هیدرولیک
و
پنوماتیک

گرداورنده:حسین روزبهانی

فهرست

- فصل اول ۵
- مقدمه ای بر انرژی سیالات ۶
- مقایسه ی هیدرولیک با پنوماتیک ۷
- کاربردها ۸
- فصل دوم ۱۱
- اصول اولیه ی هیدرولیک ۱۲
- انتقال و تغییر مقدار نیرو ۱۶
- ویژگی های اصلی سیالات هیدرولیک ۱۸
- چگالی،وزن مخصوص و چگالی مخصوص ۱۹
- ویسکوزیته ۲۰
- مدول حجمی بالک ۲۳
- جریان سیال ۲۵
- معادله ی پیوستگی ۲۷
- معاله ی برنولی ۲۹
- ونتوری ۳۳
- تئریتوریچلی ۳۴
- جریان آرام و جریان آشفته ۳۵
- فشار استاتیک ۳۹
- افت فشار ۴۰
- توان ۴۱
- سیستم های هیدرولیک ۴۲
- فصل سوم ۴۴
- جریان پمپ و فشار پمپ ۴۷
- توان و گشتاور محرکه ی پمپ ۴۹
- بازده پمپ ۵۰
- انواع پمپ ها ۵۲
- پمپ های پیستونی ۵۳
- پمپ های چرخدنده ای ۵۸
- پمپ های پرده ای ۶۰
- کاویتاسیون و نفوذ هوا ۶۲

www.mezha.blog.ir

- سیالات هیدرولیک ۶۴
- فصل چهارم ۶۵
- سیلندر های هیدرولیک ۶۶
- نیروی سیلندر ۶۹
- سرعت سیلندر ۷۱
- توان سیلندر ۷۳
- جریان اختلافی ۷۵
- نماد گرافیکی ۸۴
- روش های نصب ۸۶
- فصل پنجم ۸۷
- موتورهای هیدرولیک ۸۸
- انواع موتور های هیدرولیک ۸۹
- گشتاور موتور هیدرولیکی ۹۳
- توان موتور ۹۶
- بازده موتور ۹۷
- نماد گرافیکی ۱۰۰
- کاربرد موتور ها ۱۰۱
- کارایی موتور ۱۰۲
- فیلتراسیون ۱۰۳
- فصل ششم ۱۰۴
- کنترل حرکت در سیستم های هیدرولیک ۱۰۵
- شیر یکطرفه ۱۰۷
- شیر با ساچمه شناورـشیر ماکویی ۱۰۹
- شیر کنترل جهت دو راهه ۱۱۰
- شیرهای کنترل جهت سه راهه ۱۱۳
- شیرهای کنترل جهت چهار راهه ۱۱۷
- روش های تحریک شیرهای کنترل جهت ۱۲۶
- مدارهای هیدرولی ۱۳۱
- کروش های نصب شیرهای کنترل ۱۳۸
- فصل هفتم ۱۴۳
- کنترل فشار در سیستم های هیدرولیک ۱۴۴
- شیرهای اطمینان ۱۴۵
- شیرهای تخلیه ی فشار ۱۵۱
- شیرهای توالی ۱۵۵
- شیرهای خنثی کننده ۱۵۷
- شیرهای ترمز موتور ۱۵۸
- نصب شیرهای کنترل فشار ۱۵۹
- فصل هشتم ۱۶۰
- شیرهای کنترل جریان ۱۶۱
- انواع شیرهای کنترل جریان ۱۶۲
- ضریب جریان ۱۶۶
- مدارهای کنترل جریان ۱۶۹

www.mechia.blog.ir

- سیلندرهای مجهز به ضربه گیرانتهایی ۱۷۲
- تقسیم کننده جریان ۱۷۴
- فصل نهم ۱۷۶
- قطعات فرعی در سیستم هیدرولیک ۱۷۷
- آکومولاتورها ۱۷۸
- تقویت کننده های فشار ۱۸۷
- مخازن هیدرولیک ۱۹۷
- مبدل های حرارتی ۱۹۹
- فیلتر ها ۲۰۳
- وسایل اندازه گیری ۲۱۴
- فیتینگها و مجراهای انتقال سیال ۲۲۱
- لوله های جدار ضخیم ۲۲۳
- لوله های جدار نازک ۲۲۶
- شیلنگ ۲۳۱
- یاتاقانها و حلقه های آب نبوی ۲۴۳
- سیالات هیدرولیک ۲۴۵
- فصل دهم ۲۴۸
- کنترل الکترونیکی در هیدرولیک ۲۴۹
- شیرهای سولنوئیدی ۲۵۳
- شیرهای تناسبی و شیرهای سرو ۲۵۷
- فصل یازدهم ۲۶۱
- اصول اولیه پنوماتیک ۲۶۲
- فشار و دمای مطلق ۲۶۵
- قانون گازها ۲۶۶
- خلاء ۲۷۵
- سیستم های پنوماتیکی ۲۷۷
- فصل دوازدهم ۲۷۸
- تامین توان در پنوماتیک ۲۷۹
- انواع کمپرسور ۲۸۰
- تعیین ابعاد کمپرسور ۲۸۶
- پمپ های خلا ۲۹۰
- فصل سیزدهم ۲۹۳
- قطعات پنوماتیک ۲۹۴
- سیلندرهای پنوماتیک ۲۹۶
- موتورهای پنوماتیکی ۳۰۵
- سایر عملگرهای پنوماتیکی ۳۰۹
- شیرهای کنترل جهت حرکت پنوماتیکی ۳۱۱
- شیرهای کنترل جریان پنوماتیکی ۳۱۸
- راگلاتورهای فشار ۳۲۰
- فیلترها ۳۲۲
- روانکارها ۳۲۴
- آب گیری ۳۲۷
- توزیع هوا ۳۲۹
- فصل چهاردهم ۳۳۰
- نمادهای گرافیکی ۳۳۱
- منابع ۳۳۲

www.mecha.blog.ir

فصل اول

مقدمه ای بر انرژی سیالات

کاربرد انرژی سیالات

یکی از سه روش رایج در انتقال انرژی از یک محل به محل دیگر توسط یک سیال جاری انتقال مکانیکی و الکتریکی. تحت فشار ،انجام میگیرد.دو روش دیگر عبارتند از:

دو مزیت عمده انتقال انرژی از طریق سیال ،قابلیت افزایش نیرو و قابلیت تغییر جهت سریع انتقال ،بدون صدمه رسیدن به سیستم می باش.ماهیت انعطاف سیال در عبور از شیلنگهای قابل انعطاف ،ای ویژگی را ایجاد میکند.

مقایسه هیدرولیک با پنوماتیک

سیستم های انرژی سیالات در دو بخش دسته بندی می شوند:

هیدرولیک و پنوماتیک.

در هیدرولیک از یک مایع برای انتقال انرژی استفاده شده است.این جز مایع معمولا روغن های بر پایه ی نفت خام است.در پنوماتیک ،سیال مورد استفاده یک گاز می باشد.تفاوت اصلی بین هوا و روغن این است که هوا قابل تراکم است.هر یک از این ها ویژگی ها ، مزایا و معایبی دارند که باید با توجه به نیازهای سیستم از ان ها استفاده کرد.

در مجموع میتوان گفت سیستم های هیدرولیکی در موارد زیر باید به کار گرفته شوند:

۱-هنگامی که قدرت زیادی مورد نیاز باشد

۲-هنگامی که دقت حرکت عملگرها زیاد باشد

۳-هنگامی که حرکت آهسته و یکنواخت مورد نیاز باشد

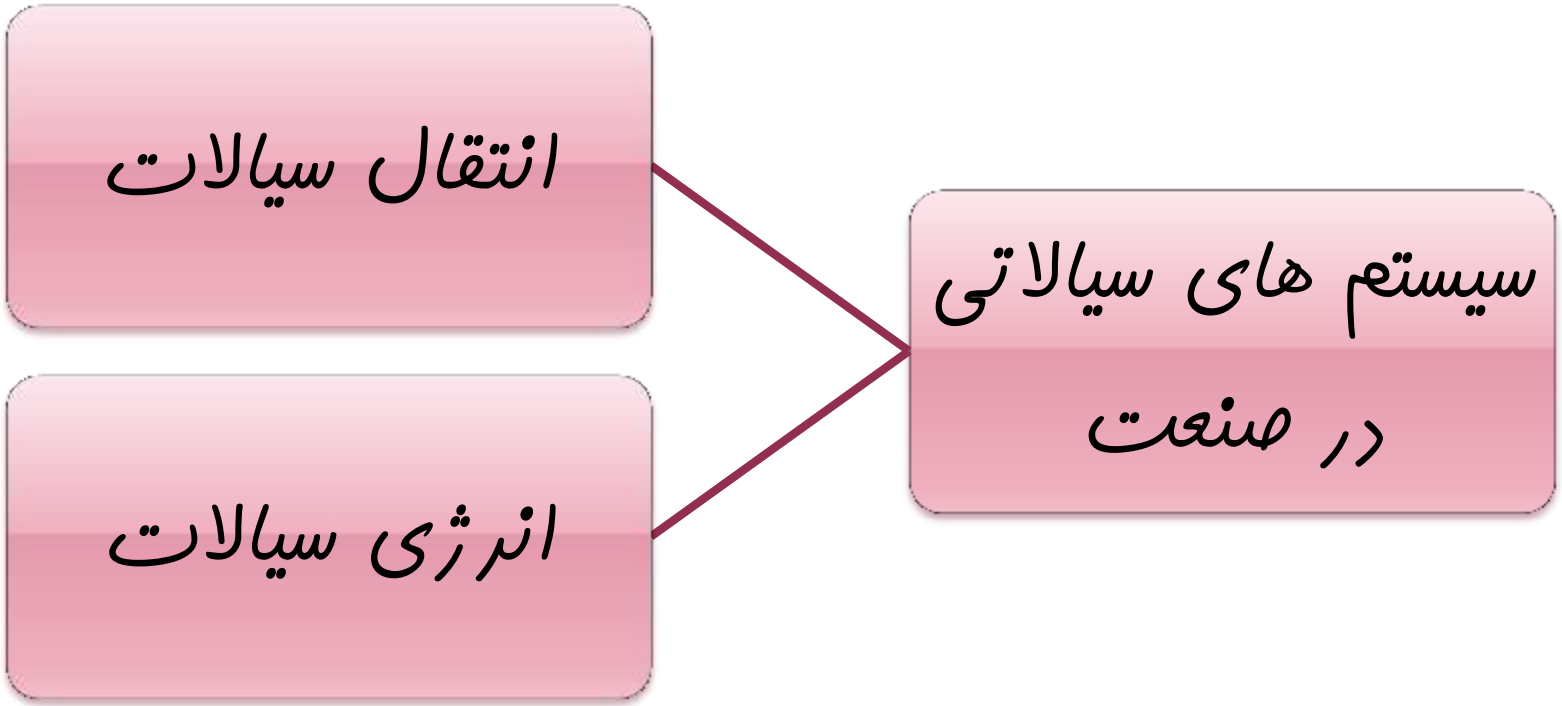
پنوماتیک برای کاربردهایی که نیازمند ویژگی هی زیر است مناسب می باشد:

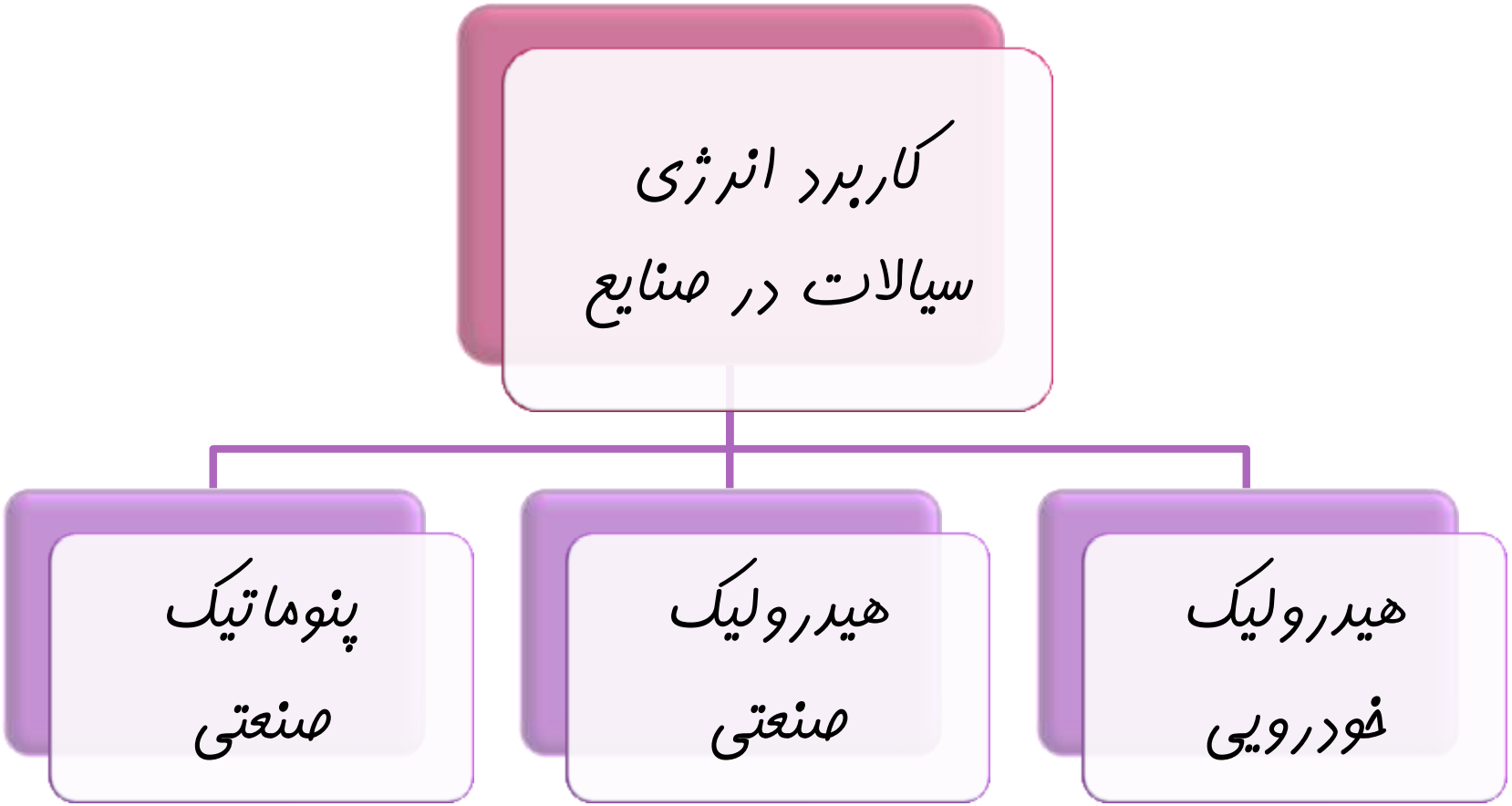
۱-قدرت و نیروهای کم تا متوسط

۲-دقت حرکتی پایین تا متوسط

۳-عکس العل سریع

کاربردها




کاربرد انرژی
سیالات در صنایع
هیدرولیک
خودرویی
هیدرولیک
صنعتی
پنوماتیک
صنعتی

بر اساس ارقام منتشر شده از سازمان NFPA قطعات هیدرولیکی خودرویی تقریبا ۵۰ در صد فروش قطعات مربوط به سیستم های انرژی سیالاتی را به خود اختصاص میدهند.قطعات هیدرولیکی صنعتی و پنوماتیکی هر کدام ۲۵ درصد از این میزان فروش را شامل می شوند.

فصل دوم

اصول اولیه هیدرولیک

مقدمه:

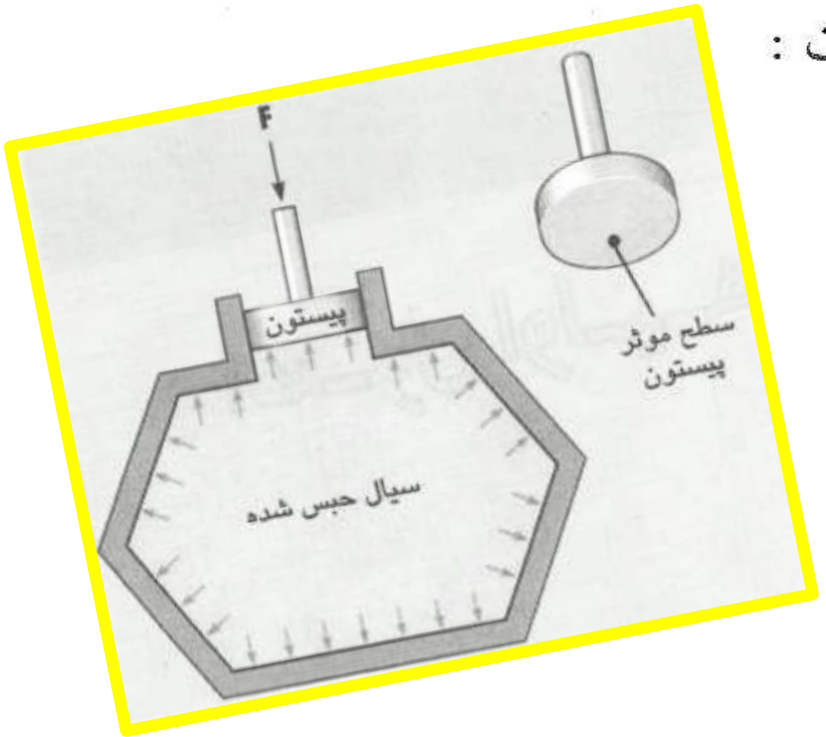
هیدرولیک برای کاربردهایی

مناسب است که در آنها، نیروهای زیاد، دقت حرکتی بالا و حرکت یکنواخت موردنیاز باشد. سیستمهای هیدرولیکی نوعاً با فشارهای (35 – 350 bar) 500 – 5000 psi کارمی‌کنند و قادرند هزاران پوند نیرو (چندین تن) ایجاد نمایند. هنگامی که در این سیستمها از تجهیزات کنترل الکترونیکی استفاده شود، می‌توان سرعت حرکت عملگرها را بدقت کنترل کرده و در مکانهای دلخواه بدقت حرکت آنها را متوقف نمود.

قانون پاسکال

قانون پاسکال اصل اساسی حاکم بر انرژی سیالات است. این قانون دربارهٔ هیدروستاتیک، یا انتقال نیرو از طریق یک مایع تحت فشار است. قانون پاسکال به صورت ساده بدین شرح است :

فشار وارده بر یک سیال، درون سیال در همهٔ جهات منتشر شده و به صورت عمودی بر تمام سطوح ظرف حاوی سیال وارد می گردد.



فشار در یک رابطهٔ ریاضی، به صورت حاصل تقسیم نیرو بر سطح تعریف می‌شود :

$$p = \frac{F}{A}$$

F = نیرو، A = سطح موثر و p = فشار.

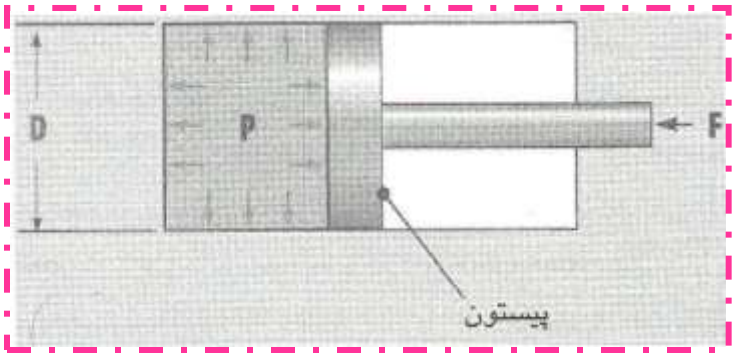
اگر فرض شود که پیستون به صورت دایره‌ای ساخته شده می‌توان از فرمول زیر براحتی سطح پیستون را محاسبه کرد:

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

D = قطر پیستون π = عدد پی (یک مقدار ثابت در ریاضی) برابر با 3.142.

کمیت	واحد سیستم امریکایی (US)	واحد سیستم متریک (SI)
نیرو (F)	پوند (lbs)	نیوتن (N)
سطح (A)	اینچ مربع (in^2)	مترمربع (m^2)
فشار (p)	پوند بر اینچ مربع ($\frac{lbs}{in^2}$ و psi)	نیوتن بر مترمربع ($\frac{N}{m^2}$ و Pa)

پیستون نشانداده شده در شکل ۲-۲، قطری برابر با 100 mm (0.1 m) دارد که بر آن نیرویی برابر با 2500 N وارد می‌شود، فشار ایجاد شده داخل محفظه زیر پیستون چقدر خواهد بود؟



۱- محاسبهٔ سطح پیستون :

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3.142 \cdot (0.1\,m)^2}{4} = \mathbf{0.007854\ m^2}$$

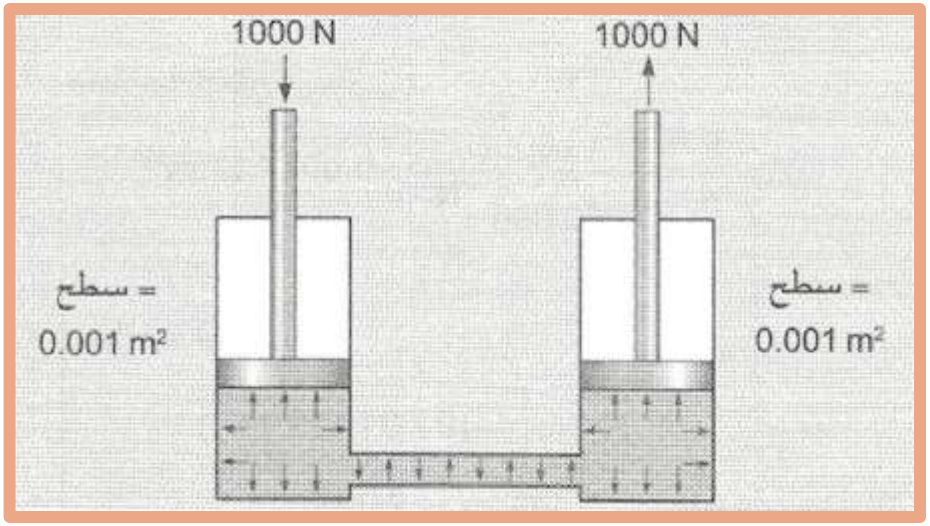
۲- محاسبهٔ فشار :

$$p = \frac{F}{A} = \frac{2500\ N}{0.007854\ m^2} =$$

$$\mathbf{318\,300\ \frac{N}{m^2}\ (318.3\ kPa, 3.183\ bar)}$$

انتقال و تغییر مقدار نیرو

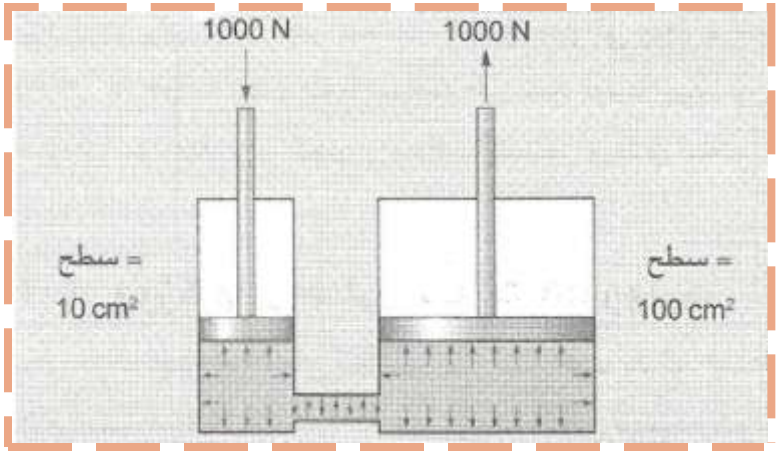
طبق قانون پاسکال، فشار در تمام نقاط سیال به صورت مساوی توزیع می‌شود.



همانطورکه مشاهده می‌شود، دراین‌سیستم‌یک نیروی 1 kN بدون تغییر از یک نقطه به نقطهٔ دیگر (با استفاده از سیال) انتقال یافته است.

یکی از ویژگیهای کاربردی انرژی سیالات، قابلیت تغییر میزان نیرو به هنگام انتقال نیرو است که بآسانی قابل انجام می‌باشد. برای این کار کافی است اندازهٔ پیستون خروجی را بزرگتر یا کوچکتر از پیستون ورودی انتخاب کرد.

همانطور که ملاحظه می‌شود، نیروی خروجی به اندازهٔ نسبت سطح‌دو پیستون، تقویت شده است.



به زبان ریاضی :

$$F_{\text{خروجی}} = (A_{\text{خروجی}} / A_{\text{ورودی}}) \cdot F_{\text{ورودی}}$$

ویژگی های اصلی سیالات هیدرولیک

❖ جرم و وزن

معمولاً مفهوم وزن وجرم یکسان فرض می‌شود که البته چنین نیست.

جرم یک جسم عبارت است از میزان ماده‌ای که آن جسم را ساخته است.

وزن یک جسم، در واقع مقدار نیرویی است که جسم به دلیل شتاب جاذبه ایجاد می‌کند.

طبق قانون دوم نیوتن، نیرو برابر است با جرم ضربدر شتاب ($F = m \cdot a$). بدین ترتیب نیروی جاذبه یا وزن هر جسم برابر است با :

$$w = m \cdot g$$

m = جرم (kg)

w = وزن (N)

g = شتاب جاذبه = $9.81\ m/s^2$

چگالی ،وزن مخصوص و چگالی مخصوص

چگالی عبارت است از میزان جرم در واحد حجم یک ماده. فرمول چگالی چنین است :

$$\rho = \frac{m}{V}$$

ρ = حرف یونانی با تلفظ "رو" = چگالی (kg/m^3)

m = جرم (kg)

V = حجم (m^3)

وزن مخصوص یک ماده عبارت است از میزان وزن واحد حجم آن ماده :

$$\gamma = \frac{w}{V}$$

γ = حرف یونانی با تلفظ "گاما" = وزن مخصوص (N/m^3)

w = وزن (N)

V = حجم (m^3)

چگالی مخصوص عبارت است از نسبت وزن مخصوص یک مایع به وزن مخصوص آب :

$$sg_x = \frac{\gamma_x}{\gamma_{WATER}}$$

sg_x = چگالی مخصوص مایع x (بدون واحد)

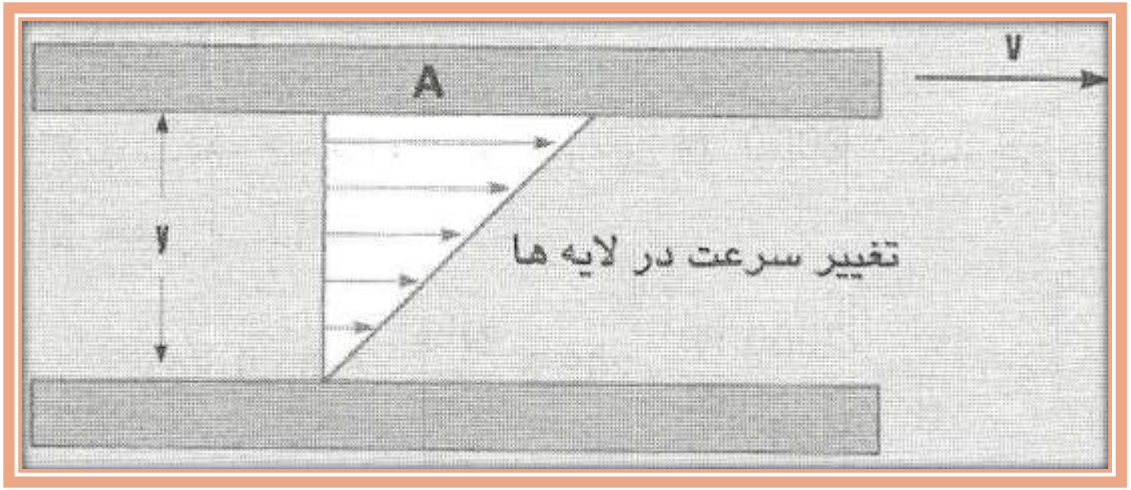
γ_x = وزن مخصوص مایع x و

γ آب = وزن مخصوص آب.

ویسکوزیته

ویسکوزیته (Viscosity) عبارت است از غلظت یک مایع یا مقاومت مایع در جاری شدن.

مکانیزم فیزیکی ویسکوزیته را می‌توان بخوبی با بررسی رفتار یک لایه نازک مایع بین دو سطح تخت موازی، درک کرد



سرعت جابه‌جایی مایع در مجاورت سطح بالایی، V و در مجاورت سطح پایینی صفر است.

لایه‌های مایع بین دو سطح

نیز با سرعتهای مختلفی بین صفر و v جابه‌جامی‌شوند که در شکل با فلشهایی نمایش داده‌شده‌اند. لایه‌های‌مایع به دلیل وجود خاصیت جذب مولکولی، در برابر برش (که ناشی از تغییر سرعت در لایه‌ها است) مقاومت می‌کنند. این مقاومت همان پدیده‌ای است که در یک مایع با عنوان غلظت بیان‌می‌شود. ویسکوزیته را به زبان ریاضی می‌توان با معادله زیر بیان کرد :

$$\mu = \frac{F \cdot y}{v \cdot A}$$

μ = حرف یونانی با تلفظ "میو" = ویسکوزیته دینامیکی $\left(\frac{N \cdot s}{m^2}\right)$

F = نیروی‌لازم‌برای‌جابه‌جاکردن سطح‌بالایی با سرعت v (N)

y = ضخامت لایهٔ نازک مایع (m)

v = سرعت سطح متحرک بالایی (m/s)

A = مساحت سطح متحرک بالایی (m^2)

ویسکوزیته شرح داده شده در بالا را با نام ویسکوزیته دینامیکی می‌شناسند. در بعضی محاسبات از ویسکوزیتهٔ سینماتیکی استفاده می‌شود. ویسکوزیته سینماتیکی بآسانی از تقسیم کردن ویسکوزیته دینامیکی بر چگالی به دست می‌آید :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

ν = حرف یونانی با تلفظ "نیو" = ویسکوزیته سینماتیکی $\left(\frac{m^2}{s}\right)$

μ = ویسکوزیته دینامیکی $\left(\frac{N \cdot s}{m^2}\right)$

ρ = چگالی $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

مدول حجمی بالک

سیالات هیدرولیک تقریباً غیرقابل تراکم هستند. ولی درواقع این سیالات، کاملاً غیرقابل تراکم نیستند.

مدول حجمی بالک (Bulk modulus)، معیاری برای سنجش میزان غیرقابل تراکم بودن سیال است. مدول حجمی با معادله زیر تعریف می‌شود :

$$B = \frac{-\Delta p}{\Delta V / V}$$

B = مدول حجمی بالک (Pa)

Δp = تغییر فشار (Pa)

ΔV = تغییر حجم (m^3)

V = حجم (m^3)

کسر $\Delta V/V$ نشاندهنده تغییر نسبی حجم سیال است. Δp علامت منفی دارد، زیرا افزایش فشار سبب کاهش حجم می‌گردد (بنابراین ΔV منفی می‌شود). بدین ترتیب B همیشه مثبت خواهد بود.

در یک سیستم هیدرولیک از نوعی روغن هیدرولیک (B = 17000 bar) و فشار 200 bar استفاده می‌شود. در وضعیت‌تحت فشار، روغن نسبت‌به حالت آزاد (p = 0 bar)، چند درصد متراکم می‌شود؟

۱- محاسبهٔ میزان تغییر فشار :

$$\Delta p = 200 - 0 = \mathbf{200}$$

۲- محاسبهٔ نسبت تغییر حجم $\Delta V/V$:

$$\Delta V/V = \frac{-\Delta p}{B} = \frac{-200}{17000} = \mathbf{-0.012}$$

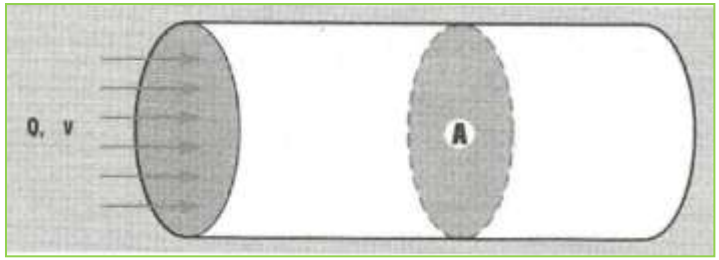
۳- با ضرب کردن این نسبت در 100 :

$$-0.012 \cdot 100 = \mathbf{-1.2\%}$$

ارقام حاصل‌دراین‌مثال نشان‌می‌دهندکه در فشار 200 bar، روغن فقط به میزان 1.2% متراکم می‌شود، یعنی این روغن تقریباً غیرقابل تراکم است. این میزان قابلیت تراکم، فقط در سیستمهای هیدرولیکی که پاسخ سریع سیستم به محرکها خیلی بحرانی است، ممکن است *نامطلوب* باشد.

جریان سیال

❖شدت جریان سیال در مقایسه با سرعت حرکت سیال



شدت جریان سیال عبارت است از حجم سیال که در واحد زمان از یک سیستم عبور می‌کند. سرعت حرکت سیال، مسافتی است که یک سیال در واحد زمان طی می‌کند. این دو کمیت معمولاً با هم اشتباه گرفته می‌شوند ولی باید در تفاوت آنها دقت نمود. معادله زیر، ارتباط بین شدت جریان سیال و سرعت حرکت سیال را بیان می‌کند :

Q = شدت جریان سیال (m^3/min)،

v = سرعت حرکت سیال (m/min) و

A = سطح مقطع گذرگاه عبور سیال (m^2)

$$Q = v \cdot A$$

در یک سیستم هیدرولیک که شدت جریان سیال در آن 100 lpm است، سرعت سیال *نباید* از 6 m/s فراتر رود. قطر داخلی لوله چقدر باید باشد؟

۱- تبدیل lpm به m^3/min :

$$Q = 100\ \frac{l}{min}\left(\frac{1\ m^3}{1000\ l}\right) = \mathbf{0.100}\ \frac{m^3}{min}$$

۲- تبدیل m/s به m/min :

$$v = 6\ \frac{m}{s}\cdot\left(\frac{60\ s}{1\ min}\right) = \mathbf{360}\ \frac{m}{min}$$

۳- محاسبه سطح داخلی لوله :

$$A = \frac{Q}{v} = \frac{0.100\ \frac{m^3}{min}}{360\ \frac{m}{min}} = \mathbf{0.0\,002\,778\ m^2}$$

۴- محاسبه قطر داخلی لوله (ID) :

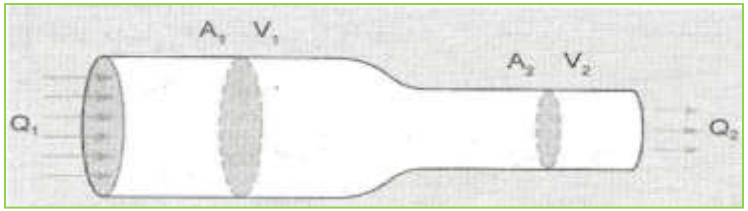
$$D = \sqrt{\frac{4\cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4\cdot(0.0\,002\,778\ m^2)}{3.142}} =$$

0.01881 m (18.81 mm)

اگر لازم باشد سرعت سیال از 6 m/s فراتر نرود، باید قطر لوله بزرگتر از مقدار محاسبه شده باشد. بنابراین باید از یک لوله استاندارد با قطری بزرگتر استفاده کرد.

معادله پیوستگی

در سیستمهای هیدرولیک، عموماً یک پمپ وجود دارد که باعث به جریان افتادن سیال می‌شود و شدت جریان ثابتی در سیستم ایجاد می‌کند. اگر فرض شود که سیال غیرقابل تراکم است، یک جریان یکنواخت ایجاد خواهد شد. بنابراین در تمام قسمتهای سیستم حجم ثابتی از سیال در واحد زمان عبور خواهد کرد.



$$Q_1 = Q_2$$

معادله فوق در هر دو نقطه از سیستم صدق می‌کند. با جایگزینی $Q = v \cdot A$ در معادله فوق، معادله پیوستگی حاصل می‌شود :

$$v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2$$

در نقطـهٔ 1 از سیـستم نـشانداده‌شـده در شـکل سرعت سیال 10 m/min است. قطرگذر سـیال در نقطـهٔ 1، 50 mm و در نـقطه 2، 30 mm است. سـرعت سـیال در نقطهٔ 2 چقدر است. همچنین شدت جریـان را در سیـستم حساب کنید.

۱- محاسبه سطح گذر در نقاط 1 و 2 :

$$A_1 = \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} = \frac{3.142 \cdot (0.050\ \text{m})^2}{4} = 0\,001964\ \text{m}^2$$

$$A_2 = \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} = \frac{3.142 \cdot (0.030\ \text{m})^2}{4} = 0.0\,007\,070\ \text{m}^2$$

۲- به دست آوردن v_2 از معادله :

$$v_2 = v_1 \cdot \frac{A_1}{A_2} = 10\ \frac{\text{m}}{\text{min}} \cdot \frac{0.001964\ \text{m}^2}{0.0007070\ \text{m}^2} = 27.78\ \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

افزایش سرعت سیال در نقاطی که سطح گذر کاهش می‌یابد، نشاندهندهٔ افزایش انرژی است. اما چون انرژی به سیستم اضافه نشده است، بنابراین باید در نقطهٔ دیگری از سیستم انرژی کاهش یافته باشد.

۳- محاسبهٔ شدت جریان :

$$Q = v_1 A_1 = 10\ \frac{\text{m}}{\text{min}} \cdot (0.001964\ \text{m}^2) = 0.01964\ \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

۴- تبدیل به lpm :

$$Q = 0.01964\ \frac{\text{m}^3}{\text{min}} \cdot \left(\frac{1000\ \text{l}}{1\ \text{m}^3}\right) = 19.64\ \frac{\text{l}}{\text{min}}$$

معادله برنولی

معادلهٔ برنولی، رابطه‌ای است که بیان‌کننده انرژی کل در یک سیستم سیالاتی با سیال غیرقابل تراکم می‌باشد.

انرژی در یک سیال به سه فرم ظاهر می‌شود :

۱- انرژی‌پتانسیل (بواسطه‌ارتفاع‌سیال‌و نیروی جاذبه) = w·h،

۲- انرژی‌فشار (به واسطهٔ ایجاد فشار در سیستم) = $w \cdot \frac{p}{\gamma}$

۳- انرژی‌جنبشی (بواسطهٔ‌سرعت‌سیال) = $w \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g}$ و $1/2\ mv^2$ و $w \cdot$

w = وزن (N)　　h = ارتفاع (m)　　γ = وزن مخصوص (N/m^3)　　p = فشار (N/m^2)　　v = سرعت (m/s)

g = شتاب جاذبه = $9.81\ m/s^2$

واحد هر سه فرم انرژی گفته شده، Nm است.

اگر انرژی اضافی به سیستم وارد نشود یا هیچ انرژی از سیستم خارج نگردد،

بنابراین انرژی در دو نقطهٔ مختلف از یک سیستم باید برابر باشد. به زبان ریاضی :

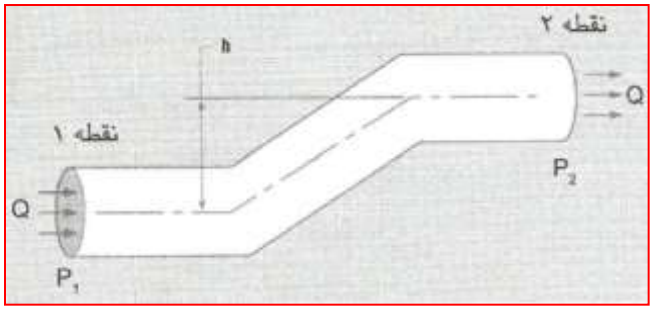
$$w \cdot h_1 + w \cdot \frac{p_1}{\gamma} + w \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} = w \cdot h_2 + w \cdot \frac{p_2}{\gamma} + w \cdot \frac{v_2^2}{2 \cdot g}$$

$$h_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} = h_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g}$$

این معادله را معادله برنولی می‌نامند.

جـــملهٔ

اول را هد ارتفاع (Elevation head)، جمله دوم را هد فشار (Pressure head) و جمله سوم هد سرعت (Velocity head) نامگذاری کرده‌اند. مجموع سه جمله را هد کلی (Total head) سیستم می‌گویند. به زبان ساده، هد معیاری از انرژی کلی موجود در یک پوند از سیال است.



یک‌سیال ($\gamma = 8800\ N/m^3$) با شدت‌جریان‌ثابت 10 lpm در سیستم نشانداده شده در شکل روبرو جریان دارد. سطح گذر در نقاط 1 و 2 مساوی است. فشار در نقطهٔ 1، 700 kPa و ارتفاع h برابر با 5 m است. فشار را در نقطهٔ 2 تعیین کنید.

با تذکر این نکته که Pa نام دیگر N/m^2 است و 1 kPa = 1000 Pa، نتیجه می‌شود که 700 kPa = 700 000 N/m^2.

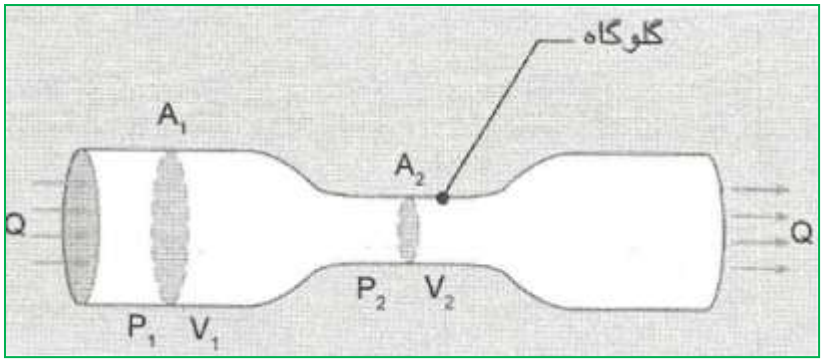
$$p_2 = p_1 - \gamma(h_2 - h_1) = 700\,000\ \frac{N}{m^2} - 8\,800\ \frac{N}{m^3}\ (5\ m)$$

$$= \mathbf{656\,000\ \frac{N}{m^2}\ (656\ kPa)}$$

پس برای بالا بردن سیال به اندازه 5 m باید 656 kPa فشار صرف‌کرد، انرژی کل سیال در این جابه‌جایی ثابت باقی‌می‌ماند.

ونتوری

ونتوری لوله‌ای است که قطر یک قسمت آن کمتر از بقیه قسمتها است. یک سیال در عبور از ونتوری سرعت گرفته و فشار آن در گلوگاه کاهش می‌یابد



قسمتی از لوله ونتوری که قطر آن کاهش یافته را **گلوگاه** می‌گویند. یکی از کاربردهای ونتوری، اندازه‌گیری سرعت و شدت جریان سیالات است. در شرایط حاکم بر لوله ونتوری، اختلاف ارتفاع وجود *ندارد*. معادلهٔ برنولی با حذف جمله مربوط به ارتفاع در لولهٔ ونتوری به صورت زیر ساده می‌شود :

$$\frac{p_1}{\gamma}+\frac{v_1^2}{2\cdot g}=\frac{p_2}{\gamma}+\frac{v_2^2}{2\cdot g}$$

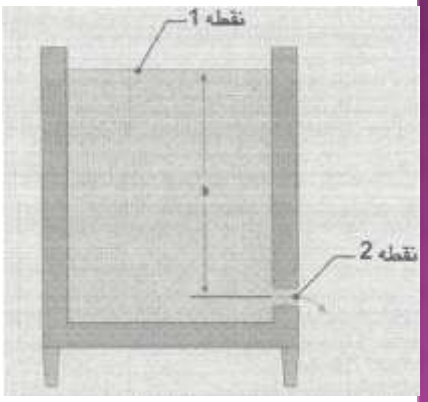
از معادله مربوط به پیوستگی و یکنواختی سیالات غیرقابل تراکم می‌توان $v_1 = v_2 \cdot \frac{A_2}{A_1}$ را در معادله برنولی قرار داده و v_2 را به صورت زیر به‌دست آورد :

$$v_2=\sqrt{\frac{2\cdot g\cdot(p_1-p_2)}{\gamma\cdot\left[1-\left(\frac{A_2}{A_1}\right)\right]}}$$

تئوری توریچلی

تئوری توریچلی، یک مورد خاص ازمعادله برنولی است که در بررسی یک مایع که از یک مخزن تخلیه می‌شود، به کار می‌رود

در این وضعیت، برای تعیین سرعت
مخزن را سطح نقطهٔ 1 و سطح سوراخ خروجی را سطح نقطهٔ
خروج مایع از مخزن می‌توان با استفاده از معادله برنولی، سطح
2 را در نظر گرفت. فشار در این دو نقطه برابر است (0 bar)،
بنابراین جملات مربوط به فشار در معادله برنولی حذف
می‌شوند. همچنین اگر سطح مخزن بزرگ باشد، سرعت سیال
در مخزن نسبت به سرعت خروجی سیال از مخزن قابل
صرف‌نظر کردن است ($v_1 = 0$). با این فرضیات معادله برنولی
به صورت زیر درمی‌آید :



$$h_1 = h_2 + \frac{v_2^2}{2 \cdot g}$$

با تغییر فرم معادله، v_2 به صورت زیر به دست می‌آید :

$$v_2 = \sqrt{2 \cdot g \ (h_1 - h_2)}$$

طبق این تئوری، سرعت خروج سیال از یک مخزن، فقط به ارتفاع سطح سیال در مخزن بستگی دارد و نه به ابعاد دیگر مخزن. بهنگام خروج سیال از مخزن، ارتفاع سیال رفته‌رفته کم می‌شود و بهمین‌دلیل سرعت‌خروج سیال‌نیز پیوسته کم خواهد شد. بنابراین با استفاده از معادلهٔ فوق تنها می‌توان سرعت خروج سیال را در یک لحظهٔ خاص از زمان محاسبه کرد.

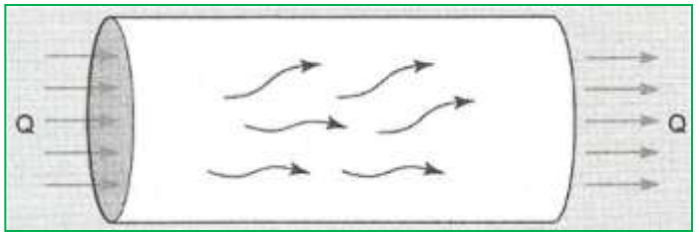
می‌توان عبارت $h_1 = h_2$ را بسادگی با h، ارتفاع سطح سیال نسبت به دریچهٔ خروجی، نشان داد. بدین ترتیب فرم سادهٔ معادلهٔ قبل که به تئوری‌توریچلی معروف است به‌دست می‌آید :

$$v_2 = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$$

جریان آرام و جریان آشفته

سیالات اغلب به صورت لایه‌های
نازکی که بر روی هم می‌لغزند، جاری می‌شوند و هر لایه
سرعت متفاوتی دارد.

در یک لوله نیز یک لایه از سیال به سطح‌داخلی لوله می‌چسبد. در لایه‌های‌دورتر از سطح داخلی لوله، سرعت لایه‌های‌سیال بتدریج افزایش یافته و در مرکز لوله به حداکثر خود می‌رسد. این نوع جریان سیال درون لوله را **جریان‌آرام** (Laminar) می‌نامند که یک جریان یکنواخت و لایه‌ای است.



هرچه سرعت متوسط
عبور سیال از لوله افزایش یابد، جریان سیال از حالت آرام به
حالت آشفته (Turbulent) تغییرمی‌کند.

در جریان آشفته، سیال به صورت
خشن و درحالی که قسمتهای مختلف سیال در جهتهای
مختلف جابه‌جا می‌شوند، حرکت می‌کند

همیشه در طراحی سیستمهای هیدرولیک باید سعی شود تا جریان آشفته به وجود *نیاید*، زیرا اینگونه جریان سیال کارآیی خوبی در انتقال حرکت و انرژی *نداشته* و افت انرژی قابل توجهی نسبت به جریان آرام ایجاد می‌کند. نوع جریان که در یک شرایط خاص در یک سیستم به‌وجود می‌آید را می‌توان با تعیین عدد رینولدز (Reynolds)، پیش‌بینی کرد. عدد رینولدز از معادله زیر به‌دست می‌آید :

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu}$$

Re = عدد رینولدز (بدون واحد)،

v = سرعت (m/s)،

D = قطر (m) و

ν = ویسکوزیته سینماتیک (m^2/s).

واحدهای سرعت، قطر و ویسکوزیته در معادلهٔ ۲-۱۹، یکدیگر را حذف‌می‌کنند، به‌طوری‌که عدد رینولدز واحدی *نخواهد* داشت. مقادیر بدون واحد نظیر این را **پارامترهای بدون بعد** می‌نامند.

نتایج تجربی نشان می‌دهند که در حرکت یک سیال هنگامی که $Re < 2000$ باشد، جریان آرام است. اگر $Re > 4000$ باشد، جریان آشفته خواهد بود. محدودهٔ بین 2000 و 4000 را محدوده تغییر می‌نامند است که نوع حرکت سیال در این محدوده بخوبی قابل پیش‌بینی نیست.

یک سیال با ویسکوزیته سینماتیک $0.000\ 223\ m^2/s$، از درون یک لوله با قطر داخلی 50 mm و با شدت جریان 800 lpm عبور می‌کند. تعیین کنید که این جریان آرام است یا متلاطم؟

۱- تبدیل lpm به m^3/s :

$$Q = 800\ \frac{l}{min} \cdot \left(\frac{1\ m^3}{1000\ l}\right) \cdot \left(\frac{1\ min}{60\ s}\right) = \mathbf{0.01333}\ \frac{\mathbf{m^3}}{\mathbf{s}}$$

۲- محاسبه سطح :

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3.142 \cdot (0.050\ m)^2}{4} = \mathbf{0.001964}\ \mathbf{m^2}$$

۳- محاسبه سرعت سیال :

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{0.01333\ \frac{m^3}{s}}{0.001964\ m^2} = \mathbf{6.787}\ \frac{\mathbf{m}}{\mathbf{s}}$$

۴- محاسبه Re :

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} = \frac{6.787\ \frac{m}{s} \cdot (0.050\ m)}{0.000\ 223\ \frac{m^2}{s}} = \mathbf{1522}$$

فشار استاتیک

بـه هنگام فرو رفتن یک جسم به زیر آب، هرچه عمق جسم در آب بیشتر شود، فشار وارد بر آن افزایش خواهد یافت. این فشار به دلیل وزن سیال بالای جسم به‌وجود می‌آید.

اصطلاح‌فنی‌آن **فشارهداستاتیکی** است و مقدار آن را می‌توان با استفاده از معادله زیر حساب کرد :

$$p_H = \gamma \cdot h$$

p_H = فشار هد (N/m^2)،

γ = وزن مخصوص (N/m^3)

h = ارتفاع (m).

افت فشار

طبق قانون پاسکال، فشار درون یک سیال تحت فشار در همه نقاط برابر است و به صورت عمودی بر سطح مخزن وارد می‌شود. وقتی سیال جریان داشته باشد، فشار در سیستم به دلیل افت انرژی، کاهش می‌یابد. افت انرژی در درجه اول به علت ویسکوزیته سیال است که در برابر جریان یافتن سیال مقاومت می‌کند. هرگاه سیال از حرکت متوقف شود، فشار سیال سریعاً افزایش یافته و به همان حد قانون پاسکال می‌رسد و مجدداً به صورت عمودی بر دیواره‌ها وارد خواهد شد.

توان

توان سرعت انجام کار را بیان میکند و با تقسیم کار بر زمان بدست می اید بنابراین معادله مربوط به توان را میتوان این گونه نوشت:

$$P = \frac{W}{t} = \frac{F \cdot d}{t}$$

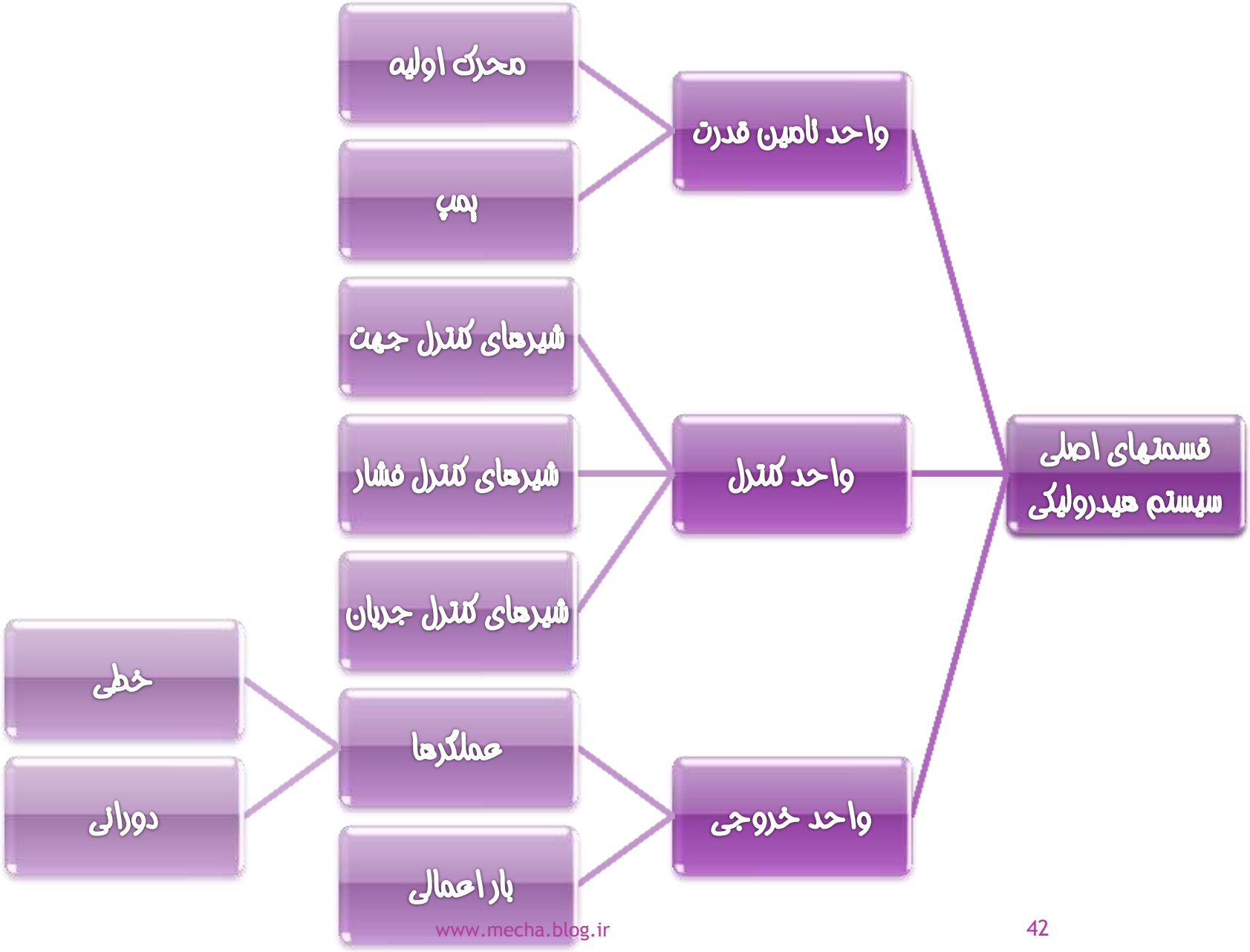
اگر کار برحسب Nm و زمان برحسب s باشند، واحد توان Nm/s یا همان W (وات) خواهد بود.

