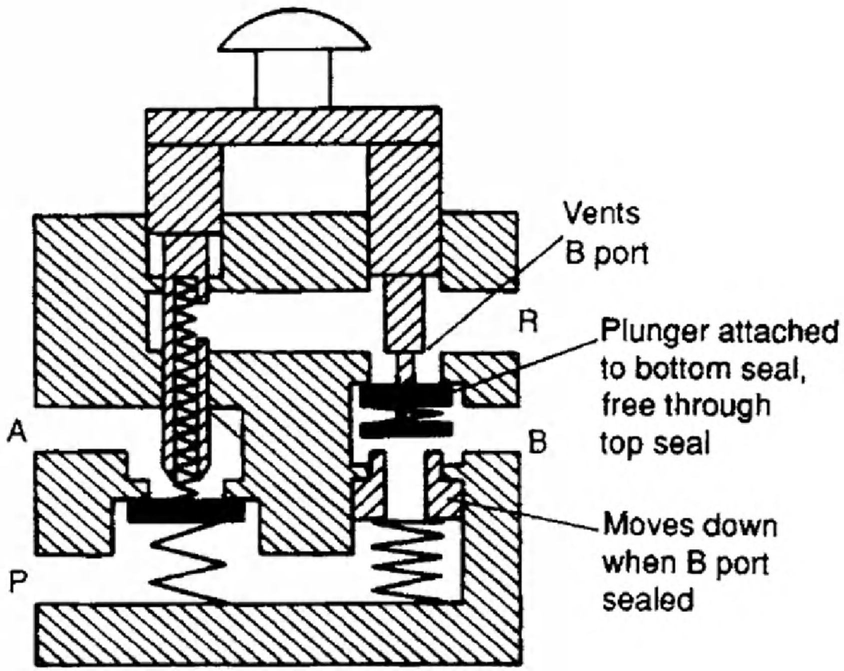
- Basit bir akış kontrol valfi (2/2) ve (3/2)

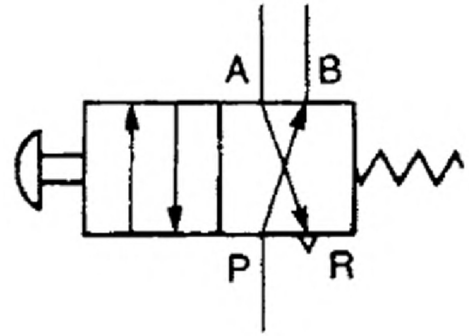




Kontrol valfleri

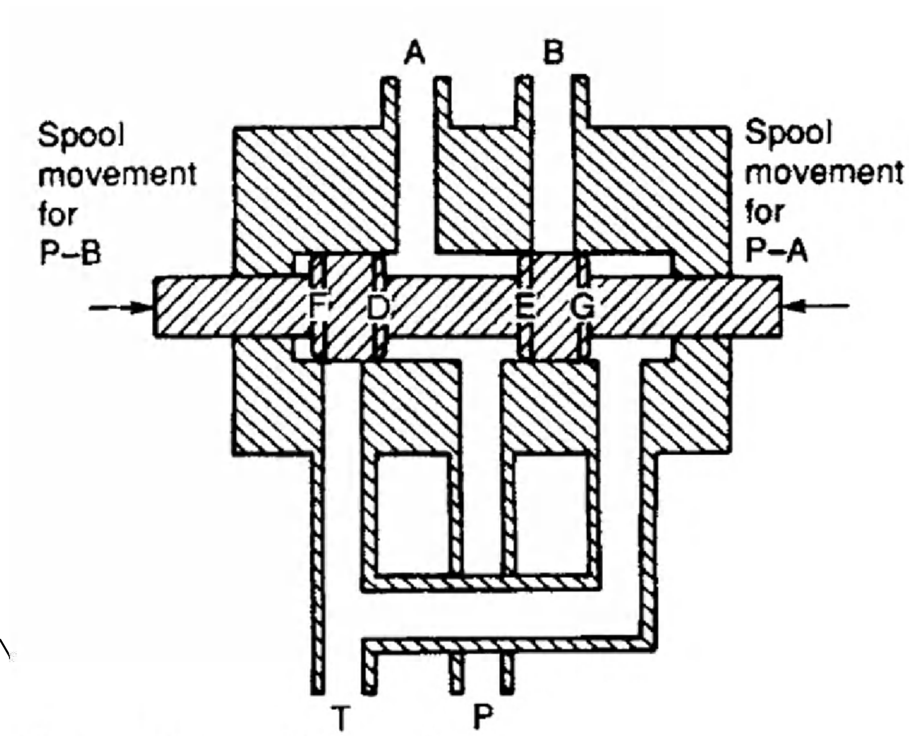
- (4/2 akış kontrol valfi)