برای بیان کردن توان، واحد اسب بخار (hp) رایجتر است.

تبدیل اسب بخار به W از رابطه زیر امکانپذیر است :

$$1\ W = 0.736\ hp$$

سیستم های هیدرولیک



- تامین قدرت:جریان مورد نیاز سیستم ایجاد و ارسال می شود.
- محرک اولیه:قطعه ای است که توان مورد نیاز را برای به گردش درآوردن پمپ تامین می کند.
- پمپ:توان مکانیکی را گرفته و به توان سیالاتی (سیالی که فشار دارد و جاری است.)تبدیل می کند.
- کنترل:قسمت میانی یک سیستم هیدرولیک است.
- شیرهای کنترل جهت:با کنترل جهت می توان جهت حرکت عملگر ها را کنترل کرد.
- شیرهای کنترل فشار:با کنترل فشار سیال می توان نیروی خروجی عملگرها را تغییر داد.
- شیرهای کنترل جریان:با کنترل شدت جریان سیال می توان سرعت حرکت عملگر را کنترل نمود.
- خروجی:قسمت خروجی سیستم ،شامل عملگرها و بار اعمالی می باشد.
- عملگر:قطعه ای است که توان سیال را به توان مکانیکی تبدیل میکند و این توان بار را حرکت می دهد.
- انواع عملگر:۱-خطی(سیلندرها):حرکت مستقیم الخط ایجاد میکنند.

  ۲-دورانی(موتورهای هیدرولیک):حرکت دورانی به وجود می آورند.

فصل سوم

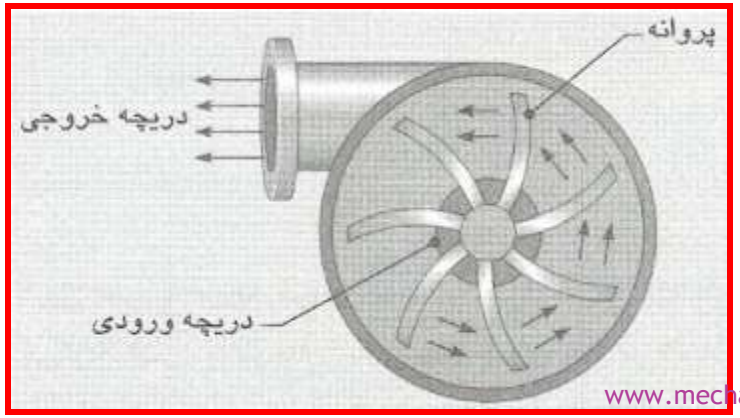
واحد تامین قدرت سیستم هیدرولیک

- محرکه اولیه: انرژی به حرکت درآوردن پمپ را تامین میکند
- پمپ: با دریافت انرژی از محرکه آن را به انرژی سیال تبدیل می کند

پمپهایی که در سیستمهای هیدروستاتیک استفاده می‌شوند، از نوع پمپهای با جابه‌جایی مثبت (Positive displacement) هستند.

اجزاء پمپهای با جابه‌جایی مثبت باید کاملاً نسبت به هم آب‌بندی باشند.

سیستمهای هیدرودینامیک، غالبا مجهز به پمپهای با جابه‌جایی غیرمثبت (Nonpositive dispacement) هستند و معمولاً با چرخش سریع یک پروانه کار می‌کنند



در این نوع پمپها، (پروانه و بدنه پمپ) نسبت به هم اب‌بندی *نیستند*.
این پمپها *نمی‌توانند* پمپاژ
سیال را خودبه‌خود آغاز کنند، یعنی در این پمپها مکشی ایجاد
نمی‌شود که بتوانند سیال را از مخزن به درون خود بکشند
و لازم است برای شروع به‌کار پمپ، سیال را به دریچهٔ
ورودی آن جاری کرد.

مزایای پمپ های پرده ای

۱-ارزان هستند.

۲-به دلیل عدم سایش قطعات بر روی هم توانایی انتقال سیالات غیر روانکار(نظیر آب)را نیز دارند.

جریان پمپ و فشار پمپ

هدف از به‌کارگیری پمپ، ایجاد جریان سیال است. فشار در سیستم هنگامی ایجاد می‌شود که عاملی در برابر جریان سیال مقاومت‌کند، مثلاً باقرارگرفتن‌یک باربرروی سیلندر هیدرولیک.

اگر در برابر جریان سیال، مقاومتی ایجاد نشود، هیچ فشاری ایجاد *نخواهد* شد.

سرعت گردش پمپهای هیدرولیک معمولاً 1200 و 1800 rpm است.

حجم سیالی که در هر سیکل از پمپ خارج می‌شود را **حجم جابه‌جایی پمپ** می‌نامند. یک سیکل، معمولاً در یک دور گردش شفت پمپ اتفاق می‌افتد. حجم جابه‌جایی **شدت جریان** (Flow rate) پمپ عبارتست از حجم سیالی که پمپ در واحد زمان از خود خارج‌می‌کند. شدت جریان را **دهش پمپ** (Output یا Delivery) نیز می‌نامند. شدت جریان به حجم جابه‌جایی پمپ و سرعت گردش شفت آن بستگی دارد

معادلهٔ

به‌دست آوردن شدت جریان پمپ عبارت است از :

$$Q_T = V_p \cdot N$$

Q_T = شدت جریان تئوریک سیال توسط پمپ $\left(\frac{cm^3}{min}\right)$

V_p = حجم جابه‌جایی پمپ $\left(\frac{cm^3}{rev}\right)$

N = سرعت گردش پمپ $\left(\frac{rev}{min}\right)$

پمپها براساس شدت جریانی و حداکثر فشاری که می‌توانند تحمل کنند، دسته‌بندی می‌شوند. مثلاً ممکن است یک پمپ دارای شدت جریان 75 LPm و فشار 175 bar باشد. همانطور که قبلاً اشاره شد، یک پمپ جریان ایجاد می‌کند، نه فشار.

توان و گشتاور محرکه ی پمپ

همانطور که گفته شد، واحد محرکهٔ اولیه، توان ورودی پمپ را با به گردش درآوردن شفت ورودی پمپ (با یک سرعت دورانی خاص) تأمین می‌کند. فشاری که در دریچه خروجی پمپ ایجاد می‌شود با این گردش مخالفت می‌کند، بنابراین واحد محرکه اولیه باید قادر باشد گشتاور (Torque) کافی برای به گردش درآوردن پمپ را داشته باشد.

که در آن با استفاده از فشار سیستم و حجم جابه‌جایی پمپ می‌توان گشتاور تئوریک یک پمپ هیدرولیک را محاسبه کرد :

$$T_T = \frac{p \cdot V_P}{2 \cdot \pi}$$

بازده پمپ

بـازده حجمی، نسبت شدت جریان واقعی به شـدت جریـان تئوریـک پمپ است، که با معادله زیر محاسبه می‌شود :

η_v = حرف یونانی با تلفظ "اتا" = بازده حجمی (بدون واحد)

Q_a = شدت جریان واقعی (lpm)

Q_t = شدت جریان تئوریک (lpm)

$$\eta_V = \frac{Q_a}{Q_t}$$

برای محاسبه شدت جریان واقعی:

$$Q_A = \eta_V \cdot \frac{V_p \cdot N}{1000}$$

V_p برحسب cm^3/rev، N برحسب rpm و Q_a برحسب lpm.

بازده حجمی در واقع معیاری برای سنجش میـزان افـت تـوان پمپ به دلیل نشتی است، ولی این تنها علت عدم بازده کامـل یک پمپ نیست. در پمپها به علت وجود افتهای مکانیکی، مثلاً اصطکاک نیز افت توان به‌وجود می‌آید. افت مکانیکی را با بازده مکانیکی (η_m) اندازه می‌گیرند.

بازده مکانیکی عبارت است از نسبت گشتاور تئوریک موردنیاز برای به حرکت درآوردن یک پمپ که بتواند یک گشتاور واقعی ایجاد کند :

$$\eta_M = \frac{T_T}{T_A}$$

بازده کلی را میتوان با استفاده از بازده حجمی و مکانیکی نیز بدست آورد:

$$\eta_o = \eta_M \cdot \eta_V$$

مجموع افت توان یک پمپ را با **بازده کلی پمپ** اندازه می‌گیرند، که عبارت است از نسبت توان ورودی پمپ به توان خروجی آن. بازده کلی پمپ شامل افتهای ناشی از نشت و اصطکاک می‌شود. توان ورودی پمپ را واحد محرکهٔ اولیه تأمین می‌کند. توان خروجی پمپ، سیال تحت فشار خروجی از پمپ است. بازده کلی را می‌توان با معادله زیر حساب کرد :

$$\eta_o = \frac{kW_H}{kW_I}$$

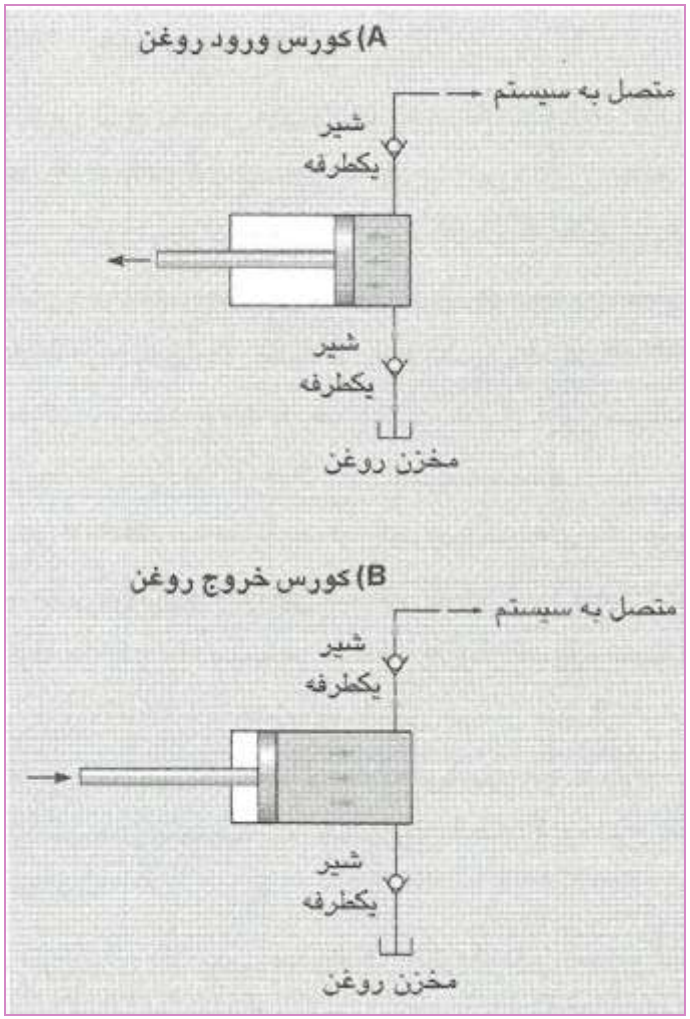
اگر در کاهش بازده‌یک سیستم، عوامل متعددی دخیل باشند، برای بدست آوردن بازده کل سیستم کافی است بازده حاصل از عوامل مختلف را در هم ضرب کرد.

انواع پمپ ها

در سیستمهای هیدرولیک معمولاً از سه نوع پمپ با جابه‌جایی مثبت استفاده می‌شود : پمپهای پیستونی (Piston pumps)، پمپهای چرخدنده‌ای (Gear pumps) و پمپهای پره‌ای (Vane pumps).

پمپ های پیستونی

ساده‌ترین طرح پمپهای هیدرولیک، پمپ تک پیستونی است

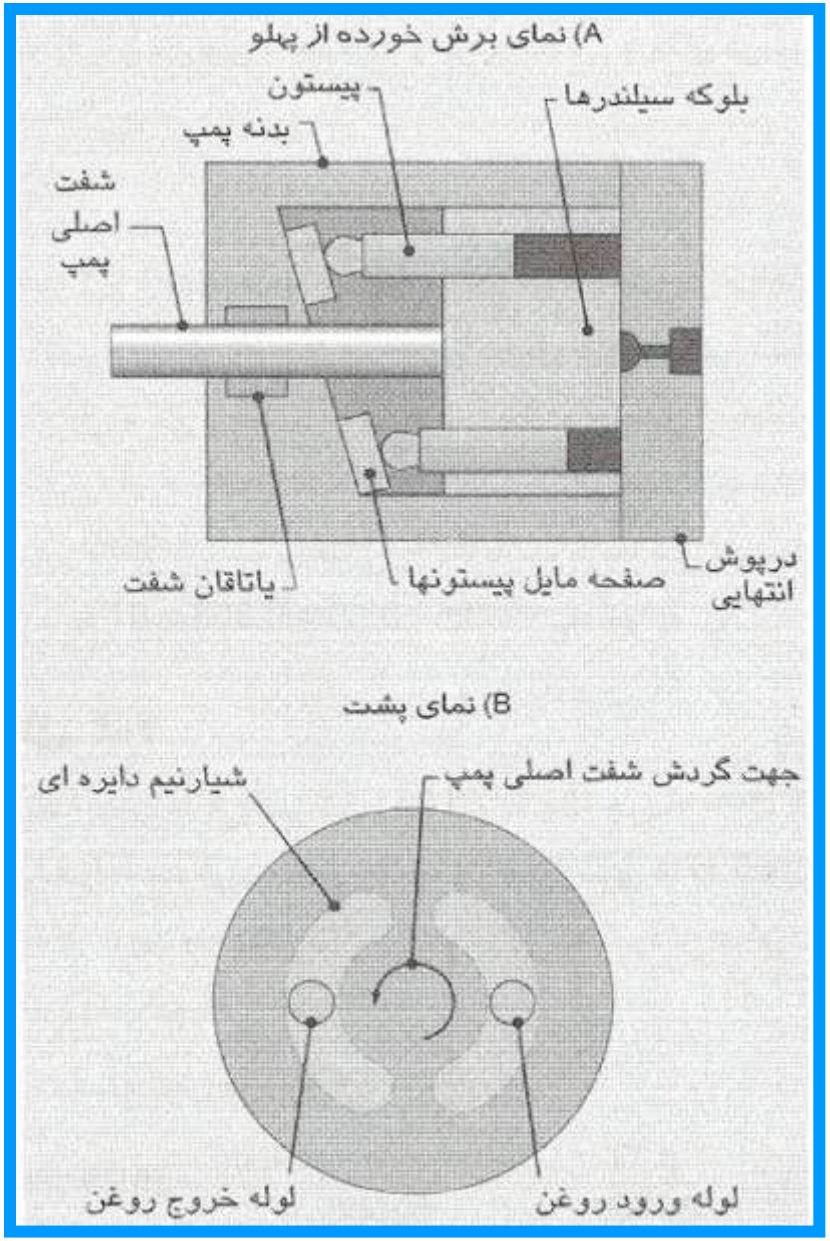


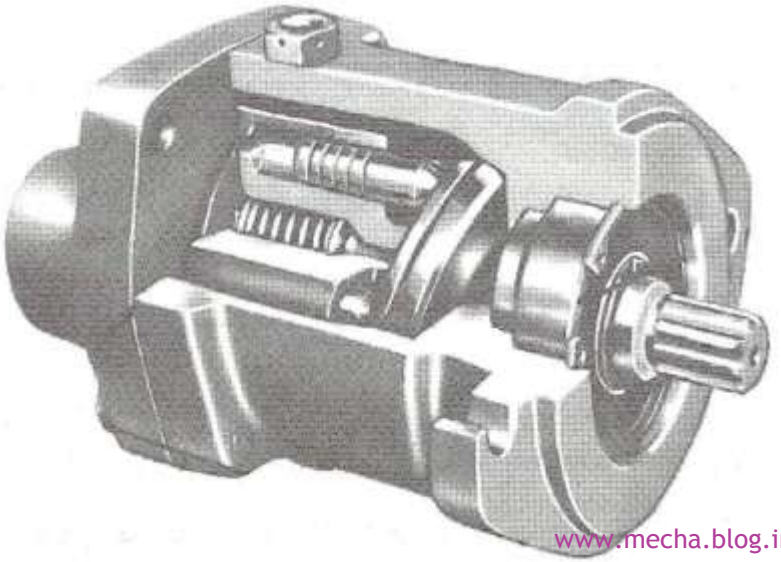
با حرکت پیستون به طرف چپ، درون محفظه سیلندر مکش ایجاد شده و سبب می‌شود سیال هیدرولیک، به دلیل وجود فشار هوا روی سطح سیال موجود در مخزن، به طرف دریچه ورودی سیلندر رانده شود

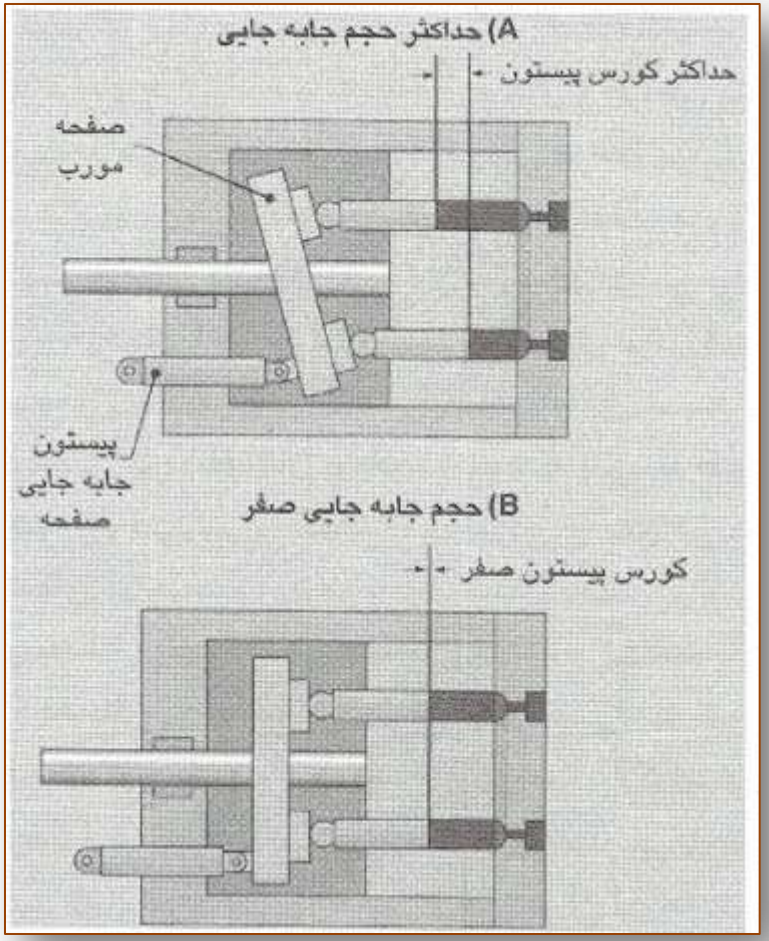
با حرکت پیستون به طرف راست، سیال درون سیلندر از دریچهٔ خروجی آن به طرف بقیه اجزاء سیستم رانده‌شود

این پمپها می‌توانند جریان یکنواخت‌تری از سیال ایجاد کنند. در هیدرولیک معمولاً از دو نوع پمپ پیستونی استفاده می‌شود : **پمپهای پیستونی شعاعی** و محوری (Radial and axial piston pumps).

درپمپ های پیستونی محوری پیستون ها به صورت موازی با محور اصلی پمپ قرار میگیرند.

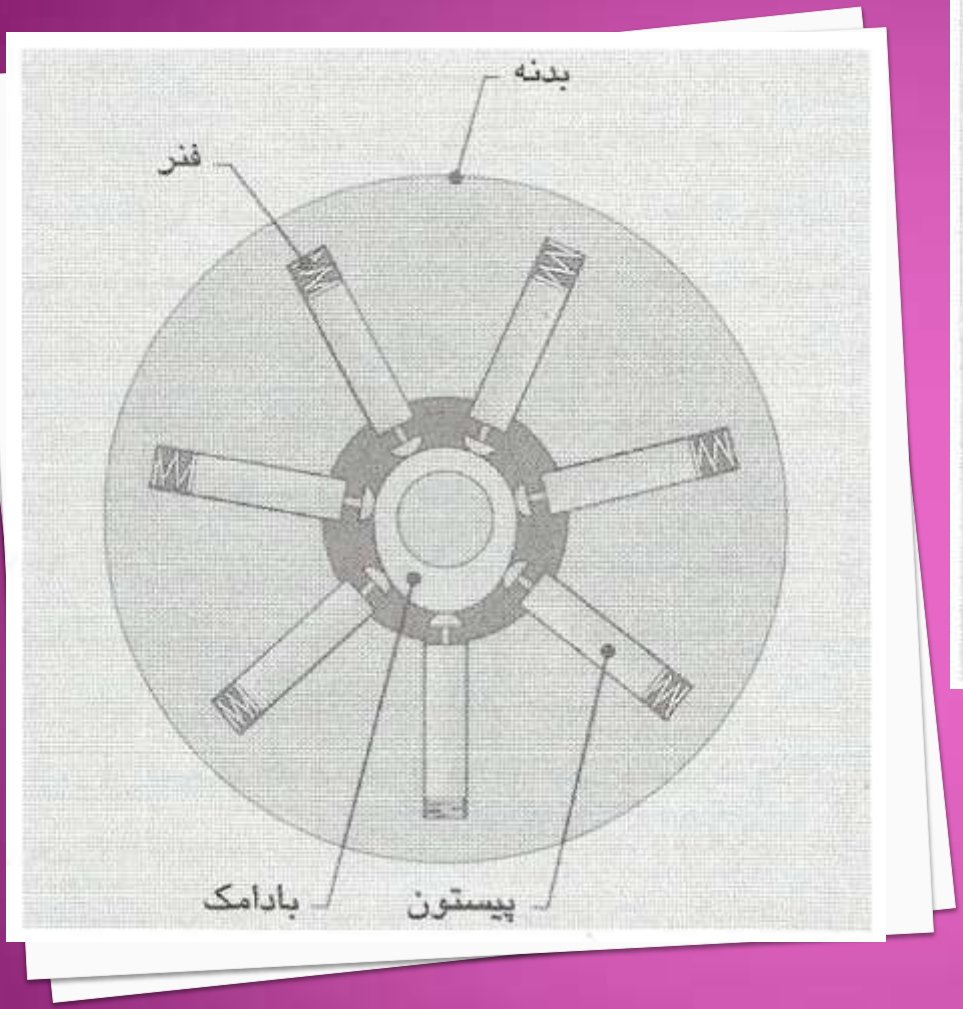


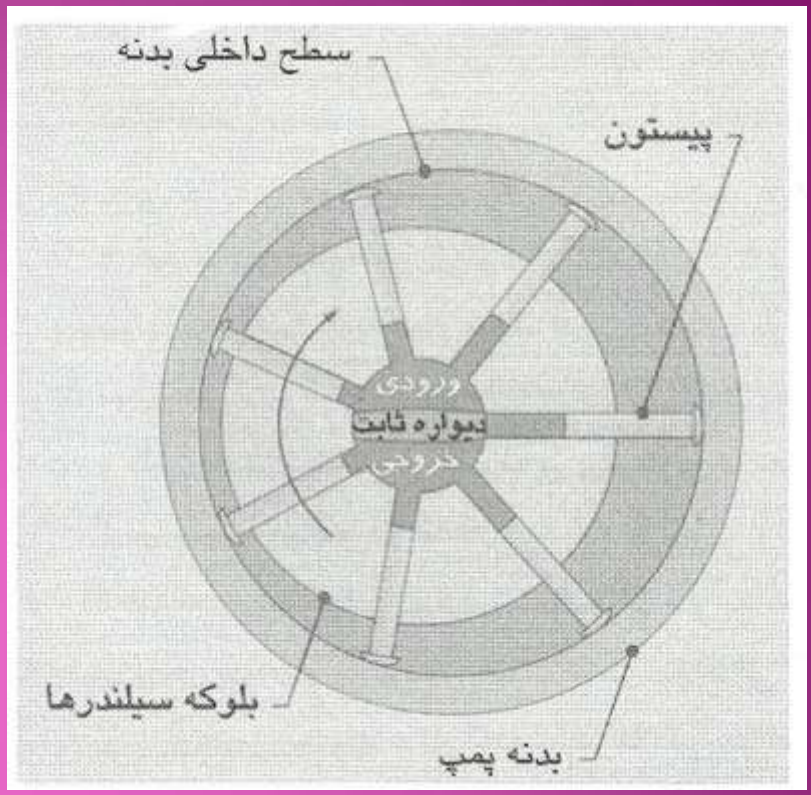




حجم جابه‌جایی یک پمپ پیستونی محوری را می‌توان با دانستن طول کورس جابه‌جایی هر پیستون، قطر هر پیستون و تعداد پیستونها تعیین کرد. با تعبیه کردن یک مکانیزم تغییر دهندهٔ زاویهٔ صفحهٔ پشت پیستونها، می‌توان حجم جابه‌جایی یک پمپ را تغییر داد. این مکانیزم در واقع کورس حرکت هر پیستون را تغییر می‌دهد.

www.mechta.blog.ir

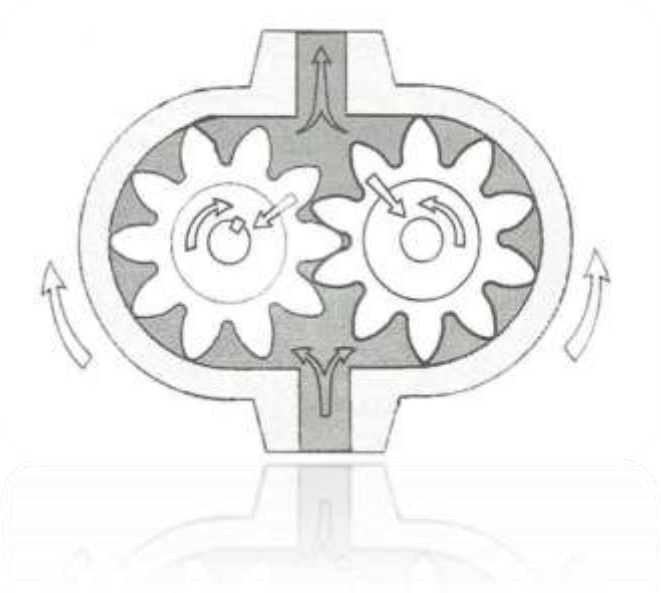




در پمپ های پیستونی شعاعی پیستون ها به صورت شعاع ینسبت به شفت اصلی پمپ قرار گرفته اند.پیستون ها و بلوکه سیلندرها با فا رب شفت محرکه پمپ وصل شده اند.

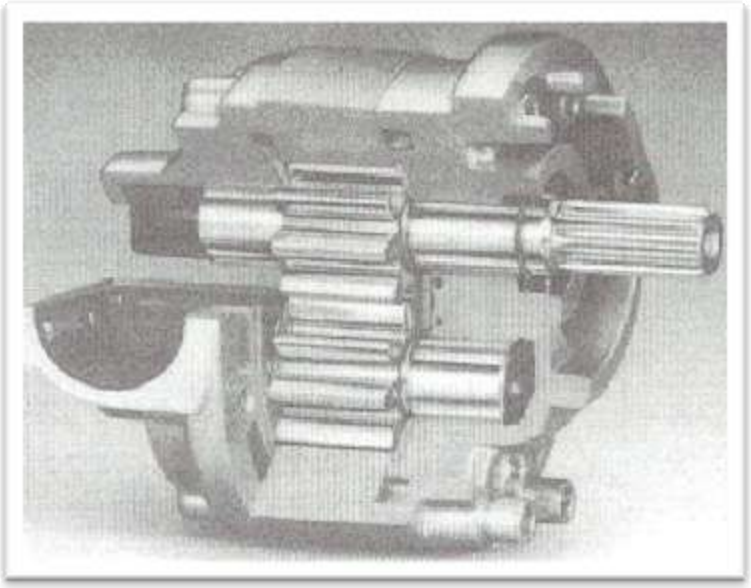
پمپهای پیستونی گرانترین و بهترین نوع پمپهای هیدرولیک هستند که در این فصل شرح داده می‌شوند. این پمپها بیشترین فشار را نیز (تا حداکثر 700 bar) می‌توانند ایجاد کنند، زیرا انطباق بین پیستونها و سیلندرها را می‌توان خیلی تنگ درنظر گرفت. البته وجود انطباق تنگ بین پیستون و سیلندر باعث می‌شود که پمپ تحمل کمتری در برابر آلودگیهای موجود در سیال داشته باشد. بنابراین پمپهای پیستونی برای محیطها و ماشینهای تمیز مناسب هستند.

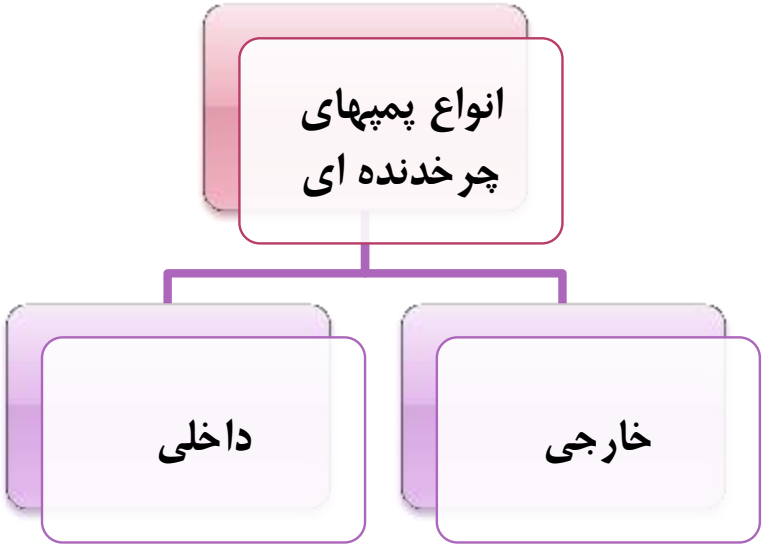
پمپ های چرخدنده ای

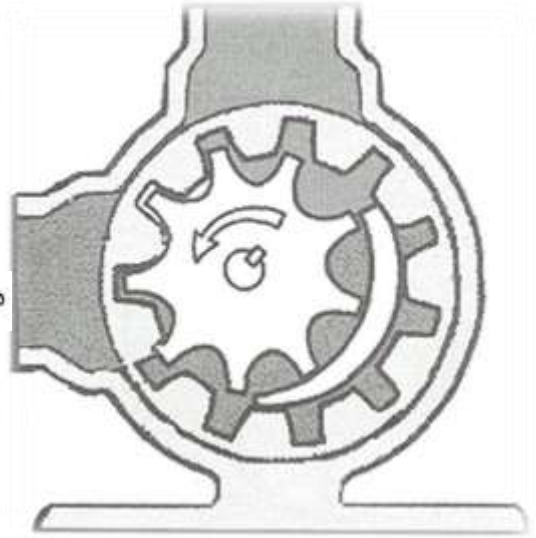


این نوع پمپ از این جهت پمپ چرخدنده‌ای خارجی نامیده می‌شود که از دو چرخدندهٔ خارجی در ساختار آن استفاده شده است.

شفت محرک با خار به چرخدنده محرک پمپ وصل شده است.







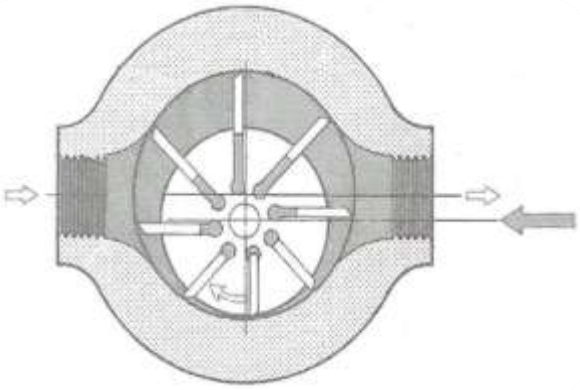
پمپ چرخدنده‌ای داخلاز یک چرخدندهٔ محرک خارجی که درون یک چرخدندهٔ داخلی حلقه‌ای قرار گرفته، ساخته شده است.

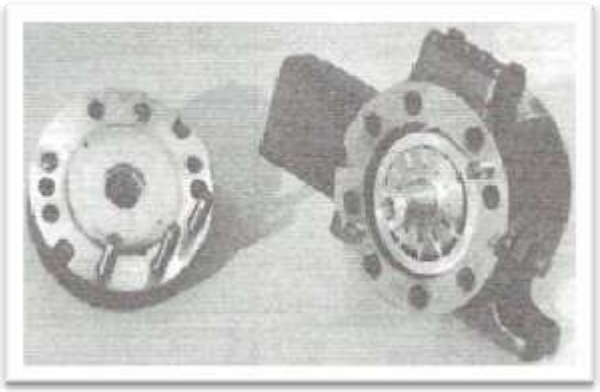
پمپهای چرخدنده‌ای کم بازده‌ترین نوع پمپهای هیدرولیک هستند

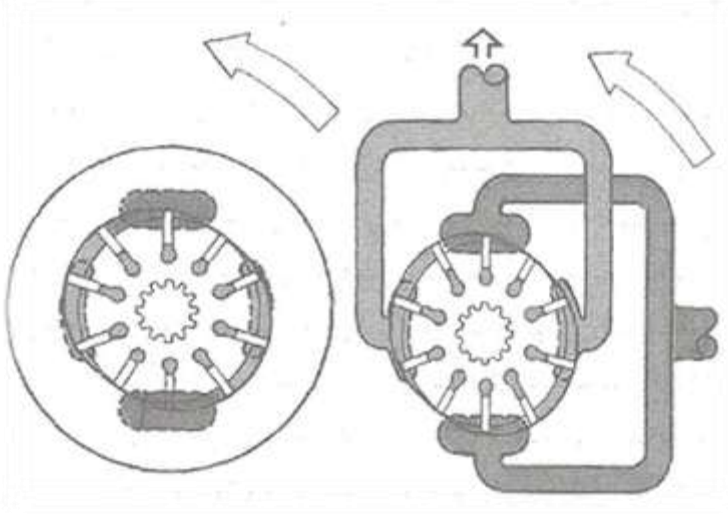
این پمپها، تحمل خوبی در برابر وجود آلودگیهای موجود در سیال دارند، زیرا لقی بین اجزای پمپ در این نوع بیشترازبقیه انواع‌است. حداکثر فشار پمپهای چرخدنده‌ای، معمولاً بین 140 تا 200 bar است. به دلیل نوع طراحی، این پمپها را *نمی‌توان* با حجم جابه‌جایی قابل تنظیم ساخت.

پمپ های پرده ای

پره‌ها در شیارهای روتور جای گرفته‌اند و
در این شیارها به صورت شعاعی می‌لغزند. روتور با خار به شفت
اصلی پمپ متصل شده است و به همراه آن می‌چرخد.







در پمپهای پره‌ای بالانس این عدم تعادل نیرو حذف شده است. سطح داخل بدنه این پمپها، فرم بیضوی دارد و این فرم سبب می‌شود که در یکبار گردش شفت پمپ، پره‌ها دوبار درون شیارهای روتور جابه‌جا شوند. بدین ترتیب لازم است در این پمپها دو دریچه ورودی و دو دریچه خروجی تعبیه گردد. البته دو دریچه ورودی و دو دریچه ورودی در هم ادغام شده، به طوری که برروی بدنه پمپ عملاً یک دریچه ورودی و یک دریچه خروجی مشاهده می‌گردد.

بازده پمپهای پره‌ای بیشتر از پمپهای چرخدنده‌ای، ولی کمتر از پمپهای پیستونی می‌باشد. حد تحمل این پمپها در برابر آلودگی‌سیال متوسط است.

پمپهای پره‌ای *غیربالانس* برای فشارهای‌پایین، مثلاً 140 – 35 bar مناسب هستند. پمپهای پره‌ای بالانس می‌توانند فشارهای بیشتری تا 280 bar را نیز تحمل کنند.

www.mecha.blog.ir

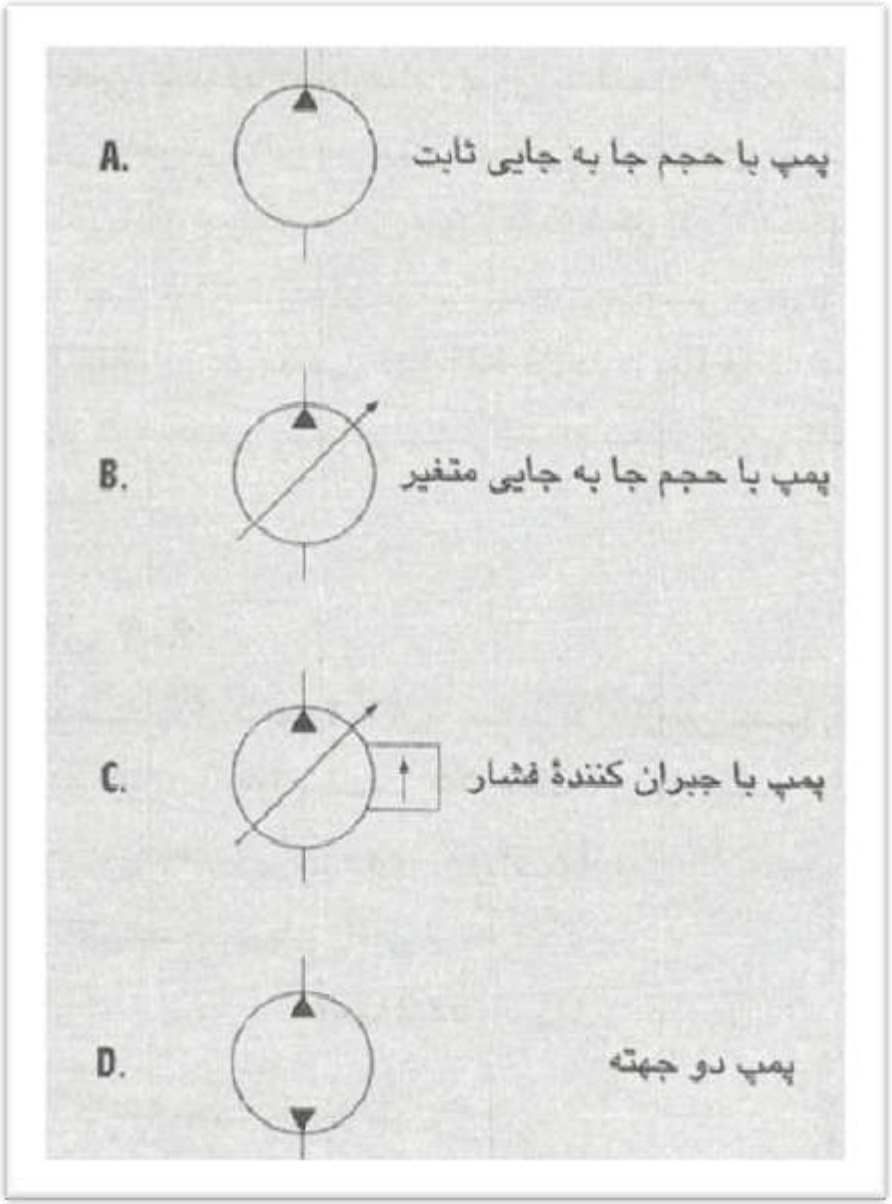
کاویتاسیون و نفوذ هوا

ایجاد خلاء زیاد در دریچه ورودی پمپ، به دلایل زیر اتفاق می‌افتد :

۱- استفاده از لوله و اتصالات کوچکتر از استاندارد،
۲- مسدود شدن لوله‌ها و فیلترها،
۳- ویسکوزیته زیاد مایع و
۴- اختلاف زیاد ارتفاع بین مخزن و دریچه ورودی پمپ.

پمپهای با جابه‌جایی مثبت بدین صورت عمل می‌کنند که با ایجاد یک خلاء نسبی در دریچه ورودی پمپ و وجود فشار هوا روی سیالی که در مخزن هیدرولیک قرار دارد، سیال از مخزن به طرف پمپ جاری می‌شود. در بعضی‌موارد، میزان‌خلاء بیش از حد شده و پدیدهٔ **کاویتاسیون** رخ می‌دهد. وقتی که فشار در یک مایع تا حد خاصی کاهش یابد، شروع به تبخیر کرده و به جوش می‌آید، درست مانند آنکه دمای مایع افزایش یابد. کاویتاسیون عبارت است از ایجاد حبابهای بخار روغن به دلیل کاهش فشار زیاد (ایجاد خلاء زیاد) در دریچه ورودی پمپ.

نمادهای گرافیکی



سیالات هیدرولیک

از نظر بازدهی یک پمپ، ویسکوزیته بحرانی‌ترین ویژگی یک سیال محسوب می‌شود. سازندگان پمپها معمولاً حداقل و حداکثر ویسکوزیته مجاز سیال را برای یک پمپ تعیین می‌کنند. ویسکوزیته یک سیال با تغییر دما تغییر می‌کند، بنابراین لازم است محدودهٔ تغییرات ویسکوزیته با توجه به محدودهٔ دمای کاری پمپ تعیین گردد.

سیستمهای هیدرولیک و قطعات به‌کار رفته در آنها اغلب برای کار با روغنهای استاندارد برپایه نفت طراحی می‌شوند.

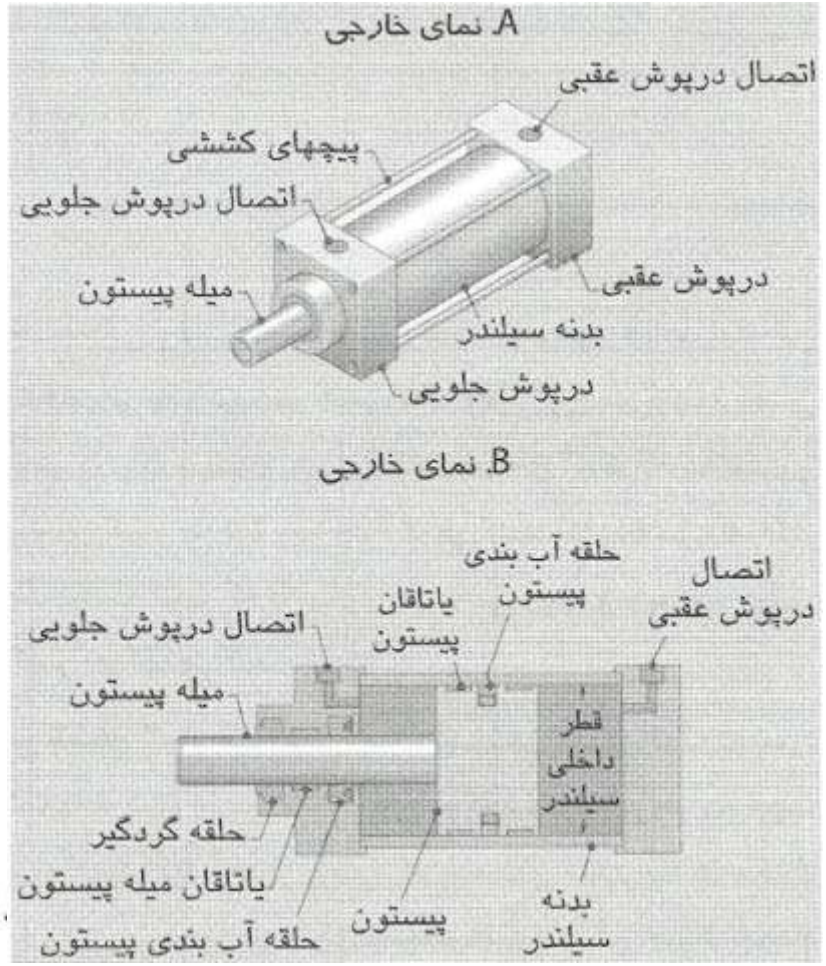
فصل چهارم

سیلندرهای هیدرولیک

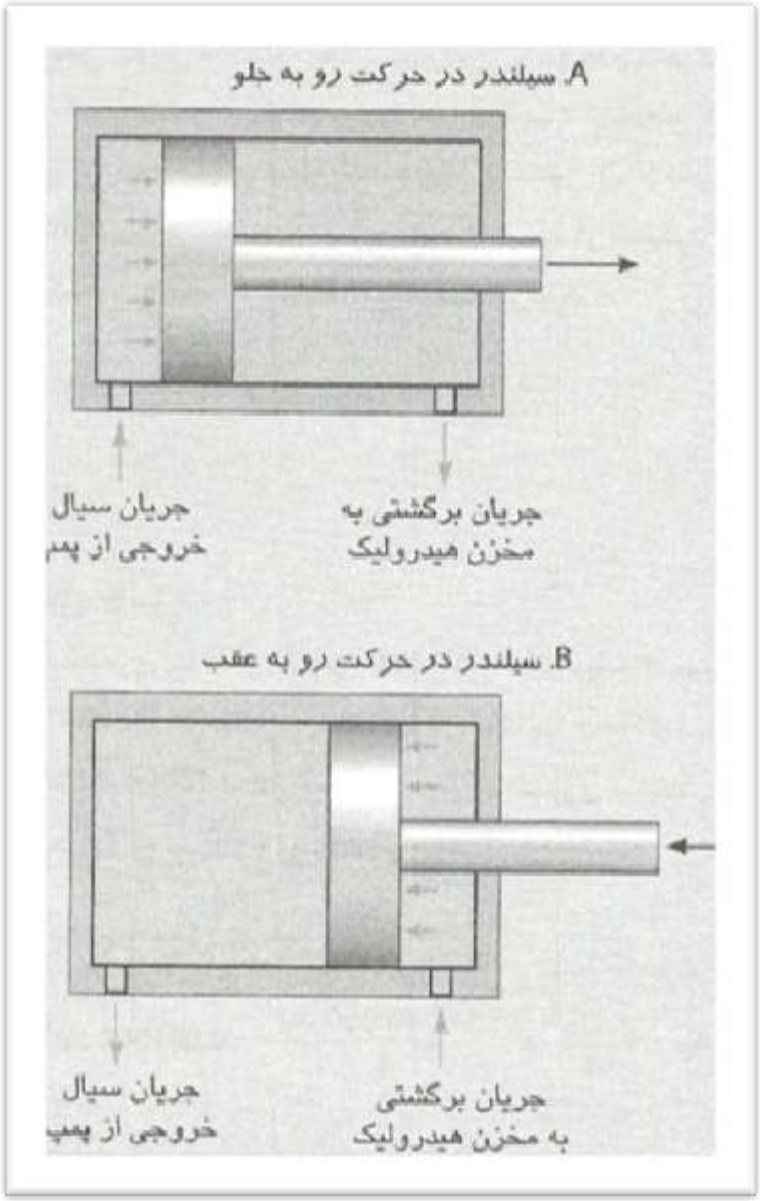
مقدمه

عملگرها (Actuators)

که توان سیال را مجدداً به توان مکانیکی تبدیل می‌کنند، در قسمت انتهایی یک سیستم هیدرولیک قرار دارند. عملگرها، معمولاً سیلندر یا موتور هیدرولیکی هستند. سیلندرها را عملگر خطی (Linear actuator) نیز می‌نامند، زیرا یک حرکت‌خطی ایجادمی‌کنند. موتورهای‌هیدرولیکی را عملگرد ورانی (Rotaty actuator) می‌نامند، زیرا حرکت گردشی به‌وجود می‌آورند.



سیلندرهای دوکاره قادرند در هر دو جهت نیرو اعمال کنند، بدین معنی که با اعمال فشار به هریک از طرفین پیستون در یک سیلندر، نیرو در آن جهت ایجاد می‌گردد. هر سیلندر هیدرولیک از یک بدنه، درپوشهای انتهایی، پیستون و میله پیستون تشکیل شده است.



عملکرد یک سیلندر هیدرولیک در شکل نشان داده شده است.

نیروی سیلندر

برای محاسبه نیروی سیلندر در حرکت رو به جلو می‌توان از معادله زیر استفاده نمود :

F_E = نیروی سیلندر در حرکت رو به جلو

p = فشار سیال

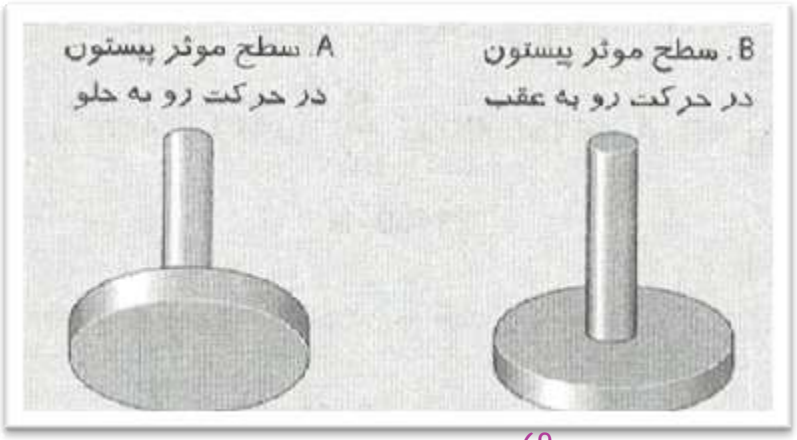
A_p = سطح کل پیستون

$$F_E = p \cdot A_p$$

برای محاسبه سطح پیستون از قطر داخل سیلندر استفاده می‌شود. البته قطر پیستون به طور واقعی چند صدم میلی‌متر کوچکتر است، ولی می‌توان از این خطا صرف نظر کرد.

هنگامی که در اثر فشار سیال، پیستون رو به عقب حرکت می‌کند، سطح مؤثر پیستون عبارت است از سطح کل پیستون (A_p) منهای سطح مقطع میله پیستون (A_R) برای محاسبه نیروی ایجاد شده در سیلندر در حرکت رو به عقب، از معادله زیر استفاده می‌شود :

$$F_R = p \cdot (A_P - A_R)$$



سیلندری با قطر داخلی 50 mm و قطر میله پیستون 20 mm، در یک سیستم هیدرولیک با حداکثر فشار 15000 kPa به‌کار رفته است. حداکثر نیروی سیلندر در حرکت رو به جلو و رو به عقب چقدر است؟

۱- محاسبه سطح پیستون :

$$A_P = \frac{\pi \cdot D_P^{\,2}}{4} = \frac{3.142 \cdot (0.050\ \text{m})^2}{4} = \mathbf{0.001964\ m^2}$$

۲- محاسبه سطح مقطع میله پیستون :

$$A_R = \frac{\pi \cdot D_R^{\,2}}{4} = \frac{3.142 \cdot (0.020\ \text{m})^2}{4} = \mathbf{0.0\,003142\ m^2}$$

۳- محاسبه نیروی سیلندر در حرکت رو به جلو :

$$F_E = P \cdot A_P = 15\,000\,000\ \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot (0.001\,964\ \text{m}^2) =$$

$$\mathbf{29460\ N}$$

۴- محاسبه نیروی سیلندر در حرکت رو به عقب :

$$F_R = p(A_P - A_R) = 15\,000\,000\ \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot$$

$$(0.001\,964 - 0.0\,003\,142)\ \text{m}^2 = \mathbf{24\,750\ N}$$

سرعت سیلندر

معادله زیر که رابطه بین سـرعت، شـدت جریـان و

سطح گذر را بیان‌می‌کرد، به صورت زیر معرفی‌شد :

$$Q_v = \vartheta \cdot A$$

با توجه به اینکه سرعت حرکت پیستون در یـک سـیلندر نیـز

برابر با سرعت جریان سیال درون آن اسـت، مـی‌تـوان معادلـه

فوق را برای سیلندرهای هیدرولیک نیز به‌کار برد :

$$\vartheta = \frac{Q}{A}$$

سیلندری با قطر داخلی 80 mm و قطر میله پیستون 25 mm را باید در یک سیستم هیدرولیک مجهز به پمپی با شدت جریان 60 lpm استفاده کرد. سرعت سیلندر در حرکت رو به جلو و رو به عقب چقدر است؟

۱- محاسبه سطح پیستون :

$$A_P = \frac{\pi \cdot D_P^{\,2}}{4} = \frac{3.142 \cdot (0.080\ \text{m})^2}{4} = 0.005\,027\ \text{m}^2$$

۲- محاسبه سطح مقطع میله پیستون :

$$A_R = \frac{\pi \cdot D_R^{\,2}}{4} = \frac{3.142 \cdot (0.024\ \text{m})^2}{4} = 0.0\,004\,909\ \text{in}^2$$

۳- محاسبه سرعت سیلندر در حرکت رو به جلو :

$$\vartheta_E = \frac{Q}{1000 \cdot A_P} = \frac{60\ \frac{\text{l}}{\text{min}}}{1000\ \frac{\text{l}}{\text{m}^3} \cdot (0.005\,027\ \text{m}^2)} =$$

$$11.94\ \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

۴- محاسبه سرعت سیلندر در حرکت رو به عقب :

$$\vartheta_R = \frac{Q}{1000 \cdot (A_P - A_R)} =$$

$$\frac{60\ \frac{\text{l}}{\text{min}}}{1000\ \frac{\text{l}}{\text{m}^3} \cdot (0.005\,027 - 0.0\,004\,904)\ \text{m}^2} = 13.23\ \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

توان سیلندر

سیلندرهای هیدرولیک، جریان سیال خروجی از پمپ را به حرکت خطی پیستون(و میله آن) تبدیل می‌کنند. حرکت میله پیستون با جابه‌جا کردن یک بار، کار مکانیکی انجام می‌دهد. اگر عاملی در برابر حرکت پیستون مقاومت ایجاد کند، فشار باید در سیلندر آنقدر افزایش یابد که نیروی حاصل از آن بر عامل مقاومت غلبه نماید. اگر حداکثر فشار یک سیستم، برای غلبه بر بار کافی *نباشد*، سیلندر قادر به حرکت *نخواهد* بود و با وجود نیرو، حرکتی ایجاد *نخواهد* شد. هرگاه پیستون بتواند بار را با اعمال نیرو حرکت دهد، می‌توان گفت توان انتقال یافته است.

توان خروجی پمپ را توان هیدرولیکی می نامند

توان هیدرولیکی:

$$kW_H = \frac{p \cdot Q}{60\ 000}$$

توان خروجی سیلندر:

$$kW_O = \frac{F \cdot \vartheta}{1000}$$

در معادله فوق باید از این آحاد استفاده کرد : F برحسب N، v برحسب m/s و kW_O برحسب kW.

یک سیلندر هیدرولیک باید باری به میزان 10 kN را در زمان 0.5 ثانیه، به اندازه 150 mm جابه‌جا کند. توان خروجی این سیلندر چقدر است؟

۱- محاسبه سرعت :

$$\vartheta = \frac{d}{t} = \frac{0.150\ m}{0.5\ s} = \mathbf{0.30}\ \frac{m}{s}$$

۲- محاسبه توان :

$$kW_O = \frac{F \cdot \vartheta}{1000} = \frac{10\,000\ N \cdot \left(0.30\ \frac{m}{s}\right)}{1000} = \mathbf{3\ kW}$$

جریان اختلافی

اختلاف سطح دو طرف پیستون در یک سیلندر هیدرولیک سبب می‌شود پدیده‌ای به نام **جریان اختلافی** در سیلندر ایجاد شود، بدین معنا که شدت جریان ورودی به سیلندر با شدت جریان خروجی از سیلندر متفاوت است.

این پدیده با بیان این مطلب آشکارتر می‌شود : سرعت سیال در دو طرف سیلندر برابر است (و برابر با سرعت حرکت پیستون، v_E). همچنین در هر دو طرف سیلندر، سرعت باید برابر با Q/A باشد. معادله زیر، این ارتباط را به صورت ریاضی بیان می‌کند :

$$\vartheta_E = \frac{Q_{PUMP}}{A_P} = \frac{Q_{RET,E}}{A_P - A_R}$$

A_p = سطح پیستون

A_R = سطح مقطع میله پیستون

$Q_{RET,E}$ = جریان برگشت سیال به مخزن به هنگام حرکت سیلندر رو به جلو

$$\vartheta_E = \frac{Q_{PUMP}}{A_P} = \frac{Q_{RET,E}}{A_P - A_R}$$

با مرتب کردن معادله برای محاسبهٔ $Q_{RET,E}$ خواهیم داشت :

$$Q_{RET,E} = \frac{Q_{PUMP} \cdot (A_P - A_R)}{A_P}$$

نسبت شدت جریان های ورودی و خروجی سیلندر به این صورت در می آید:

$$\vartheta_R = \frac{Q_{PUMP}}{A_P - A_R} = \frac{Q_{RET,R}}{A_P}$$

$Q_{RET,R}$ = جریان برگشت سیال به مخزن به هنگام حرکت سیلندر رو به عقب

با مرتب کردن معادله برای محاسبهٔ $Q_{RET,R}$ خواهیم داشت :

$$Q_{RET,R} = \frac{Q_{PUMp} \cdot A_P}{A_P - A_R}$$

یک سیلندر هیدرولیک با قطر داخلی 80 mm و قطر میله پیستون 5 mm، قرار است در سیستمی با شدت جریان 80 lpm (جریان خروجی پمپ) به‌کار گرفته شود. شدت جریان برگشت سیال از سیلندر، در حرکت رو به جلو و رو به عقب سیلندر چقدر است؟

۱- محاسبه سطح پیستون :

$$A_P = \frac{\pi \cdot D_P^{\,2}}{4} = \frac{3.142 \cdot (0.080\ \text{m})^2}{4} = \mathbf{0.005\,027\ m^2}$$

۲- محاسبه سطح مقطع میله پیستون :

$$A_R = \frac{\pi \cdot D_R^{\,2}}{4} = \frac{3.142 \cdot (0.025\ \text{m})^2}{4} = \mathbf{0.0\,004\,909\ m^2}$$

۳- محاسبهٔ $Q_{RET,E}$:

$$Q_{RET,E} = \frac{Q_{PUMP} \cdot (A_P - A_R)}{A_P} =$$

$$\frac{80\ \text{lpm} \cdot (0.005\,027\ \text{m}^2 - 0.0\,004\,909\ \text{m}^2)}{0.005\,027\ \text{m}^2}$$

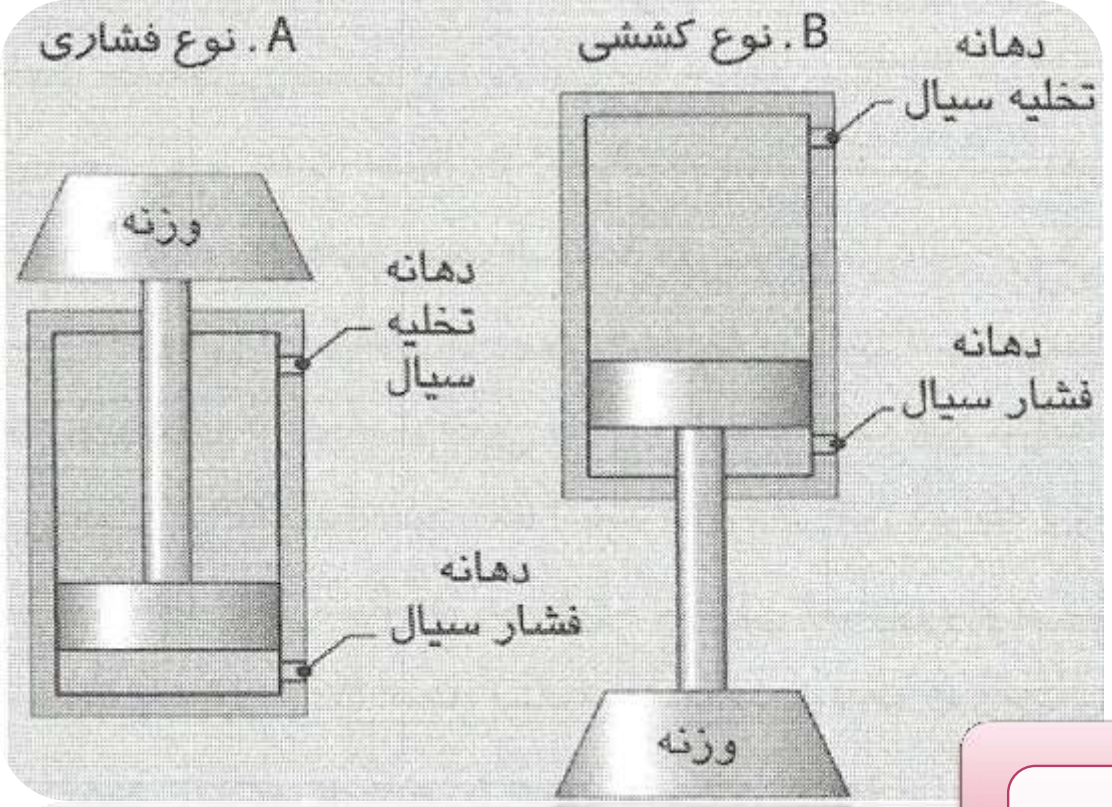
$$= \mathbf{72.19\ lpm}$$

۴- محاسبه $Q_{RET,R}$:

$$Q_{RET,R} = \frac{Q_{PUMP} \cdot A_P}{A_P - A_R} =$$

$$\frac{80\ \text{lpm} \cdot (0.005\,027\,\text{m})^2}{0.005\,027\ \text{m}^2 - 0.0\,004\,909\ \text{m}^2}$$

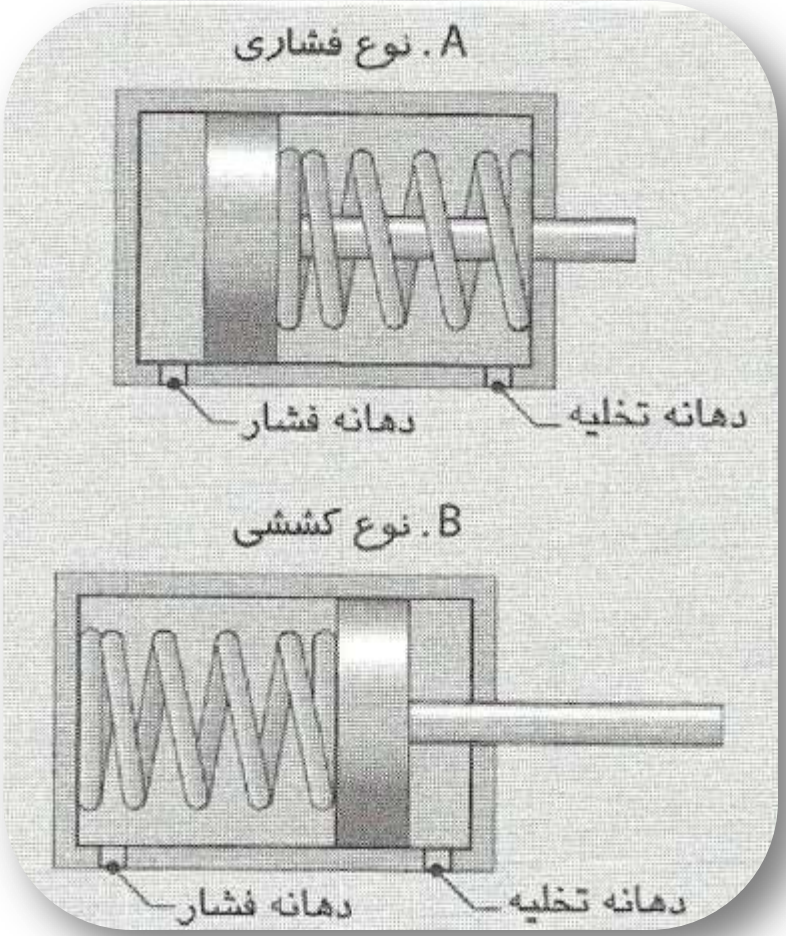
$$= \mathbf{88.66\ lpm}$$



سیلندر یک کاره وزنی

A:نوع فشاری

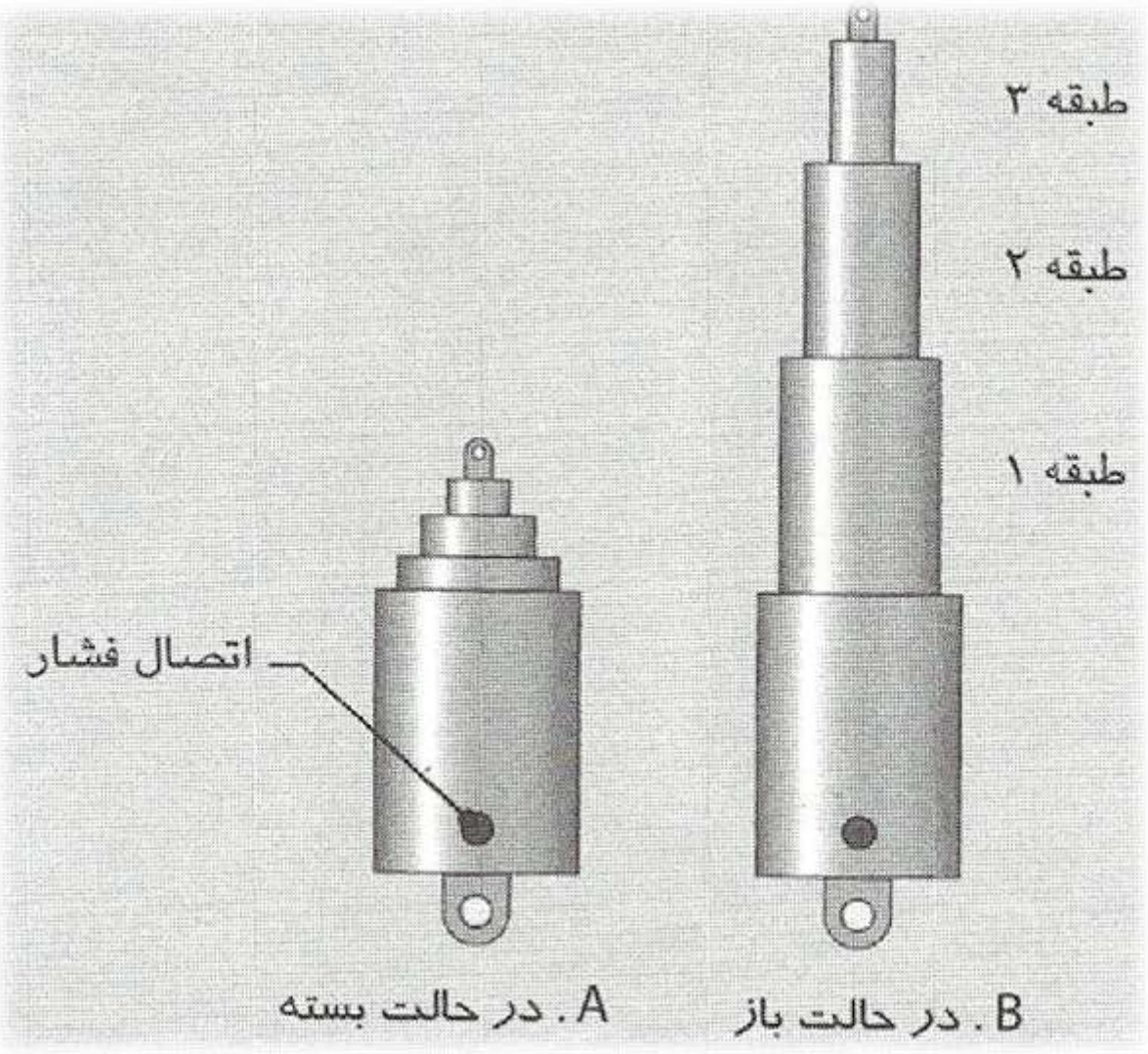
B:نوع کششی



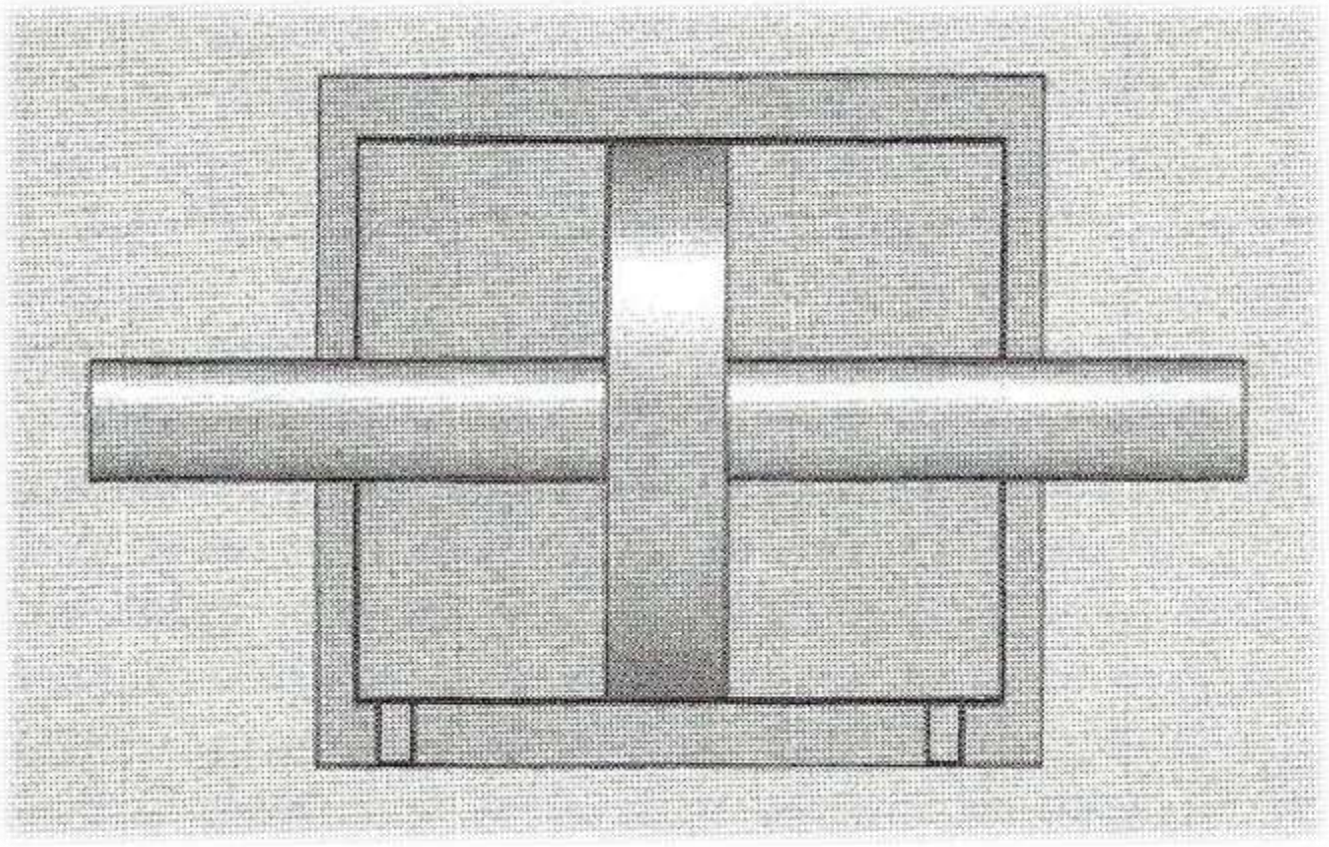
سیلندرهای یک کاره با برگشت فنری

A:نوع فشاری

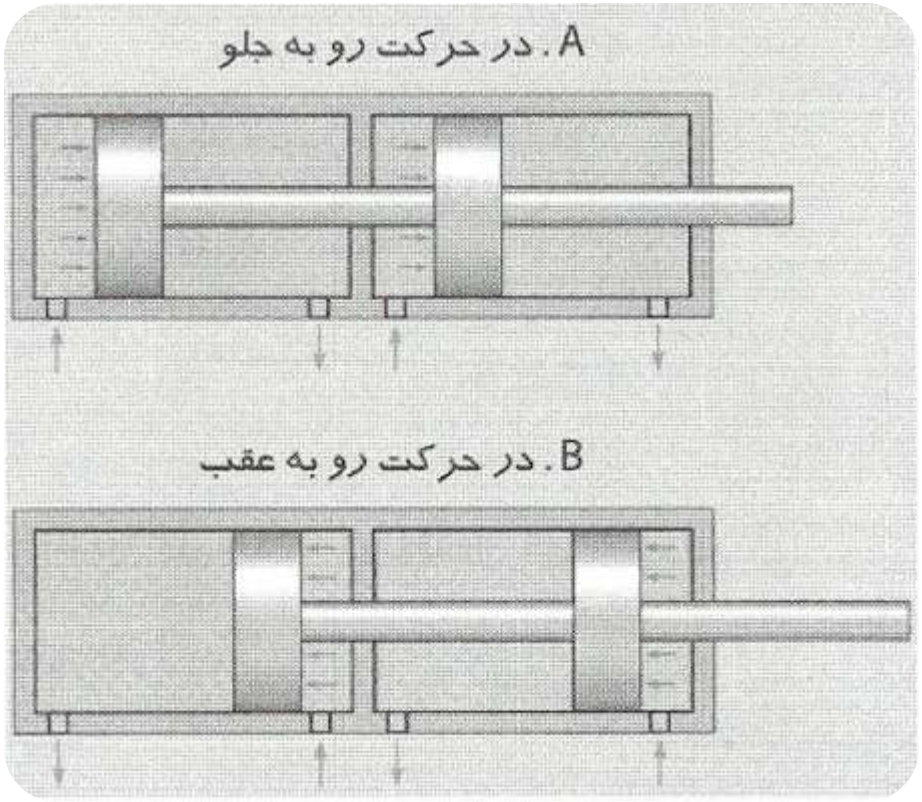
B:نوع کششی



سیلندر تلسکوپی



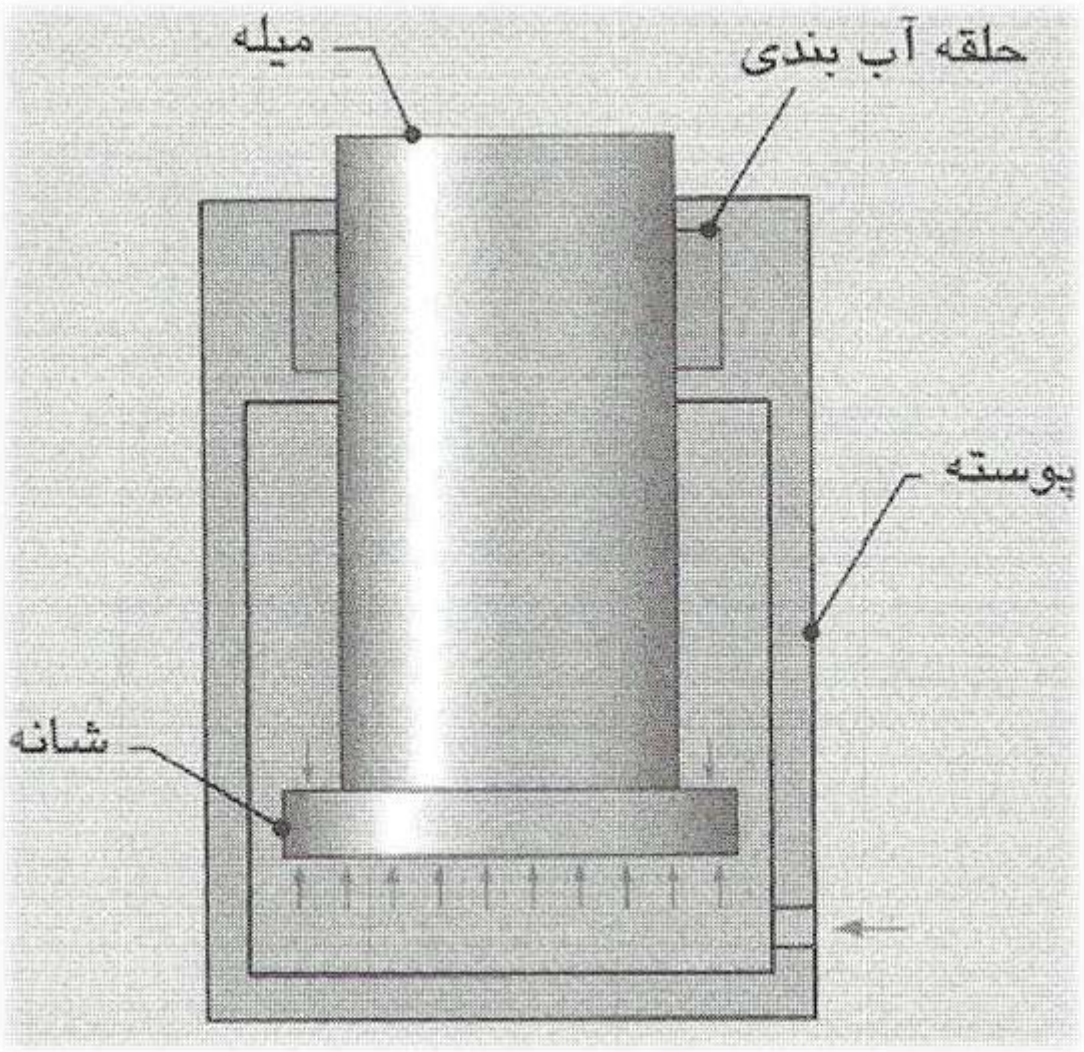
سیلندر با میله دو کاره



سیلندر دو قلو

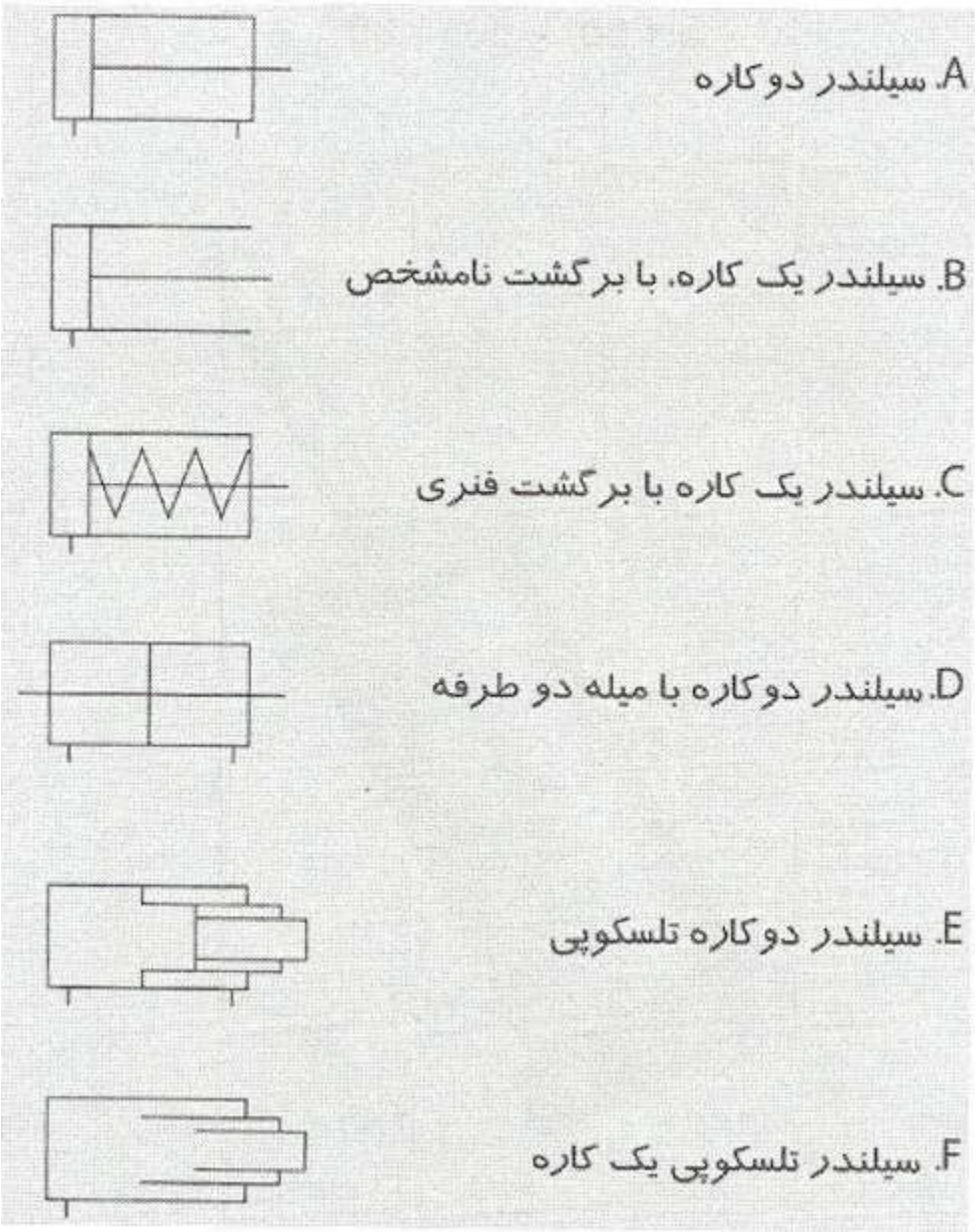
A:در حرکت رو به جلو

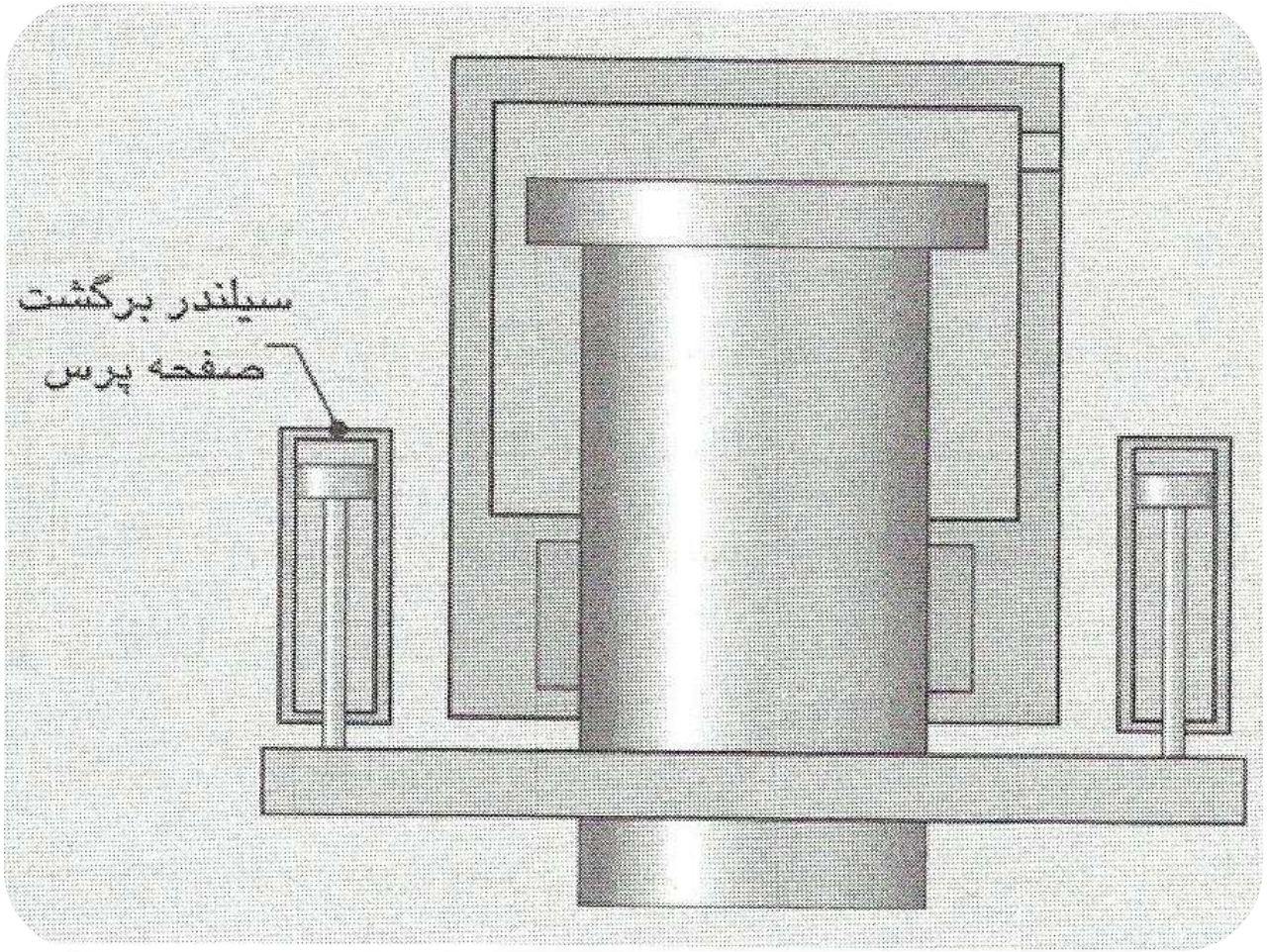
B:در حرکت رو به عقب



جک هیدرولیکی

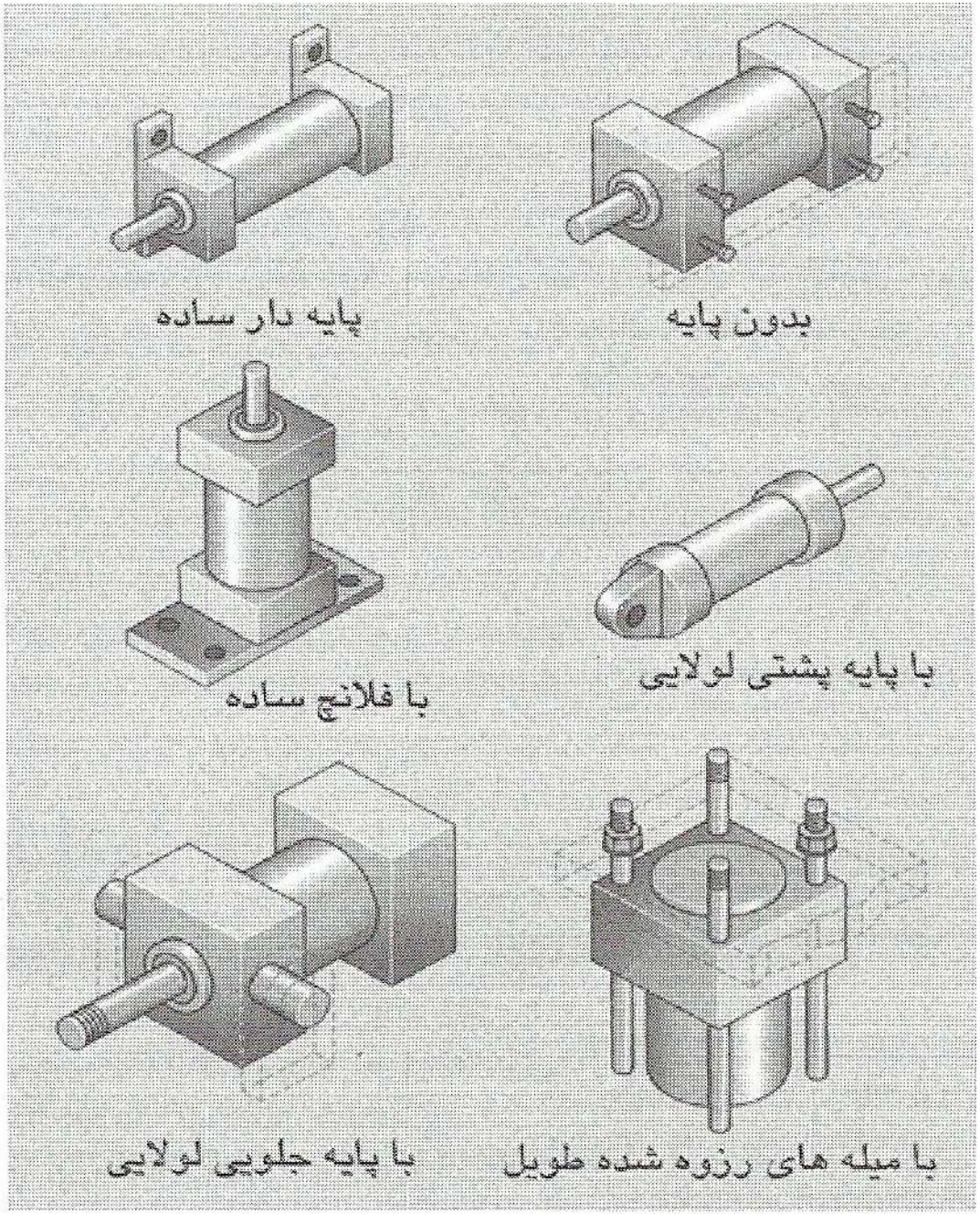
نماد های گرافیکی





پرس مجهز به جک هیدرولیکی

روش های نصب


بدون پایه
پایه دار ساده
با پایه پشتی لولایی
با فلانج ساده
با میله های رزوه شده طویل
با پایه جلویی لولایی

فصل پنجم

موتورهای هیدرولیک

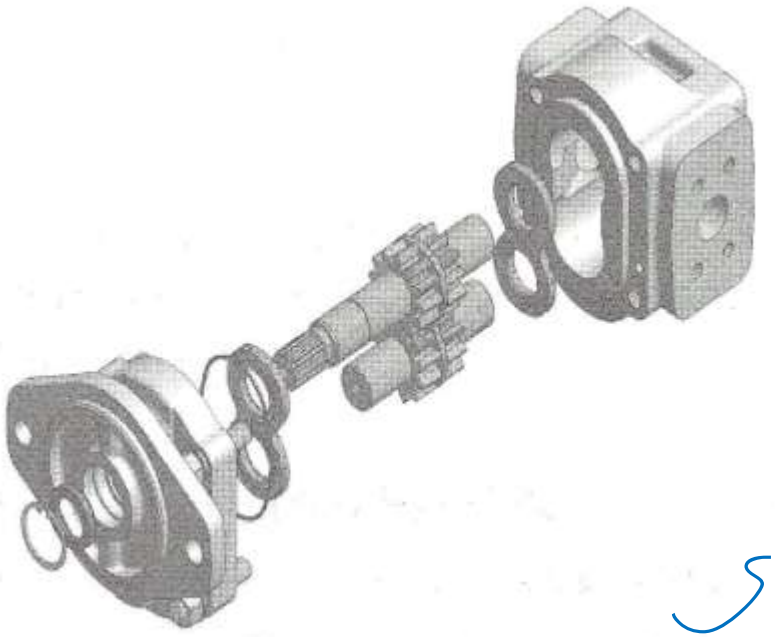
مقدمه

یک موتورهیدرولیکی (هیدروموتور)، توان سیال را به توان مکانیکی (به صورت یک حرکت دورانی) تبدیل‌می‌کند. نقش یک موتور هیدرولیکی دقیقاً عکس یک پمپ است که توسط آن، توان مکانیکی حاصل از یک موتور الکتریکی یا یک موتور احتراقی، به توان سیالاتی تبدیل می‌گردد. موتور هیدرولیکی با دریافت جریان پمپ و فشار در ورودی، یک حرکت دورانی و گشتاور در خروجی به‌وجود می‌آورد.

حجم جابه‌جایی یک موتور هیدرولیکی عبارت است از حجم سیال موردنیاز برای چرخاندن موتور به اندازهٔ یک دور کامل.

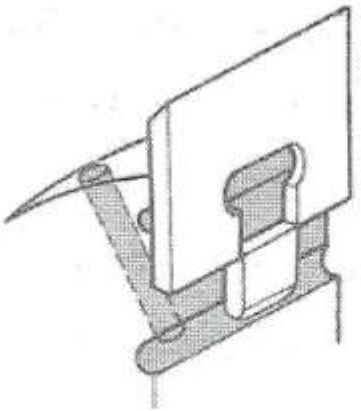
انواع موتورهای هیدرولیکی

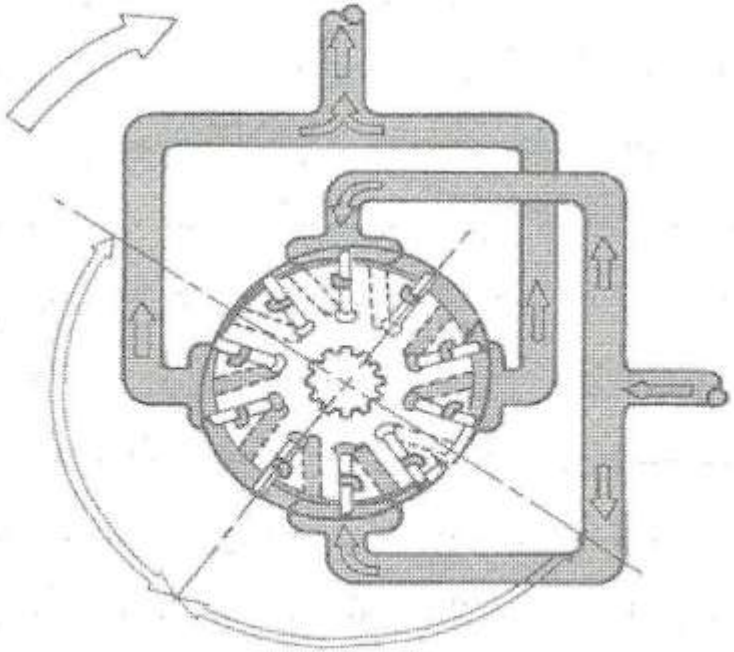
موتورهای هیدرولیکی نیز همانند پمپها، در انواع **چرخدنده‌ای**، **پره‌ای** و **پیستونی** ساخته‌می‌شوند. موتورها نیز ساختمانی شبیه به پمپها دارند و حتی ویژگیهای آنها نیز مشابه است.



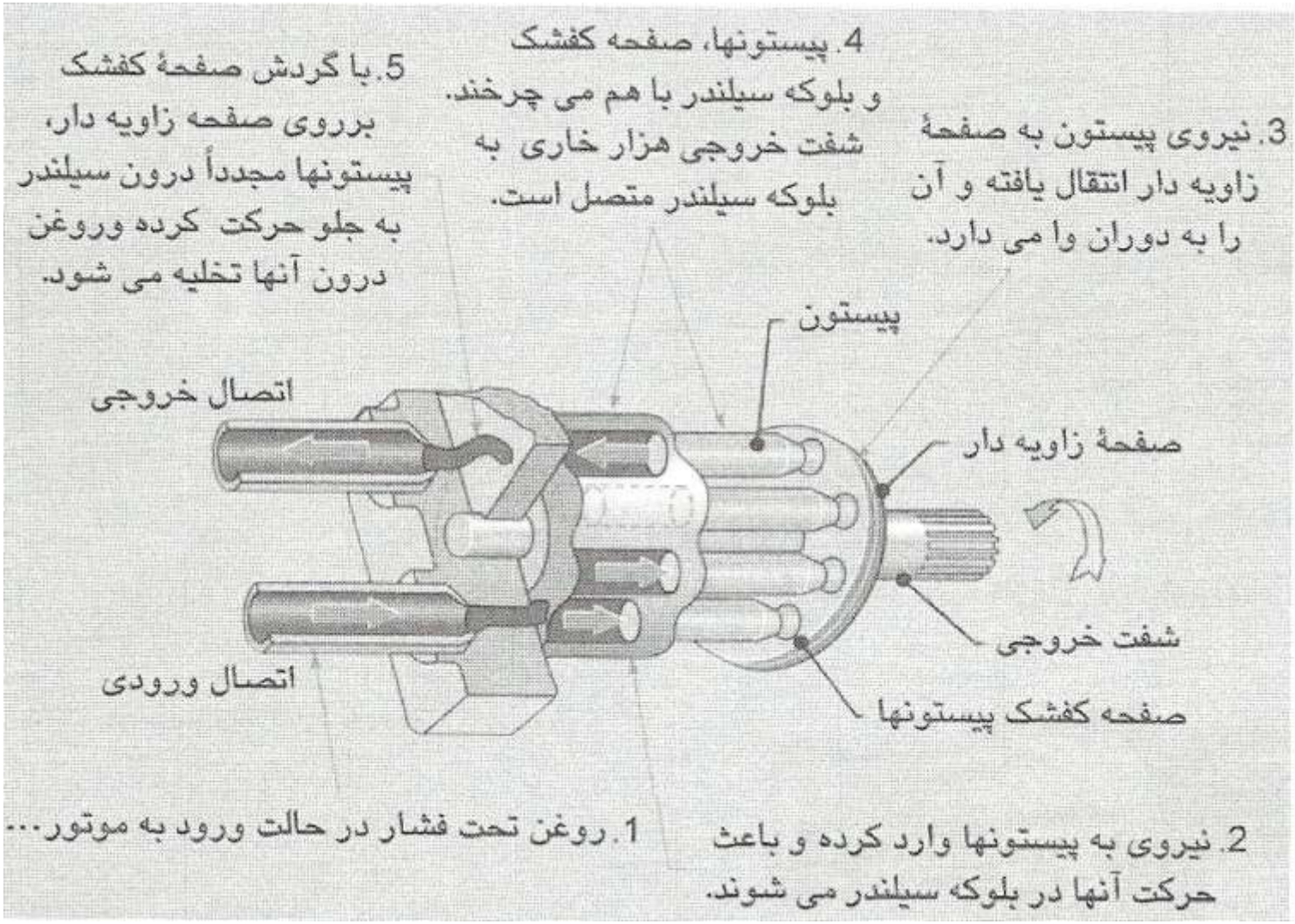
عملکرد یک موتور چرخنده ای

اغلب موتورهای چرخدنده‌ای دو جهته هستند و براحتی با تعویض ورودی و خروجی سیال می‌توان جهت گردش آنها را تغییر داد.





منظور از موتور پره‌ای بالانس، همانطور که قبلاً در مورد پمپهای پره‌ای بیان شد، این است که فشار به هر دو طرف شفت به صورت مساوی وارد می‌شود و درنتیجه نیروی یک طرفه به یاتاقانهای شفت وارد *نخواهد* شد.



عملکرد یک موتور پیستونی نشانداده شده است. اغلب موتورهای هیدرولیکی پره‌ای و پیستونی نیز دوجهته هستند.

در بسیاری از کاربردهای‌صنعتی، گشتاورخروجی مورد نیاز بیش از حد توان یک موتور هیدرولیکی استاندارد است. در این حالت باید از موتورهای مخصوص کم سرعت و پرگشتاور (Low – Speed, High – Torque LSHT) باید استفاده‌کرد. در این موتورها حجم جابه‌جایی زیاد است و سرعت گردش آنها کمتر از موتورهای‌هیدرولیکی استاندارد است. ساختمان این موتورها، با موتورهای‌هیدرولیکی استاندارد اندکی تفاوت دارد

گشتاور موتور هیدرولیکی

موتورهـای

هیدرولیکی نیز فشار سیال را با اعمال فشار به سطوح پـره‌هـا، چرخدنده‌ها و پیستونها به گشتاور تبـدیل مـی‌کننـد. بنـابراین گشتاور خروجی یک موتور به اندازهٔ موتور (حجم جابه‌جایی) و فشار سیال در سیستم بستگی خواهد داشت. معادله زیر بیانگر این مطلب است :

$$T_T = \frac{V_M \cdot \Delta p}{2 \cdot \pi}$$

T_T = گشتاور خروجی تئوریک (برحسب N·m)

V_M = حجم جابه‌جایی موتور (برحسب m^3/rev)

حجم جابه‌جایی یک موتور هیدرولیکی $40\ cm^3/rev$ است و در یک سیستم با حداکثر فشار $20000\ kPa$ به‌کار گرفته شده است. گشتاور خروجی تئوریک این موتور را حساب کنید.

۱- تبدیل به m^3/rev :

$$40\ \frac{cm^3}{rev}\cdot\left(\frac{1\ m^3}{1000\,000\ cm^3}\right)=\mathbf{0.00\,004}\ \frac{\mathbf{m^3}}{\mathbf{rev}}$$

۲- محاسبه گشتاور :

$$T_T=\frac{p\cdot V_M}{2\cdot\pi}=\frac{20\,000\,000\ \frac{N}{m^2}\cdot\left(0.00\,004\ \frac{m^3}{rev}\right)}{2\cdot\pi}=$$

$$\mathbf{127.3\ N\cdot m}$$

شدت جریان موردنیاز برای به‌دست آوردن یک سرعت گردشی خاص در یک موتور را می‌توان با ضرب کردن حجم جابه‌جایی در سرعت گردشی حساب کرد، همانطور که در معادله زیر داده شده است :

$$Q_T = V_M \cdot N$$

N = سرعت گردشی موردنظر (برحسب rev/min)

V_M = حجم جابه‌جایی موتور (برحسب m^3/rev)

Q_T = شدت جریان تئوریک موردنیاز (برحسب m^3/min)

توان موتور

اگر یک نیروی خارجی در برابر گردش شفت مقاومت کند، فشار درون موتور باید آنقدر بالا رود تا گشتاور حاصله بتواند بر نیروی خارجی غلبه کند. اگر حداکثر فشار سیستم *نتواند* گشتاور کافی تولید نماید، موتور متوقف می‌شود (واماندگی یا Stall). توان خروجی یک موتور را می‌توان با معادله زیر به‌دست آورد :

$$kW_O = \frac{T \cdot N}{9550}$$

فاکتور 9550 در مخرج کسر، این امکان را فراهم می‌کند که بتوان از آحاد رایج متریک در معادله استفاده نمود، یعنی T برحسب N·m، N برحسب rpm و kW_o برحسب kW. توجه داشته باشید که در معادله فوق، فقط باید از آحاد یاد شده استفاده کرد.

بازده موتور

معادله بازده مکانیکی

$$\eta_M = \frac{T_A}{T_T}$$

گشتاور واقعی یک موتور هیدرولیک:

$$T_A = \frac{V_M \cdot \Delta p \cdot \eta_M}{2 \cdot \pi}$$

بازده حجمی:

$$\eta_V = \frac{Q_T}{Q_A}$$

بازده کلی:

$$\eta_O = \frac{kW_O}{kW_H}$$

بازده کلی را می توان بر اساس بازده مکانیکی و حجمی نیز بیان نمود که معادله آن به صورت زیر در می آید:

$$\eta_O = \eta_M \cdot \eta_V$$

یک موتور با حجم جابه‌جایی $20\ cm^3/rev$ و بازده مکانیکی 93%، در سیستمی با حداکثر فشار $22000\ kPa$ به‌کار رفته است. گشتاور خروجی موتور را حساب کنید.

۱- تبدیل به m^3/rev :

$$20\ \frac{cm^3}{rev}\cdot\left(\frac{1\,m^3}{1000\,000\ cm^3}\right)=\mathbf{0.000\,020}\ \frac{\mathbf{m^3}}{\mathbf{rev}}$$

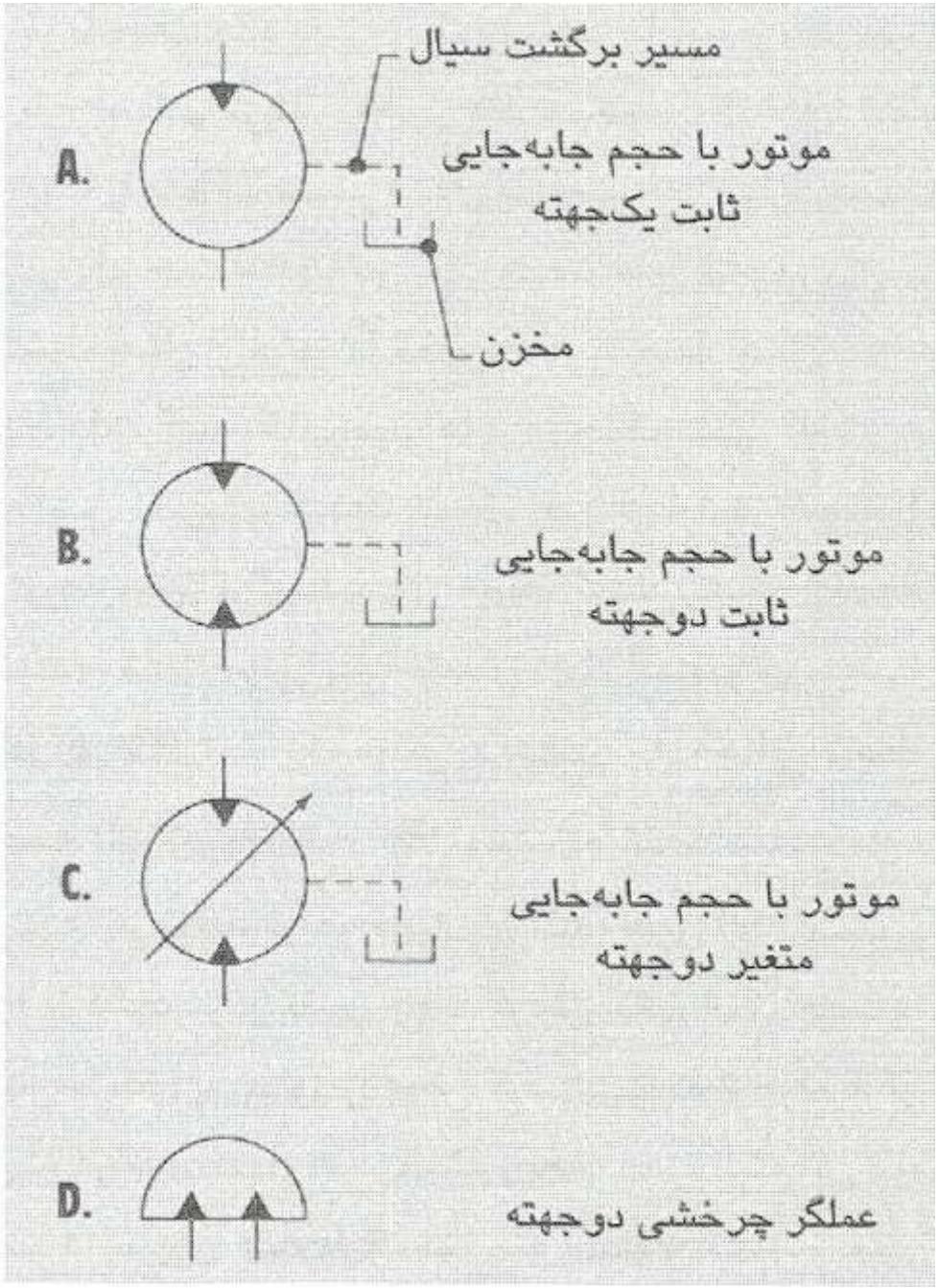
۲- محاسبه T_A :

$$T_A=\frac{V_M\cdot\Delta p\cdot\eta_M}{2\cdot\pi}=$$

$$\frac{0.000\,020\ \frac{m^3}{rev}\cdot\left(22\,000\,000\ \frac{N}{m^2}\right)\cdot 0.93}{2\cdot(3.142)}=$$

$$\mathbf{65.12\ \ N\cdot m}$$

نماد گرافیکی



کابرد موتورها

موتورهای هیدرولیکی هم در سیستمهای هیدرولیک صنعتی و هم در سیستمهای هیدرولیک خودرویی به‌کار می‌روند. در بعد صنعتی از موتورهای هیدرولیکی به عنوان محرکه نوار نقاله‌ها، قرقره‌ها، ماشینهای ابزار و مانند آنها که نیازمند حرکتی یکنواخت و قدرتمند هستند، استفاده می‌شود.

دو برتری عمده موتورهای هیدرولیکی نسبت به موتورهای‌الکتریکی یا مکانیکی عبارتند از : (۱) موتورهای هیدرولیکی بسرعت به تغییرات سرعت و جهت پاسخ می‌دهند و (۲) موتورهای هیدرولیکی را می‌توان تا حد واماندگی تحت بار قرار داد بدون آنکه به موتور یا سیستم آسیبی وارد شود.

کارایی موتور

کارآیی یک موتور در یک شرایط خاص را می‌توان با بررسی بازده مکانیکی (η_M)، بازده حجمی (η_V) و بازده کلی (η_O) آن ارزیابی نمود. این اطلاعات ممکن است به صورت جدول یا نمودار داده شود که البته استفاده از نمودارداراین مورد رایجتر است. این اطلاعات برای یک نوع سیال هیدرولیک خاص، یک دمای کاری خاص و یک ویسکوزیته خاص (که برای روغنهای هیدرولیک‌استاندارد، این دما 50 °C و ویسکوزیته 21 cSt درنظر گرفته می‌شود) ارائه می‌شوند. کارآیی یک موتور در شرایط متفاوت با شرایط استاندارد، ممکن است با ارقام ارائه شده خیلی متفاوت باشد.

فیلتراسیون

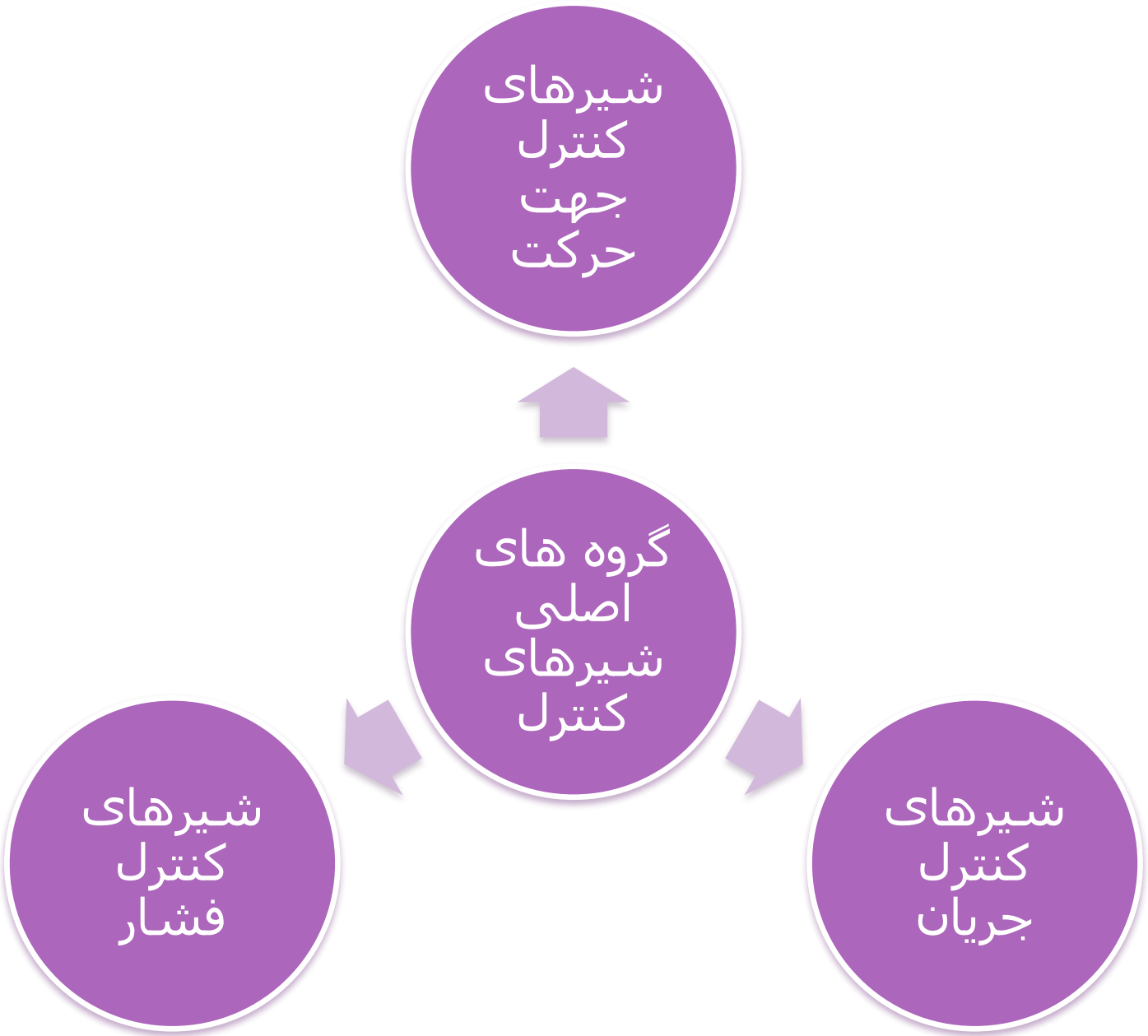
موتورهای هیدرولیک نیز همانند پمپها، خیلی به آلودگی حساس هستند، زیرا انطباق بین قطعات یک موتور خیلی دقیق و ظریف است. بنابراین وجود ذرات کوچک جامد در سیال هیدرولیک، باعث خوردگی و سایش قطعات موتور شده و نشتی داخل موتور را افزایش می‌دهد. افزایش نشتی نیز به افت بازده موتور منجرمی گردد.