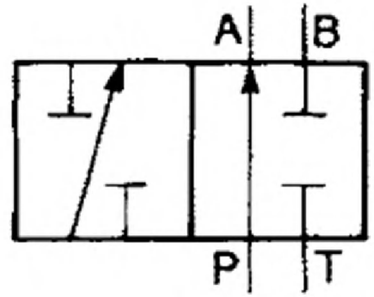




Kontrol valfleri

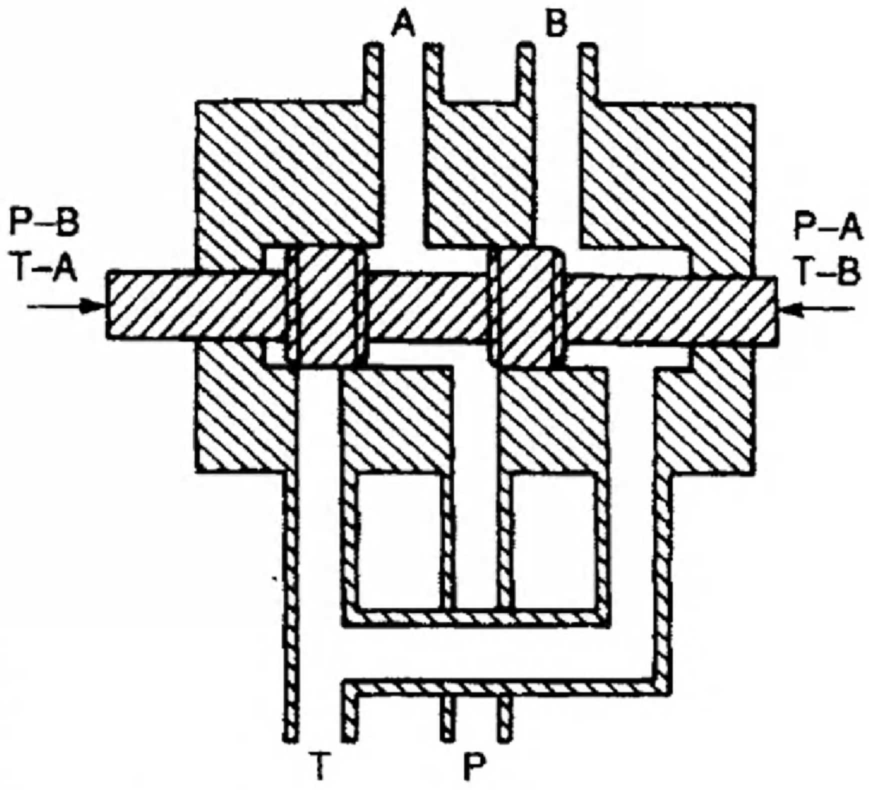
- 4 yollu akış kontrol valfi

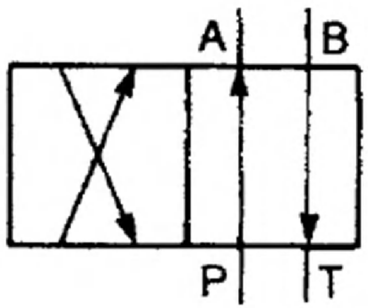




Kontrol valfleri

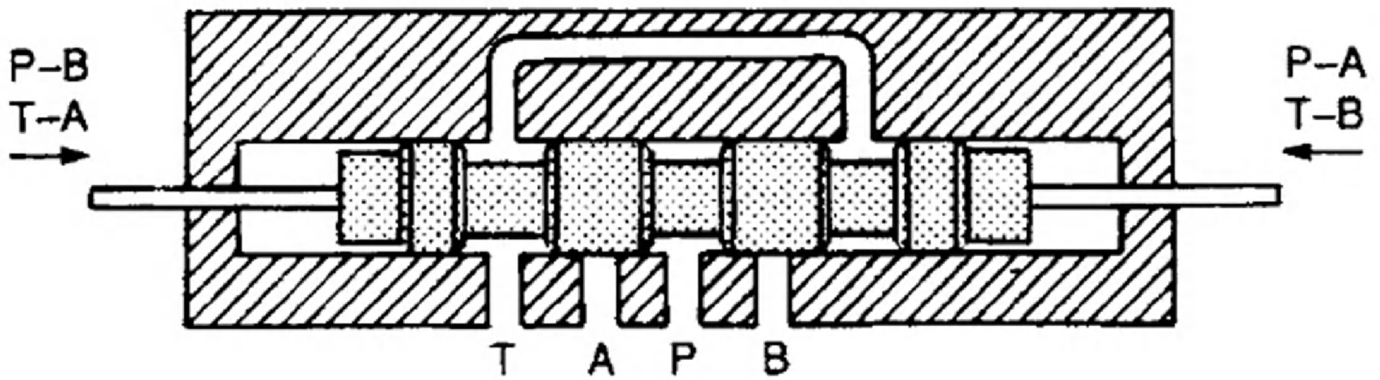