فصل شش

کنترل حرکت در سیستمهای هیدرولیک

مقدمه

یک سیستم توان سیالاتی را می‌توان به سه بخش اصلی تقسیم کرد : (۱) بخش منبع قدرت اولیه، شامل واحد محرکه اولیه و پمپ؛ (۲) بخش کنترل، شامل شیرهای کنترل حرکت، کنترل فشار و کنترل شدت جریان و (۳) بخش قدرت خروجی، شامل عملگرها (سیلندر، موتور و...) و مکانیزم انتقال قدرت به بار خارجی.


شیرهای کنترل جهت حرکت
گروه های اصلی شیرهای کنترل
شیرهای کنترل فشار
شیرهای کنترل جریان

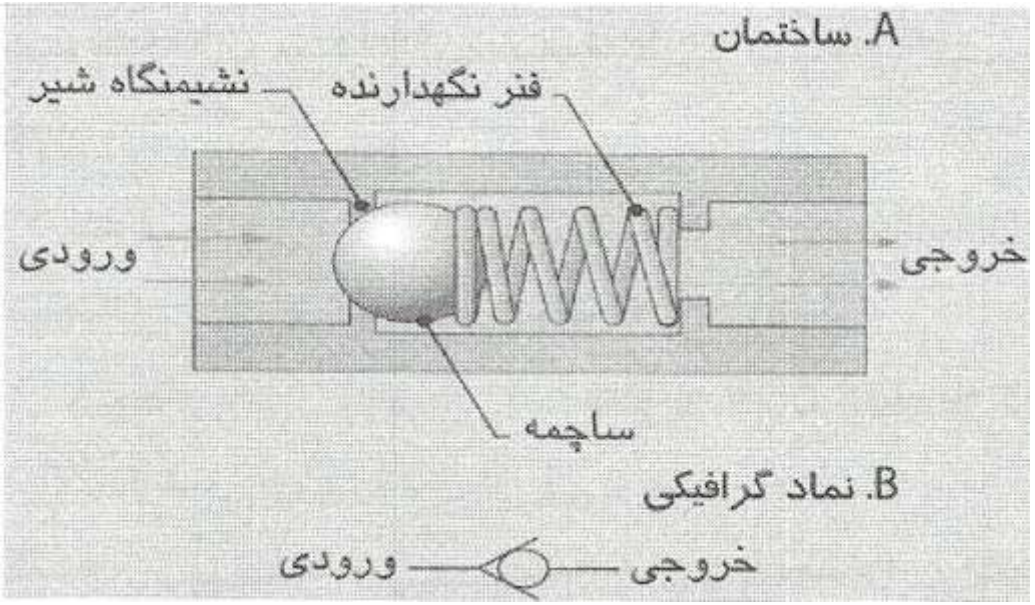
شیر یکطرفه

ساده‌ترین نوع شیرهای کنترل جهت، شیرهای یکطرفه هستند

این شیرها، به سیال اجازه می‌دهند که تنها در

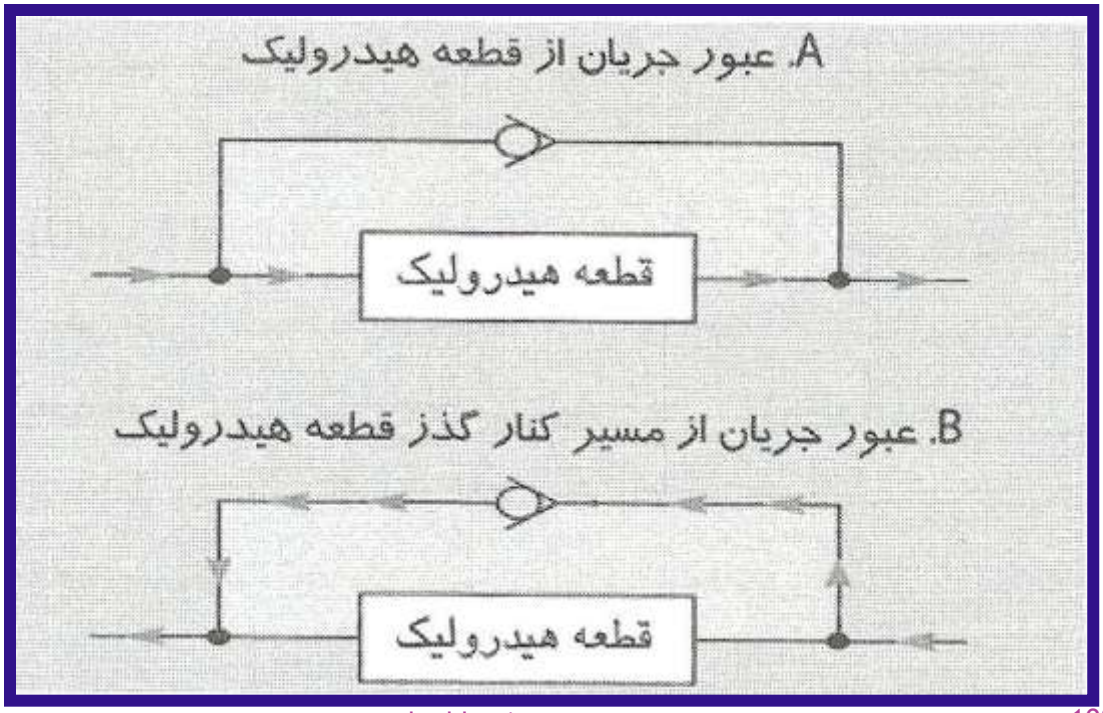
یک جهت در مسیر خود جابه‌جا شود و در جهت مخالف، راه

عبور سیال را می‌بندند.



شیرهای یکطرفه کاربردهای مختلفی در مدارهای هیدرولیک دارند. در یک کاربرد رایج، شیر یکطرفه به صورت موازی با یک قطعه هیدرولیکی نصب می گردد قرارگیری

شیر یکطرفه به صورت موازی با یک قطعه، این امکان را به‌وجود می‌آورد که جریان سیال بتواند از هر دو این قطعات عبور کند.

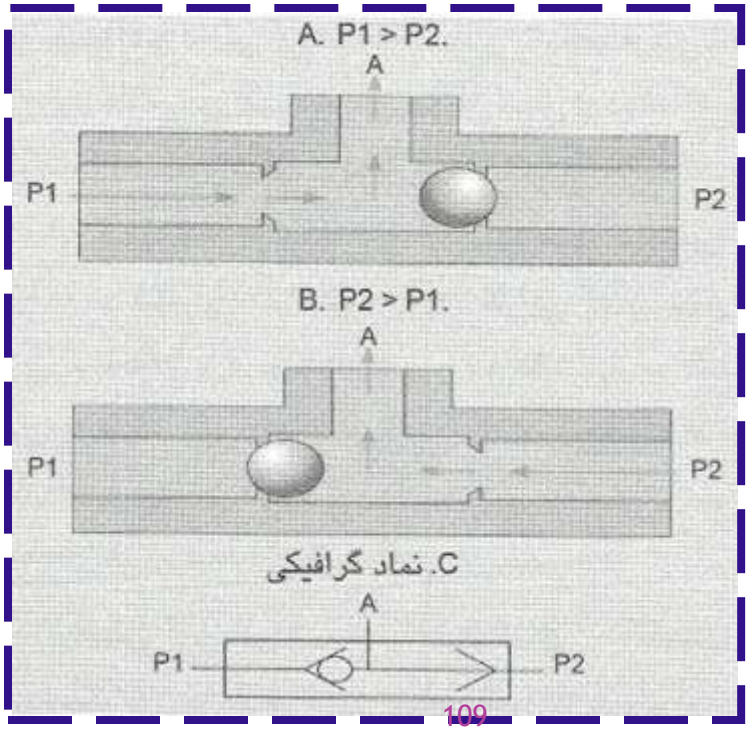


شیر با ساچمه شناور ـ شیر ماکویی

این شیرها، دو مسیر ورودی (P2, P1) و یک مسیر خروجی (A) دارند. جریان سیالی که در مسیر خروجی A عبور می‌کند، از آن مسیر ورودی دریافت می‌شود که فشار بیشتری داشته باشد.

اگر فشار در دهانه P1 بیشتر از دهانه P2 باشد، ساچمه به طرف راست رانده شده و جریان سیال از P1 به خروجیA هدایت‌می‌گردد

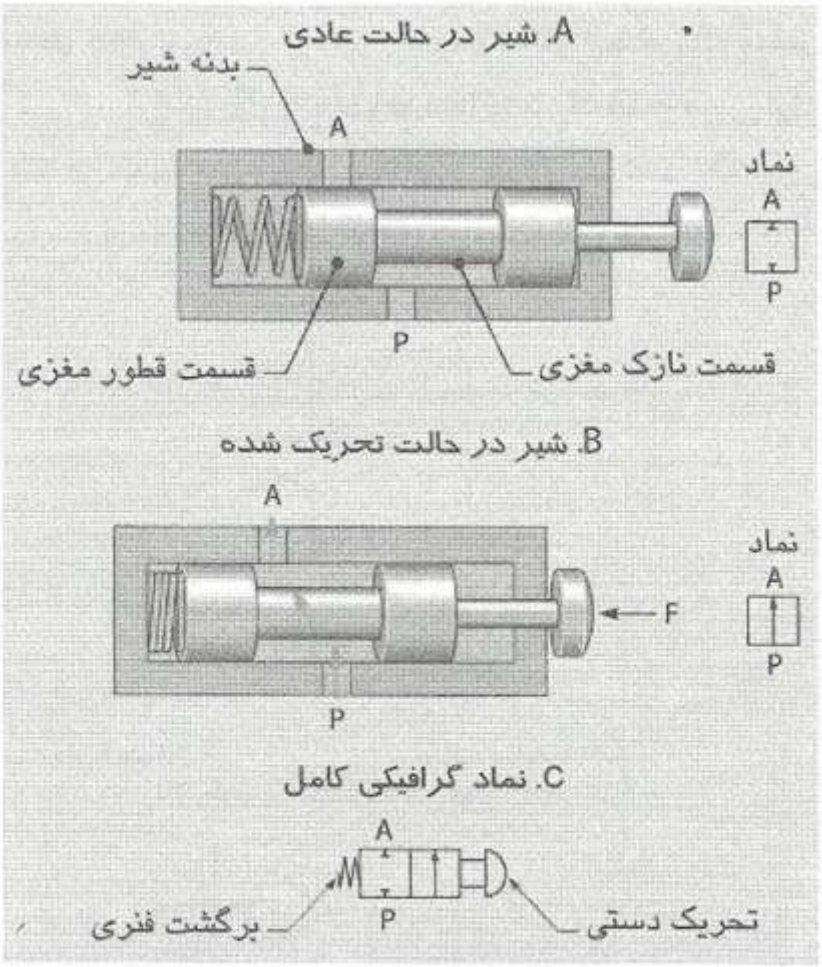
اگر فشار در دهانه P2 بیشتر از دهانه P1 شود، ساچمه به طرف چپ رانده شده و جریان سیال از P2 به A هدایت می‌شود (**شکل ۶-B\۴**).



شیر کنترل جهت دو راهه

تعداد راه ها در یک شیر به معنای تعداد دهانه های اتصال در شیر است.این شیرها عموما از نوع شیرهای ساده با مغزی استوانه ای هستند.

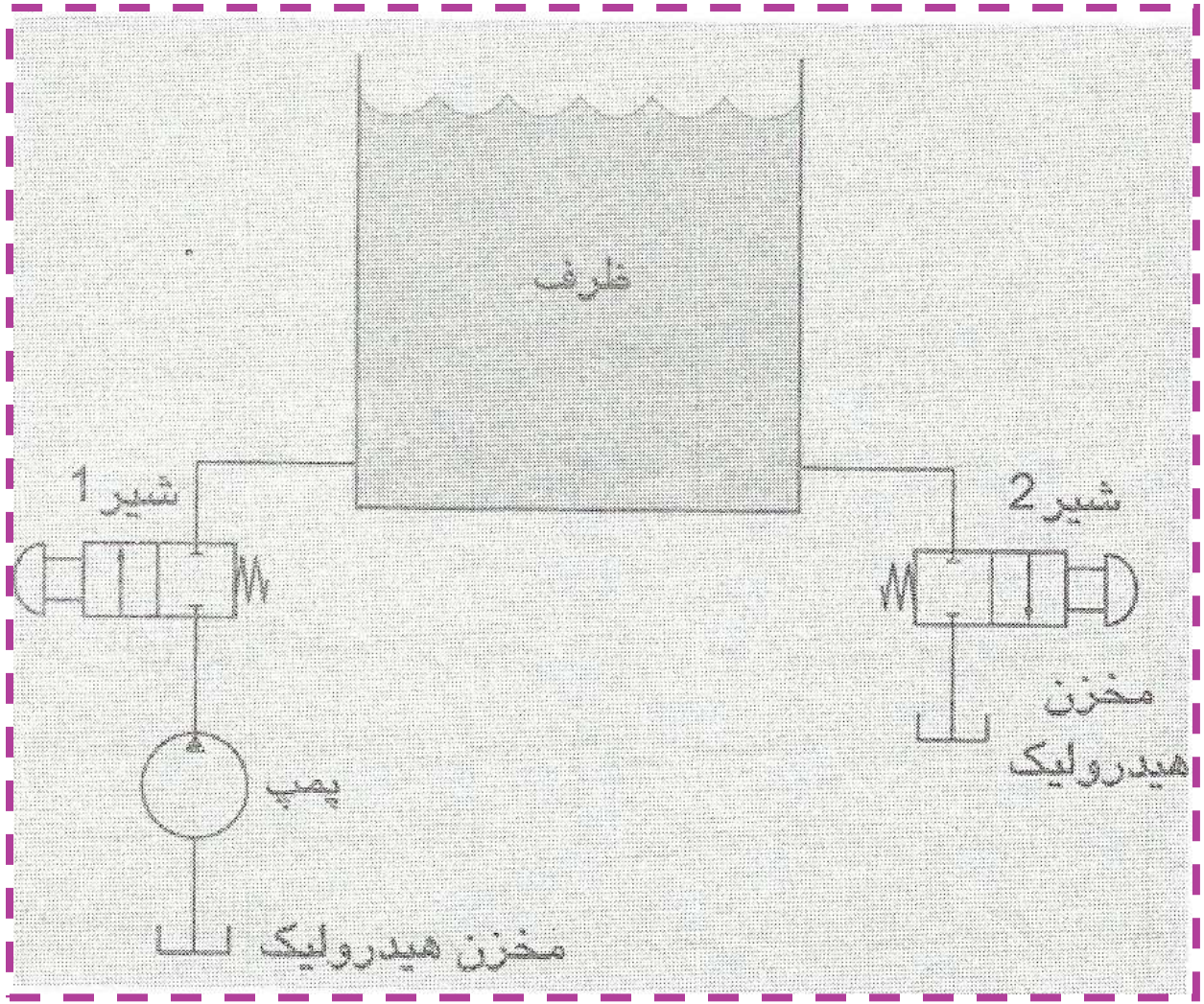
در این شیرها حرکت یک مغزی استوانه ای در بدنه شیر باعث میشود که دهانه های شیر به هم راه یافته یا ارتباط آنها از هم قطع گردد.



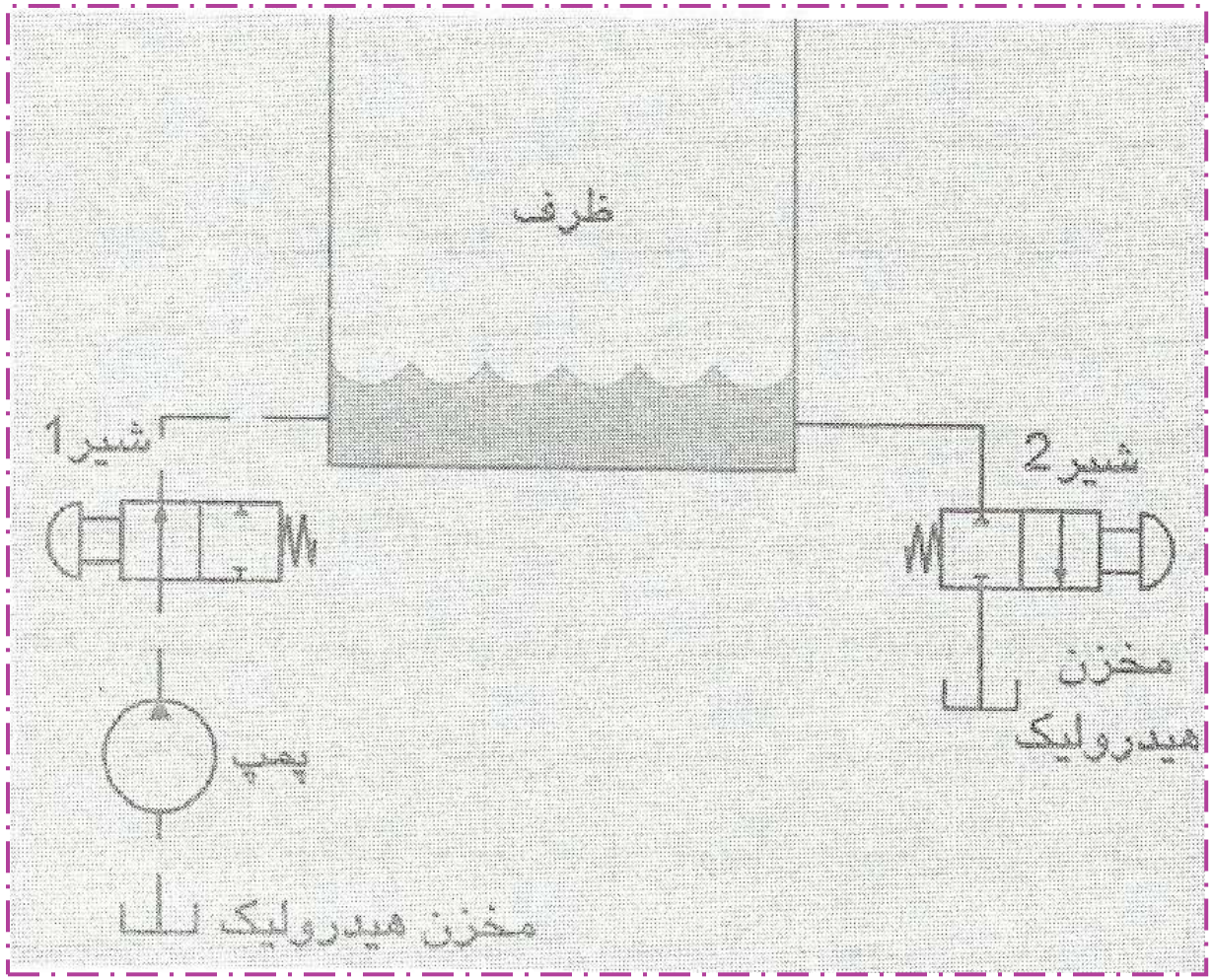
شیر دو راهه، دو حالته، در حالت عادی بسته. **A)** شیر در حالت عادی. **B)** شیر در حالت تحریک شده. **C)** نماد کامل گرافیکی

www.mecha.blog.ir

مثالی از کاربرد شیردوراهه:

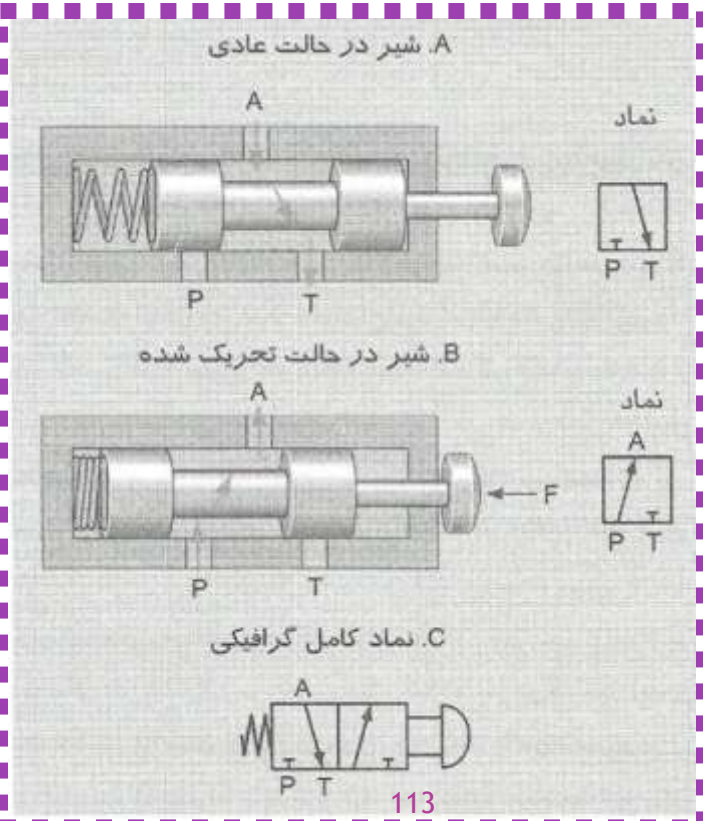


شیر ۱ تحریک کننده و شیر ۲ هم چنان بسته باقی میماند

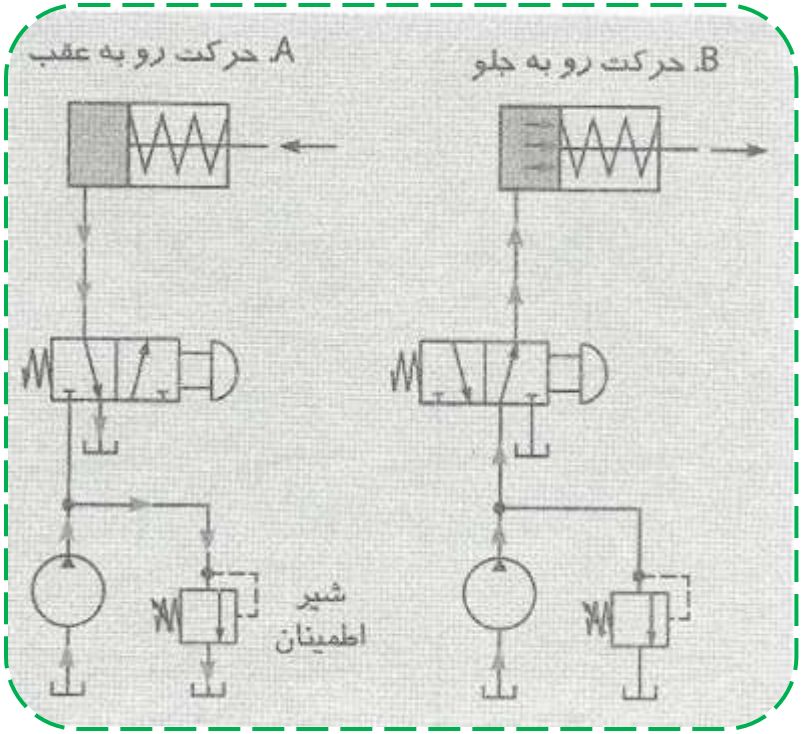


شیرهای کنترل جهت سه راهه

در یک شیر سه راهه وقتی که مسیر ورود سیال از پمپ به شیر قطع است، مسیر برگشت سیال از خروجی شیر به مخزن هیدرولیک باز است، درحالی که در شیرهای دو راهه چنین امکانی وجود *ندارد*. در شیرهای سه راهه، سه دهانه اتصال وجود دارد : دهانه فشار ورودی (P)، دهانه خروجی شیر به سیستم (A) و دهانه برگشت سیال به مخزن (T).



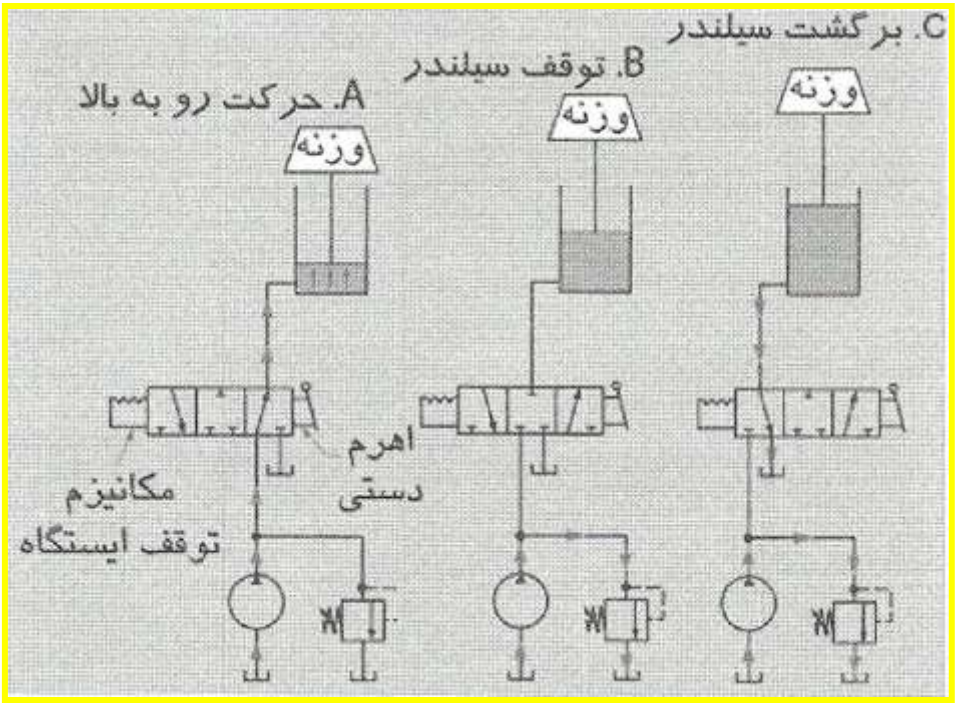
کاربرد اصلی شیرهای کنترل جهت سه راهه در یک مدار هیدرولیک ،کنترل حرکات یک سیلندر یکطرفه است.



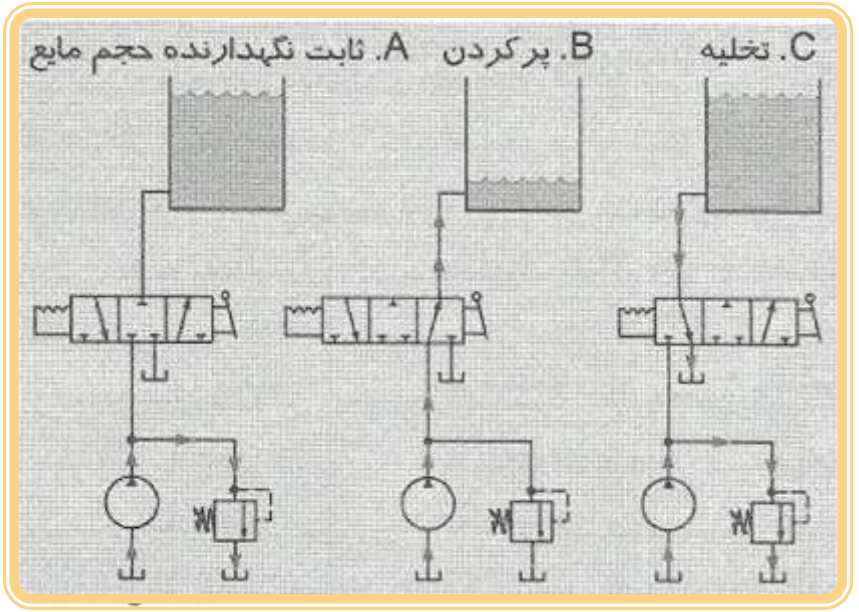
استفاده از یک شیر سه راهه در کنترل جهت حرکت یک سیلندر یکطرفه. A) حرکت رو به عقب. B) حرکت رو به جلو

یک مدار هیدرولیک برای کنترل یک سیلندر یکطرفه توسط یک شیر سه راهه.

یک سیلندر یک کاره با برگشت ثقلی (Gravity return– type single–acting cylinder) نشانداده شده است که توسط یک شیر سه‌راهه کنترل‌می‌شود. این شیر یک حالت اضافی نیز دارد که حالت‌خنثی (Neutral) نامیده‌می‌شود. در این شیر در حالت خنثی، همه دهانه‌ها بسته هستند. حالت خنثی در این شیر در وسط واقع شده‌است.



شیر سه راهه، سه حالته (3/3) برای کنترل حرکت یک سیلندر یکطرفه. **A)** حرکت رو به بالا، **B)** توقف سیلندر در میان کورس، **C)** حرکت برگشت سیلندر



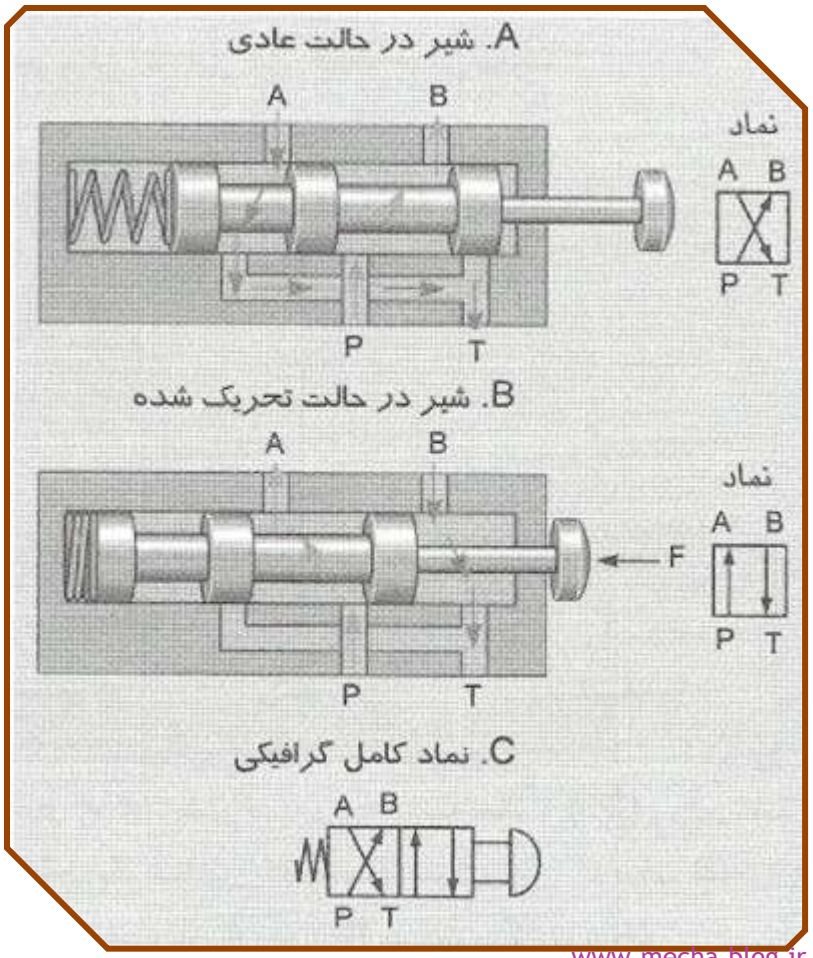
شیر سه راهه، سه حالته (3/3) برای پر و خالی کردن یک ظرف. **A)** ثابت نگهداشتن حجم مایع، **B)** پر کردن ظرف، **C)** خالی شدن ظرف

از یک شیر سه راهه، سه حالته نیز می‌توان برای پر و خالی‌کردن یک ظرف نیز استفاده‌نمود

در این حالت، وجود حالت خنثی در شیر سبب می‌شود که نگهداری سیال در ظرف امکانپذیر گردد.

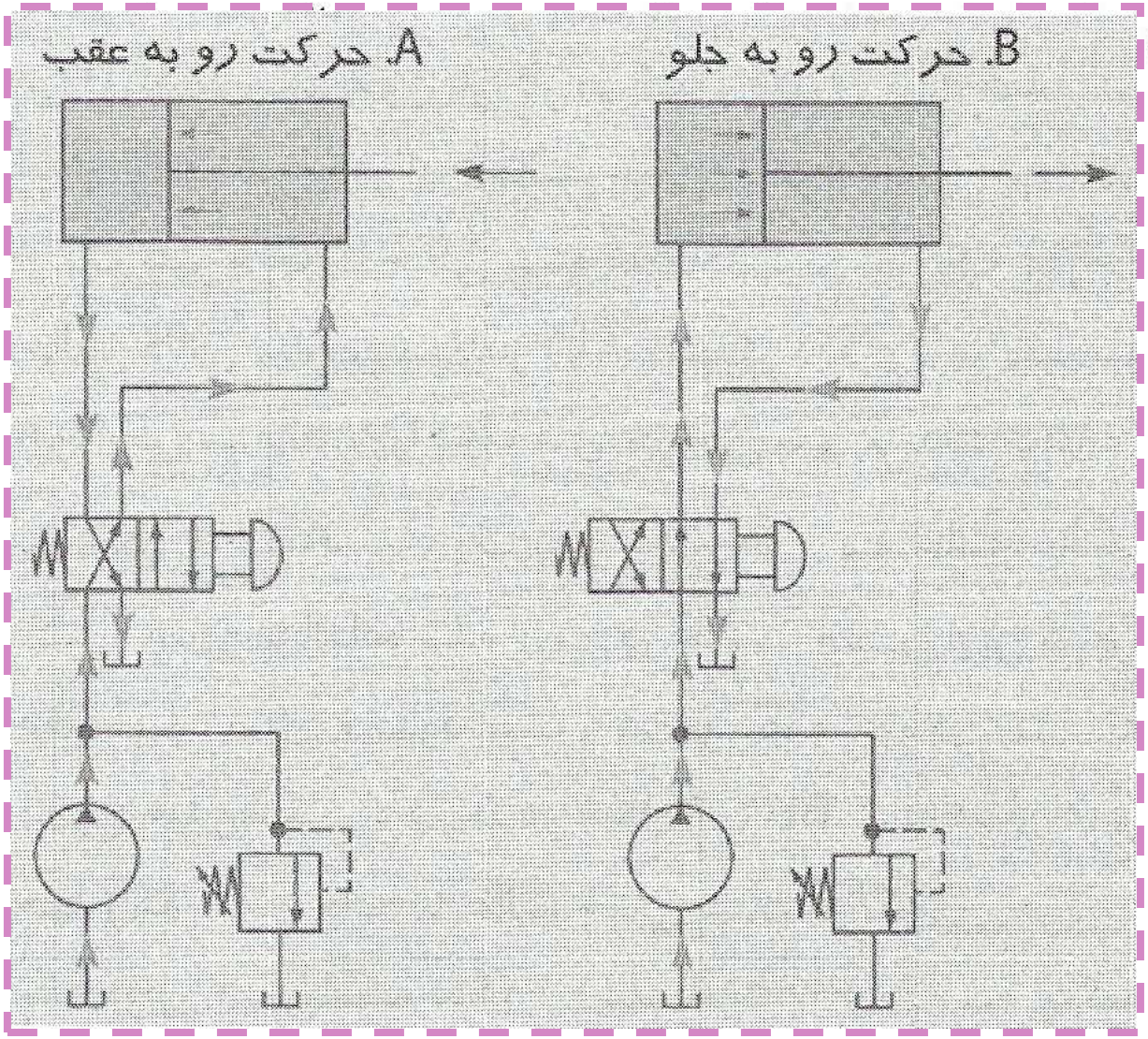
شیرهای کنترل جهت چهارراهه

شیرهای‌چهارراهه در سیستمهای‌هیدرولیک، بیش از انواع دیگر شیرهای کنترل جهت استفاده می‌شوند، زیرا با این شیرها می‌توان سیلندرهای‌دوطرفه و موتورهای دوجهته را کنترل‌کرد.



عملکرد و ساختمان یک شیر چهارراهه

یک کاربرد رایج شیرهای چهارراهه، کنترل حرکت سیلندرهای دو طرفه است

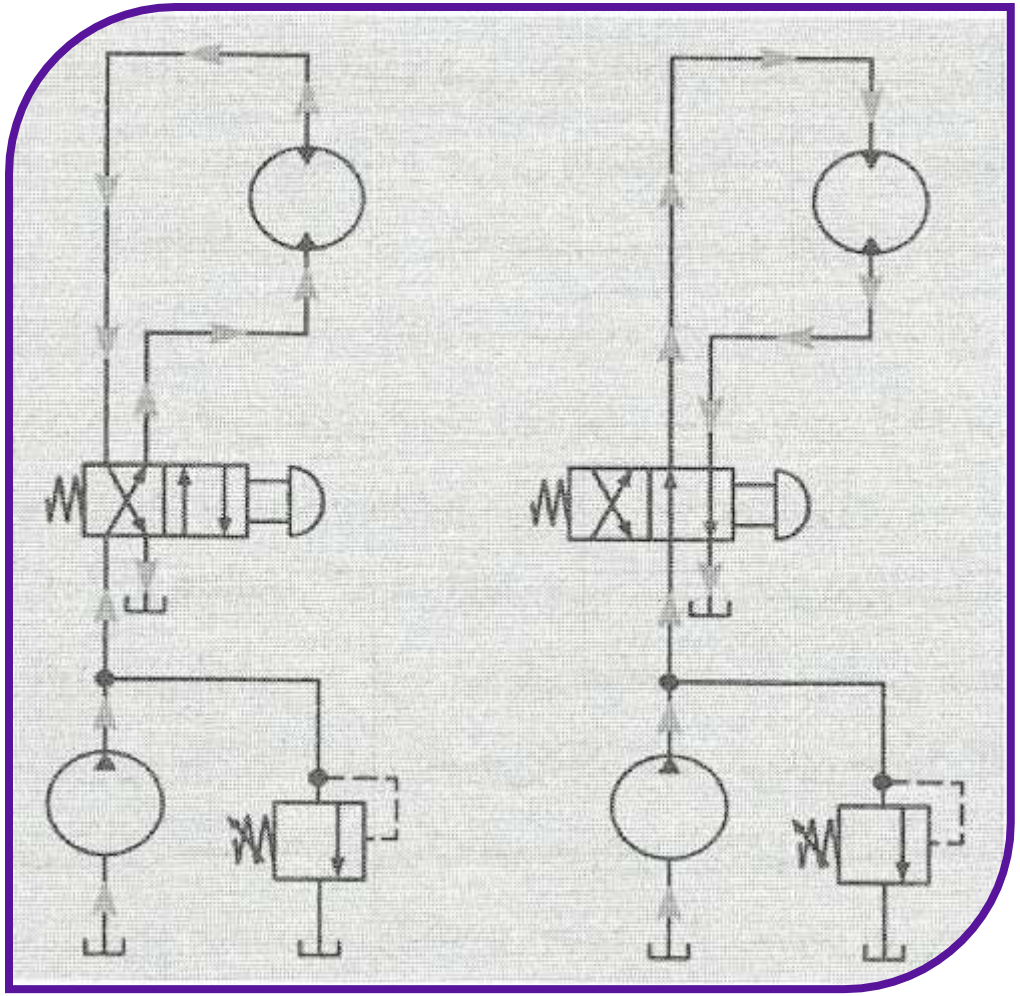


استفاده از شیرهای کنترل جهت چهارراهه دو حالته برای کنترل حرکت سیلندر دوطرفه

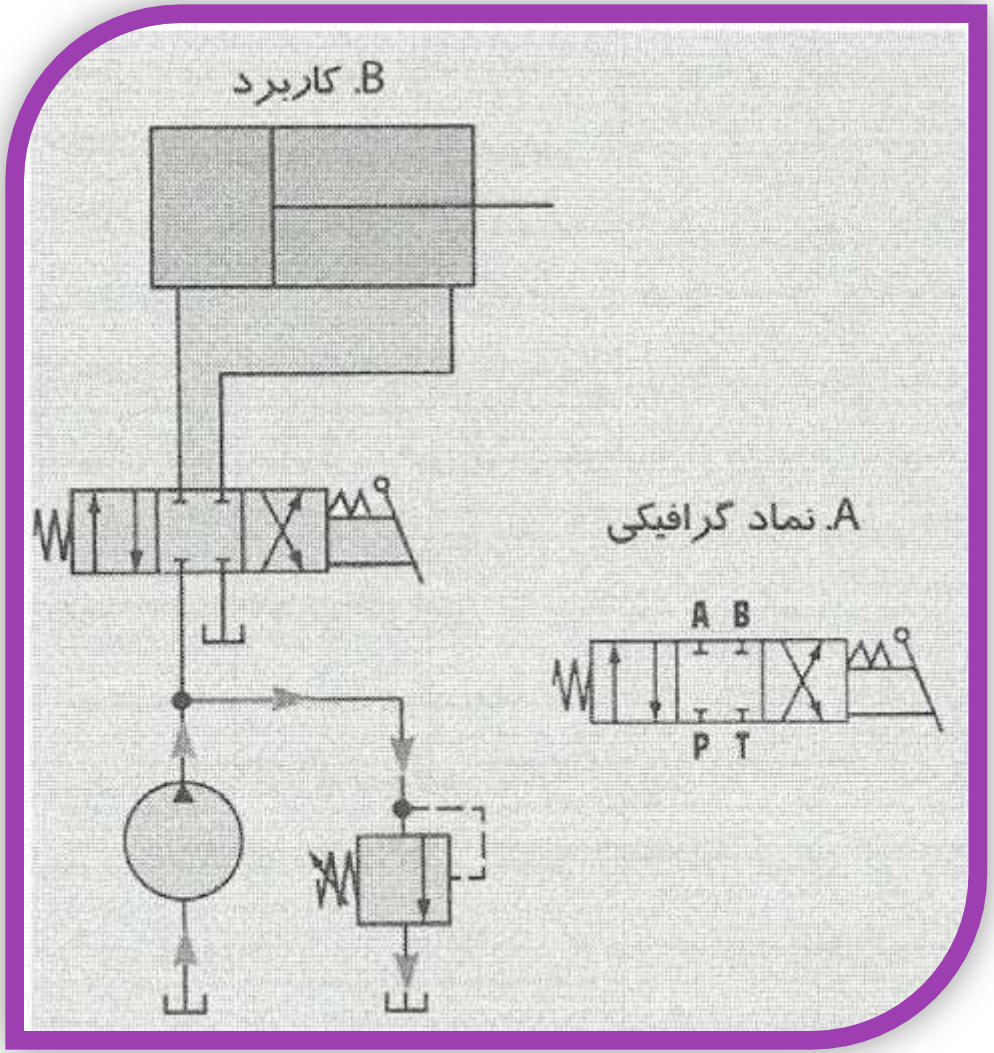
A.حرکت روبه عقب

B.حرکت روبه جلو

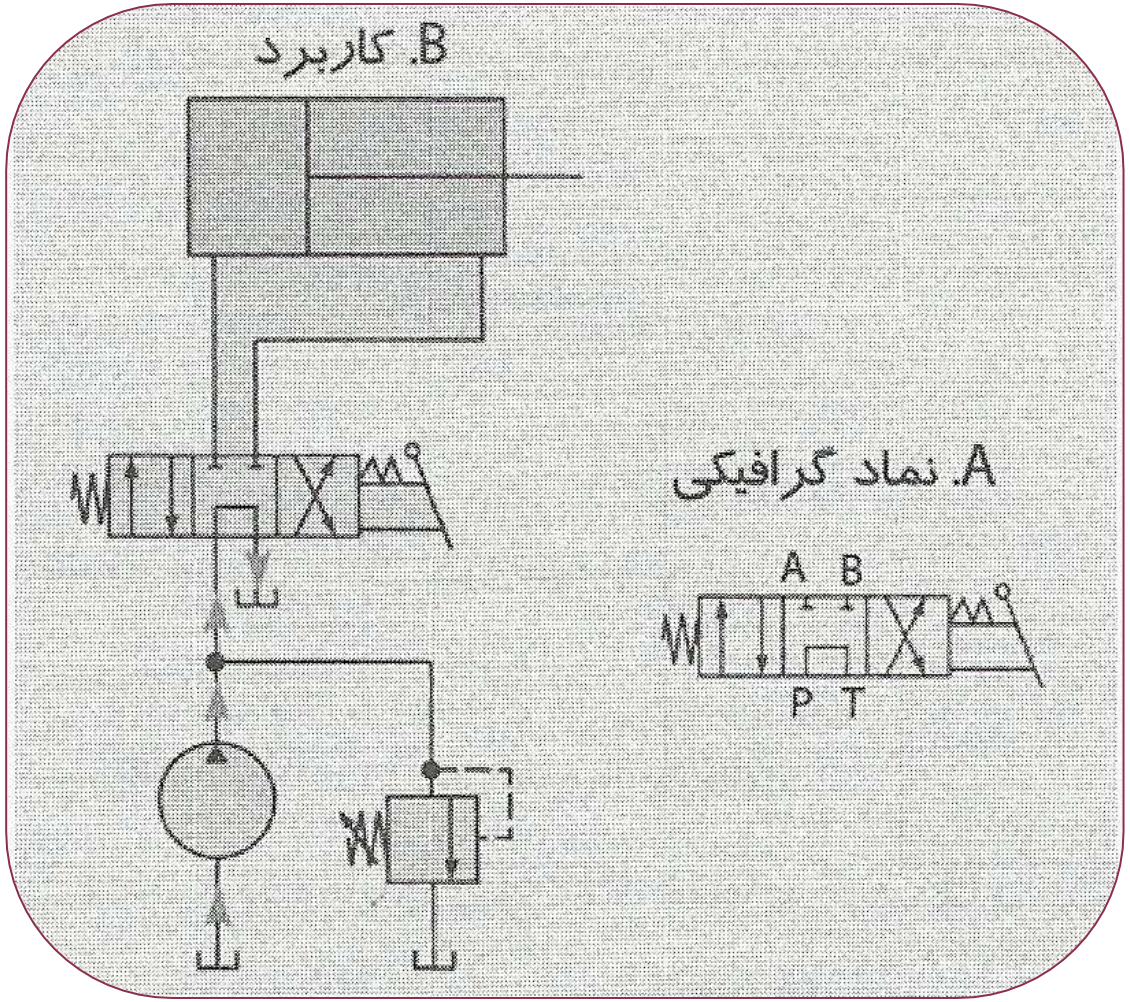
شیرهای چهارراهه برای کنترل جهت گردش موتورهای هیدرولیک نیز استفاده می‌شوند.



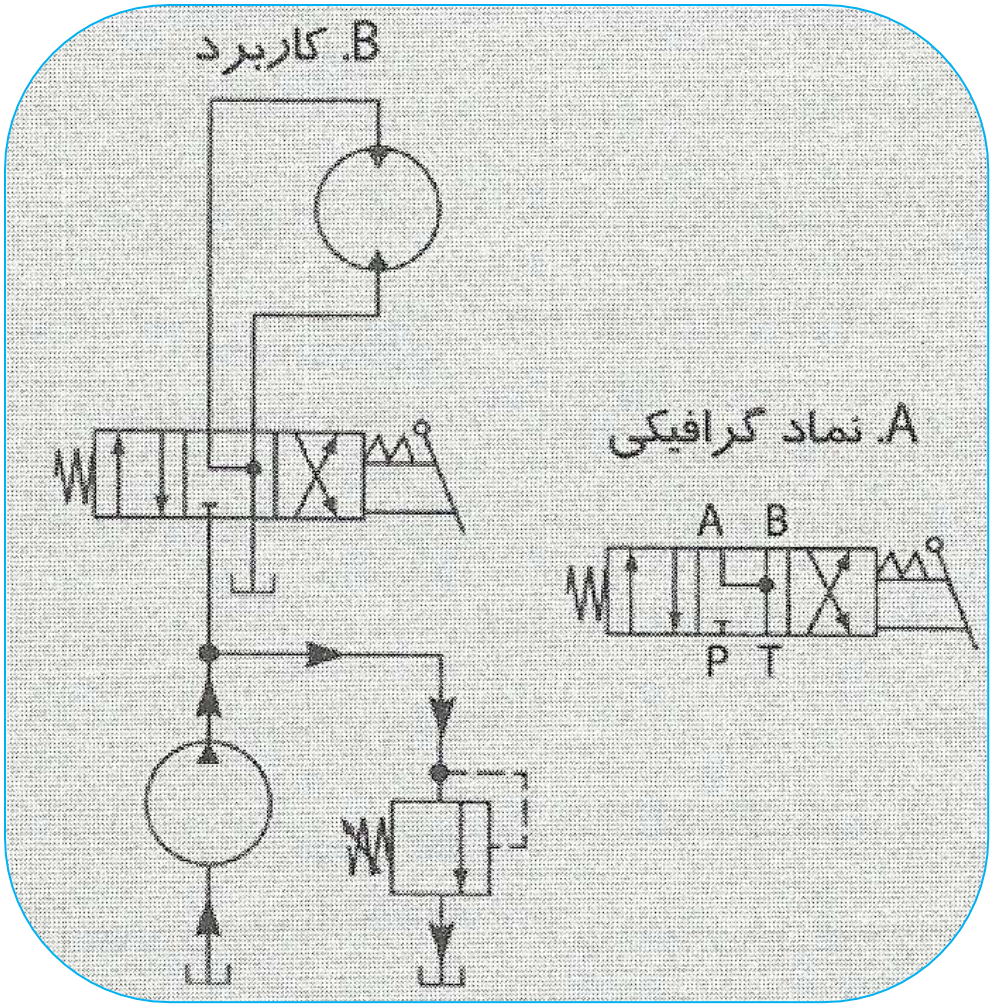
برخلاف سیلندرهای دوطرفه، موتورهای هیدرولیک دائماً می‌چرخند و سیال لزومی بر عبور از شیر اطمینان *نخواهد* داشت (مگر اینکه موتور در اثر بار خارجی تحت فشار زیاد قرار گیرد).



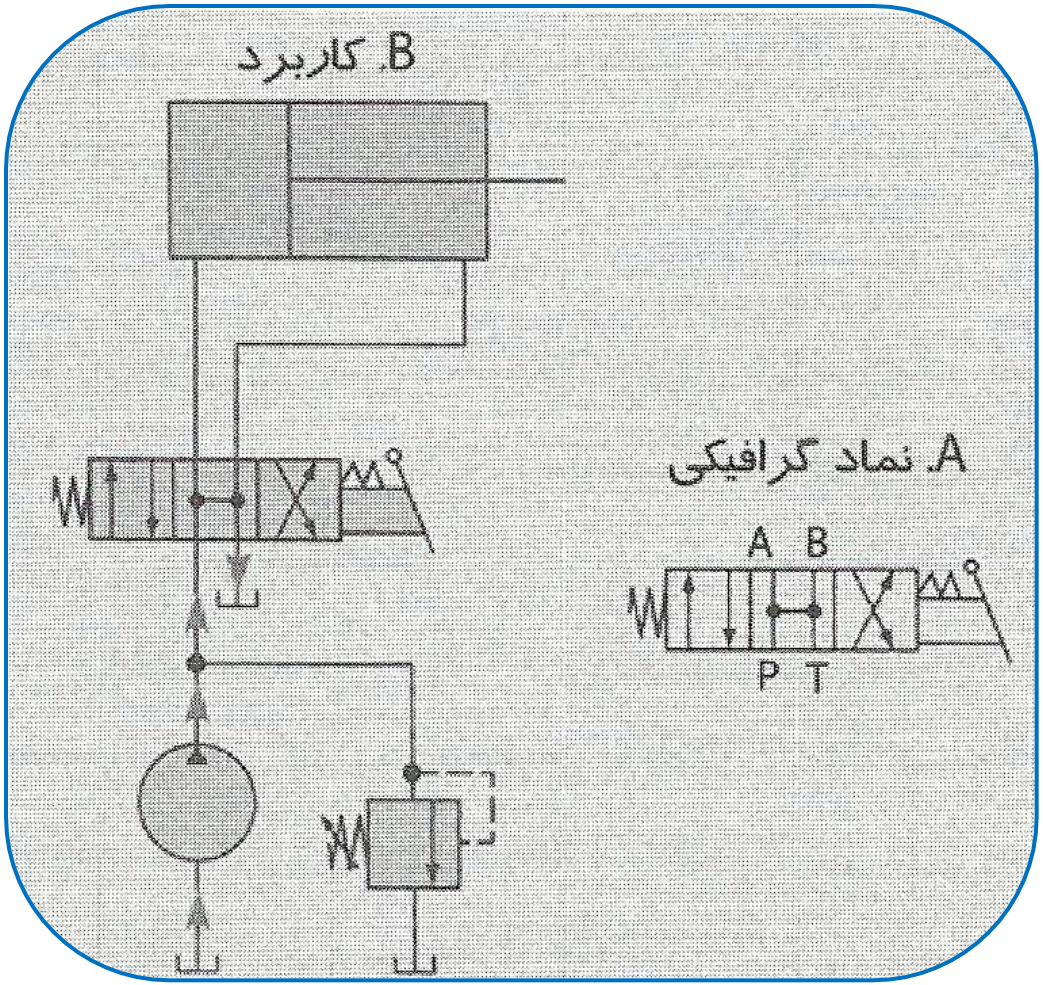
شیر چهارراهه، سه حالته (4/3) با حالت خنثی بسته. **A)** نماد گرافیکی، **B)** کاربرد



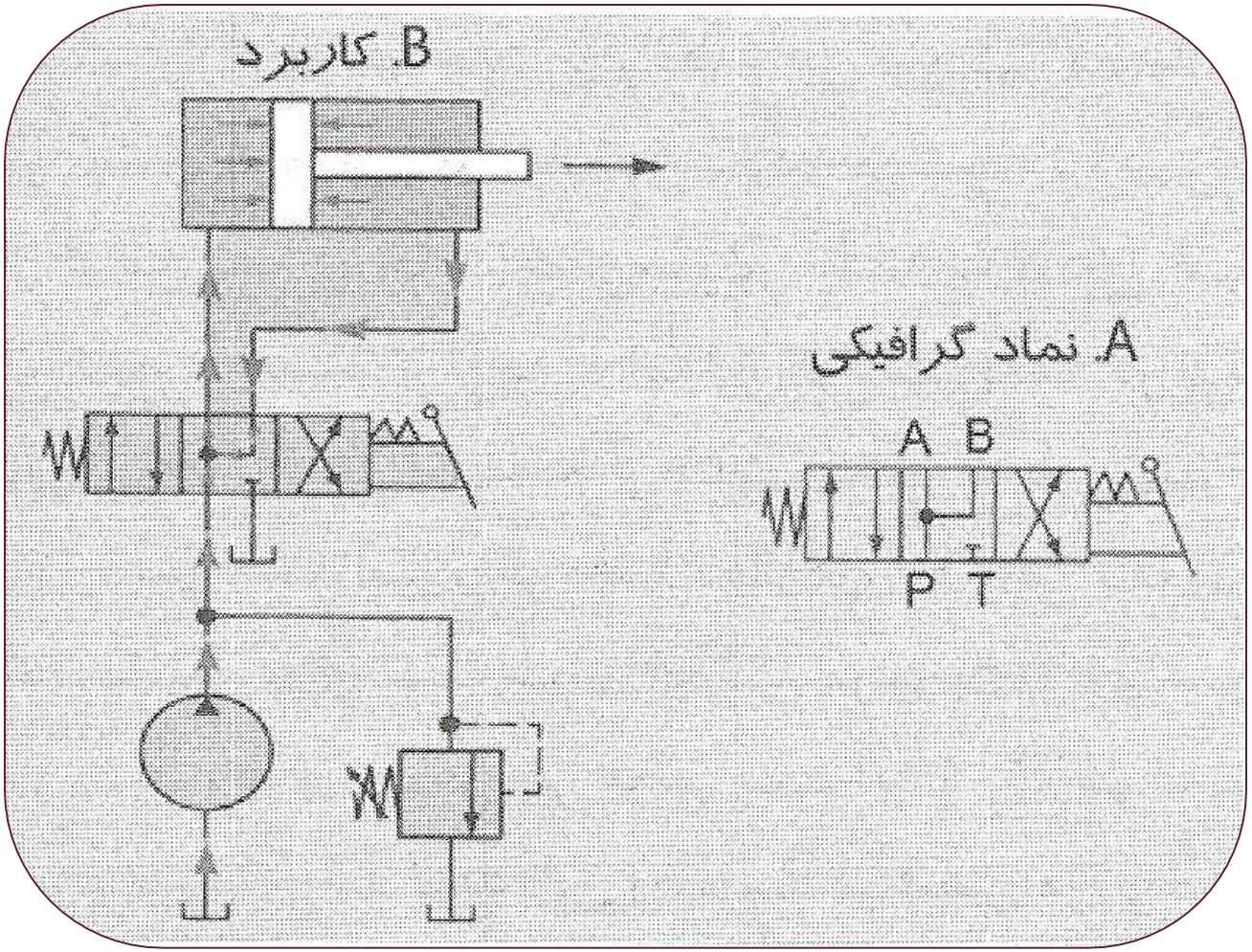
شیر چهارراهه، سه حالته در حالت خنثی میان‌بر. A) نماد گرافیکی، B) کاربرد



شیر چهارراهه، سه حالته (4/3) با حالت خنثی شناور. **A)** نماد گرافیکی، **B)** کاربرد



شیر چهارراهه، سه حالته(4/3) با حالت خنثی باز. **A)** نماد گرافیکی، **B)** کاربرد



شیر چهارراهه، سه حالته با تشدید در حالت خنثی. A) نماد گرافیکی، B) کاربرد

از شیرهای چهارراهه - سه حالته با تشدید در حالت خنثی، غالباً در سیستمهایی استفاده می‌شود که لازم باشد سیلندر در زمان خاصی از سیکل کاری خود، یک حرکت سریع انجام دهد.

نوع حالت خنثی	تأثیر بر عملگر	نحوه عبور جریان در سیستم
بسته	در وضعیت خود باقی می‌ماند	جریان از شیراطمینان به مخزن تخلیه می‌شود.
میان‌بر	در وضعیت خود باقی می‌ماند	جریان از طریق شیر چهارراهه، آزادانه به مخزن تخلیه می‌شود
شناور	آزادانه حرکت می‌کند	جریان از شیر اطمینان به مخزن تخلیه می‌شود
باز	آزادانه حرکت می‌کند	جریان از طریق شیر چهار راهه، آزادانه به مخزن تخلیه می‌شود
تشدید جریان	سریعاً رو به جلو حرکت می‌کند ولی با نیروی کم	جریان به طرف سیلندر هدایت می‌شود

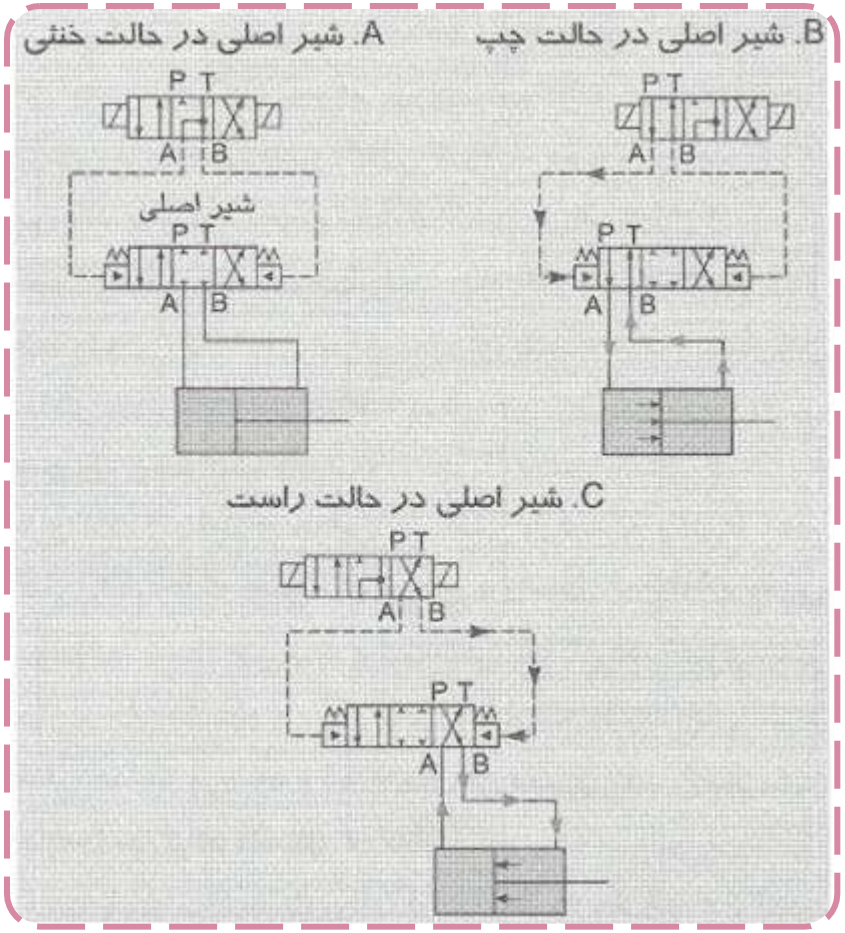
نیز گفته شد، طرز عملکرد هریک از این حالتها را براحتی می‌توان با پاسخ دادن به این دو سؤال درک کرد: (۱) در این حالت، جریان خروجی پمپ چه می‌شود؟ (۲) اثر این جریان برروی عملگر چه خواهد بود؟

روش های تحریک شیرهای کنترل جهت

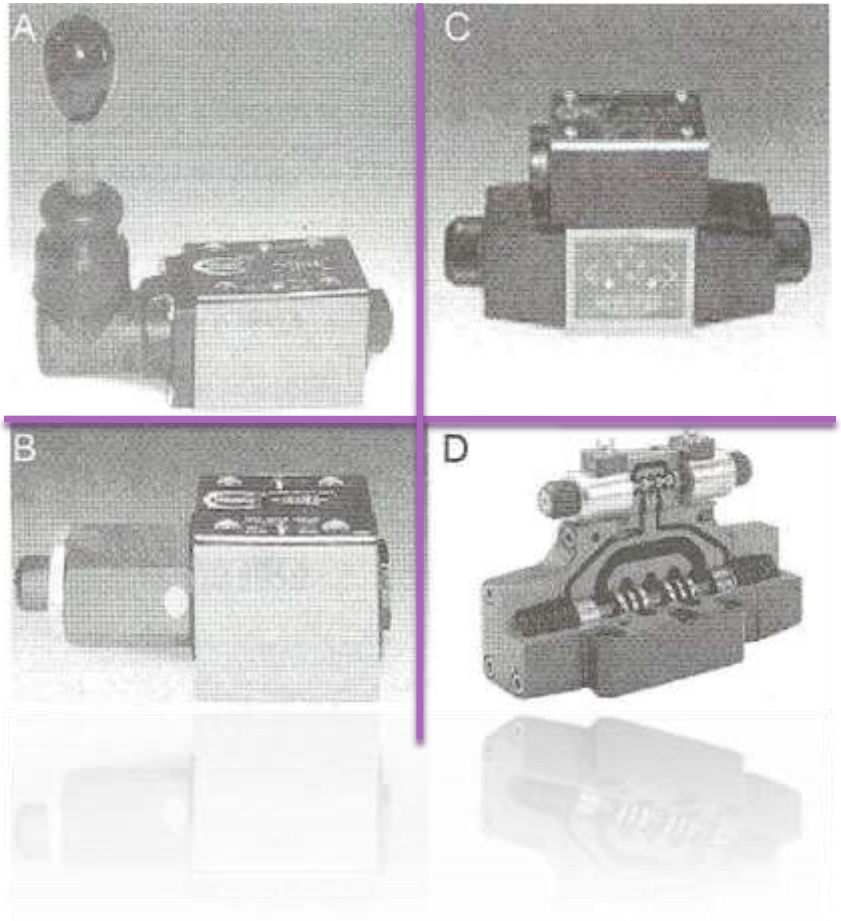
تعدادی از روش های رایج تحریک شیر:

همهٔ شیرهای نشانداده شده از نوع شیرچهارراهه - دو حالته (4/2) با برگشت فنری هستند، ولی این روشهای تحریک را می‌توان بر روی انواع دیگر شیرها نیز اعمال نمود.

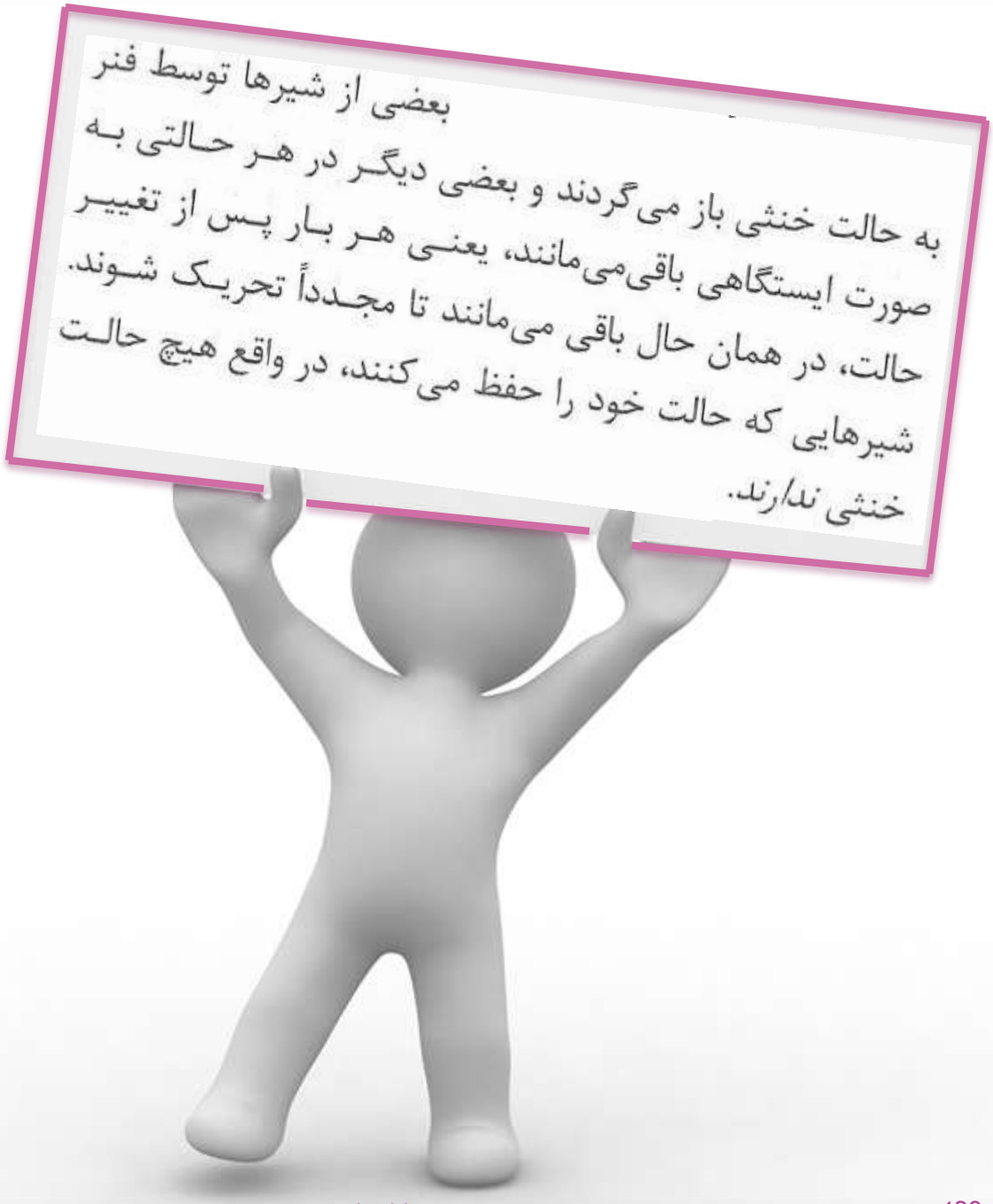
شده‌اند. استفاده از اهرم دستی در تحریک شیرهای هیدرولیکی تجهیزاتی نظیر بولدوزرها، کامیونهای کمپرسی، ماشین‌آلات کشاورزی و کامیونهای زباله‌بر، بسیار رایج است. تحریک شیرهای کنترل با دکمه فشاری، بیشتر در تجهیزات صنعتی رایج است.

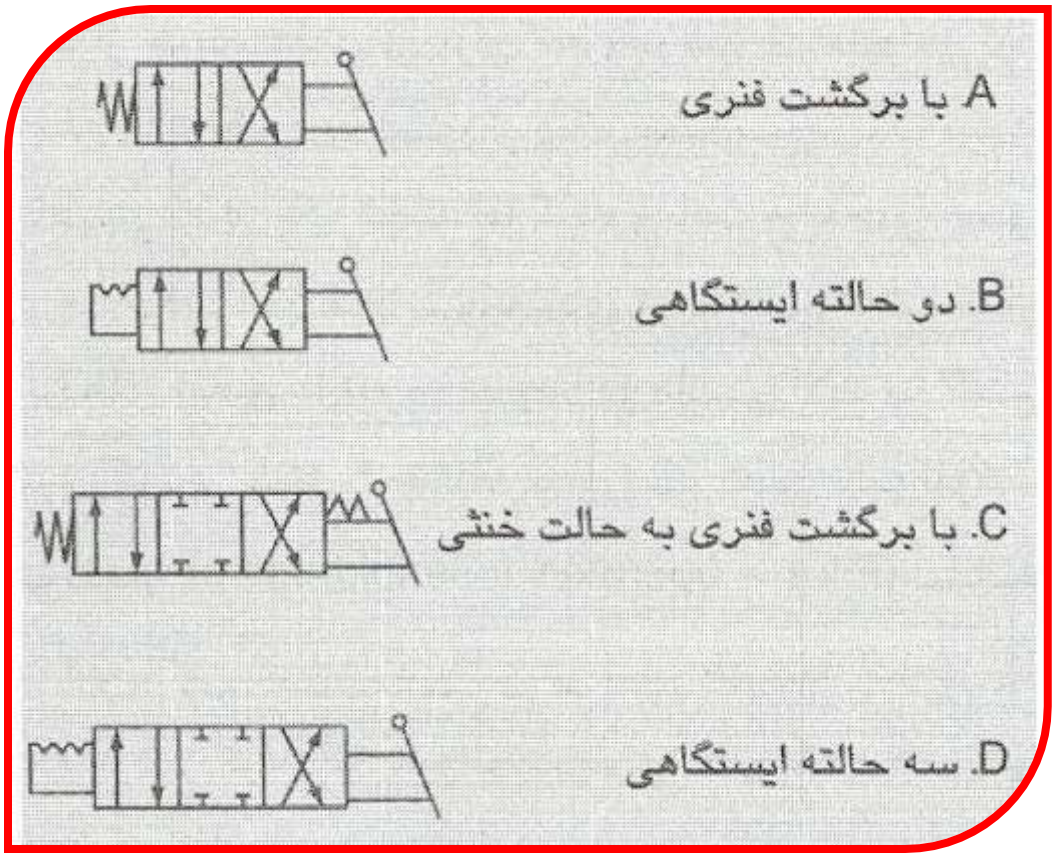


A) نماد کامل یک شیر پیلوت‌دار سولنوئیدی. B) شیر اصلی در حالت خنثی. C) شیراصلی در حالت چپ.
شیر اصلی در حالت راست.



A) شیر کنترل جهت با تحریک اهرم دستی. B) شیربادامکی. C) شیرسولنوئیدی. D) شیر پیلوت‌دار سولنوئیدی.


بعضی از شیرها توسط فنر
به حالت خنثی باز می‌گردند و بعضی دیگر در هر حالتی به
صورت ایستگاهی باقی‌می‌مانند، یعنی هر بار پس از تغییر
حالت، در همان حال باقی می‌مانند تا مجدداً تحریک شوند.
شیرهایی که حالت خود را حفظ می‌کنند، در واقع هیچ حالت
خنثی ندارند.

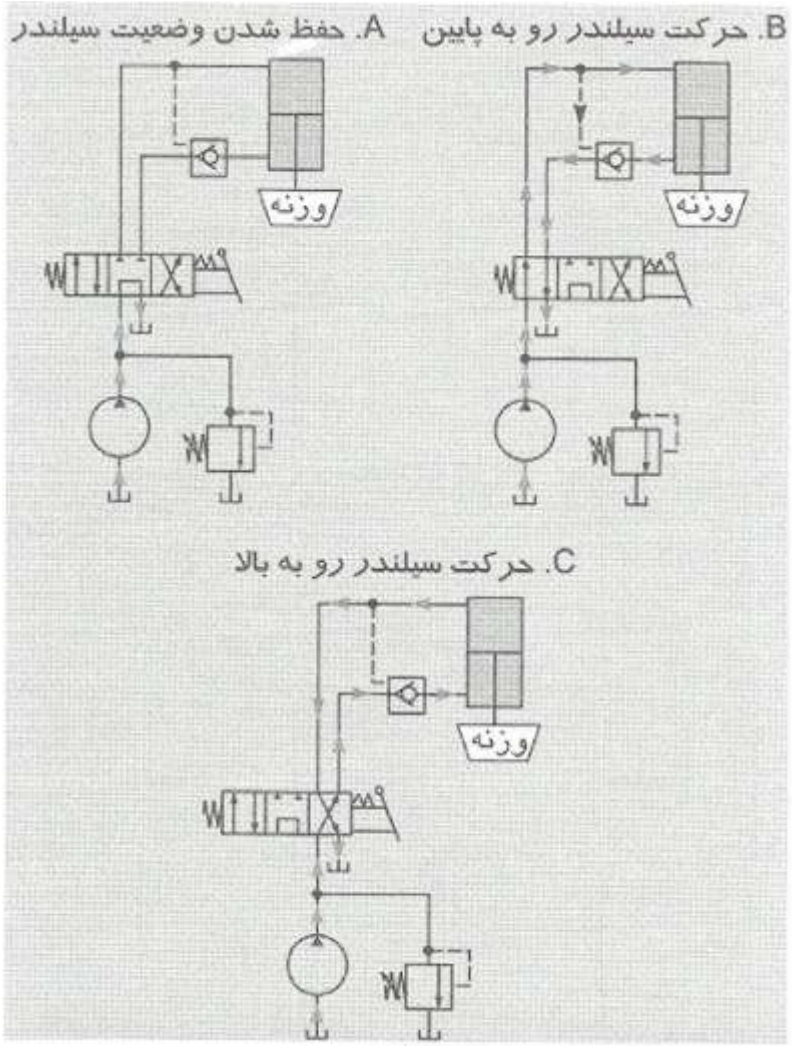


چند نمونه از تغییر حالت در شیرهای کنترل جهت. **A**) دو حالته با برگشت فنری به حالت چپ. **B**) دو حالته ایستگاهی بدون برگشت. **C**) سه حالته با برگشت فنری به حالت خنثی. **D**) سه حالته ایستگاهی بدون برگشت.

www.mecha.blog.ir

مدارهای هیدرولیک

در این قسمت چند مدار ساده هیدرولیک که معمولاً در سیستمهای صنعتی به‌کار می‌روند

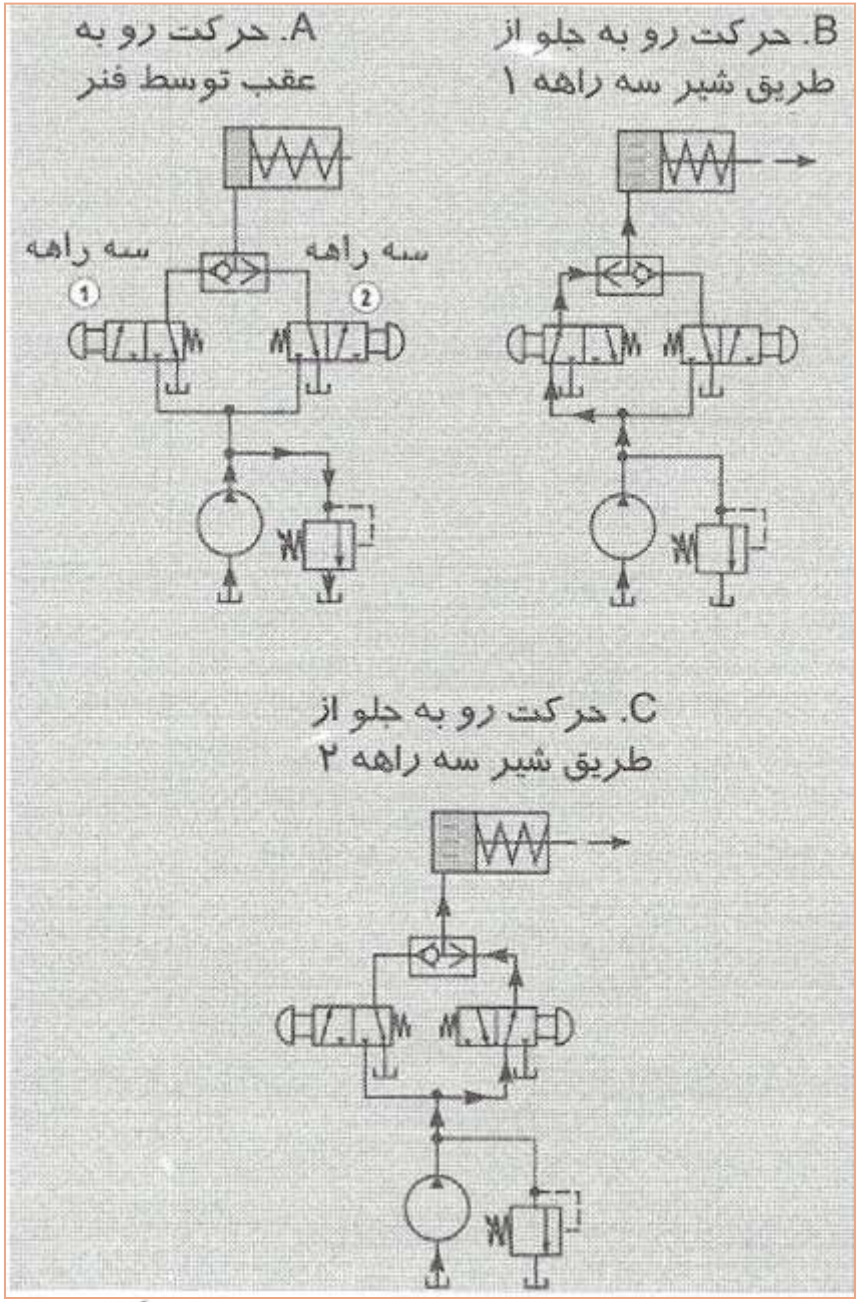


مدار کنترل یک سیلندر با امکان خنثی کردن وزن.

A) حفظ وضعیت‌سیلندر.

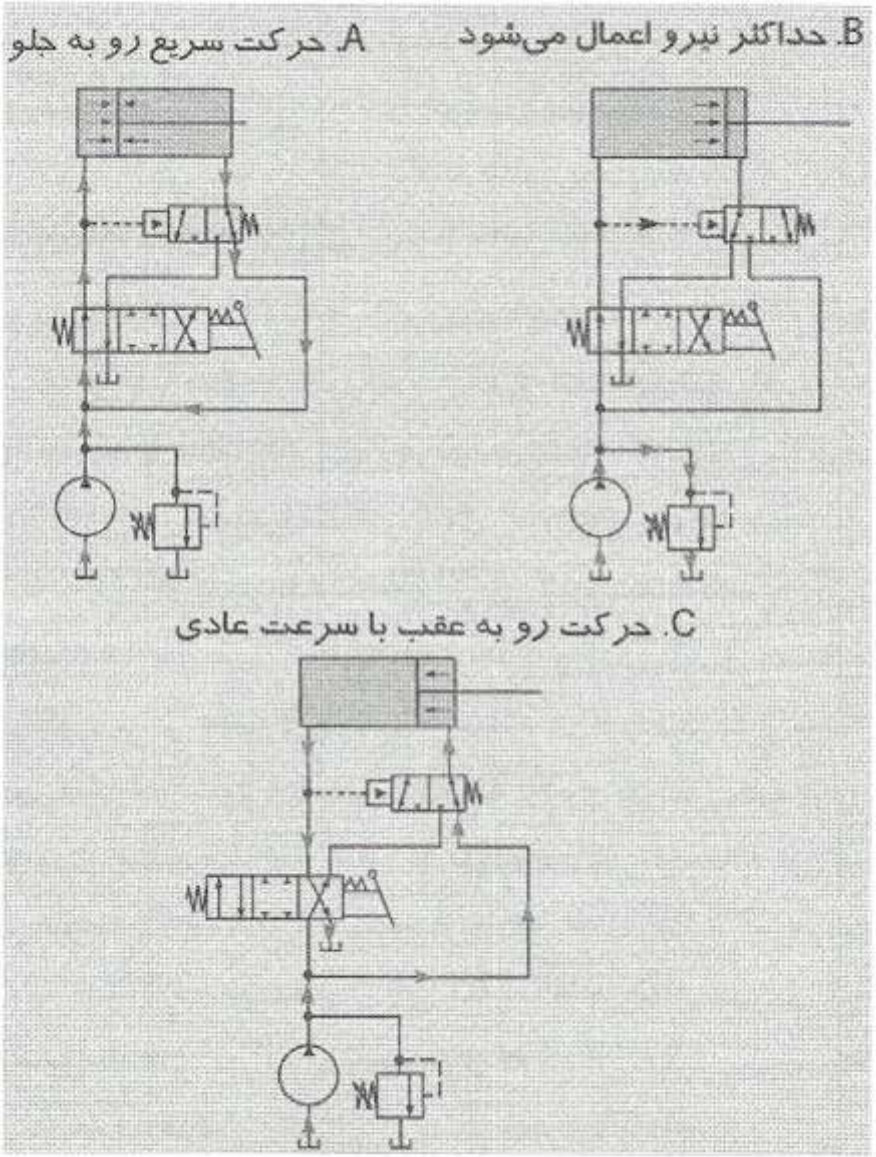
B) حرکت‌سیلندر رو به پایین.

C) حرکت سیلندر رو به بالا



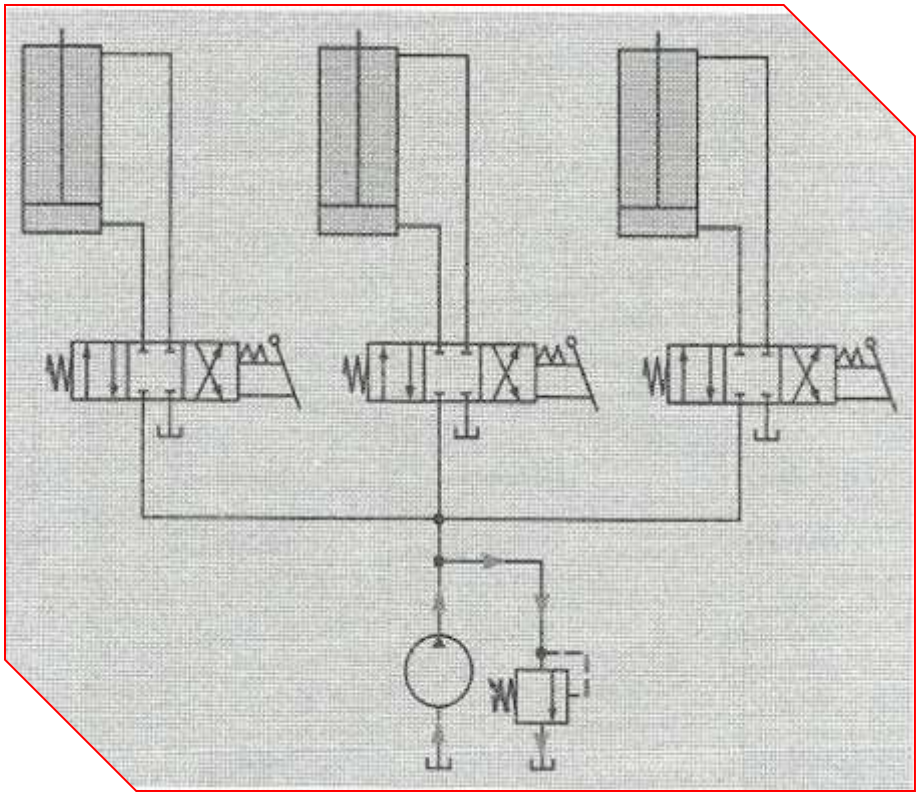
استفاده از شیر با ساچمه شناور. **A)** سیلندر در حرکت رو به عقب. **B)** حرکت رو به جلو از طریق شیر سه راهه 1. **C)** حرکت رو به جلو از طریق شیر سه راهه 2

www.mecha.blog.ir



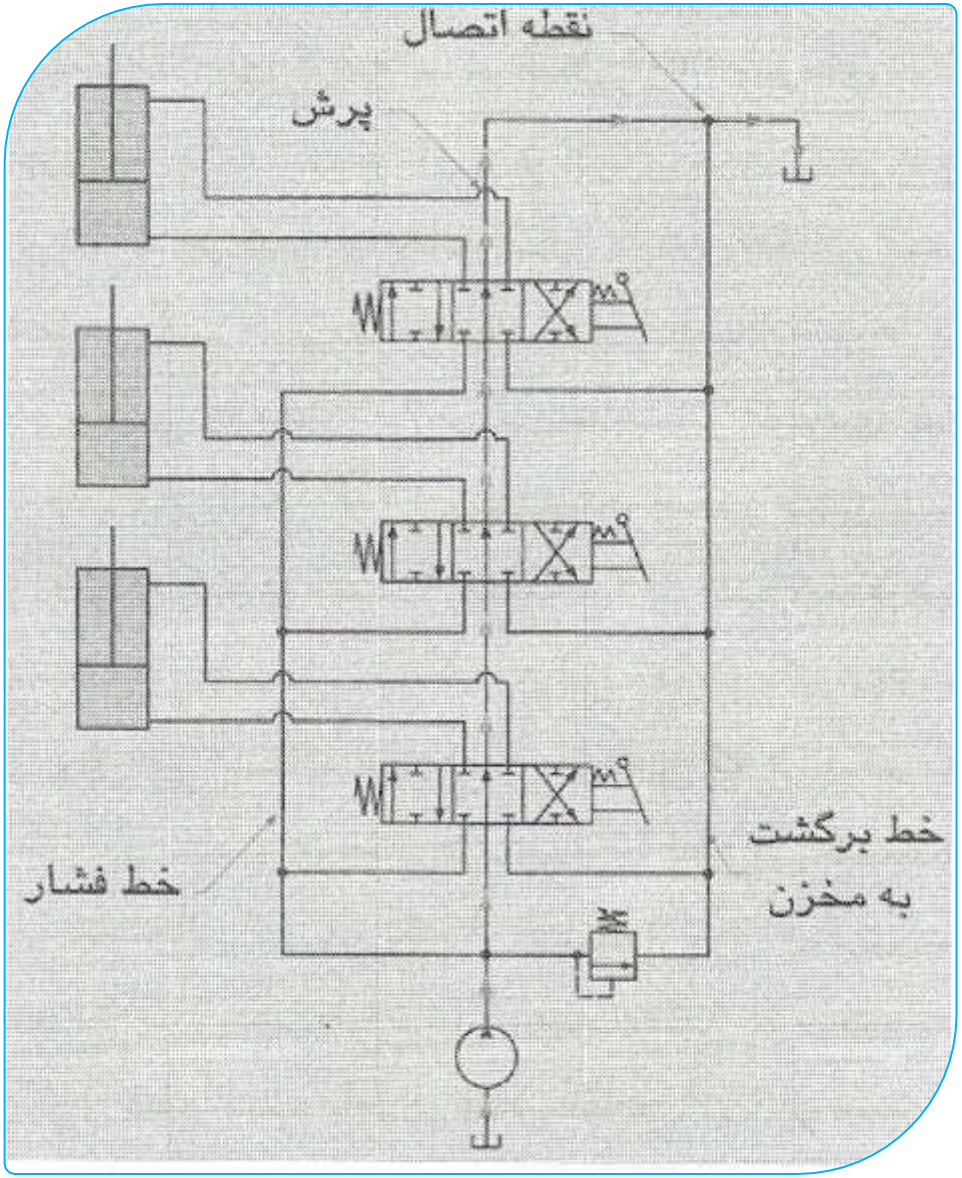
مدار تشدید. **A)** حرکت سریع رو به جلو. **B)** اعمال حداکثر نیرو. **C)** حرکت رو به عقب با سرعت عادی

www.mecha.blog.ir



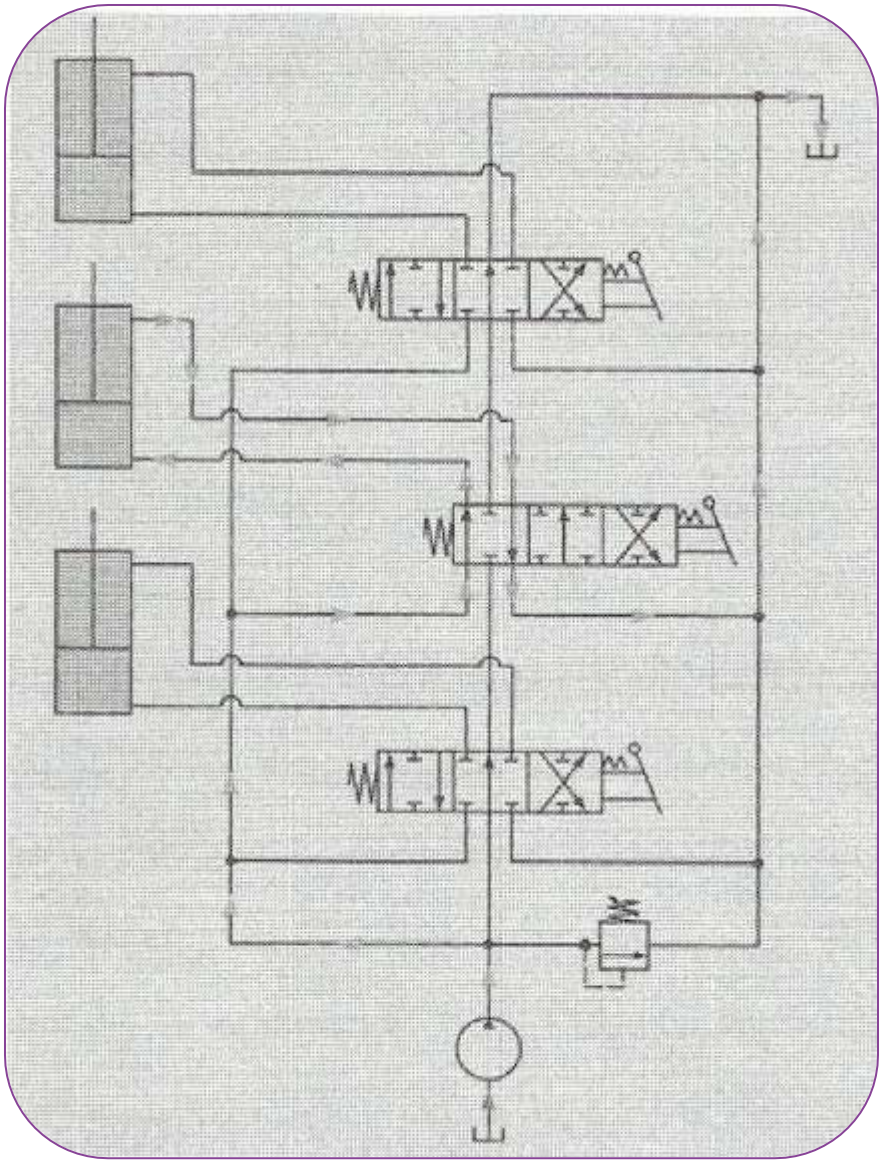
مدار موازی

استفاده از مدار موازی سبب میشود انرژی سیال هنگامی که هیچ یکاز شیرها تحریک نشده اند به صورت حرارت اتلاف میگرددو همچنین سایش قطعات نیز به دلیل رقیق شدن سیال افزایش یابد.



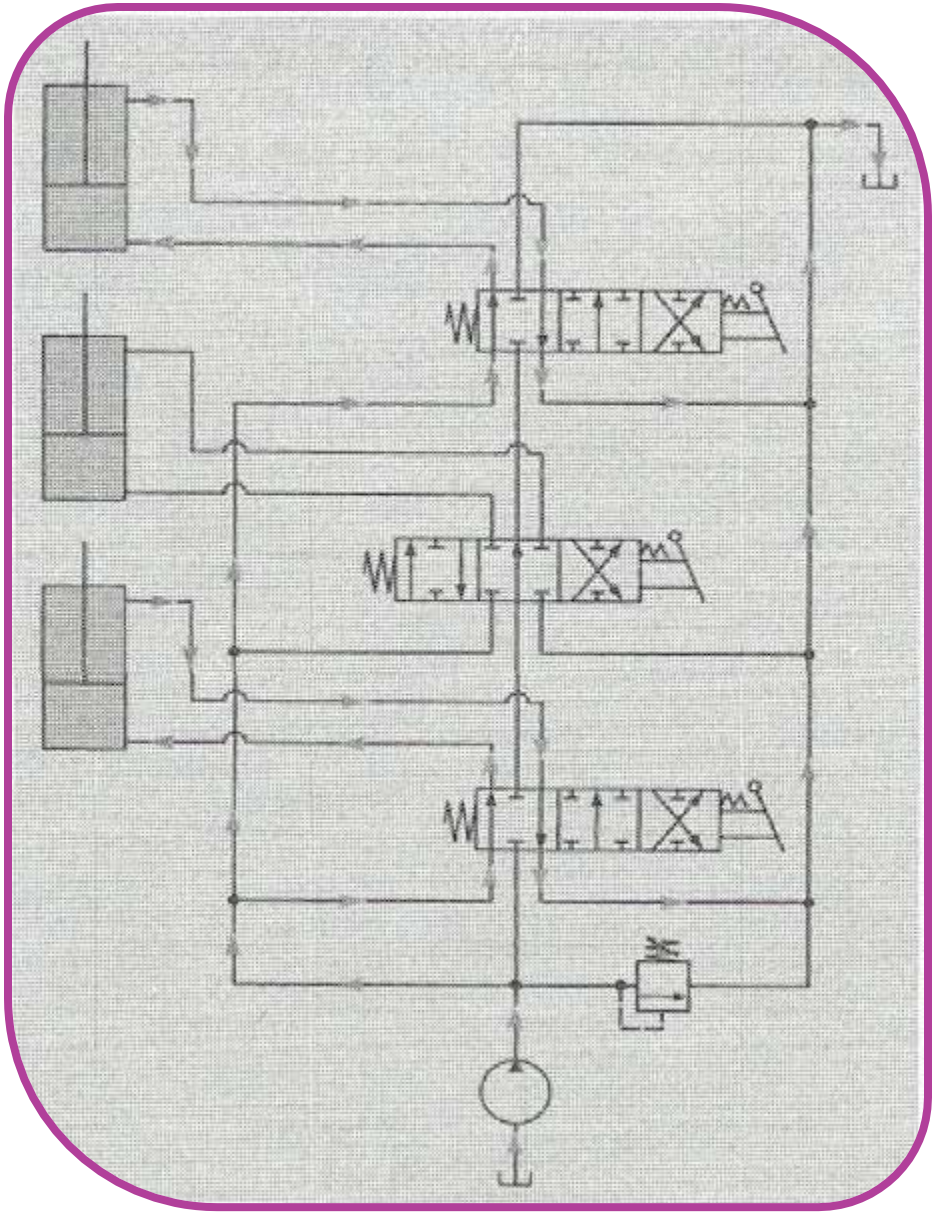
استفاده از شیرهای چند مغزی، در حالتی که همه شیرها در حالت خنثی قرار گرفته‌اند.

www.mecha.blog.ir



استفاده از شیرهای چند مغزی، در حالتی که یک شیر تحریک شده است.

www.mecha.blog.ir

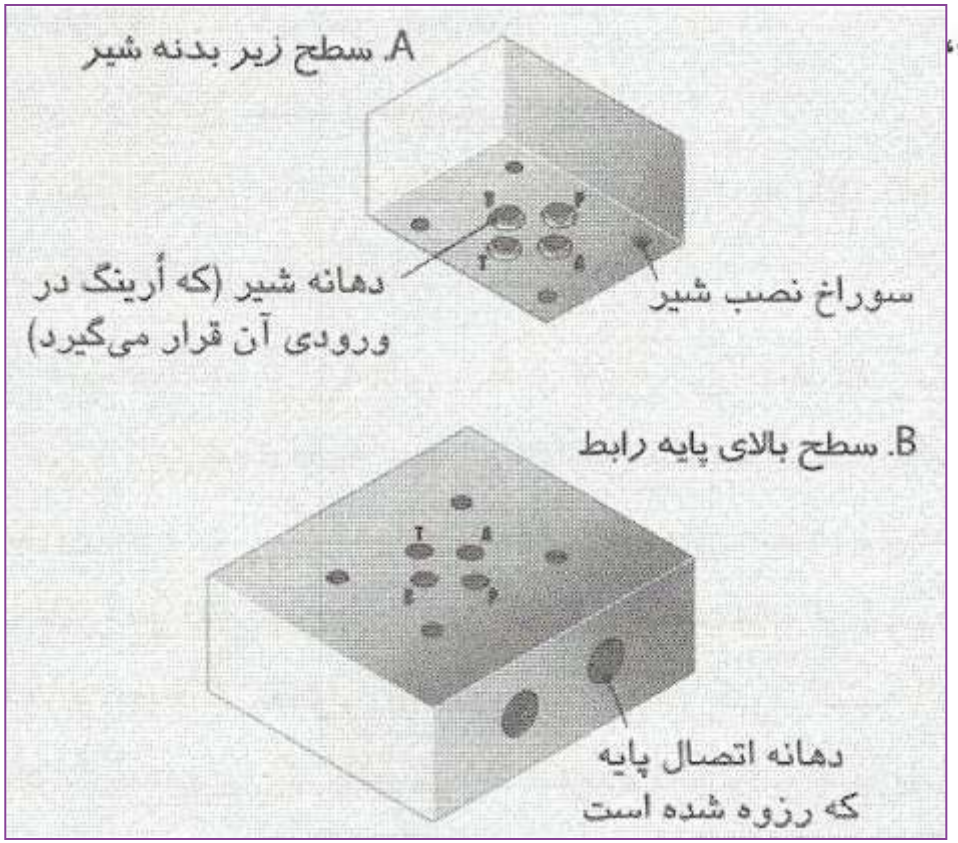


استفاده از شیرهای چند مغزی، در حالتی که دو شیر تحریک شده است.

روش های نصب شیرهای کنترل

شیرهای کنترل جهت را می‌توان بـه دو روش در سیـستمهای هیدرولیک نصب کرد : نصب مستقیم (In line) و نـصب بـا پـایه رابط (Subplate). در روش نصب مستقیـم، دهـانه‌های شیـر بر روی بدنه به صـورت سـوراخهایی رزوه شـده هستند و می‌توان لوله‌ها و اتصالات را مستقیماً به بدنه شیر وصـل نمـود. این‌روش نصب چند عیب اساسی دارد. بهنگام باز و بسته کردن شیر از سیستم ممکن است رزوه‌ها خراب شده یـا هـرز شـوند. سایش محل رزوه‌ها ممکن است باعث جدا شدن براده‌هـایی از رزوه‌ها شده و وارد شدن این ذرات به داخل شـیر آن را خـراب کند. در روش نصب با پایه رابط، دهانه‌های شـیر در زیـر بدنـه شیر قـرار گرفته‌اند و رزوه شـده نیستند. بدنه شیر بر روی پایه رابط نصب می‌شود که سوراخهایی مطابق با سوراخ دهانـه‌هـای شیر دارد. سوراخهای خروجی پایه رابـط رزوه شـده هـستند و لوله‌ها و فـیتینگهای سیستم به پایه رابط وصل می‌شوند.

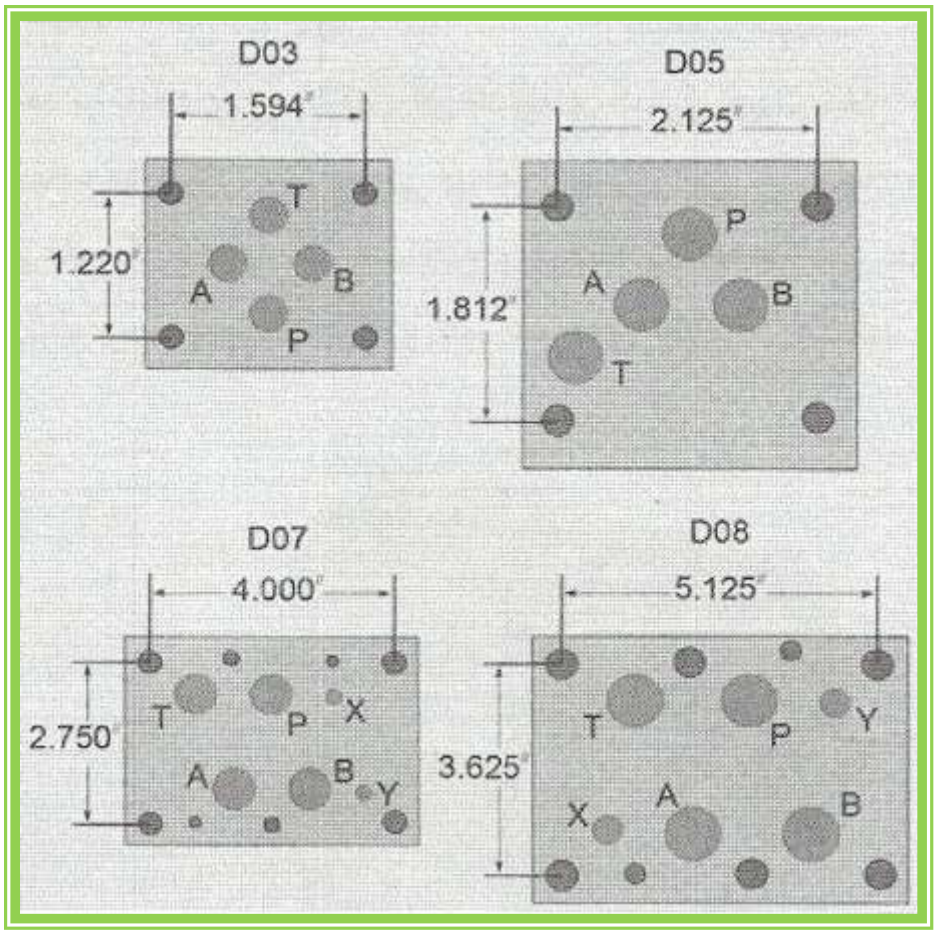
آب‌بندی کردن بدنه شیر به پایه رابط، با استفاده از اُ رینگهایی که در دهانه‌های شیر قرار می‌گیرند،



پایه رابط
A. سطح زیر بدنه شیر
B. سطح بالای پایه رابط

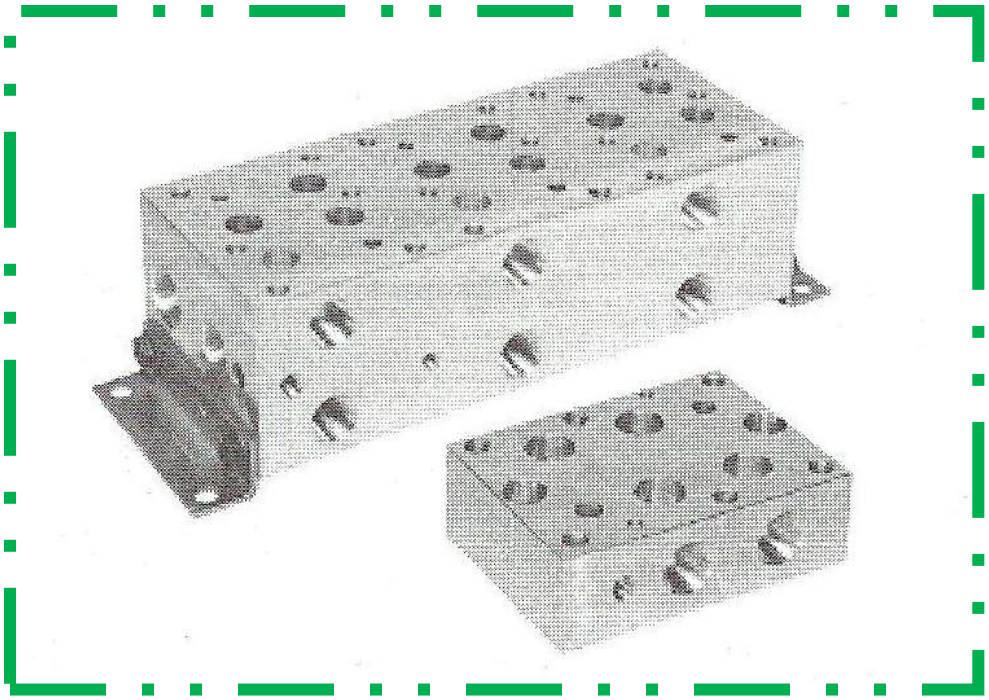
استفاده از روش نصب پایه رابط باعث می‌شود نشتی در سیستم کاهش یافته و از ورود آلودگیها و ذرات خارجی به داخل شیر جلوگیری شود. احتمال آسیب دیدن بدنه شیر به هنگام نصب یا باز کردن آن نیز کم می‌شود. همچنین در این روش، زمان کمتری برای نصب یا باز کردن شیر صرف می‌شود.

شیرها و پایه‌های رابط آن طبق استاندارد در طرحها و مدلهای مختلفی عرضه می‌شوند.



طرحهای استاندارد NFPA برای پایه‌های رابـط نصب شیرها

حسن دیگر روش نصب با پایه رابط این است که می‌توان چند شیر را برروی یک پایه توزیع کننده نصب نمود. پایه توزیع، نوعی پایه رابط است که می‌تواند سیال را به دهانه‌های مختلف چند شیر هدایت نماید.



پایه توزیع

۱- ایجاد یک سیستم جمع و جور و کم حجم،

۲- افزایش سرعت پاسخ عملگرها به تغییر حالت شیرهای کنترل به دلیل کوتاه شدن مسیرهای حرکت سیال،

۳- کاهش‌نشتیها بدلیل استفاده‌کمتر از از اتصالات رزوه شده،

۴- زمان نصب و تعویض کوتاهتر،

۵- آسانتر شدن نصب و تعویض شیرها و

۶- کاهش احتمال نفوذ آلودگیها به داخل شیر، به دلیل کاهش تعداد دهانه‌های رزوه شده.

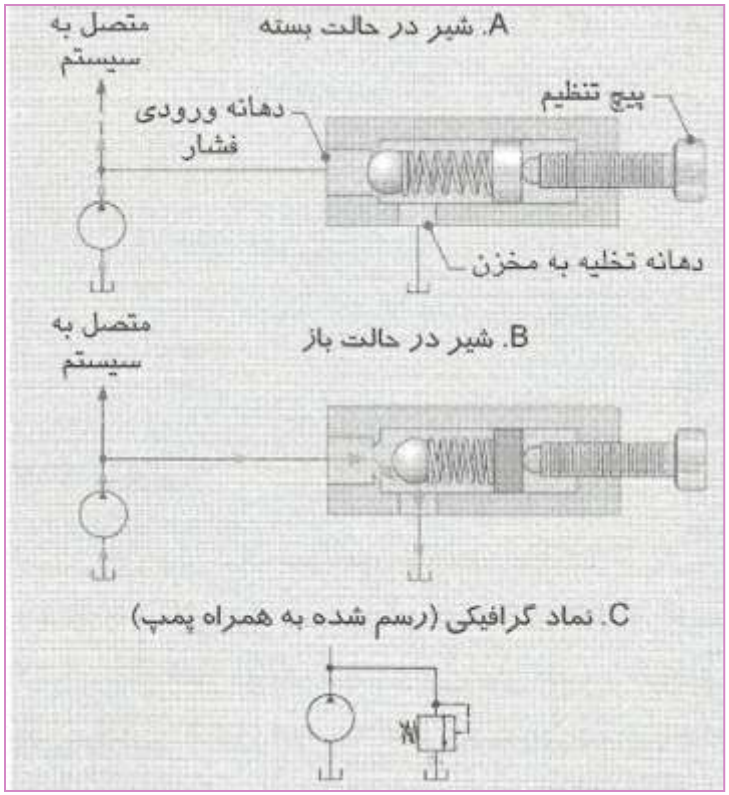
تنها عیب استفاده از پایه‌های رابط و توزیع این است که زمان طراحی و آزمایشات اولیه سیستم افزایش یافته و هزینه اولیه بیشتری نیز دارد.

فصل هفتم

کنترل فشار در سیستمهای هیدرولیک

مقدمه: نیروی خروجی یک سیلندر، متناسب با فشار سیال در سیستم و سطح موثر پیستون آن است که ($F = p \cdot A$). با کنترل سطح فشار در یک سیستم می‌توان نیروی خروجی یک سیلندر را کنترل کرد. با کنترل فشار ورودی به یک موتور هیدرولیکی می‌توان گشتاور خروجی آن را کنترل کرد. شیرهای کنترل فشار می‌توانند حداکثر فشار را در یک سیستم تنظیم کنند و بدین وسیله می‌توان نیرو یا گشتاور خروجی عملگرها را کنترل نمود. با کنترل حداکثر فشار افزایش *نامطلوب* فشار در یک سیستم می‌تواند بسیار خطرآفرین باشد. شیرهای کنترل فشار می‌توانند، حداکثر فشار را در کل سیستم یا قسمتی از یک سیستم تنظیم کنند. بعضی از انواع شیرهای کنترل فشار، فقط در برابر تغییرات فشار عکس‌العمل نشان می‌دهند و در واقع فشار را کنترل *نمی‌کنند*.