- 4 yollu akış kontrol valfi

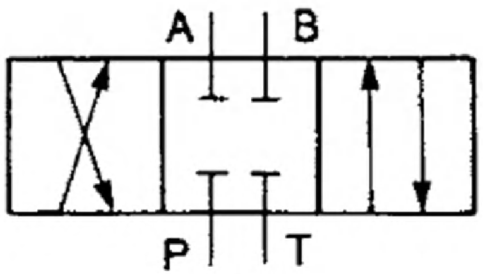




Kontrol valfleri

- 4 yollu 3 pozisyonlu yön kontrol valfi





Kontrol valfleri

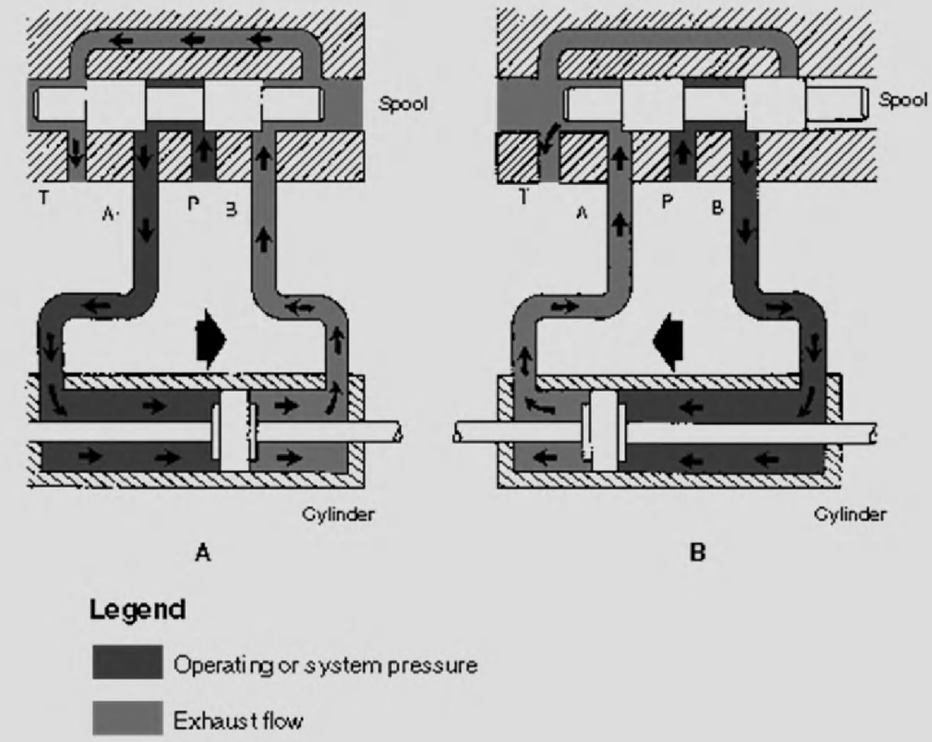
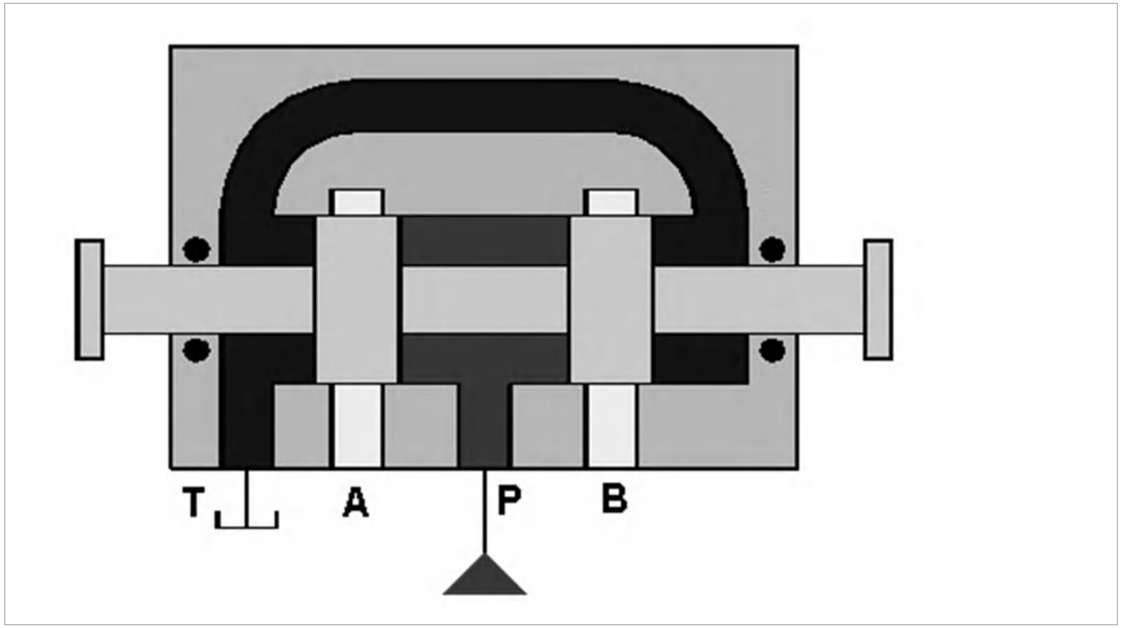