شیرهای اطمینان



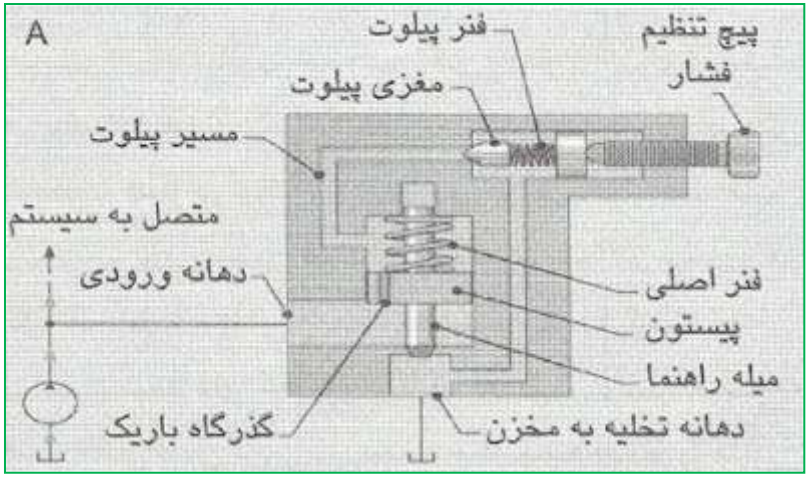
شیرهای اطمینان که به شیرهای فشارشکن نیز معروفند، حداکثر فشار را در یک سیستم محدود می‌کنند. هنگامی که میزان فشار در یک سیستم به حد خاصی برسد، جریان سیال از طریق این شیر به مخزن هیدرولیک تخلیه‌می‌شود. ساده‌ترین نوع شیرهای اطمینان، شیر اطمینان با عملکرد مستقیم میباشد.همه شیرهای اطمینان با عملکرد

دهانه فشار دارند که به مسیر خروجی پمپ وصل می‌شود و یک دهانه تخلیه دارند که به مسیر برگشت سیال به مخزن متصل می‌گردد. در این شیرها، یک ساچمه یا یک مغزی مخروطی جلوی دهانه ورودی فشار قرار دارد و نیروی یک فنر از پشت، آن را برروی دهانه می‌فشارد.

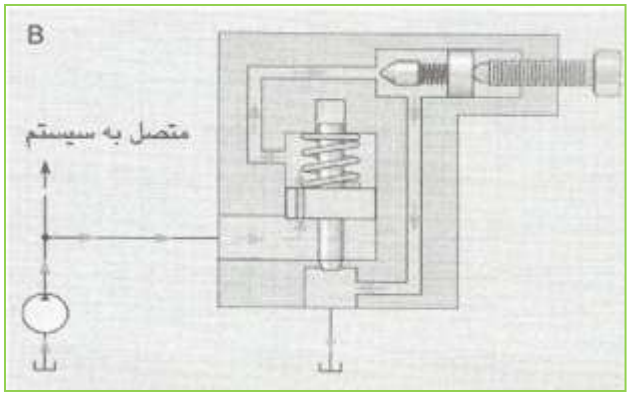
در اغلب مدارهای هیدرولیکی، از شیرهای اطمینان پیلوت‌دار (Pilot – operated relif valve) به جای شیر اطمینان مستقیم استفاده می‌شود

این شیر از ترکیب یک

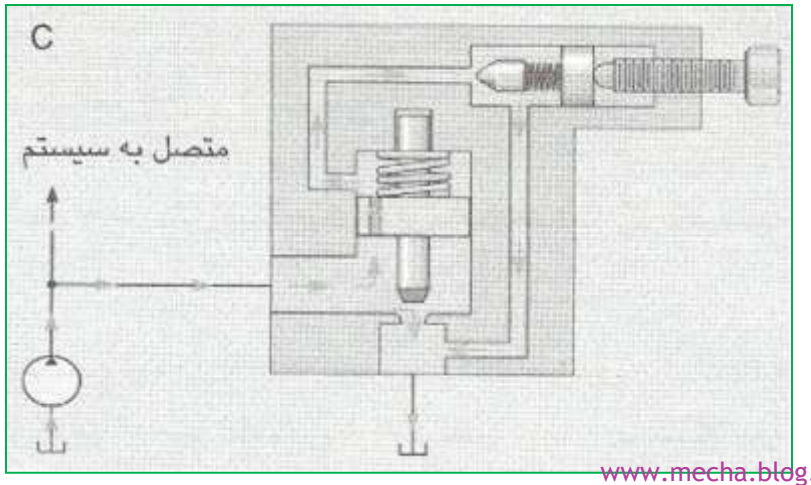
شیر اطمینان پیلوت کوچک و یک شیر اطمینان اصلی ساخته شده است. با اعمال فشار سیستم به این شیر، ابتدا شیر پیلوت باز می‌شود و سبب می‌شود شیر اطمینان اصلی باز گردد. همانند شیر اطمینان مستقیم، شیر اطمینان پیلوت‌دار نیز یک دهانه ورودی فشاردارد که به مسیر خروجی پمپ وصل می‌شود و یک دهانه تخلیه که به مخزن متصل می‌گردد



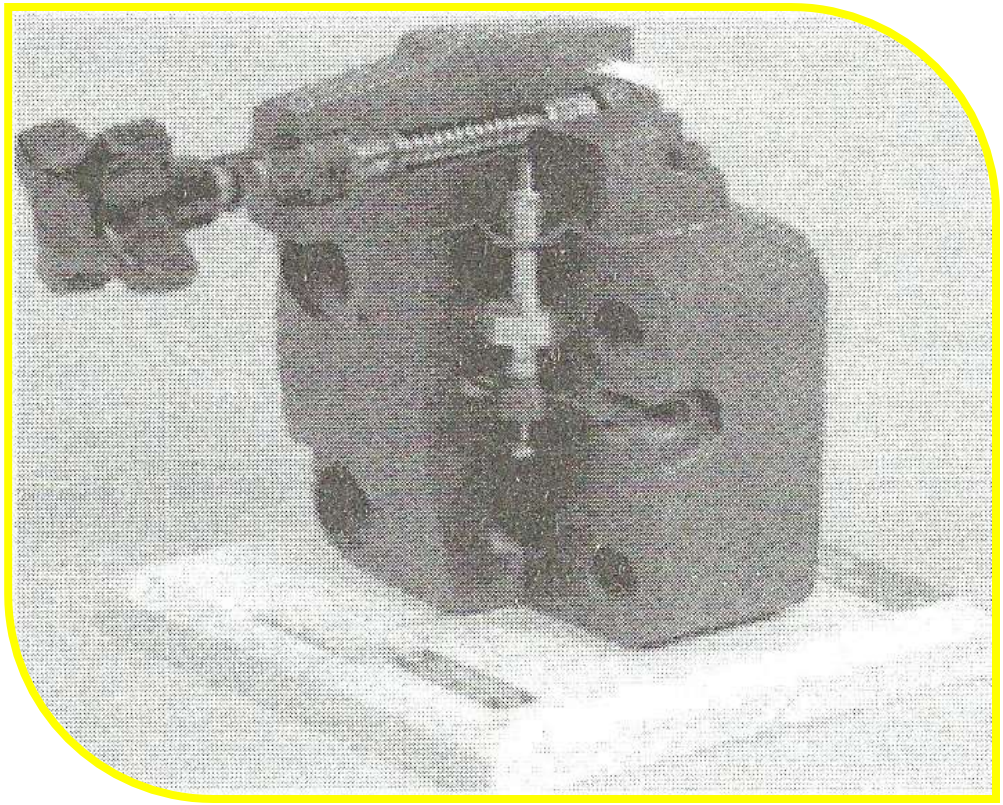
شیر اطمینان پیلوت دار در حالت بسته



شیر اطمینان پیلوت دار در حالی که پیلوت آن باز شده است.

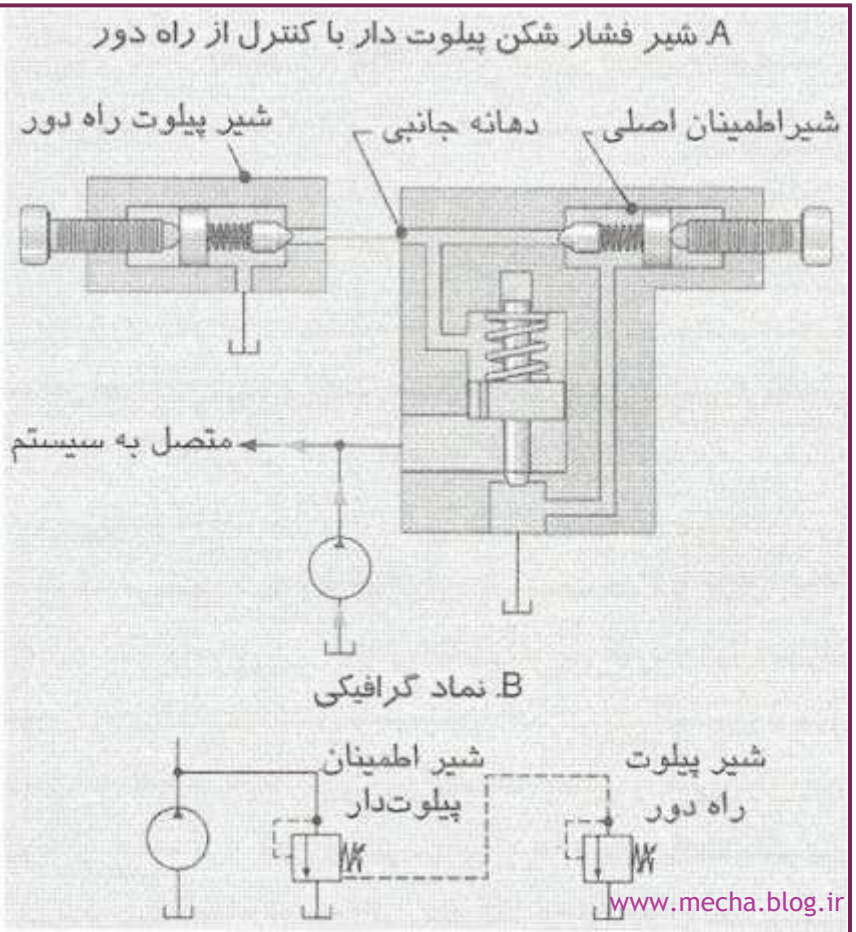


شیر اطمینان پیلوت دار در حالی که شیر پیلوت و اصلی آن باز شده است.



تصویر برش خورده از یک شیر اطمینان پیلوت دار

برتری شیر اطمینان پیلوت‌دار نسبت به شیر اطمینان مستقیم چیست؟ در یک ظرفیت عبور جریان و تحمل فشار، شیر پیلوت‌دار کوچک‌تر از شیر مستقیم است. محدوده تنظیم فشار شیرهای پیلوت‌دار نیز وسیع‌تر است. مزیت دیگر شیر پیلوت‌دار، قابلیت کنترل از راه دور می‌باشد این کار با وصل کردن دهانه جانبی شیر اصلی به یک شیر اطمینان مستقیم امکانپذیر است



A) شیر اطمینان پیلوت‌دار با کنترل راه‌دور.

B) نماد گرافیکی

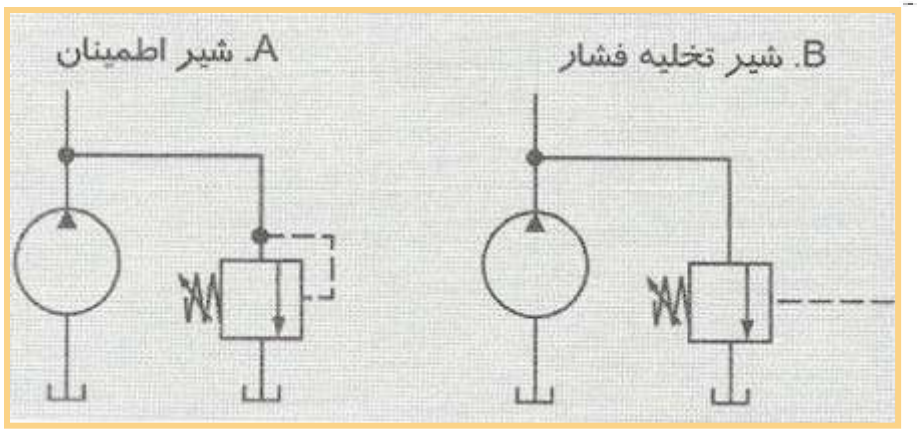
www.mecha.blog.ir

فشاری که شیر اطمینان شروع به باز شدن می‌کند، **فشار شکست** (Cracking pressure) نامیده می‌شود. در این فشار، دهانه خروجی شیر اندکی باز شده و جریان سیال به میزان کمی به مخزن تخلیه می‌گردد و بقیه جریان سیال به قسمتهای دیگر سیستم هدایت می‌شود. فشاری که باعث می‌شود دهانه شیر اطمینان کاملاً باز شود، **فشار جریان کامل** (Full - flow pressure) نامیده می‌شود. در این فشار، همه جریان خروجی پمپ از طریق شیر اطمینان به مخزن جاری می‌گردد. فشار جریان کامل، حداکثر فشار سیستم است. اختلاف بین فشار شکست و فشار جریان کامل، **اضافه فشار** (Pressure override) نام دارد که در کاتالوگ سازندگان شیرهای اطمینان نیز به آن اشاره می‌شود.

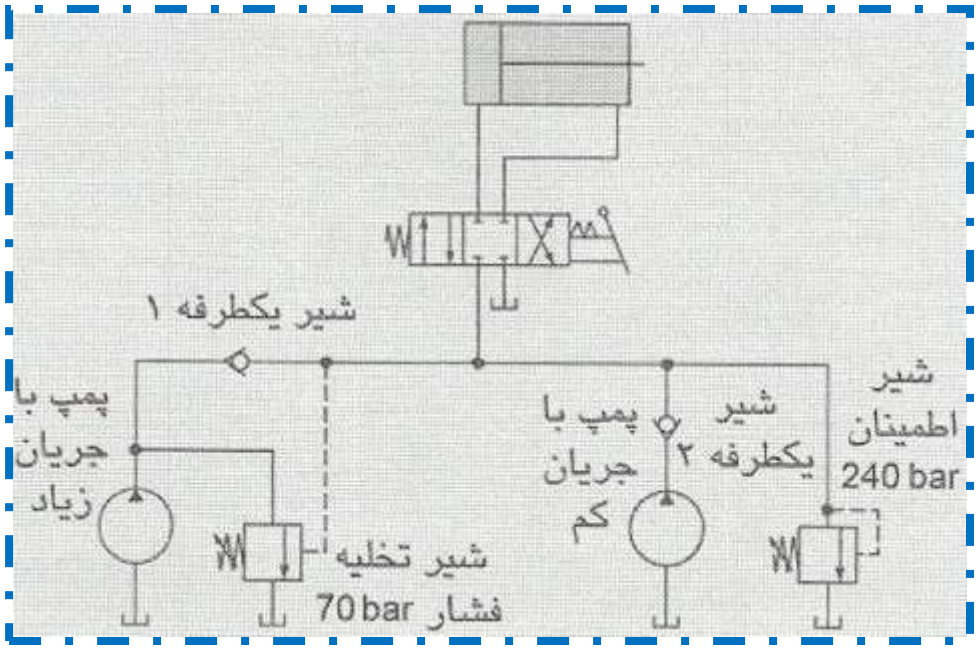
شیرهای تخلیه فشار

شیرهای تخلیه فشار، از نظر ساختمان شباهت زیادی به شیرهای‌اطمینان دارند.

شیرها وقتی فشار در مسیر به حد خاصی برسد، جریان سیال را به مخزن تخلیه خواهند کرد. البته شیر تخلیه فشار، فشار مسیر پیلوت خود را می‌تواند از هر جایی در مدار دریافت کند، در حالی که در شیرهای اطمینان، این فشار از دهانه ورودی شیر دریافت می‌گردد



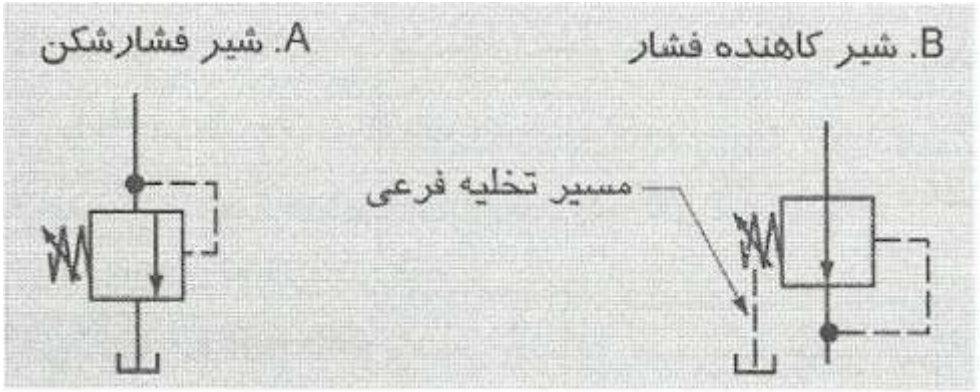
شیرتخلیه‌فشار. A) شیراطمینان. B) شیرتخلیه‌فشار



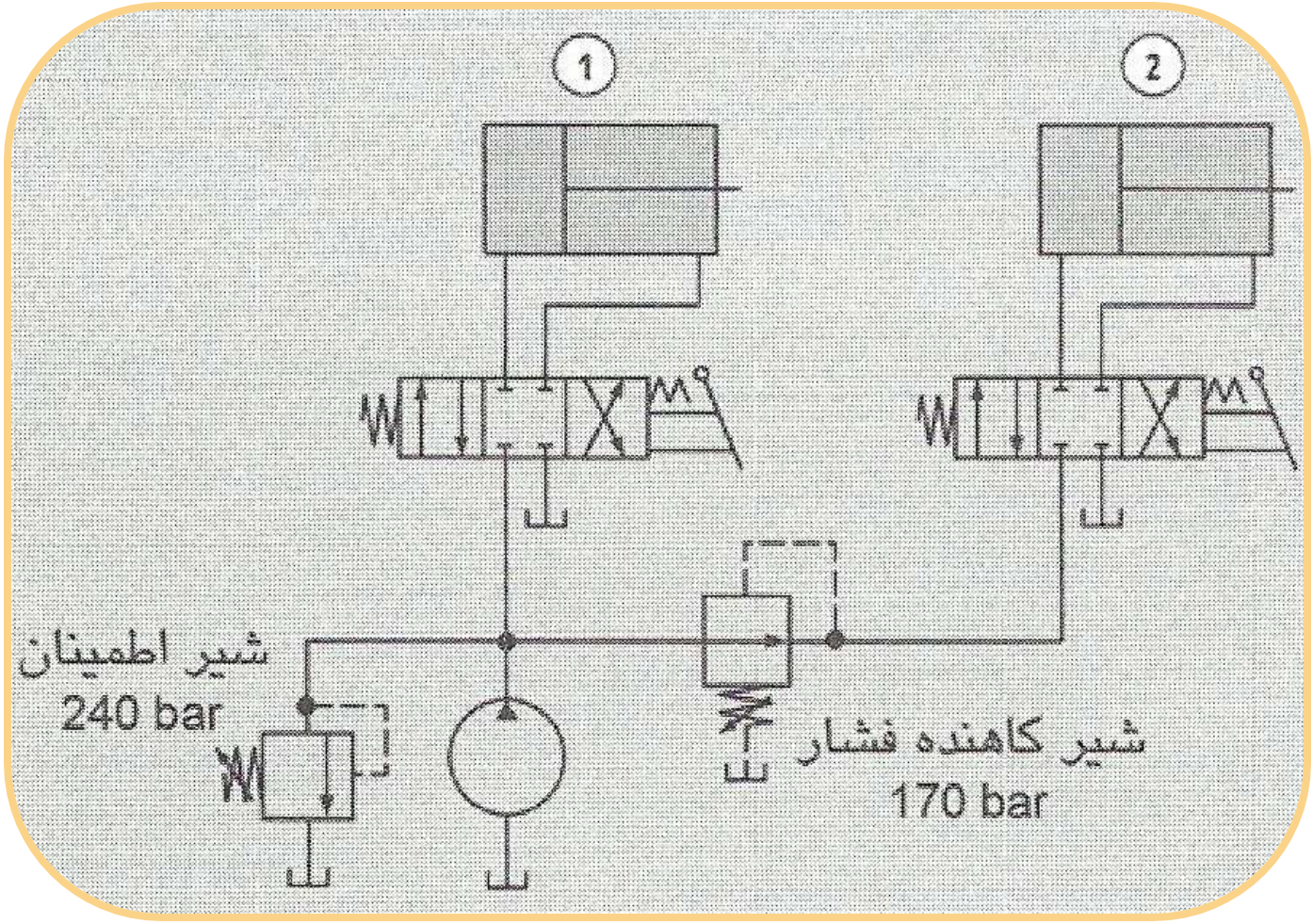
استفاده از شیر تخلیه فشار
در مدار هیدرولیک

این مدار معمولاً هنگامی استفاده می‌شود که لازم باشد سیلندر، مقداری از کورس خود را با سرعت زیاد و فشار کم طی کند. مثلاً در یک پرس ممکن است لازم باشد سیلندر اصلی ابتدا سریع حرکت کرده تا به نزدیک قطعه کار برسد و به هنگام شکل دادن قطعه کار، سرعت سیلندر آهسته شده و نیروی آن به حداکثر برسد.

با استفاده از شیرکاهنده فشار می‌توان در قسمتی از یک سیستم، سطح فشار سیال را کاهش‌داد. نماد در شکل زیر شیرکاهنده فشار را می‌توان با نماد شیر اطمینان مقایسه کرد. شیرهای کاهنده فشار در حالت عادی باز هستند، ولی شیرهای اطمینان در حالت عادی بسته هستند. شیر کاهنده فشار، از مسیر دهانه خروجی خود فرمان می‌گیرد، ولی شیر اطمینان از مسیر دهانه ورودی خود فرمان می‌گیرد. شیر کاهنده فشار یک مسیر تخلیه فرعی دارد ولی شیر اطمینان چنین مسیری *ندارد*.



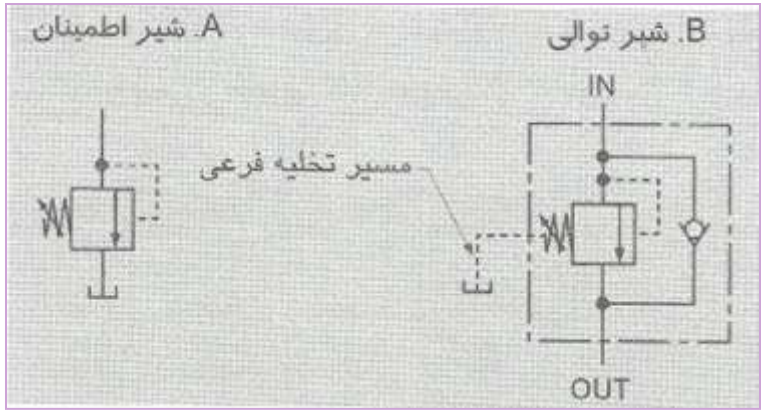
شیر کاهنده فشار. **A)** شیر اطمینان. **B)** شیر کاهنده فشار



یک مدار کاربردی برای شیر کاهنده فشار

شیرهای توالی

شیرتوالی نوعی شیر کنترل فشار است که دو عملگر را وادار می‌کند به ترتیب حرکت کنند. شیرهای توالی از نظر ساختمان، شباهت زیادی به شیرهای اطمینان دارند.

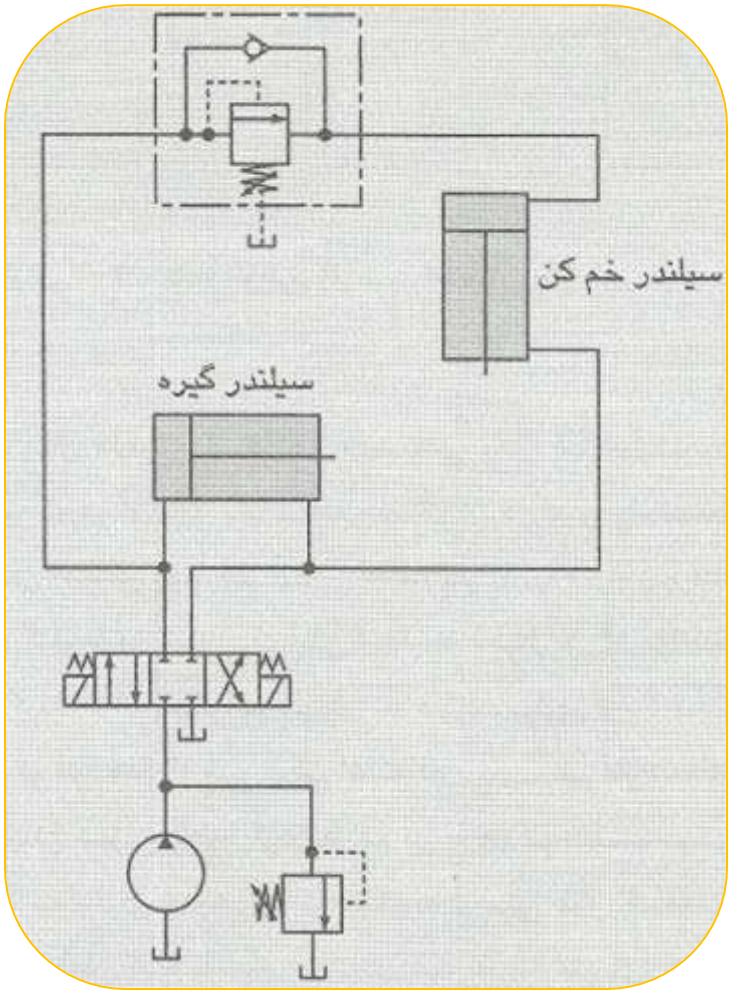


شیر توالی. **A)** شیر اطمینان. **B)** شیر توالی.

در شیر توالی به جای اینکه جریان خروجی از شیر به مخزن هیدرولیک تخلیه شود، هنگامی که فشار در دهانه ورودی آن به حد تنظیم شده رسید، جریان به قسمت خاصی از سیستم هدایت می‌گردد. استفاده از شیر یکطرفه در کنار شیر توالی سبب می‌شود که عبور سیال در جهت عکس از کنار شیر توالی براحتی عبورنماید (یعنی از دهانه خروجی به طرف دهانه ورودی شیر توالی

www.mechablog.ir

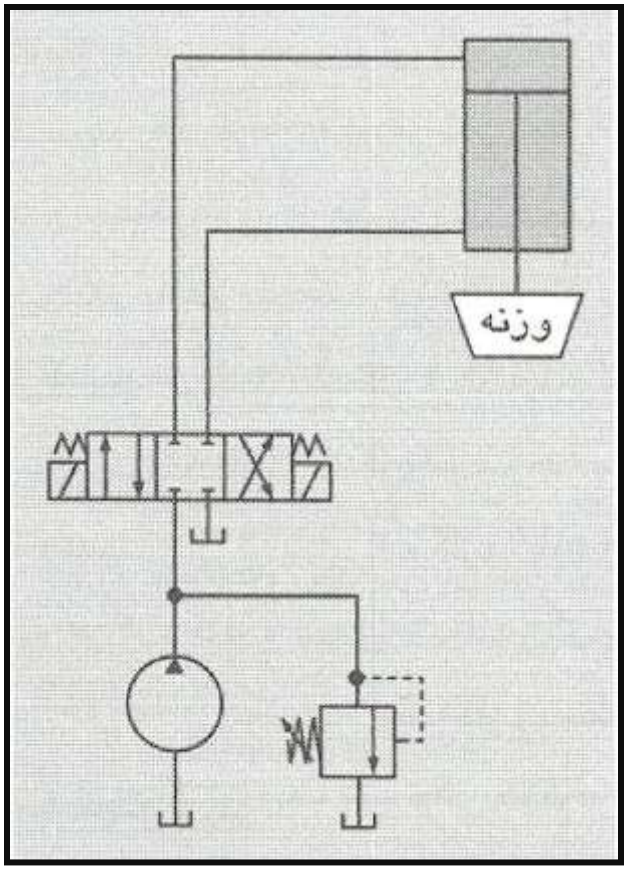
یک مثال کاربردی استفاده از شیر توالی، مدار کنترل یک پرس است که در آن باید یک سیلندر عملگر ابتدا گیره را ببندد و سپس سیلندر دوم جلو آمده و قطعه کار را به فرم موردنظر خم کند.



کاربرد شیر توالی

شیرهای خنثی کننده

شیرهای خنثی کننده وزن، در واقع شیرهای کنترل فشار هستند که برای جلوگیری از حرکت یک بار تحت نیروی ثقل به صورت *ناخواسته* به‌کار می‌روند. این وضعیت هنگامی روی می‌دهد که سیلندر عملگر به صورت عمودی نصب شده و وزنه‌ای را بالا یا پایین می‌برد



یک سیلندر که بصورت عمودی قرار گرفته و وزنه‌ای را حرکت می‌دهد.

شیرهای ترمز موتور

شیرهای ترمز، همانند شیرهای خنثی کننده وزن، برای جلوگیری از ایجاد شتابهای تند شونده *ناخواسته* در عملگرها استفاده می‌شوند. شیرهای خنثی کننده وزن برای سیلندرها و شیرهای ترمز برای موتورهای هیدرولیک به‌کار می‌روند. شیرهای ترمز غالباً در سیستمهایی به‌کار می‌روند که در آنها از موتور برای بالا و پایین بردن یک وزنه (مانند وینچهای هیدرولیکی) استفاده گردد.

نصب شیرهای کنترل فشار

همانند شیرهای کنترل جهت، شیرهای کنترل فشار نیز در دو نوع با نصب مستقیم و نصب برروی پایه رابط عرضه‌می‌شوند.

شیرهایی که مستقیماً به لوله‌های سیستم وصل‌می‌شوند، دارای دهانه‌های اتصال رزوه شده هستند. ولی در شیرهایی‌که روی‌پایه رابط نصب می‌شوند، دهانه‌های عبور سیال، به صورت سوراخهایی بدون رزوه در زیر شیر واقع شده‌اند. برروی سطح فوقانی پایه رابط، سوراخهایی مشابه سوراخهای شیر وجود دارد و به هنگام نصب شیر برروی پایه، این سوراخها دقیقاً مقابل هم قرار می‌گیرند. لوله‌های سیستم به دهانه‌های رزوه شده پایه رابط وصل می‌شوند.

برروی پایه رابط توریع، می‌توان چند شیر نصب کرد.

فصل هشتم

شیرهای کنترل جریان

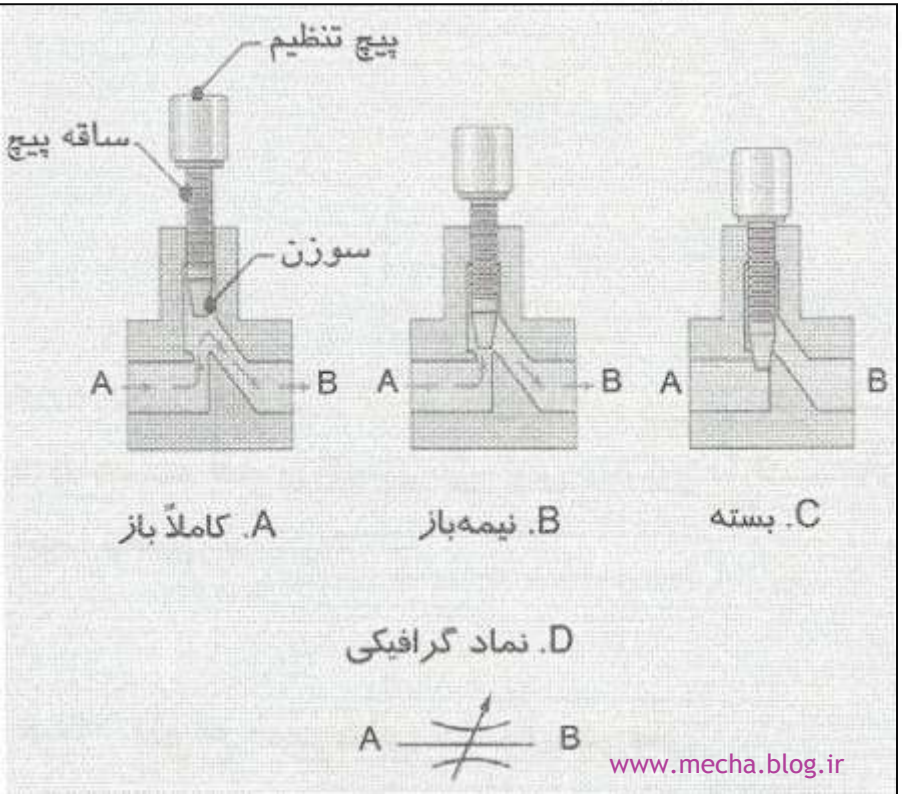
مقدمه:

وظیفه یک شیر کنترل جریان (Flow control valve)، کنترل شدت جریان سیال در یک سیستم هیدرولیک است. شیر کنترل جریان، این کار را با تنگ یا گشاد کردن گذرگاه عبور سیال انجام می‌دهد (همانند یک شیر آب).

سرعت حرکت یک عملگر، نسبت مستقیم با شدت جریان سیال دارد. بنابراین برای کنترل سرعت عملگرها باید شدت جریان سیستم را کنترل کرد.

انواع شیرهای کنترل جریان

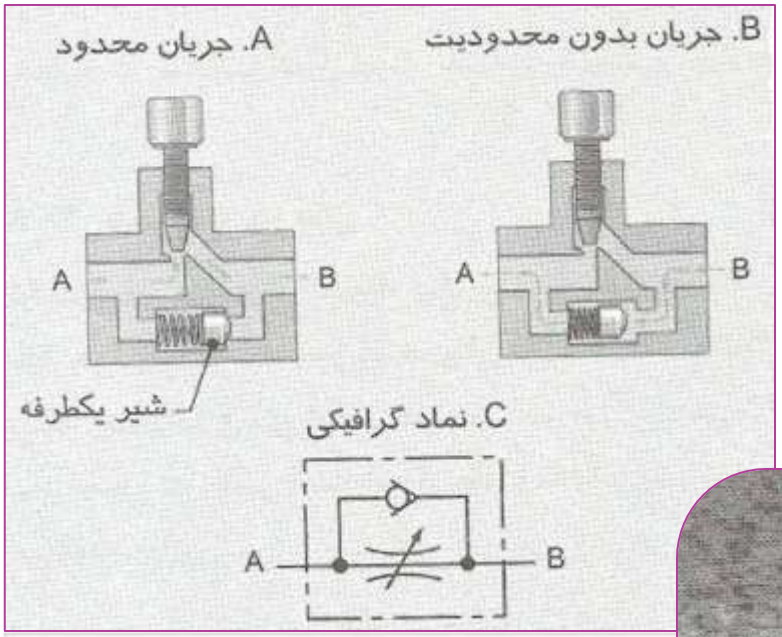
ساده‌ترین نوع شیرهای کنترل جریان، شیر سوزنی (Needle valve) است در شکل زیر ساختمان این شیر بسیار ساده است و در آن با تنگ یا گشاد شدن مسیر عبورجریان توسط یک سوزن، شدت جریان عبوری کم و زیاد خواهد شد. اندازه گذرگاه بسادگی با چرخاندن یک پیچ که سوزن در انتهای آن قرار دارد، تنظیم می‌گردد.



شیر کنترل جریان سوزنی. **A)** کاملاً باز. **B)** نیمه باز. **C)** کاملاً بسته. **D)** نماد گرافیکی

www.mecha.blog.ir

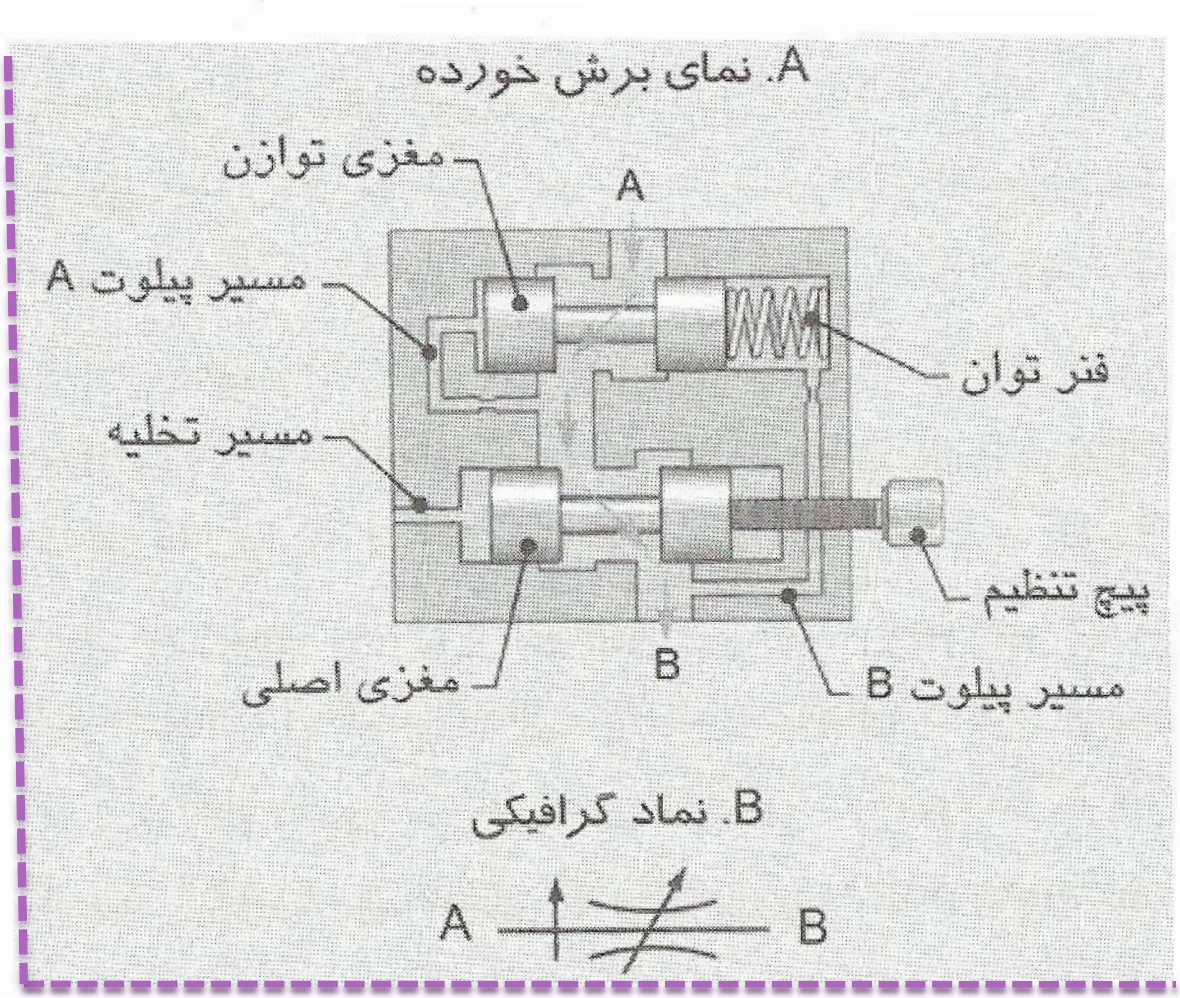
شیرهای کنترل‌جریان سوزنی بـدون شـیر یکطرفـه را شـیر گلـویی (Metering valve) نیز می‌نامند. شیر کنتـرل جریـان معمولاً به شیرهایی گفته می‌شود که دارای یک شیر سـوزنی و یک شیر یکطرفه باشد



❖ شیر کنتـرل جریـان (از نـوع سـوزنی و بـا شـیر یکطرفه). **A)** عبور محدود جریان. **B)** جریان بدون محـدودیت در جهت عکس. **C)** نماد گرافیکی. **D)** تصویر یک شـیر کنتـرل جریان با مارک Easy Read

در شیر کنترل جریان سوزنی ساده، یک افت فشار بین دو طرف شیر پدید می‌آید که متناسب با اندازه گذرگاه است. هرچه اندازه گذرگاه تنگتر شود، افت فشار در شیر بیشتر خواهد بود. شدت جریان عبوری از شیر نیز متناسب با میزان افت فشار است. عیب این طرح این است که با تغییر فشار در سیستم، جریان عبوری تغییر خواهد کرد. بنابراین امکان دارد بدون تغییر در تنظیم شیر کنترل جریان، سرعت عملگرها تغییر کند. با توجه به اینکه بارهای متغیری به یک سیستم هیدرولیک وارد می‌شود و فشار در سیستم تغییر می‌کند، این یک عیب مهم بشمار می‌رود. برای حل این مشکل، شیرهای کنترل جریان حساس به تغییرات فشار (Pressure compensated) ساخته شده‌اند.

در این شیرهای کنترل جریان، اندازه گذرگاه به طور اتوماتیک نسبت به تغییرات فشار، تغییر می‌کند.



شیر کنترل جریان حساس به تغییرات فشار.

a.نمای برش خورده

b.نماد گرافیکی

ضریب جریان

شدت جریان عبوری از گذرگاه یک شیر، متناسب با افت فشار در آن شیر است. ضریب جریان (Flow coefficient)، بیانگر ارتباط دقیق بین افت فشار و شدت جریان عبوری از شیر به صورت ریاضی است. این ارتباط با معادله زیر تعیین می‌شود :

$$Q = C_v \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{S_g}}$$

C_v = ضریب جریان (برحسب $\left(\frac{lpm}{\sqrt{kPa}}\right)$

Δp = افت فشار در شیر (برحسب kPa)

Q = شدت جریان عبوری از شیر (برحسب lpm)

S_g = چگالی مخصوص سیال

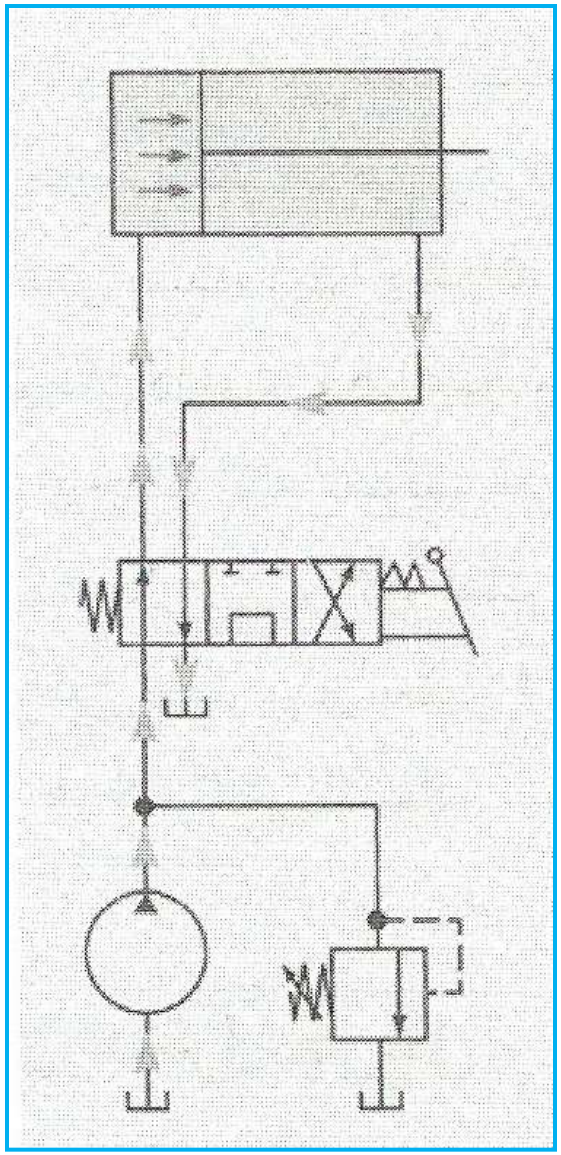
در یک شیر با ضریب C_V برابر با $2.5\ lpm/\sqrt{kPa}$، افت فشار $200\ kPa$ است. شدت جریان عبوری از شیر چقدر است؟ در این سیستم از روغن هیدرولیک استاندارد ($S_g=0.9$) استفاده شده است.

$$Q = C_V \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{S_g}} = 2.5\ \frac{lpm}{\sqrt{kPa}} \cdot \sqrt{\frac{200\ kPa}{0.9}} = \mathbf{37.27\ lpm}$$

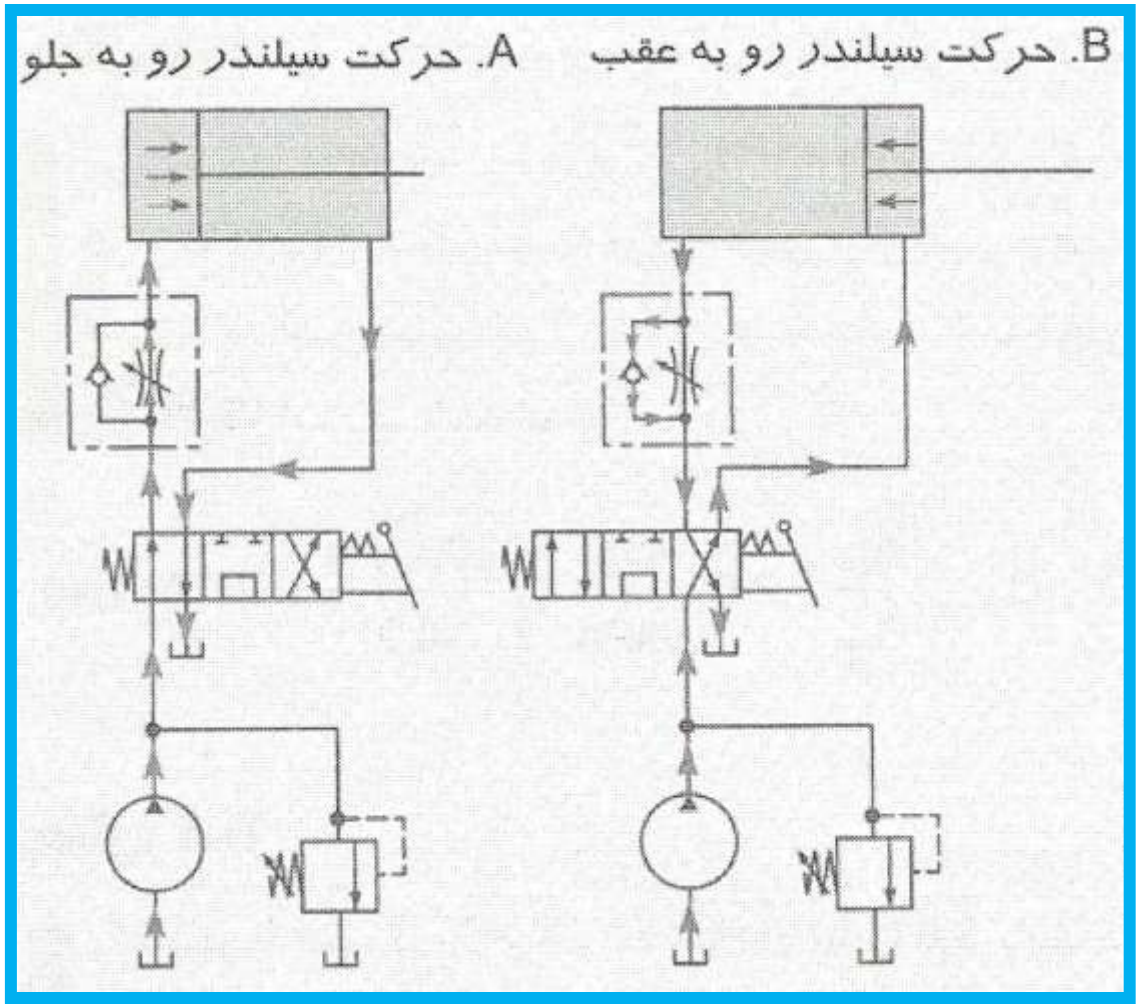
یک شیر با ضریب C_V برابر با $3.0\ lpm/\sqrt{kPa}$ باید در سیستمی با شدت جریان 60 lpm به‌کار رود. افت فشار در شیر را به‌دست آورید. در این سیستم از روغن هیدرولیک استاندارد (S_g=0.9) استفاده شده است.

$$\Delta p = \frac{Q^2}{C_v{}^2} \cdot S_g = \frac{(60\ lpm)^2}{\left(3.0\ \frac{lpm}{\sqrt{kPa}}\right)^2} \cdot 0.9 = \mathbf{360\ kPa}$$

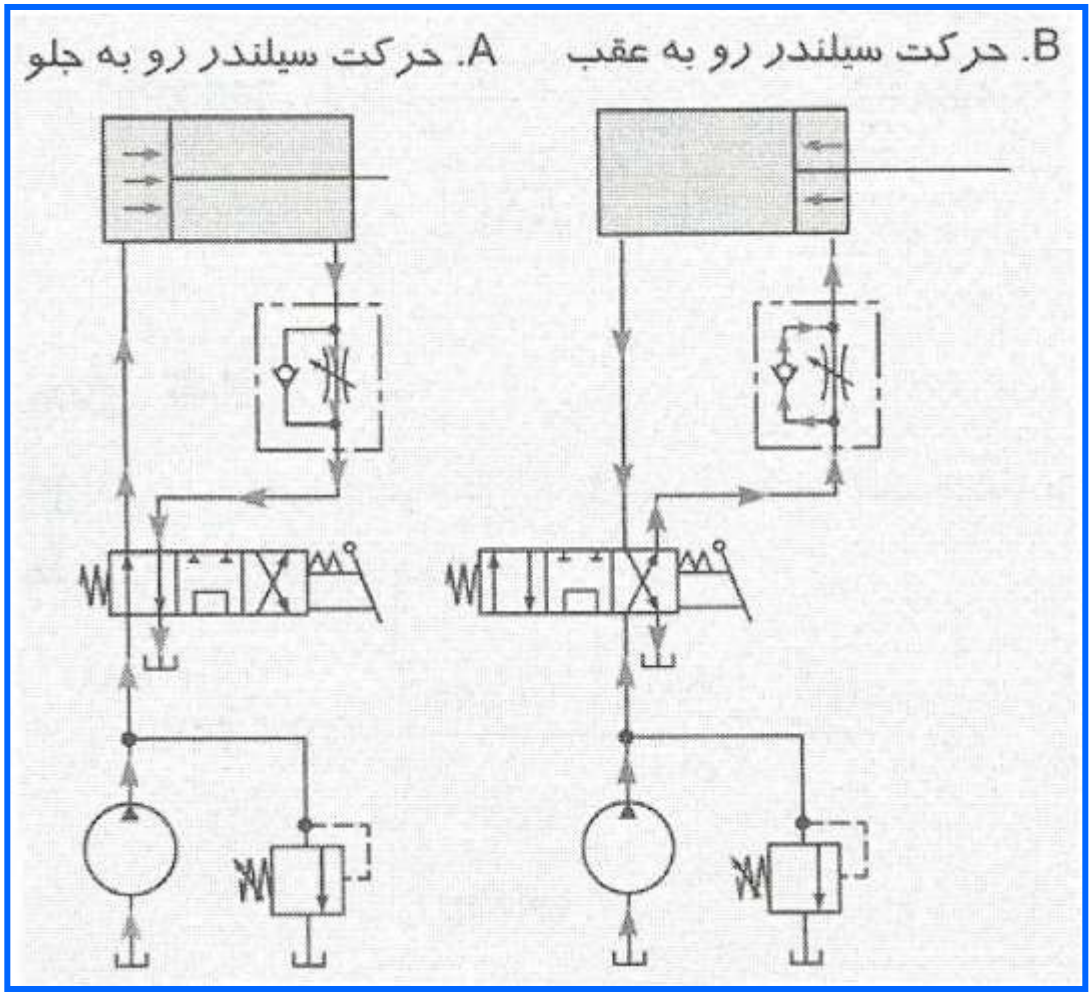
مدارهای کنترل جریان



در مدار ساده کنترل حرکت یک سیلندر میتوان کنترل جریان را در مدارهای هیدرولیک بررسی کرد.



محدودکردن جریان‌ورودی به سیلندر. **A)** حرکت رو به جلو. **B)** حرکت رو به عقب

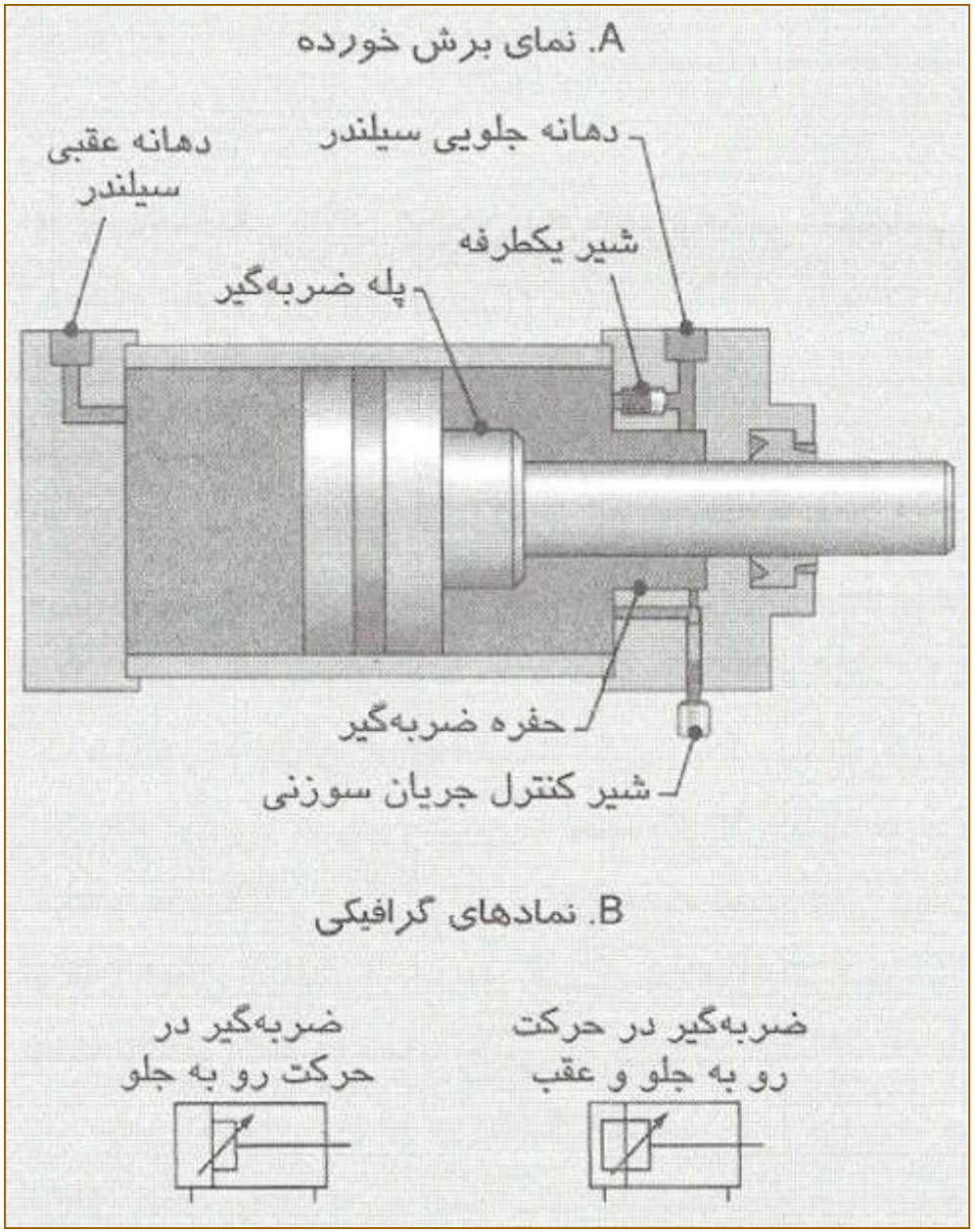


محدود کردن جریان خروجی از سیلندر. **A**) حرکت رو به جلو. **B**) حرکت رو به عقب

سیلندرهای مجهز به ضربه گیر انتهایی

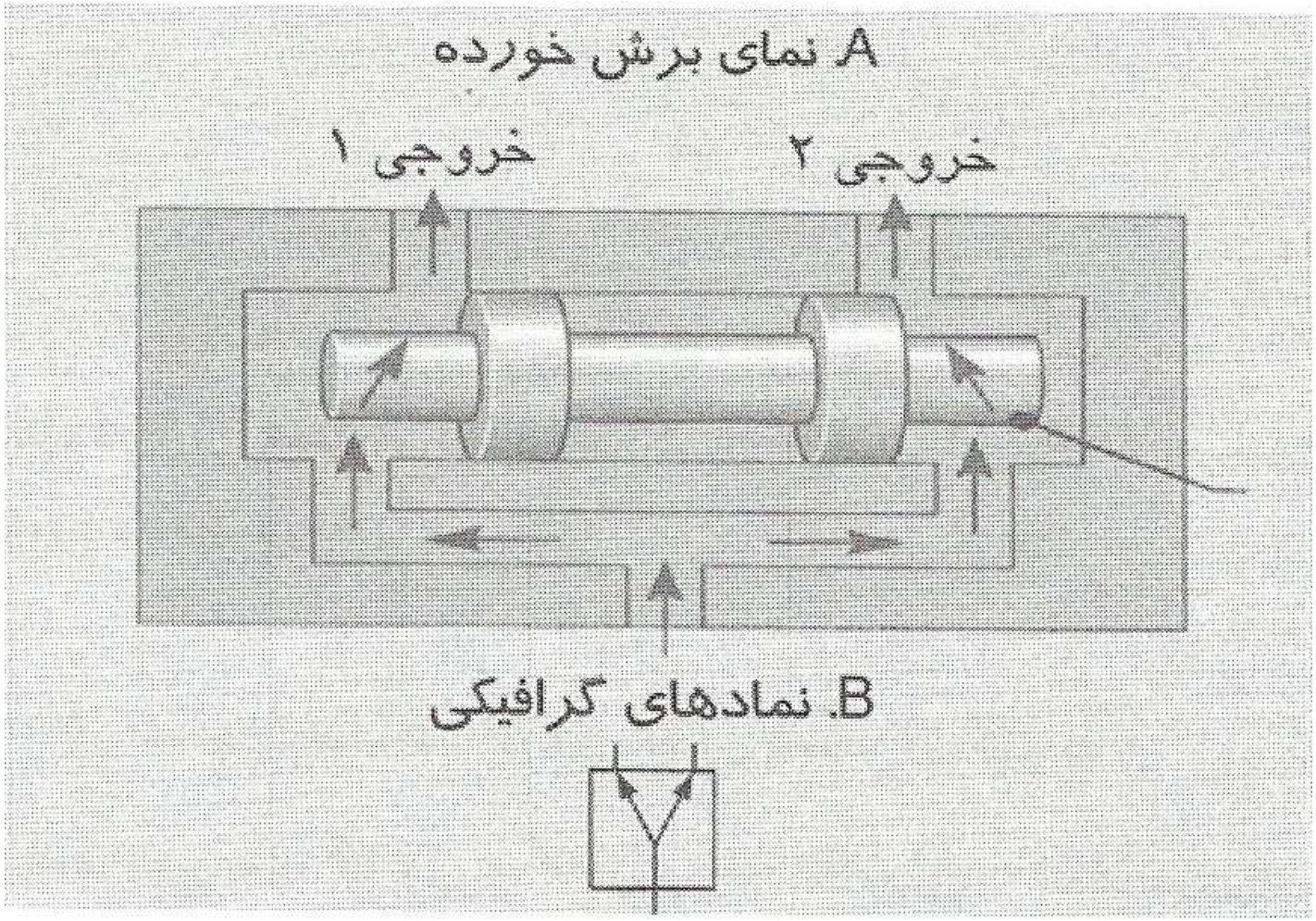
در بعضی از کاربردها لازم است سرعت حرکت سیلندر، درست قبل از رسیدن به انتهای کورس (در حرکت رو به جلو یا عقب) کاهش یابد. مثلاً هنگامی که یک سیلندر، بار شکننده‌ای را حرکت می‌دهد، ممکن است به هنگام توقف ناگهانی سیلندر در انتهای کورس، صدمه‌ای به بار وارد گردد.