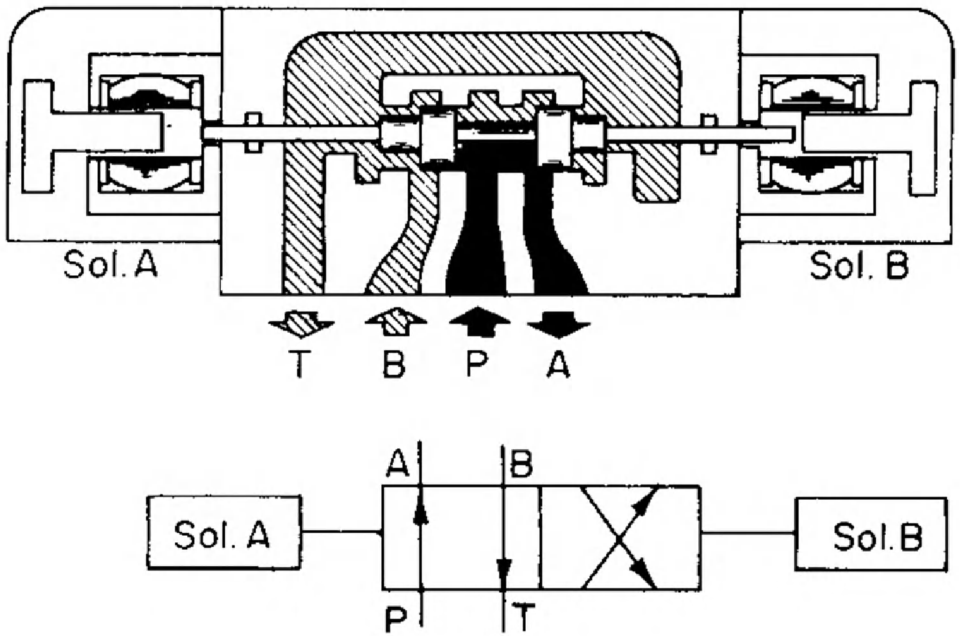
Figure 5-22. Flow conditions in a circuit

Kontrol valfleri



Kontrol valfleri

Solenoid kontrollü valf



Two-position, no springs

Kontrol valfleri

- Dönel valfler