یک نمای برش خورده از سیلندرهای مجهز به ضربه گیر انتهایی



تقسیم کننده جریان

شیرهای تقسیم کننده جریان (Flow devider)، جریان خروجی یک پمپ را به دو یا چند مسیر بصورت مساوی توزیع می‌کنند. حتی اگر فشار در مسیرهای انشعابی برابر *نباشد*، این شیرها می‌توانند شدت جریان در مسیرها را برابر نگهدارند. اگر از شیر تقسیم کننده جریان استفاده *نشود*، جریان خروجی پمپ تمایل دارد مسیری را برای عبور انتخاب کند که کمترین مقاومت (کمترین فشار) را داشته باشد. مسیری که کمترین فشار را ایجاد کند، معمولاً همه جریان را عبور خواهد داد. بنابراین از شیر تقسیم کننده جریان هنگامی در یک مدار استفاده می‌شود که لازم باشد، جریان خروجی یک پمپ به صورت‌مساوی‌درمسیرهای انشعابی‌مدار (که با فشارهای متفاوت کار می‌کنند) جاری گردد. شیرهای تقسیم کننده جریان رایج در صنعت، دو نوع هستند : با مغزی متقارن و با مغزی گردشی (Balanced spool and rotary).



شیر تقسیم کننده جریان با مغزی متقارن. **A)** نمایش برش خورده. **B)** نماد گرافیکی

فصل نهم

قطعات فرعی در سیستم هیدرولیک

مقدمه:

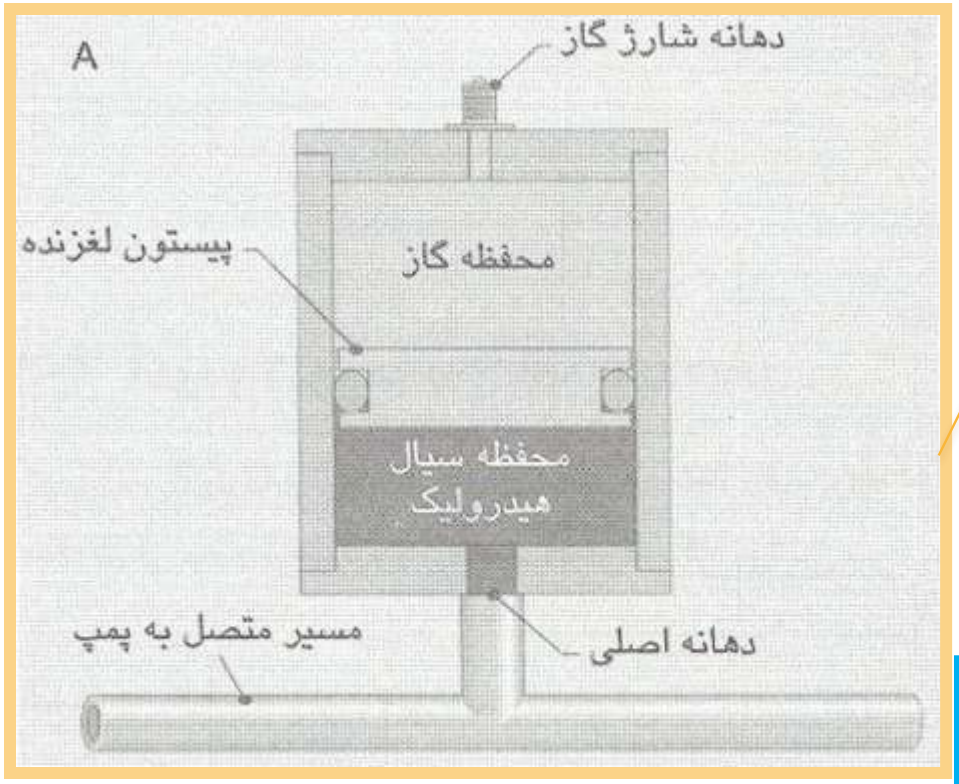
صفت فرعی یا جانبی برای

این قطعات *نباید* چنین تصوری ایجاد کند که وجود آنها اهمیت چندانی *ندارد*. اکثر قطعاتی که در این فصل شرح داده می‌شوند، جزو قطعات بحرانی در مدارهای هیدرولیک هستند. خرابی بعضی از این قطعات ممکن است به از کار افتادن سیستم منجر شود، درست مانند خرابی یک پمپ یا یک عملگر.

آکومولاتورها

آکومولاتور (انباره) وسیله‌ای برای ذخیره سیال هیدرولیک تحت فشار است. ذخیره سیال تحت فشار درواقع روشی برای ذخیره انرژی است که در زمان خاصی مصرف شود. احتمالاً رایج‌ترین کاربرد آکومولاتورها، پشتیبانی از شدت جریان خروجی یک پمپ و ادامه این جریان برای مدت کوتاهی پس از قطع جریان پمپ در یک سیستم هیدرولیک می‌باشد.

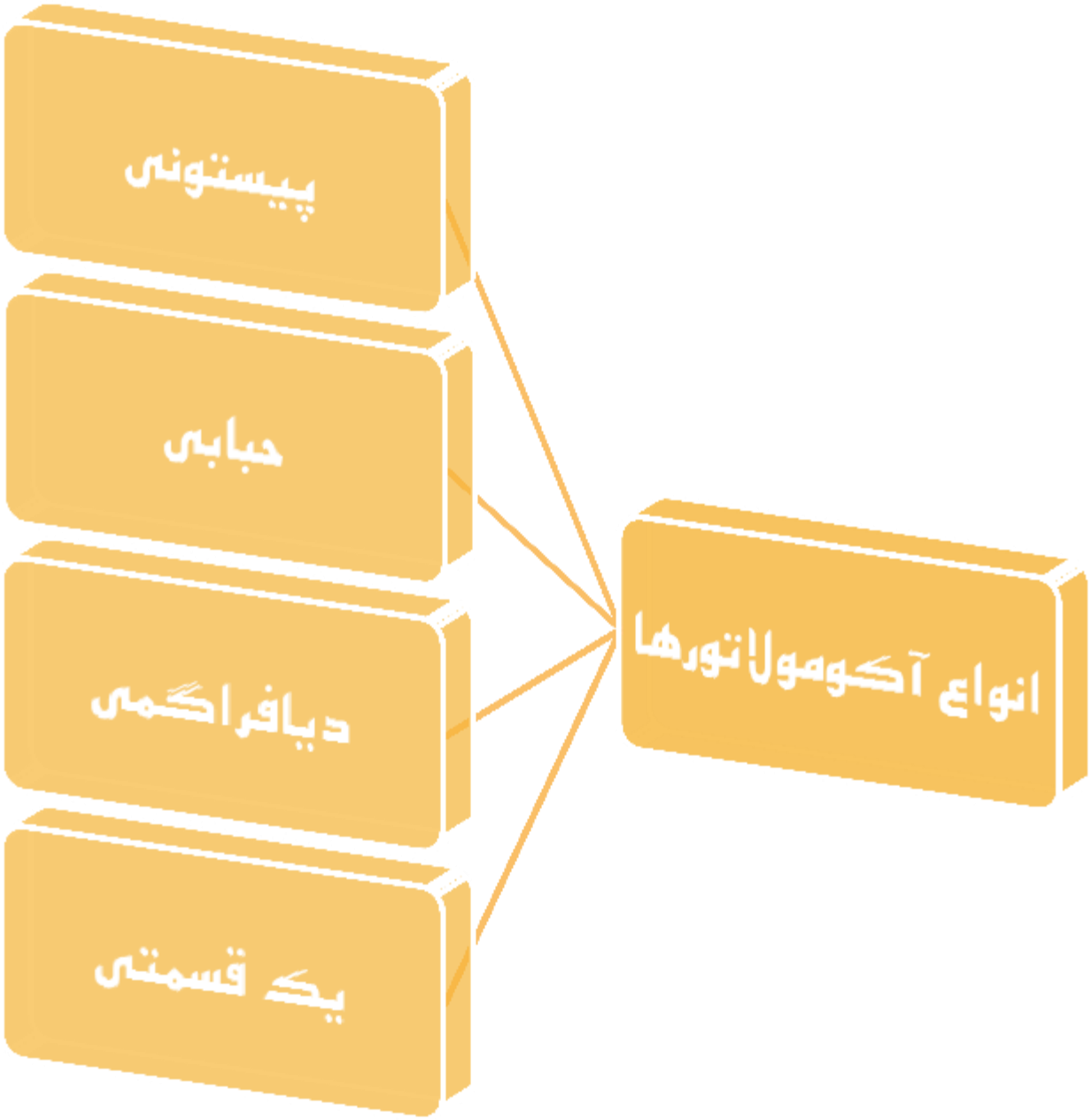
در اغلب آکومولاتورها از انرژی ذخیره شده در یک گاز تحت فشار، برای تحت فشار قرار دادن سیال استفاده می‌شود. این نوع آکومولاتور، آکومولاتوربا شارژ گازی (Gas - charged) نامیده می‌شود.



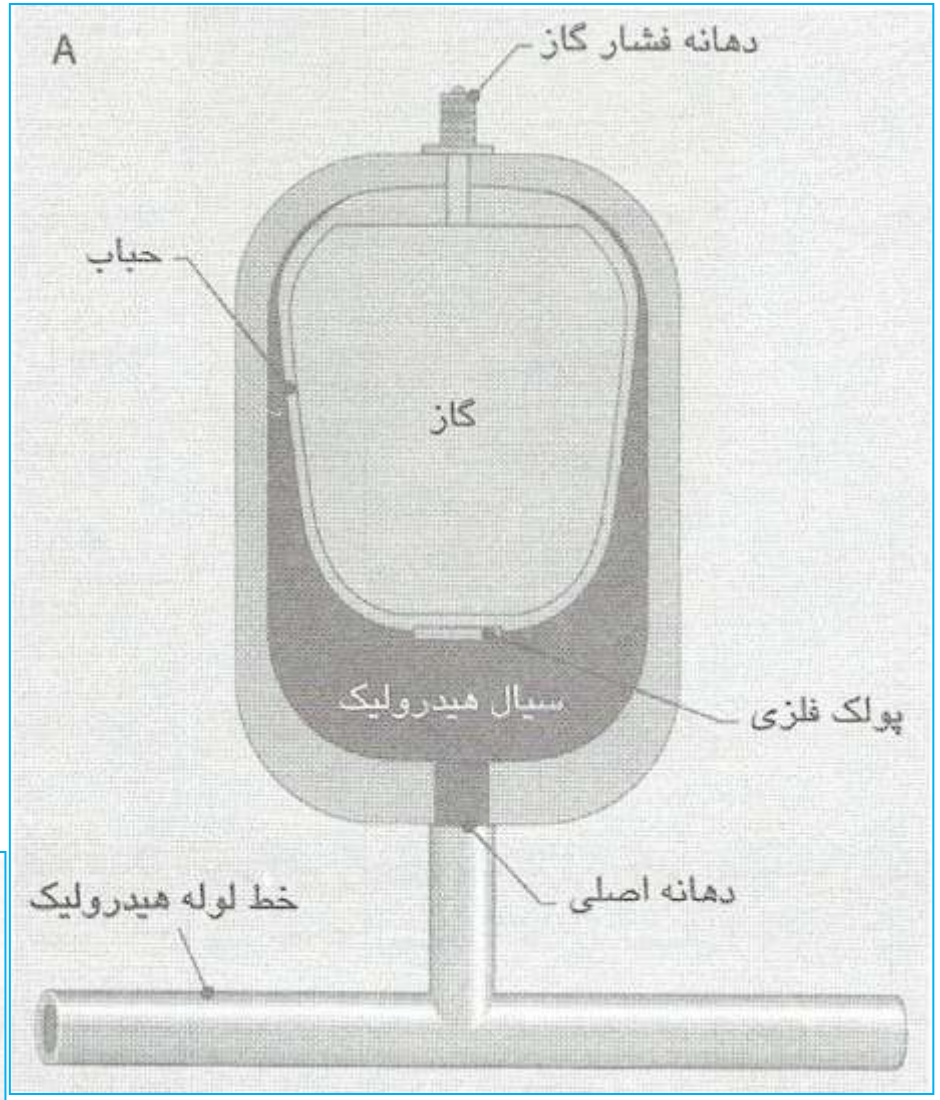
ساختمان اکومولاتور پیستونی

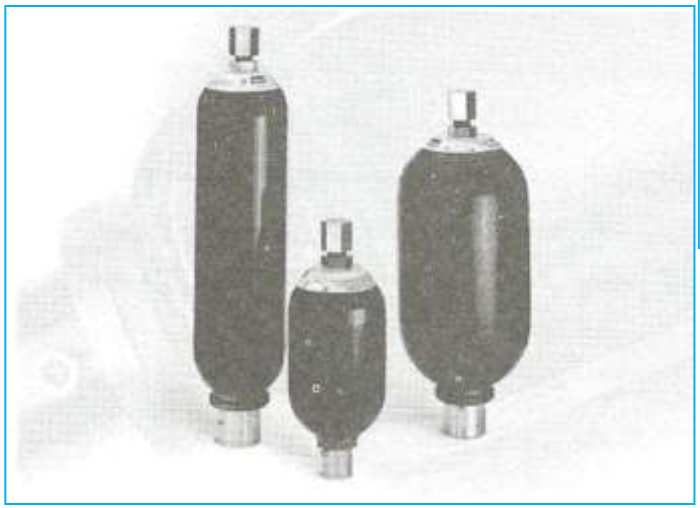
تصویر واقعی یک آکومولاتور پیستونی

پس از شارژ اولیه یک آکومولاتور می‌توان آن را به سیستم هیدرولیک وصل کرده و سیال را به دهانه اصلی آن هدایت کرد. با ورود سیال هیدرولیک به قسمت پایین آکومولاتور، پیستون به طرف بالا رانده می‌شود و گاز موجود در بالای پیستون متراکم می‌گردد. تراکم این گاز باعث افزایش فشار آن شده و این فشار به سیال هیدرولیک نیز وارد می‌شود. پیستون براحتی می‌تواند بلغزد، بنابراین همیشه فشار سیال هیدرولیک و فشارگاز برابر است.


انواع آکومولاتورها
پیستونی
حبابی
دیافراگمی
یک قسمتی

آکومولاتور حبابی

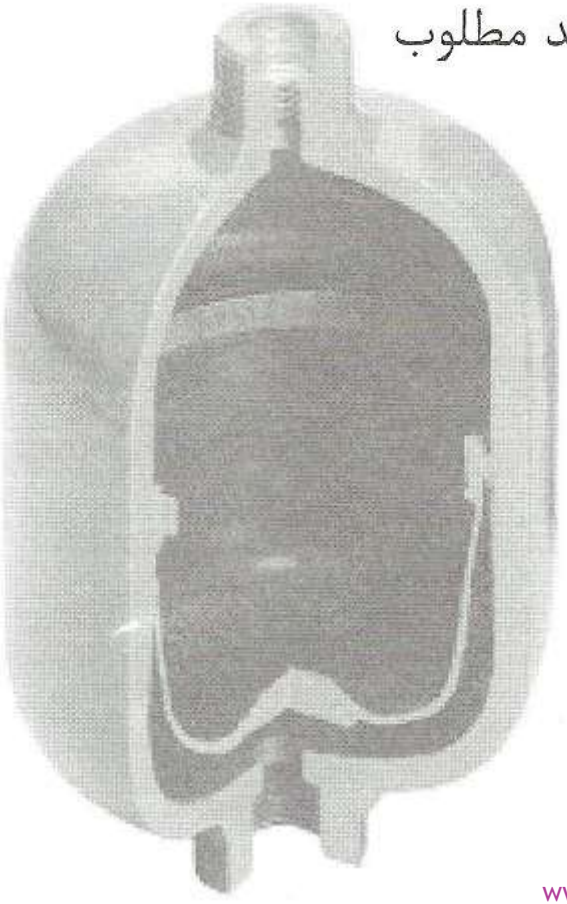




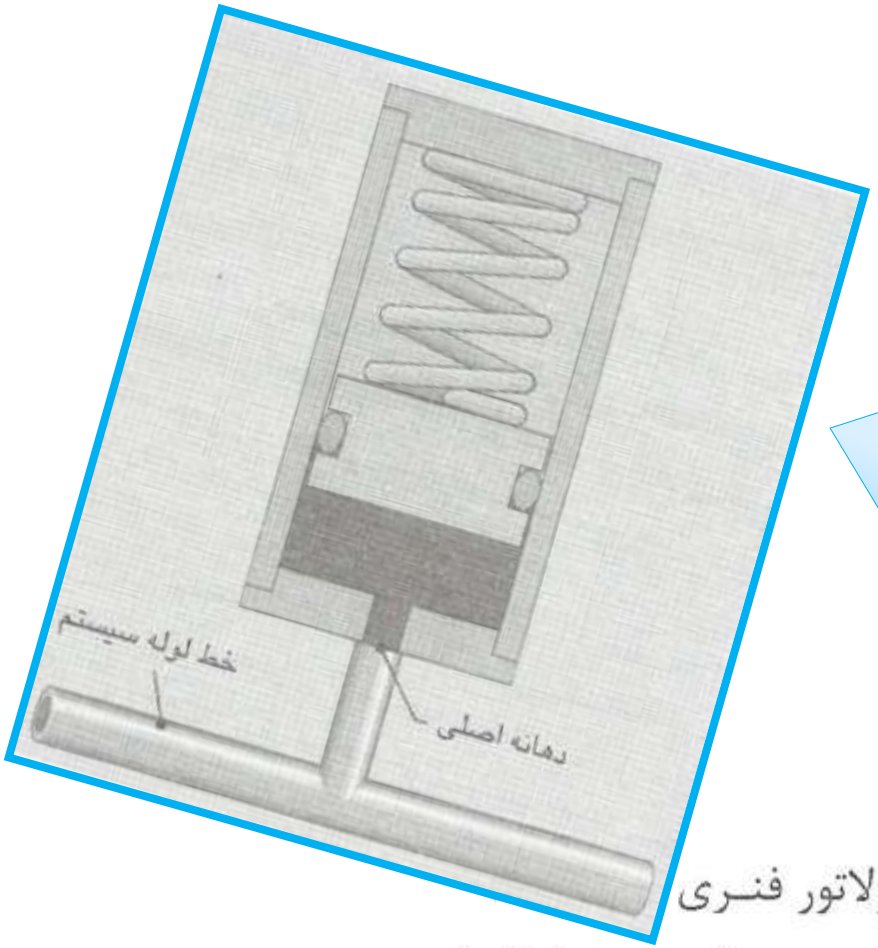
آکومولاتور حبابی واقعی

عملکـرد ایـن

آکومولاتور نیز شبیه نوع پیستونی است که انرژی آن از وجـود یک گاز تحت فشار در حباب، تأمین می‌گردد. در نـوع حبـابی، پیستون وجود *ندارد*، بلکه گاز و سیال هیدرولیک با یک پوسته ازجنس لاستیک مصنوعی از هم جدا شـده‌انـد. داخـل حبـاب آنقدر گاز نیتروژن تزریق می‌شود که فشار اولیه به حد مطلوب برسد.



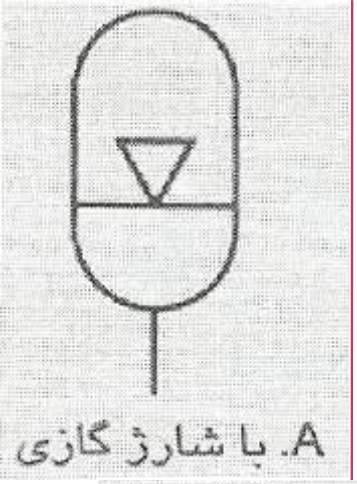
عملکرد این نوع آکومولاتور در مدار هیدرولیک همانند نوع پیستونی است.

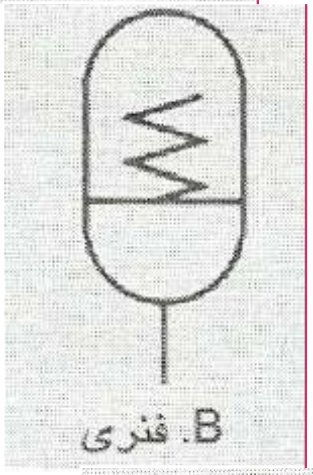


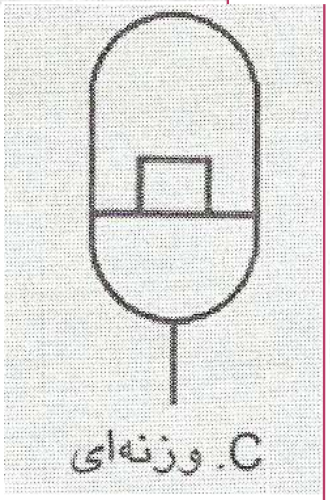
اکومولاتور فنری

وزنه‌ای نیز وجود دارند. در یک آکومولاتور فنری انرژی در یک فنر ذخیره می‌شود. وقتی سیال هیدرولیک از دهانه اصلی وارد آکومولاتورمی‌شود، پیستون به طرف بالا حرکت‌کرده و فنر را جمع می‌کند.

متقابلاً فنر نیرویی به پیستون و از طریق آن به سیال هیدرولیک وارد می‌کند.

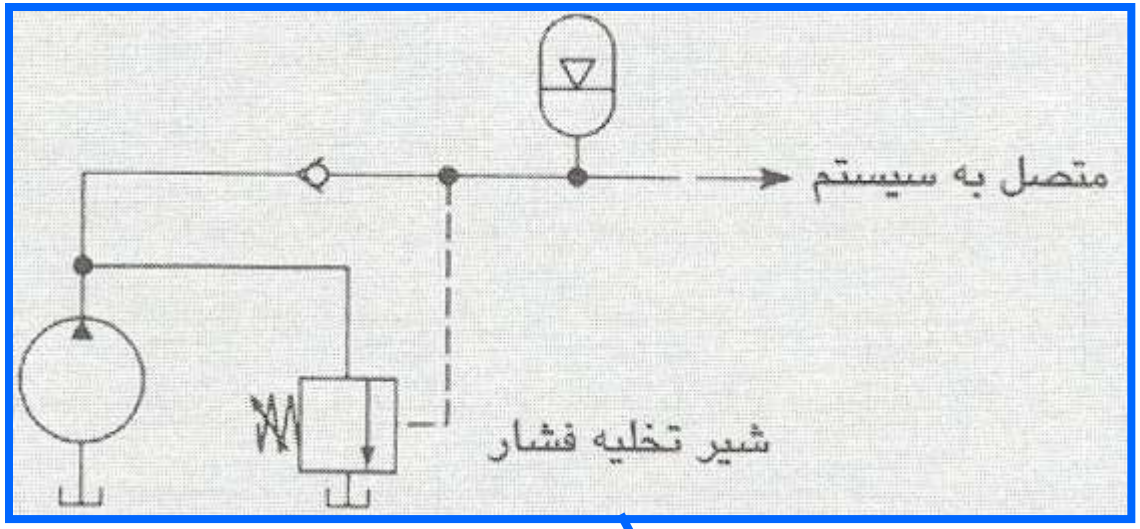

A. با شارژ گازی


B. فنری


C. وزنه‌ای

وارد خواهدکرد. از آکومولاتورهای فنری بندرت در مدارهای هیدرولیک استفاده می‌شود، زیرا برای ایجاد فشار کافی باید یک فنر بزرگ و قوی در آن قرار گیرد. بنابراین یک آکومولاتور فنری نسبت به یک آکومولاتور گازی با ظرفیت یکسان، خیلی بزرگتر خواهد بود.

آکومولاتور وزنه‌ای، شامل یک سیلندر است که به صورت عمودی قرار گرفته و وزنه بزرگی در بالای آن نصب شده است (**شکل ۹-۵**). با ورود سیال هیدرولیک به داخل آکومولاتور، وزنه رو به بالا حرکت می‌کند. نیروی وزن وارده به پیستون سبب ایجاد فشار در سیال داخل آکومولاتور می‌شود. مزیت این نوع آکومولاتور نسبت به تمام انواع دیگر که معرفی شد، این است که در این نوع آکومولاتور، فشار ثابتی در تمام کورس حرکتی پیستون، به سیال وارد خواهد شد. عیب آکومولاتور وزنه‌ای نیز این است که برای ایجاد فشار کافی باید وزنه بزرگی در بالای آکومولاتور نصب گردد. به این دلیل، بندرت از این نوع آکومولاتور استفاده می‌شود.



استفاده از آکومولاتور برای تقویت جریان پمپ

یک کاربرد رایج آکومولاتورها در مدارهای هیدرولیک، تقویت جریان خروجی پمپ در مدت زمان کوتاهی (که احتیاج به جریان زیاد است)، می‌باشد. مثلاً می‌توان به افزایش سرعت عملگرها برای زمان کوتاهی اشاره کرد. برای ایجاد این سرعت زیاد، حتی اگر زمان آن خیلی کوتاه باشد، درصورتی که از آکومولاتور استفاده نشود، لازم است یک پمپ بزرگتر در مدار نصب گردد. در این مورد می‌توان با قرار دادن یک آکومولاتور مناسب، سرعت حرکت عملگر را برای مدت زمان کوتاهی افزایش داد و از پمپ کوچکتری استفاده نمود.

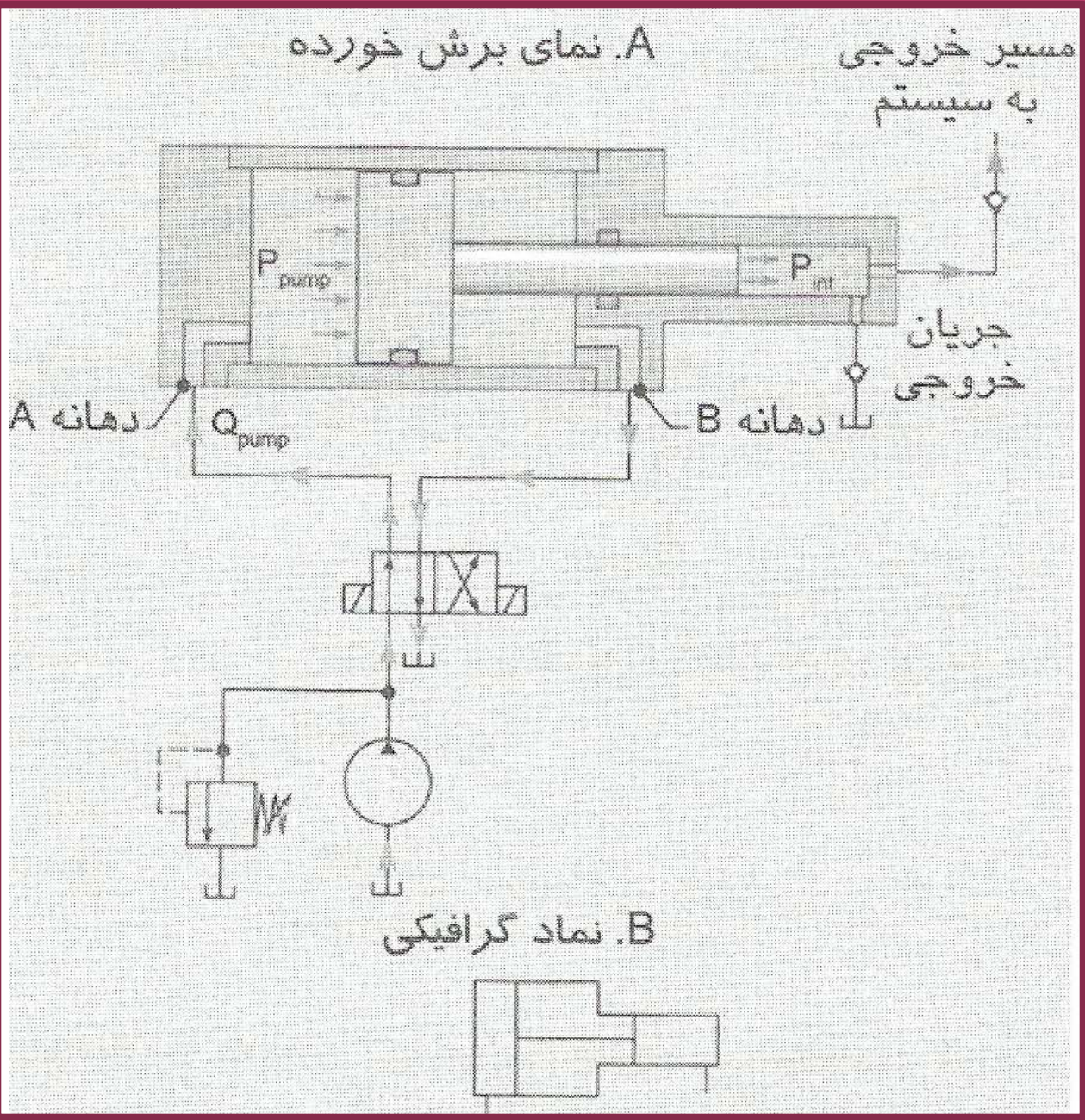
تقویت کننده های فشار

تقویت کننده فشار (Intensifier)، یا بوستر (Booster)، قطعه‌ای است که برای ایجاد فشاری بیشتر از فشار استاندارد سیستم، مورد استفاده قرار می‌گیرد. با وارد شدن فشار سیستم به دهانه ورودی این قطعه، در دهانه خروجی آن فشار بیشتری به‌وجود می‌آید و به اصطلاح فشار در این قطعه تقویت می‌شود. در هر سیستم فیزیکی برای به‌دست آوردن چیزی، باید چیز دیگری را از دست داد. در تقویت کننده فشار نیز فشار تقویت شده ولی شدت جریان به همان نسبت تضعیف می‌گردد.

تقویت کننده فشار

A. نمای برش خورده

B. نماد گرافیکی



برای تعیین اندازه یک تقویت کننده باید فشار و جریان خروجی یک تقویت کننده را با توجه به فشار و جریان پمپ، محاسبه کرد. برای تعیین فشار خروجی باید به این نکته توجه کرد که نیروی ایجاد شده در پیستون (F_{PISTON}) برابر با نیروی میله پیستون (F_{ROD}) است، زیرا این دو قطعه به هم متصل هستند :

$$F_{PISTON} = F_{ROD}$$

$$F_{PISTON} = F_{ROD}$$

با وارد کردن معادله $F = p \cdot A$ در رابطه فوق :

$$p_{PUMP} \cdot A_{PISTON} = p_{INT} \cdot A_{ROD}$$

با مرتب کردن این معادله می‌توان p_{INT} را که فشار در خروجی تقویت کننده است، به‌دست آورد :

$$p_{INT} = p_{PUMP} \cdot \frac{A_{PISTON}}{A_{ROD}}$$

برای به‌دست آوردن جریان خروجی در تقویت کننده، باید از این نکته استفاده کرد که سرعت حرکت پیستون و میله پیستون برابر است :

$$v_{PISTON} = v_{ROD}$$

با وارد کردن معادله $v = Q/A$ در رابطه فوق :

$$\frac{Q_{PUMP}}{A_{PUMP}} = \frac{Q_{INT}}{A_{ROD}}$$

با مرتب کردن این رابطه می‌توان جریان خروجی تقویت کننده، Q_{INT}، را به‌دست آورد :

$$Q_{INT} = Q_{PUMP} \cdot \frac{A_{ROD}}{A_{PISTON}}$$

❖ فشار در یک تقویت‌کننده با نسبت A_{PISTON} / A_{ROD} افزایش می‌یابد که ضریب تقویت [Intensification Ratio (IR)] نامیده می‌شود.

با دانستن این ضریب می‌توان به جای دو معادله قبلی از دو معادله ساده شده زیر استفاده کرد :

$$p_{INT} = p_{PUMP} \cdot IR$$

$$Q_{INT} = \frac{Q_{PUMP}}{IR}$$

در سیستمی با فشار حداکثر 17.25 bar و شدت جریان 38 Lpm، یک تقویت کننده با ضریب تقویت 4:1 نصب شده است. فشار و شدت جریان خروجی این تقویت کننده چقدر است؟

$$p_{INT} = p_{PUMP} \cdot IR = 17.25 \cdot 4 = \mathbf{69\,bar}$$

$$Q_{INT} = \frac{Q_{PUMP}}{IR} = \frac{38\,Lpm}{4} = \mathbf{9.5\,Lpm}$$

یکی دیگر از کاربردهای تقویت کننده این است که به دهانه ورودی آن هوای فشرده وصل می‌کنند، ولی در قسمت خروجی آن سیال هیدرولیک جریان دارد. به این تقویت کننده‌ها، تقویت‌کننده هیدرونیوماتیک یا تقویت کننده هوا - روغن می‌گویند. از تقویت کننده‌های هیدرونیوماتیک در پرسهای سبک، گیره‌ها و دیگر تجهیزات کارگاهی مشابه استفاده می‌شود.

از یک تقویت کننده هیدرونیوماتیک با ضریب تقویت 1 : 25 برای به حرکت درآوردن سیلندر یک پرس سبک کارگاهی با قطر پیستون 7.5 cm استفاده شده است. اگر فشار هوای موجود در کارگاه 700 kPa باشد، حداکثر نیروی خروجی پرس را به‌دست آورید. فشار خروجی تقویت کننده وارد سیلندر پرس چقدر می‌شود؟

۱- محاسبه فشار تقویت شده :

$$p_{INT} = p_{COMP} \cdot IR = 700\,kPa \cdot 25 = \mathbf{17500\,kPa}$$

۲- محاسبه سطح مقطع پیستون پرس :

$$A_{PRESS} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{PRESS}^{\,2} = \frac{3.142}{4} \cdot (7.5)^2 = \mathbf{44.2\,cm^2}$$

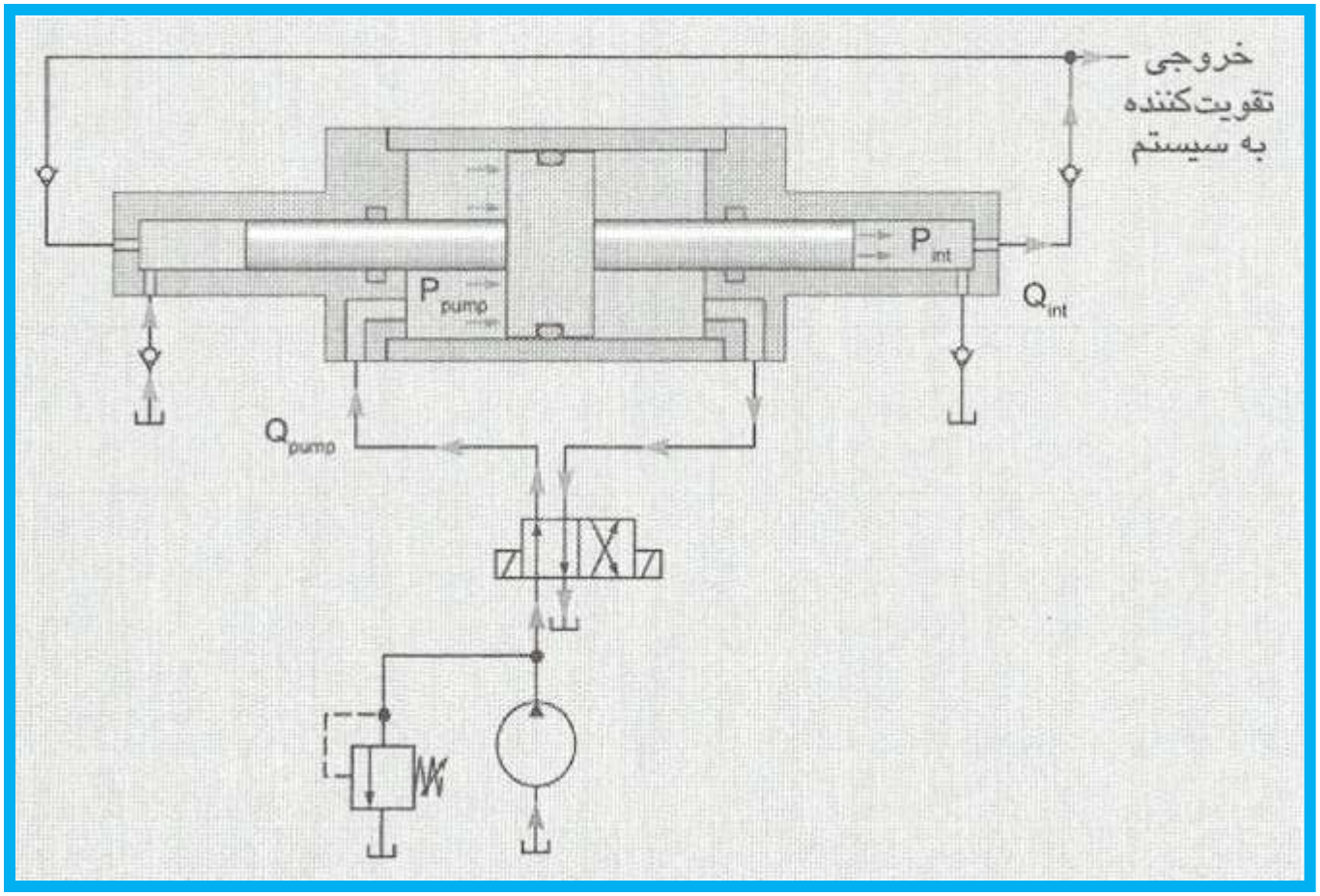
۳- محاسبه نیروی خروجی پرس :

$$F = p_{INT} \cdot A_{PRESS} = 17500\,kPa \cdot (44.2\,cm^2) \cdot 10^{-4} =$$

$$\mathbf{77.35\,kN}$$

ممکن است طراح بخواهد در یک سیستم از یک تقویت کننده به گونه‌ای استفاده کند که یک جریان پیوسته سیال درخروجی داشته باشد. در اینگونه موارد باید از یک تقویت کننده دو طرفه استفاده نمود

در این نوع تقویت کننده، هم در حرکت روبه‌جلو و هم در حرکت روبه عقب، فشار خروجی تامین می‌گردد. یک شیر کنترل جهت چهار راهه - دو حالته (4/2) نیز باید مرتباً تغییر حالت دهد تا جهت حرکت تقویت کننده متناوباً تغییر کند.



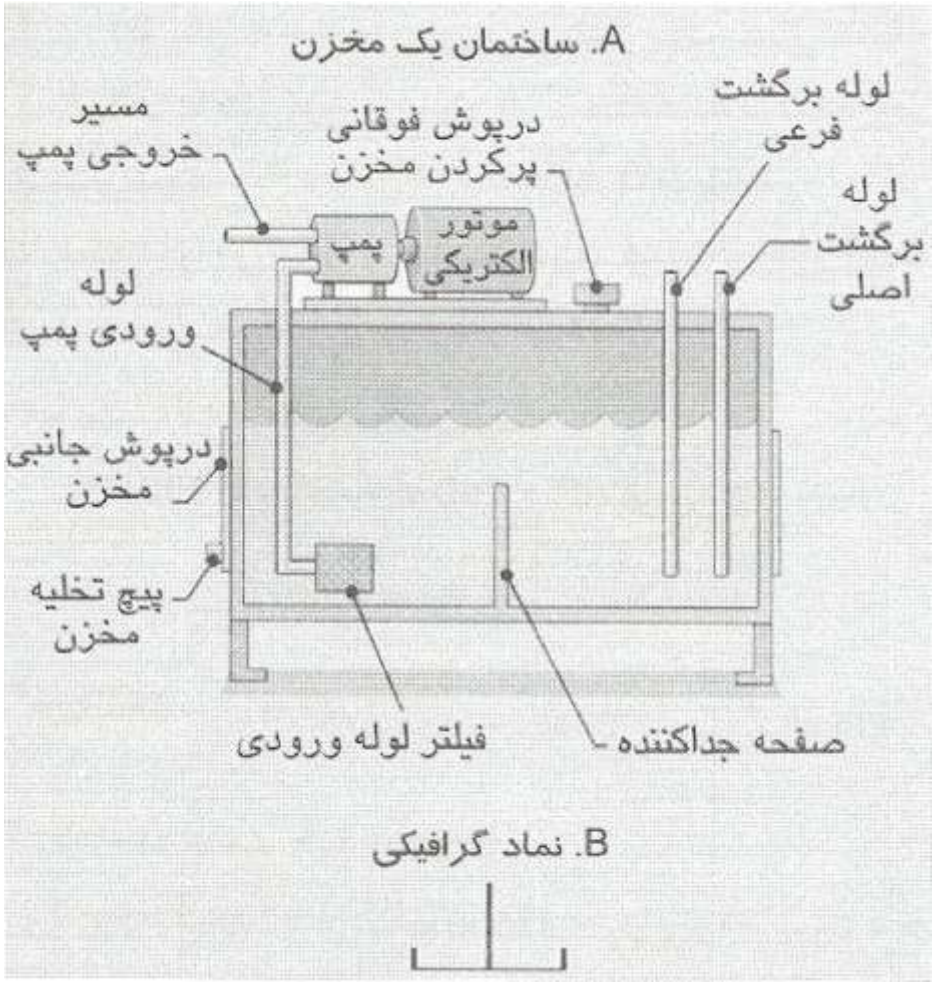
تقویت کننده دو طرفه

مخازن هیدرولیک

از مخزن‌هیدرولیک برای ذخیره‌کردن سیال‌هیدرولیک در سیستم استفاده‌می‌شود. علاوه بر ذخیره کردن سیال، مخزن هیدرولیک وظایف‌مهم دیگری نیز به عنوان قسمتی از یک مدار هیدرولیک برعهده دارد. چهار وظیفه اصلی مخزن به شرح زیر است :

۱- ذخیره کردن سیال هیدرولیک،
۲- مبدل حرارتی (خنک کردن و گرم کردن سیال)،
۳- ته نشین شدن آلودگیهای موجود در سیال و
۴- خارج شدن هوای درون سیال.

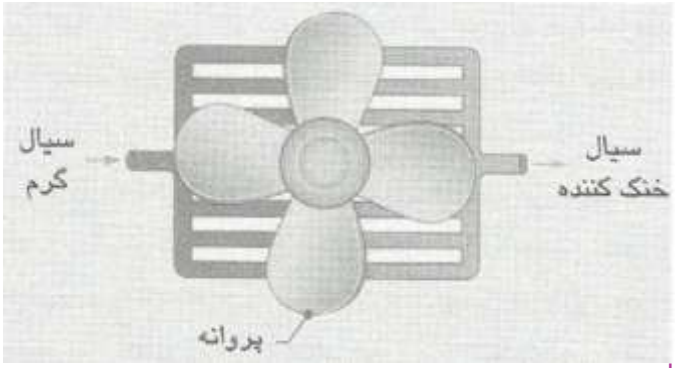
هوا به سه صورت در سیستمهای هیدرولیک وجود دارد : هوای حل شده در سیال، هوای حبس شده در قطعات و حبابهای هوا. هوای حل شده در سیال، تا هنگامی که در سیال به صورت حل شده است، اثری در بازده سیستم *نخواهد* داشت.



مخزن هیدرولیک. A) ساختمان. B) نماد گرافیکی

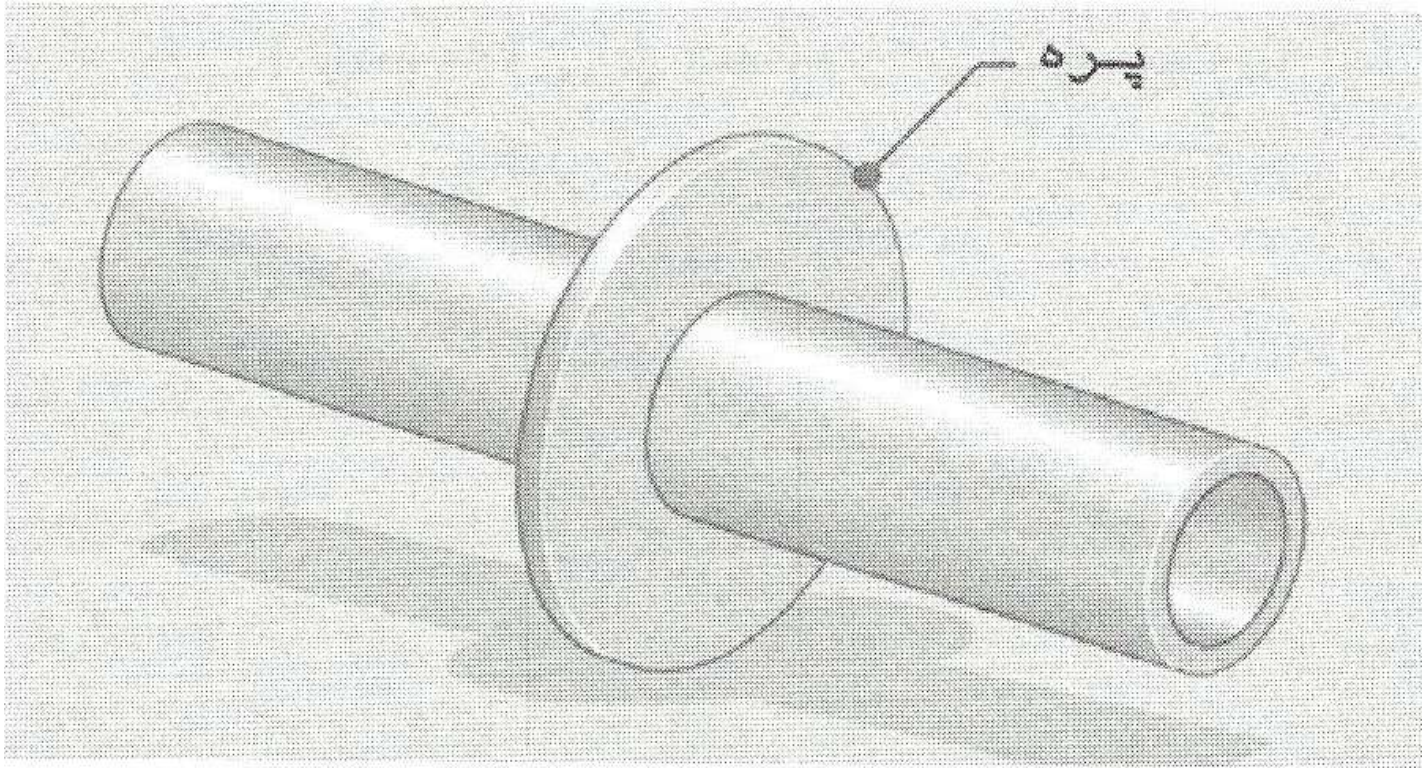
مبدلهای حرارتی

در بعضی سیستمها، حرارت تولیدشده زیاد است بـه طوری که انتقال ایـن حرارت به محیط از طریق دیواره‌های مخزن ممکن نیست. در چنین سیستمهایی باید از مبدلهای حرارتی استفاده کـرد تـا دمـای سـیال ورودی بـه پمـپ از حـداکثر (60 °C) فراترنرود. دو نـوع مبـدل‌حرارتـی در سیـستمهای هیـدرولیک استفاده‌می‌شوند : هوا – خنک (Air – Cooled) و آب – خنک (Water – Cooled). مبدل حرارتی هوا - خنک شبیه رادیاتور اتومبیل است و برای خنک کردن بهتر آن ممکن است از یـک پروانه نیز کمک گرفته شود



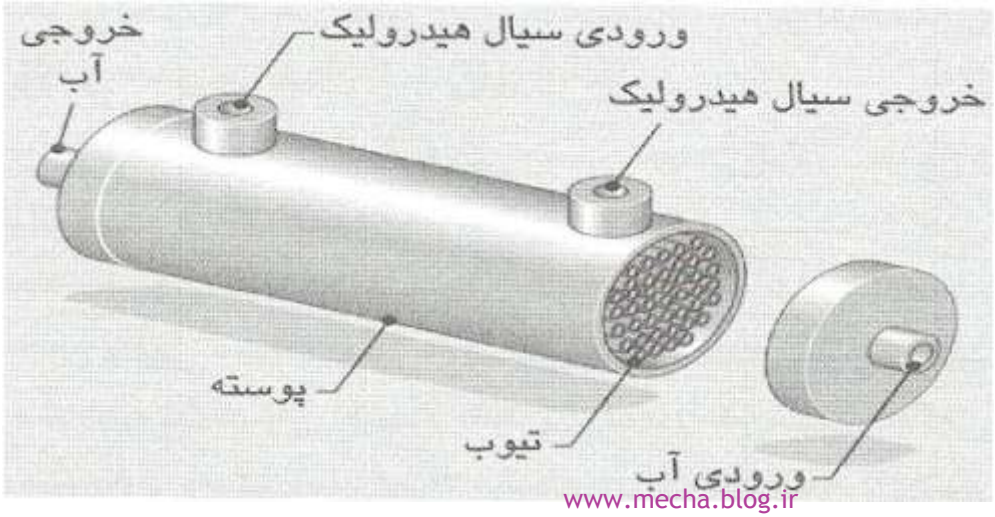
مبدل هوا – خنک

بنابراین درمبدلهای هوا خنک، پره‌هایی به لوله‌های عبوری اضافه می‌شود تا سطح تماس بین این دو محیط باز هم افزایش یابد



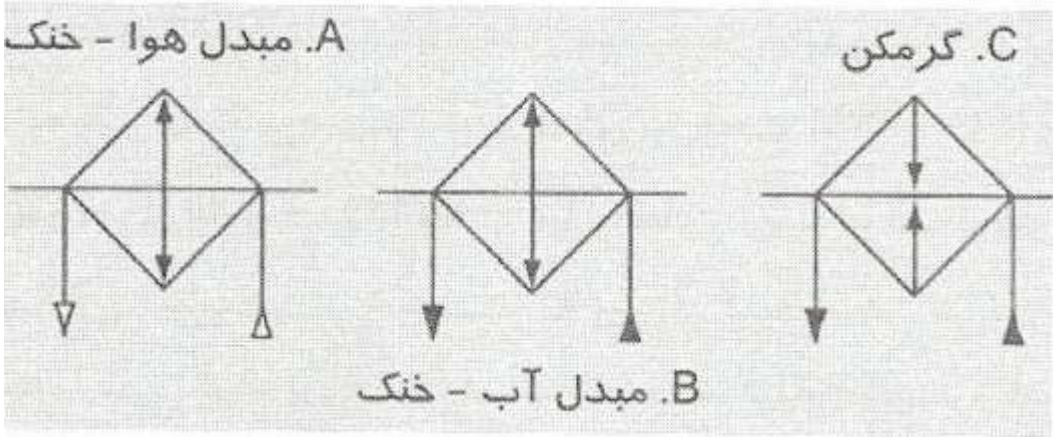
از پره‌برای افزایش‌سطح درمبدلها استفاده می‌شود.

یک مبدل آب - خنک نشانداده شده است. این نوع مبدل در بسیاری از موارد صنعتی به‌کار می‌رود. آب خنک از داخل لوله‌های باریک عبور می‌کند. آب خنک از یک دهانه وارد و از یک دهانه خارج می‌شود. سیال هیدرولیک گرم نیز درداخل پوسته و پیرامون لوله‌های‌باریک جریان دارد. عبور آب سرد از لوله‌ها، سیال گرم را خنک خواهد کرد. در این مبدل نیز از چندین لوله موازی استفاده شده تا سطح انتقال حرارت بیشتر شود. لوله‌های باریک بهتر است از جنس برنز ساخته شود، زیرا هدایت گرمایی بالایی دارد. در این مبدلها باید توجه کرد جهت حرکت سیال و آب، در خلاف هم باشد تا مقدار گرمای انتقالی بیشتر باشد.

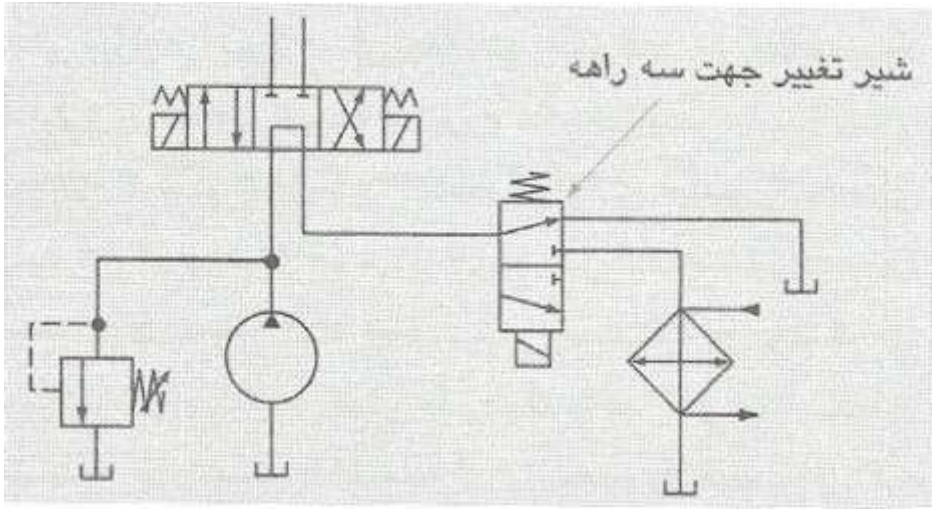


پوسته و تیوب یک مبدل حرارتی آب - خنک

www.mecha.blog.ir

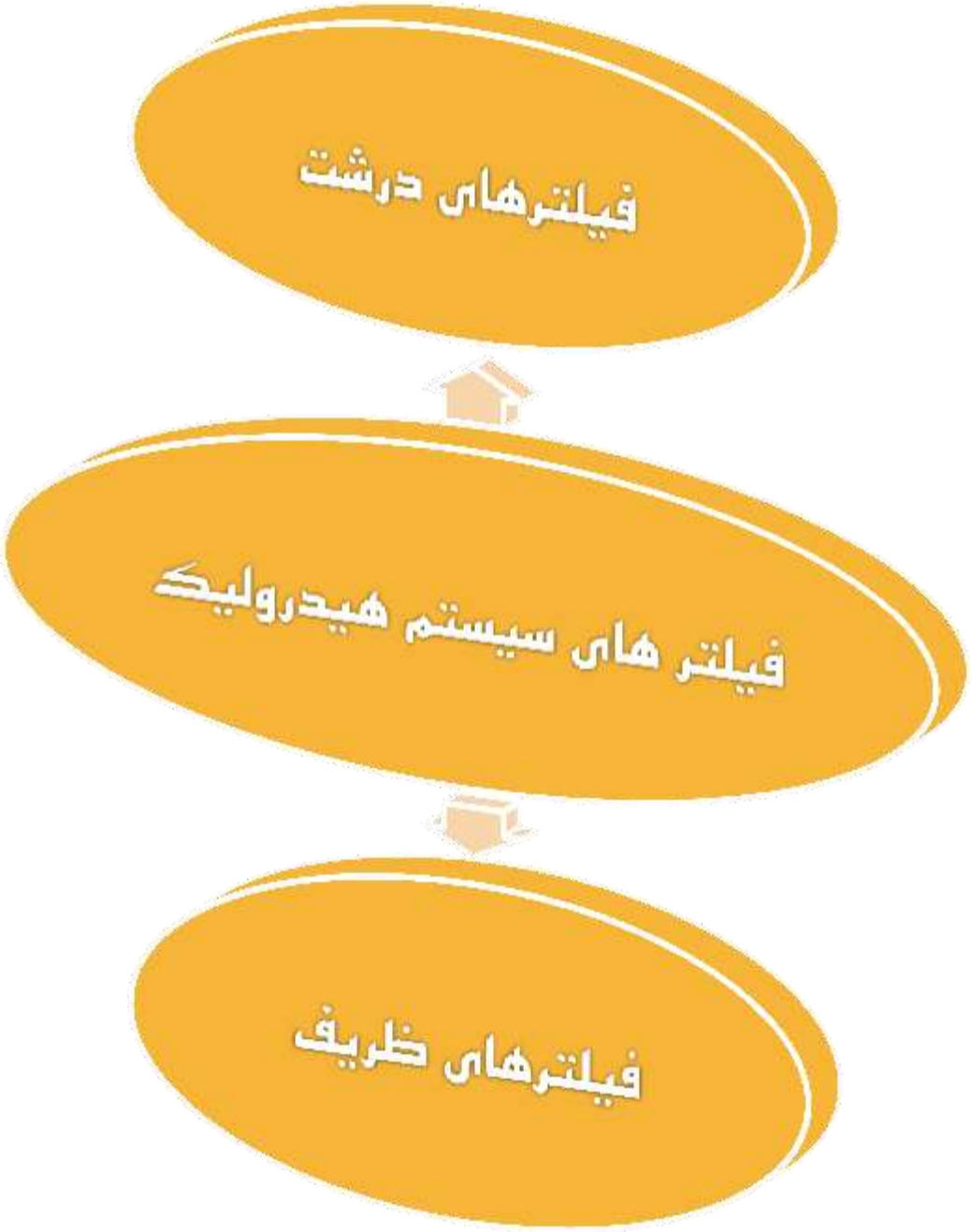


معمولاً سیستمهای هیدرولیک به هنگام عملکرد عادی‌شان احتیاج به خنک کننده یا گرم کننده *ندارند*. بنابراین بهتر است با استفاده از ترموستات یا وسایل الکتریکی، سیستم مبدل حرارتی را در مواقع لزوم به صورت اتوماتیک روشن و خاموش کرد.

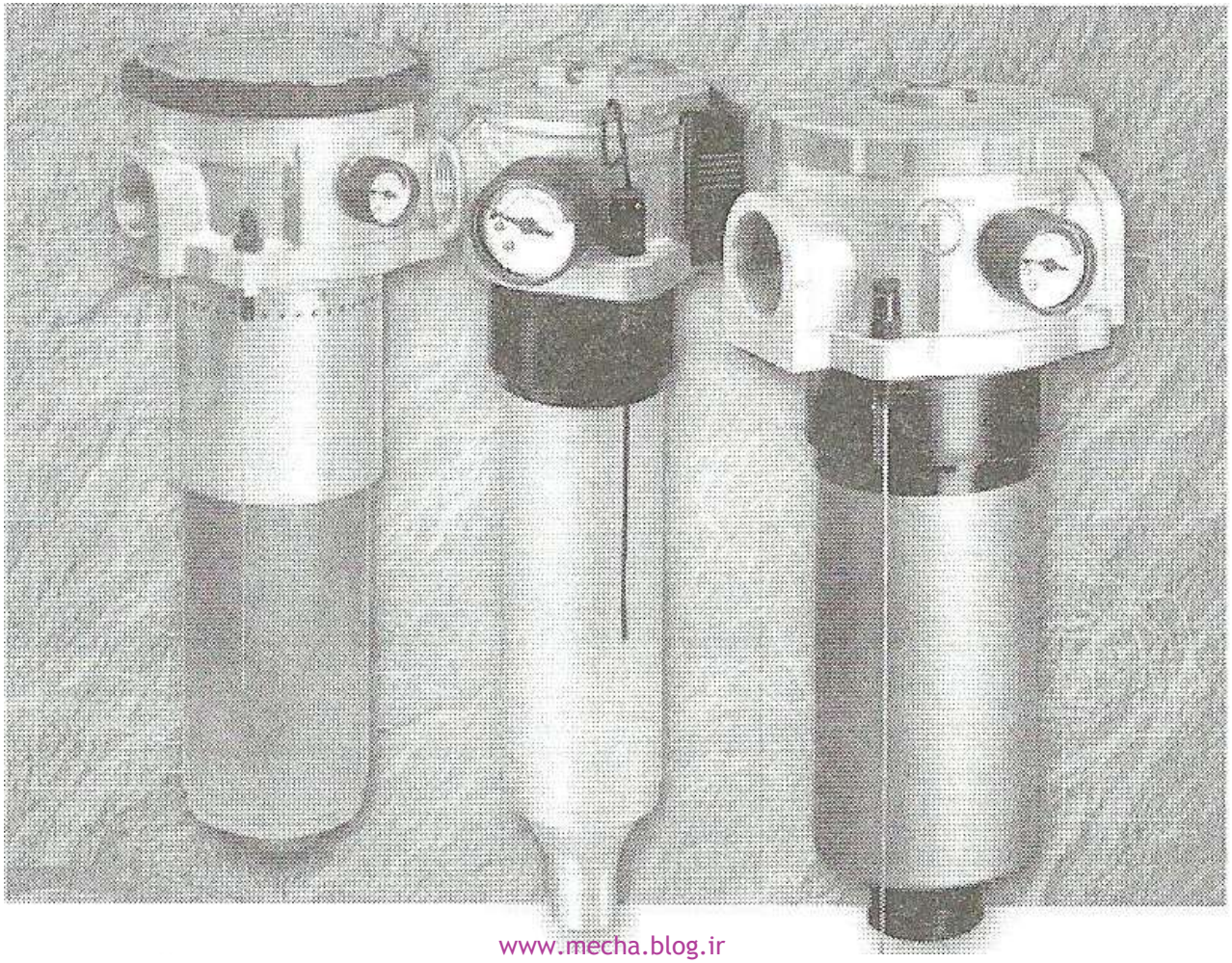


فیلترها

میزان پاکیزگی سیال هیدرولیک، یک عامل مهم در عملکرد درست و دوام قطعات است. بعضی از قطعات سیستم، مانند پمپ و موتور در مقابل آلودگی و ذرات خارجی خیلی حساس هستند. اگر سیال هیدرولیک، در حد تعیین شده توسط طراح و سازنده سیستم، پاکیزه *نباشد*، در قطعات مختلف سیستم سایش و نشتی ایجاد شده و بازده کل سیستم افت می‌کند. ریشه اصلی بسیاری از عیوب در سیستمهای هیدرولیک را می‌توان در آلودگی سیال جستجو کرد.


فیلترهای درشت
فیلتر های سیستم هیدرولیک
فیلترهای ظریف

فیلترهای ظریف مسیر برگشت معمولاً از نوع استوانه‌ای پیچی هستند. این فیلترها را می‌توان بآسانی، حتی هنگامی که سیستم در حال کار است، تعویض کرد. با پیچاندن بدنه این فیلترها می‌توان براحتی آنها را از پایه اصلی جدا کرده و تعویض کرد



فیلترهای مسیر کم‌فشار با مخزن استوانه‌ای پیچی

فیلتر مسیر پرفشار

فیلترهای مسیر پرفشار را باید هنگامی که سیستم کار نمی‌کند، باز کرده و بعضی قطعات آن را که آلوده و خراب شده‌اند، عوض کرد (**شکل ۹-۲۱**).

برای تعیین سطح پاکیزگی سیال و میزان فیلتراسیون موردنیاز در یک سیستم هیدرولیک، باید تعیین کرد که کدام قطعه از سیستم، بیشترین حساسیت را نسبت به آلودگی دارد. بدین ترتیب سطح فیلتراسیون کل سیستم مشخص‌می‌گردد.

ضریب بتا، معیار استانداردی است که عملکرد یک فیلتر را برای ایجاد یک سطح پاکیزگی خاص در سیال، اندازه‌گیری می‌کند. ضریب بتا عبارت است از نسبت تعداد ذرات موجود در یک میلی‌لیتر از سیال قبل از عبور از فیلتر، به تعداد ذرات موجود در یک میلی‌لیتر پس از عبور از فیلتر. به زبان ریاضی :

$$\beta_X = \frac{N_U}{N_D}$$

β_X = ضریب بتا برای ذرات با اندازه X

N_U = تعداد ذرات با اندازه X یا بزرگتر در هر میلی‌لیتر سیال قبل از عبور از فیلتر

N_D = تعداد ذرات با اندازه X یا بزرگتر در هر میلی‌لیتر سیال بعد از عبور از فیلتر

در یک سیال، 8000 ذره معلق با اندازه 10 µm و بزرگتر، در هر میلی‌لیتر وجود دارد. در این سیال پس از عبور از فیلتر، حدود 100 ذره با اندازه 10 µm و بزرگتر باقی می‌ماند. مقدار ضریب β_{10} برای این فیلتر چقدر است؟

$$\beta_{10} = \frac{N_U}{N_D} = \frac{8000}{100} = \mathbf{80}$$

مقادیر بزرگتر برای β نشاندهنده این است که فیلتر می‌تواند ذرات بیشتری را از سیال جدا کند. بنابراین ضریب β به نوعی به بازده فیلتر ارتباط دارد. معادله زیر بیان کننده این ارتباط است :

$$\eta_X = 1 - \frac{1}{\beta_X}$$

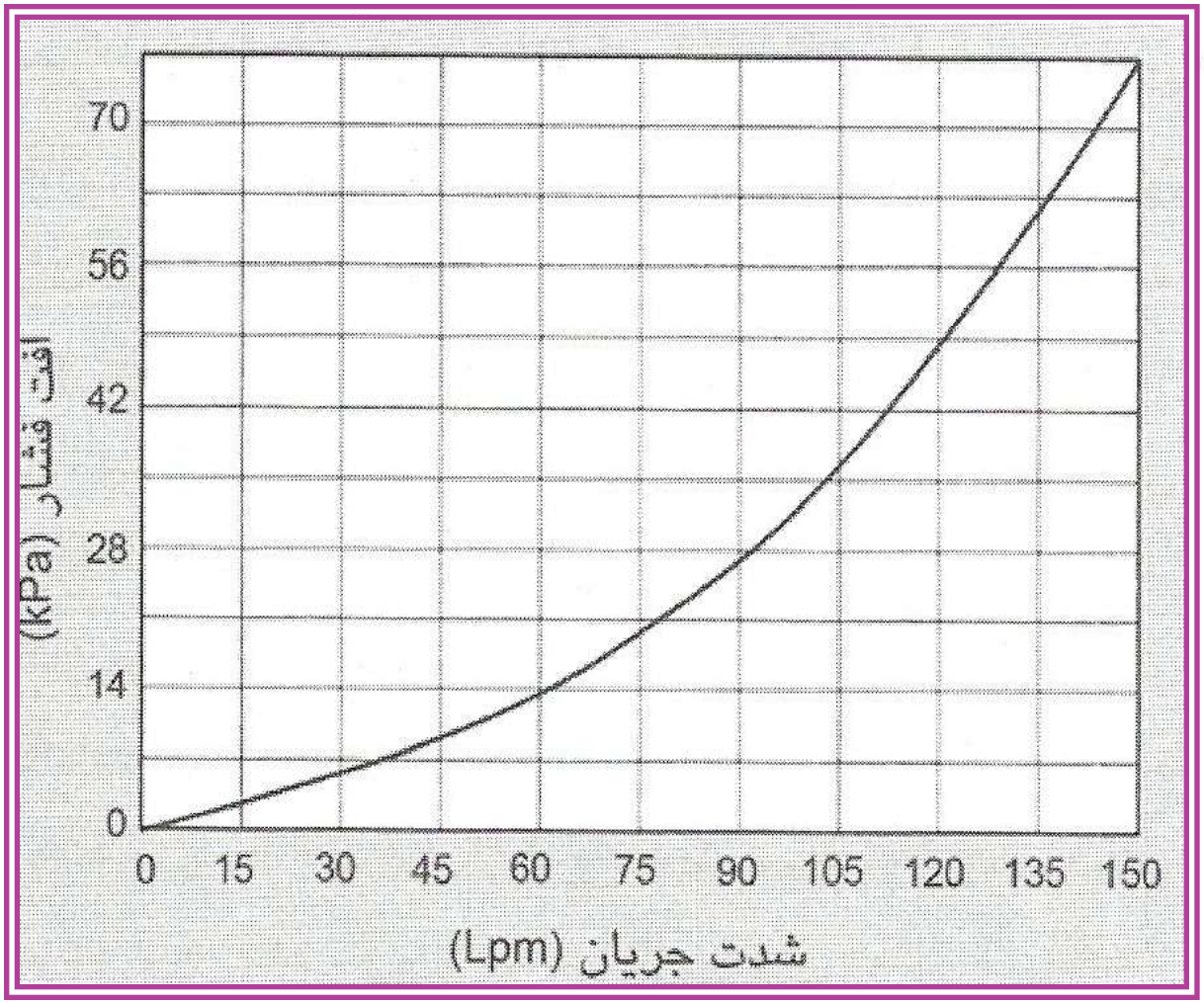
توجیه این معادله ریاضی می‌توان چنین گفت : معکوس β نشاندهنده میزان نسبی ذرات عبور کرده از فیلتر است. وقتی این میزان از عدد یک کم شود، میزان نسبی ذراتی به‌دست می‌آید که در فیلتر به دام افتاده‌اند.

درانتخاب یک فیلتر، همچنین باید به ظرفیت عبور جریان و افت فشار در فیلتر نیز توجه نمود. سازندگان فیلترها، نمودارهایی نیز برای تعیین افت فشار و شدت جریان عبوری از فیلتر ارائه می‌دهند (**شکل ۹-۲۴**). برای فیلتری که نمودار آن

ارتباط ضریب β و بازده یک فیلتر

ضریب بتا (β)	بازده جداسازی ذرات
2	50%
5	80%
10	90%
20	95%
50	98%
100	99%
1000	99.9%

درانتخاب یک فیلتر، همچنین باید به ظرفیت عبور جریان و افت فشار در فیلتر نیز توجه نمود. سازندگان فیلترها، نمودارهایی نیز برای تعیین افت فشار و شدت جریان عبوری از فیلتر ارائه می‌دهند

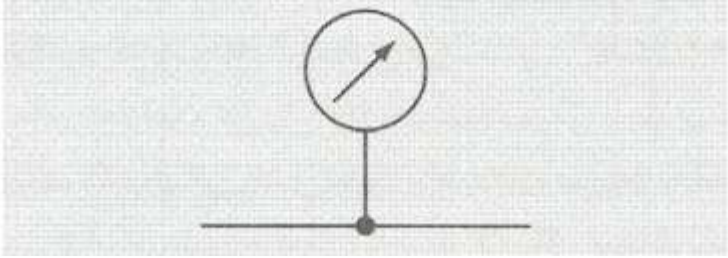


❖ افت فشاری که نشاندهنده اشباع شدن فیلتر از آلودگی است. افت فشار نهایی (Terminal pressure drop) یک فیلتر نامیده‌می‌شود. فیلترهامعمولاً به نوعی اندیکاتور مجهز می‌شوند که میزان آلودگی فیلتر را به اپراتور سیستم نشان دهند. این اندیکاتور ممکن است چشمی باشد (مانند یک سنجه) و یا به صورت الکترونیکی عمل کند.

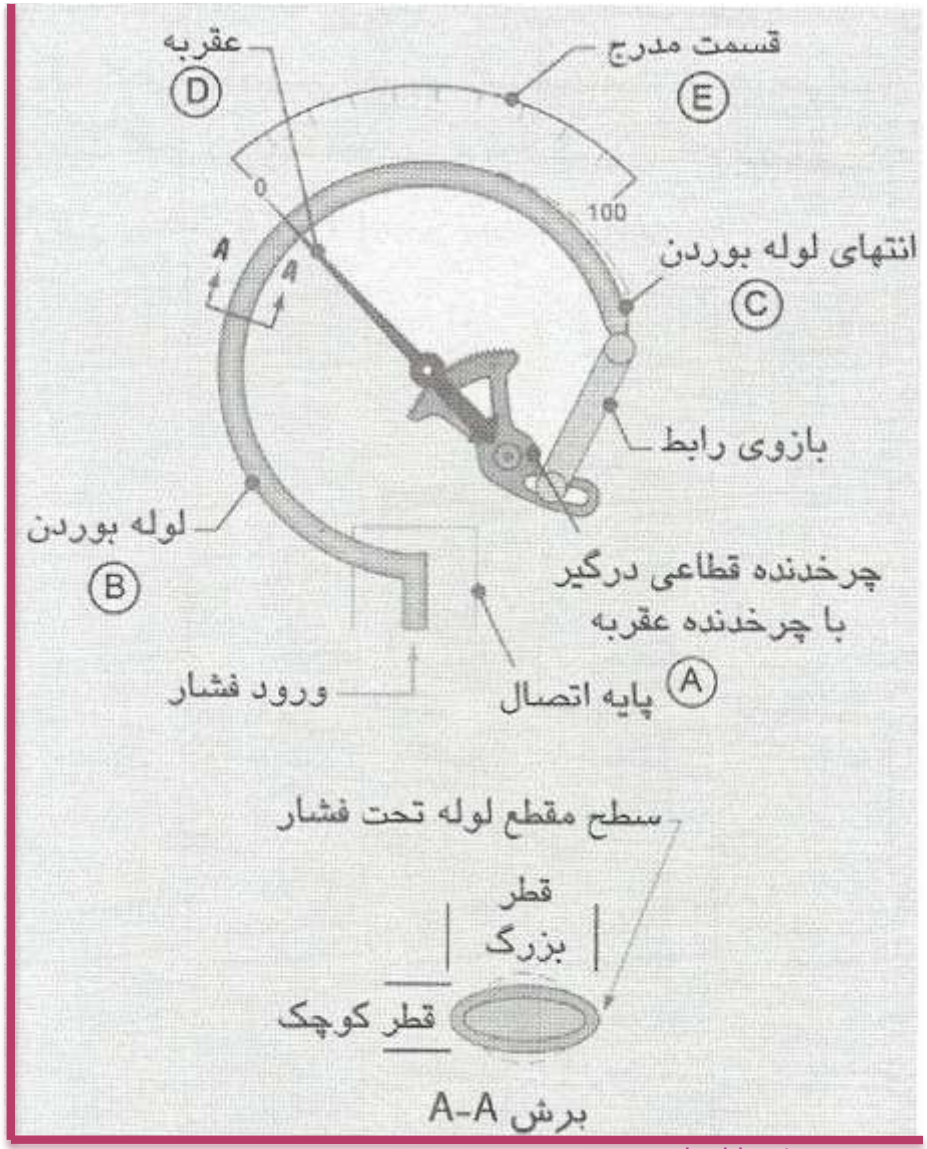
وسایل اندازگیری

فشارسنج ها

معمولاً لازم است، در نقاط مختلف یک سیستم هیدرولیک، فشارها را اندازه گرفت. به هنگام رفع عیب یا عیب‌یابی یک سیستم، دانستن فشار در قسمتهای‌مختلف سیستم ضروری است. دو نوع فشارسنج در سیستمهای هیدرولیک استفاده می‌شود : فشارسنجهای مکانیکی و حس‌کننده‌های الکترونیکی فشار. رایجترین نوع فشارسنجهای مکانیکی، فشارسنج با لوله بوردن (Bourdon tube gauge) است



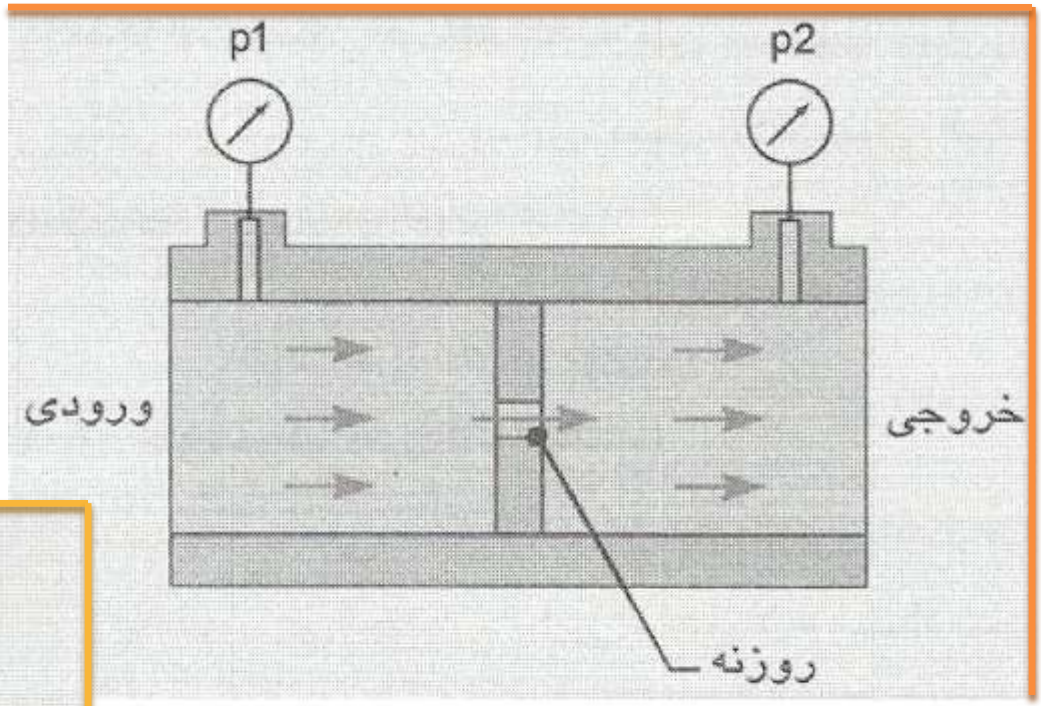
نماد گرافیکی یک فشارسنج



فشارسنج با لوله بوردن (Bourdon)

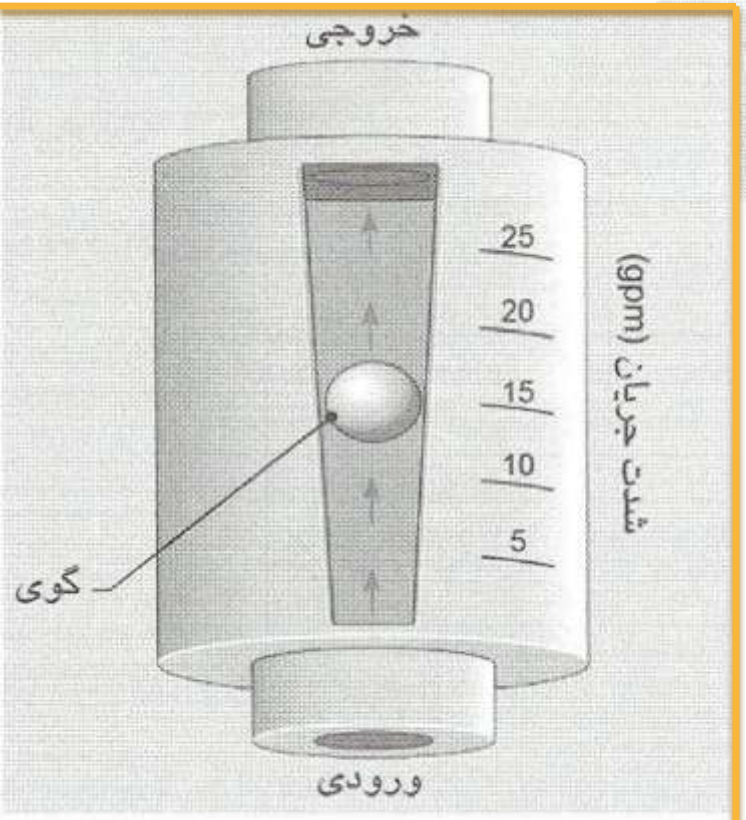
فلومترها

در سیستمهای سیالاتی، فشار و جریان، مهمترین پارامترهای عملیاتی محسوب می‌شوند. بنابراین گاهی لازم است شدت جریان را نیز در بعضی نقاط سیستم اندازه گرفت. اندازه‌گیری جریان توسط فلومتر (Flowmeter) انجام می‌شود. سه نوع فلومتر در سیستمهای هیدرولیکی به‌کار می‌روند : فلومترهای روزنه‌ای (Orifice)، فلومترهای با گوی شناور (روتامتر) و فلومترهای توربینی.



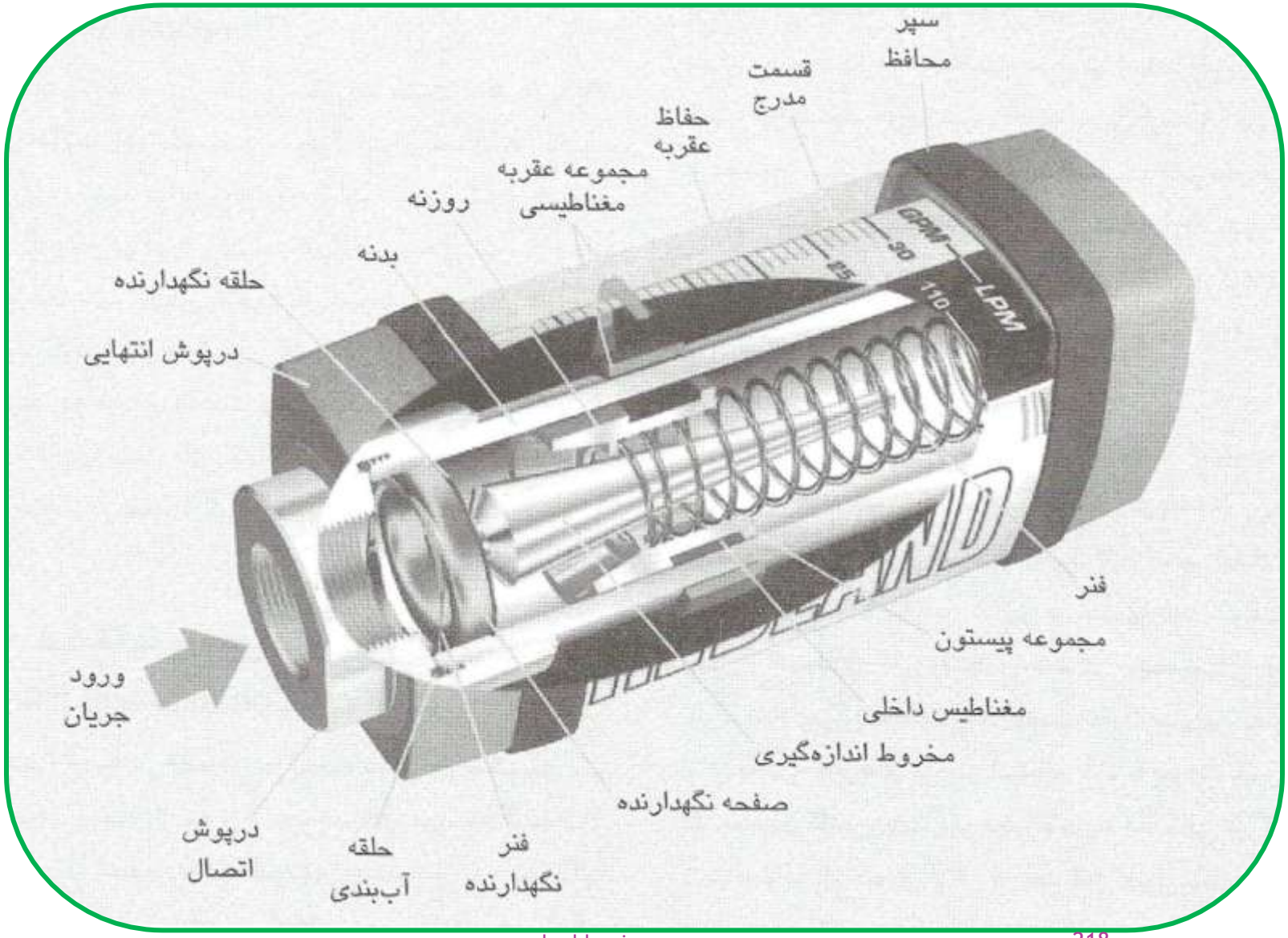
فلومتر روزنه‌ای

فلومترهای با گوی شناور باید در وضعیت عمودی بایستد، زیرا عملکرد آن وابسته به نیروی وزن گوی است.



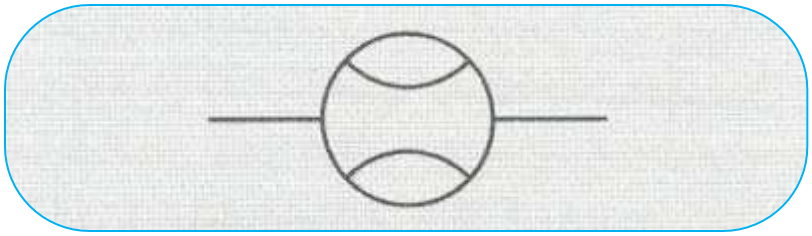
فلومتر با سطح گذر متغیر

در نـوع دیـگری روتـامتر، بـه جای نیروی وزن، از نیروی یـک فنر برای جابه‌جایی گوی استفاده مـی‌شـود



مزیت این فلومتر نسبت به فلومتر با گوی شناور وزنی، در این است که فلومتر فنری را لازم نیست حتماً به صورت عمودی نصب کرد.

در فلومتر توربینی، عبور جریان سیال باعث می‌شود توربین به گردش درآید. با اندازه‌گیری سرعت گردش توربین می‌توان شدت جریان عبوری را تعیین کرد، زیرا شدت جریان سیال با سرعت گردش توربین متناسب است. سرعت گردش پروانه را می‌توان به سیگنال الکترونیکی تبدیل کرد و در یک نمایشگر دیجیتال نشان داد و یا این سیگنال را به یک کامپیوتر منتقل نمود.



نماد گرافیکی فلومتر

www.mecha.blog.ir

دماسنج ها و کنترل کننده های دما

با توجه به اثر سوء حرارت بر ویسکوزیته سیالات هیدرولیک، کنترل حرارت یک سیستم هیدرولیک برای عملکرد مطلوب آن ضروری است.

. سیستمهای هیدرولیک عموماً به گونه‌ای طراحی می‌شوندکه در محدوده دمایی 120 – 140 °F (49 – 60 °C) کار کنند. در مخزن سیستمهای هیدرولیک، معمولاً ادواتی برای کنترل یا نشان دادن دما نصب می‌شود. گاهی اوقات لازم است حرارت در نقاط دیگر سیستم نیز کنترل شود.

فیتینگها و مجراهای انتقال سیال

برای انتقال سیال از قطعه‌ای به قطعه دیگر در یک سیستم هیدرولیک، معمولاً از سه نوع مجرا استفاده می‌شود. لوله‌های فولادی جدار ضخیم، لوله‌ها فولادی جدار نازک و شیلنگها. سرعت عبور سیال از یک مجرا، مهمترین نکته‌ای است که در انتخاب یک مجرا باید به آن توجه کرد. اگر مجرایی که انتخاب می‌شود خیلی باریک باشد، سرعت عبور سیال از آن خیلی تند می‌شود. افزایش *ناخواسته* سرعت سیال در یک مجرا، باعث می‌شود فشار زیادی در آن مجرا افت کند.

افزایش سرعت باعث افزایش اصطکاک در سیال نیز شده که به حرارت تبدیل می‌گردد و درنتیجه بازده سیستم کاهش می‌یابد. رابطه سرعت سیال (v) و شدت جریان (Q) را می‌توان با معادله زیر نشان داد.

$$Q = v \cdot A$$

برای سیستمی با شدت جریان 75 lpm، باید لوله‌هایی با اندازه مناسب انتخاب شود. اگر حداکثر سرعت مجاز سیال در این سیستم 6 m/s باشد، قطر داخلی لوله‌ها را تعیین کنید.

۱- تبدیل lpm به m^3/min :

$$Q = 75\ \frac{l}{min} \cdot \left(\frac{1\ m^3}{1000\ l}\right) = \mathbf{0.075}\ \frac{\mathbf{m^3}}{\mathbf{min}}$$

۲- تبدیل m/s به m/min :

$$v = 6\ \frac{m}{s} \cdot \left(\frac{60\ s}{1\ min}\right) = \mathbf{360}\ \frac{\mathbf{m}}{\mathbf{min}}$$

۳- محاسبه سطح گذر لوله :

$$A = \frac{Q}{v} = \frac{0.075\ \frac{m^3}{min}}{360\ \frac{m}{min}} = \mathbf{0.0002083\ m^2}$$

۴- محاسبه قطر داخلی لوله :

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0002083\ m^2}{3.142}} =$$

0.01628 m (16.28 mm)

www.mecha.blog.ir

لوله های جدار ضخیم

پایپها مجراهای جدار ضخیم فولادی می‌باشند که به‌دلیل استحکام زیادشان می‌توانند فشارهای بالا را تحمل کنند. پایپها در برابر آسیبهای مختلف مقاوم هستند و معمولاً برای ایجاد مجراهای دائمی و ثابت در تجهیزات صنعتی به‌کار می‌روند. پایپها براساس ضخامت دیواره در دو گروه 40 و 80 دسته‌بندی می‌شوند

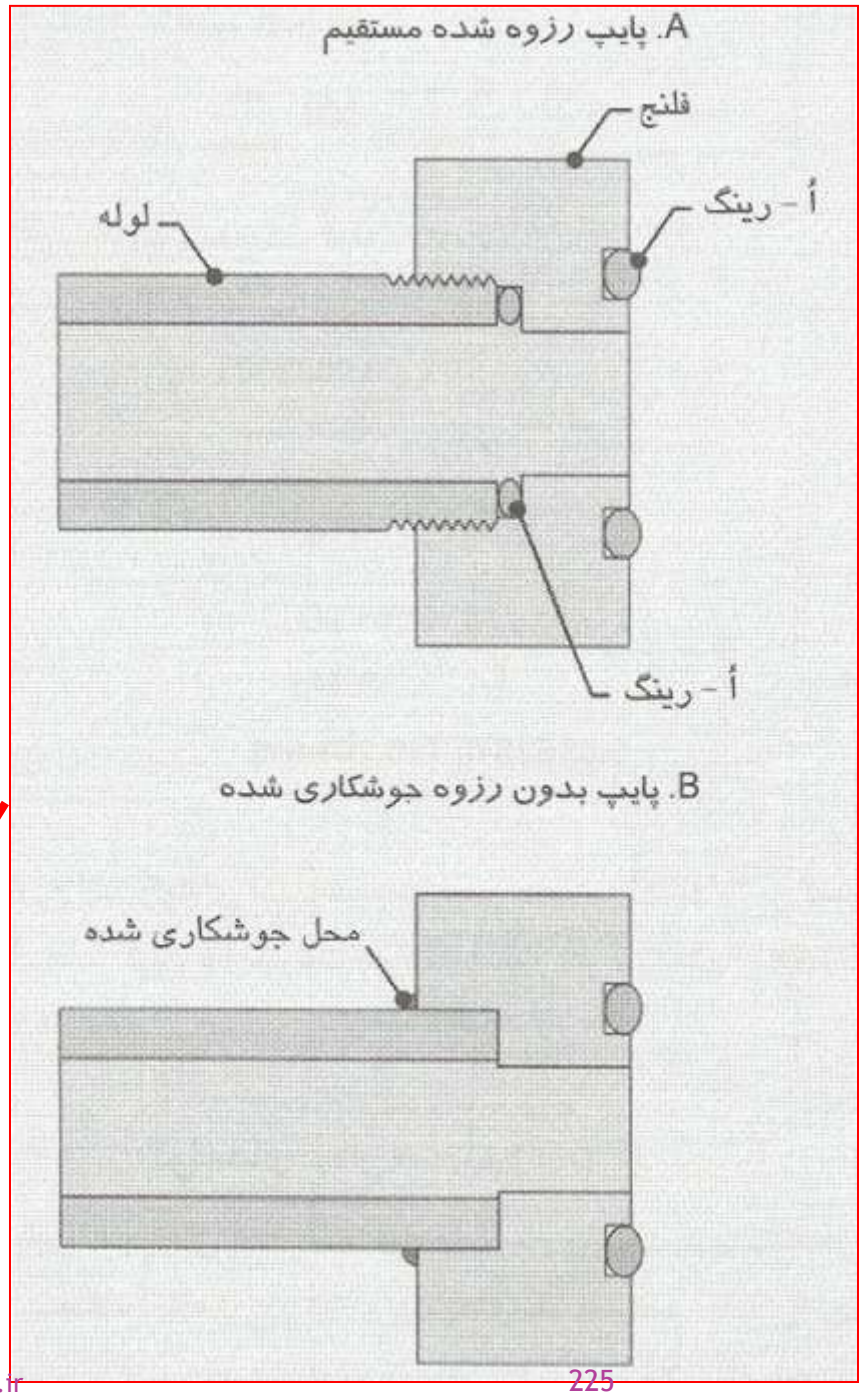
مشخصات پایپهای گروه 40

اندازه اسمی	OD (in)	ID (in)	ضخامت (in) جداره
1/2	0.840	0.622	0.109
3/4	1.050	0.824	0.113
1	1.315	1.049	0.133
1 1/4	1.660	1.380	0.140
1 1/2	1.900	1.610	0.145
2	2.375	2.067	0.154

مشخصات پایپهای گروه 80

اندازه اسمی	OD (in)	ID (in)	ضخامت (in) جداره
1/2	0.840	0.546	0.147
3/4	1.050	0.742	0.154
1	1.315	0.957	0.179
1 1/4	1.660	1.278	0.191
1 1/2	1.900	1.500	0.200
2	2.375	1.939	0.218

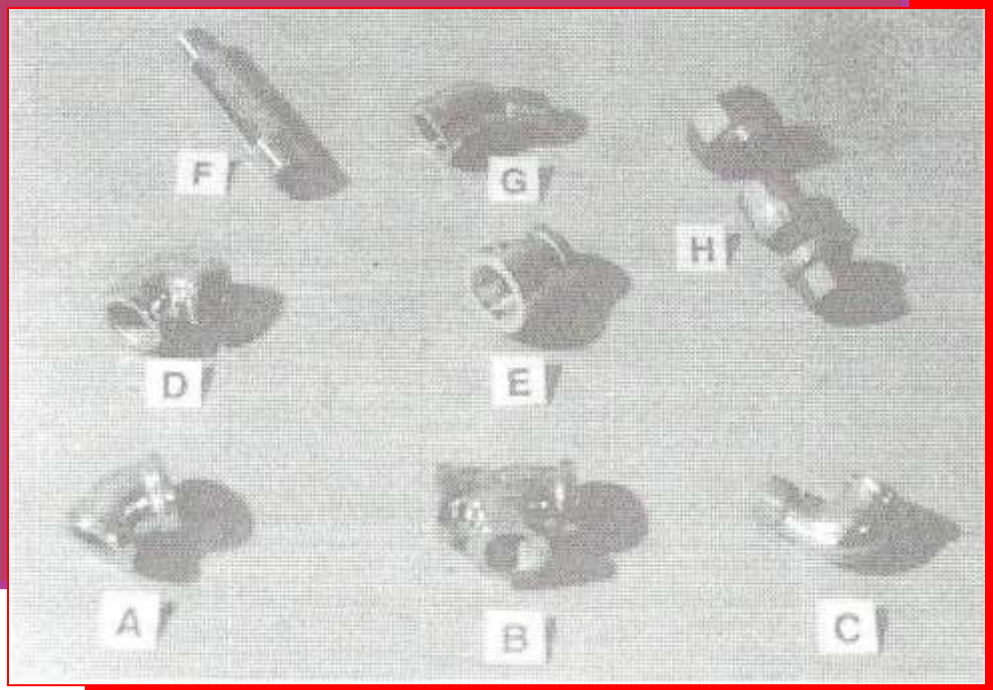
شکل ۹-۳۲ رزوه پایپ با استاندارد NPTF



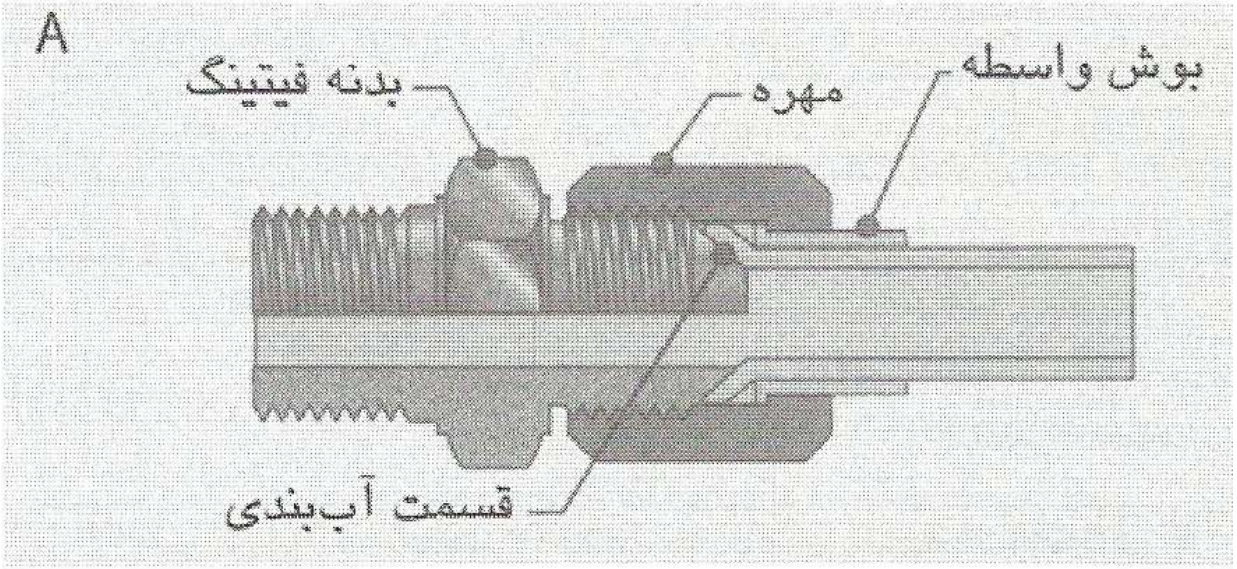
اتصال به فلنج
A.پایپ با رزوه مستقیم
B.پایپ بدون رزوه جوشکاری شده

لوله های جدار نازک

تیوبها نیز همانند پایپ از جنس فولاد می‌باشند، ولی جداره‌شان نازکتر است. این لوله‌ها نسبت به پایپها آسیب‌پذیرتر هستند ولی می‌توان با ابزارهایی آنها را خم کرده و فرم داد. پایپها را *نمی‌توان* خم کرد. با توجه به قابلیت خمکاری تیوبها، می‌توان تعداد فیتینگهای مختلف مورد نیاز در سیستم را تا حد قابل ملاحظه‌ای کاهش داد. احتمال ایجاد نشتی نیز کاهش می‌یابد و این دو مزیت در سیستمهای هیدرولیک خیلی مهم هستند. علاوه بر اینها به‌دلیل استفاده حداقل از فیتینگهای مختلف، وزن کل سیستم نیز به حداقل می‌رسد که برای سیستمهای هیدرولیک خودرویی و تجهیزات هوانوردی بسیار مناسب است.



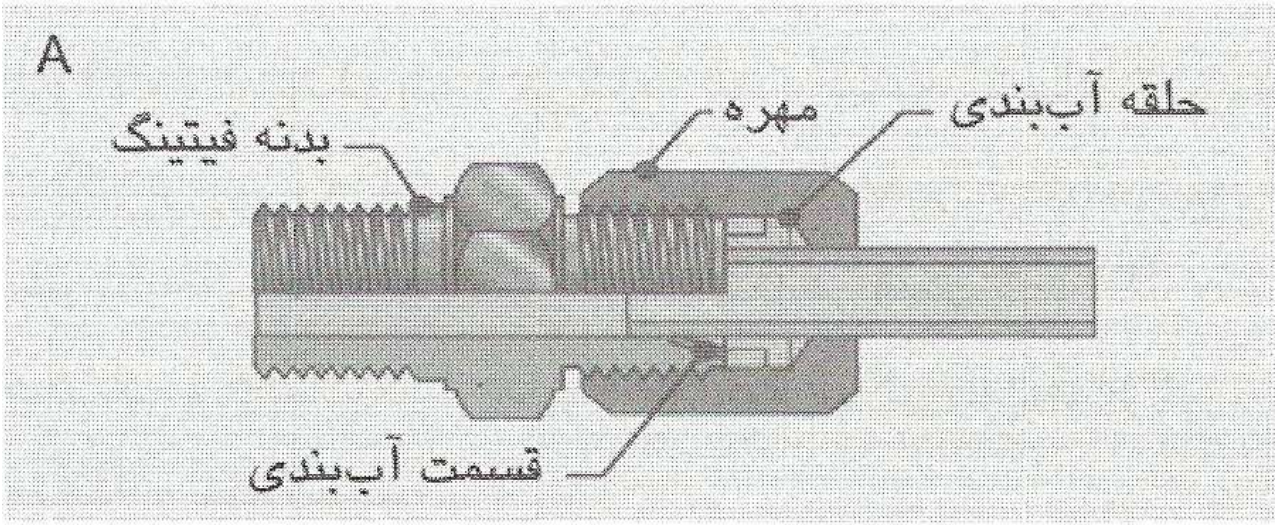
چند نوع فیتینگهای رزوه شده : A) زانویی 45°. B) سه راهی. C) چپقی 90°. D) زانویی 90° E) بوشن تبدیل. F) مغزی. G) چپقی 45°. H) مهره ماسوره (مونتاژ شده)



اتصال با لوله لب برگشته.

A) اجزای اتصال.

B) تصاویری از چند فیتینگ و قطعات وابسته.

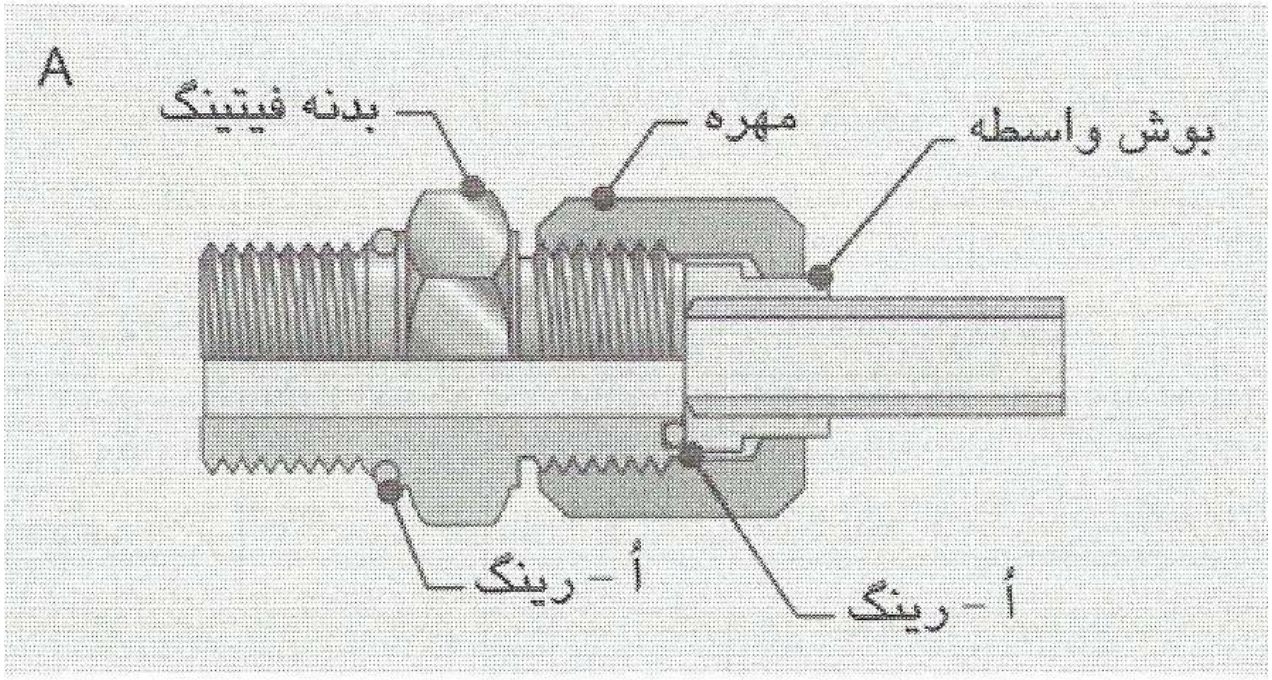


B

اتصال با لوله لب صاف.

A) اجـزای اتـصال.

B) تصاویری از چند فیتینگ و قطعات وابسته.



اتصال با اُ - رینگ.

A) اجزای اتصال.

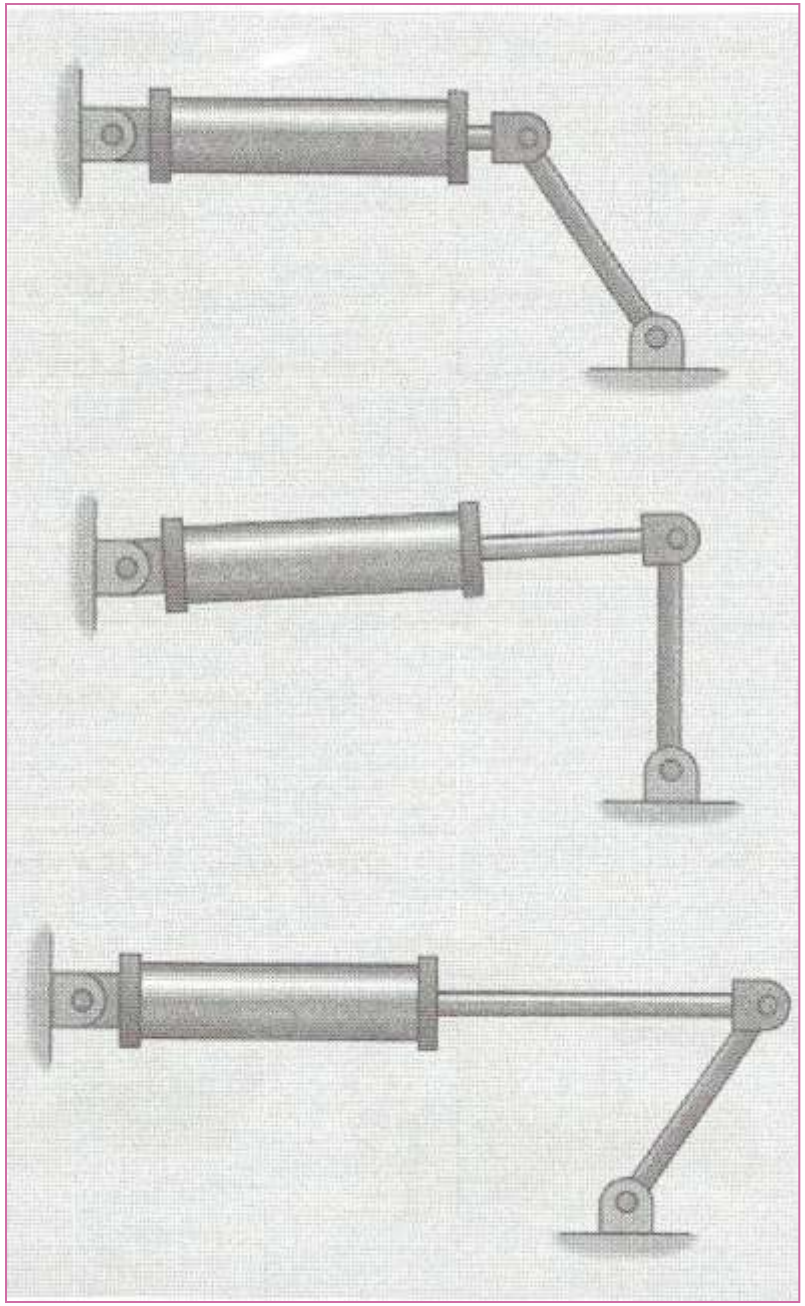
B) تصاویری از چند فیتینگ و قطعات وابسته به آن.

www.mecha.blog.ir

شیلنگ

شیلنگ، برخلاف پایپ و تیوب قابلیت انعطاف زیادی دارد. هنگامی که قطعات یک سیستم نسبت به هم حرکت داشته باشند، برای وصل آنها به هم از شیلنگ استفاده می‌شود. هنگامی که یک سیلندر برای چرخاندن یک بازو به‌کاررود

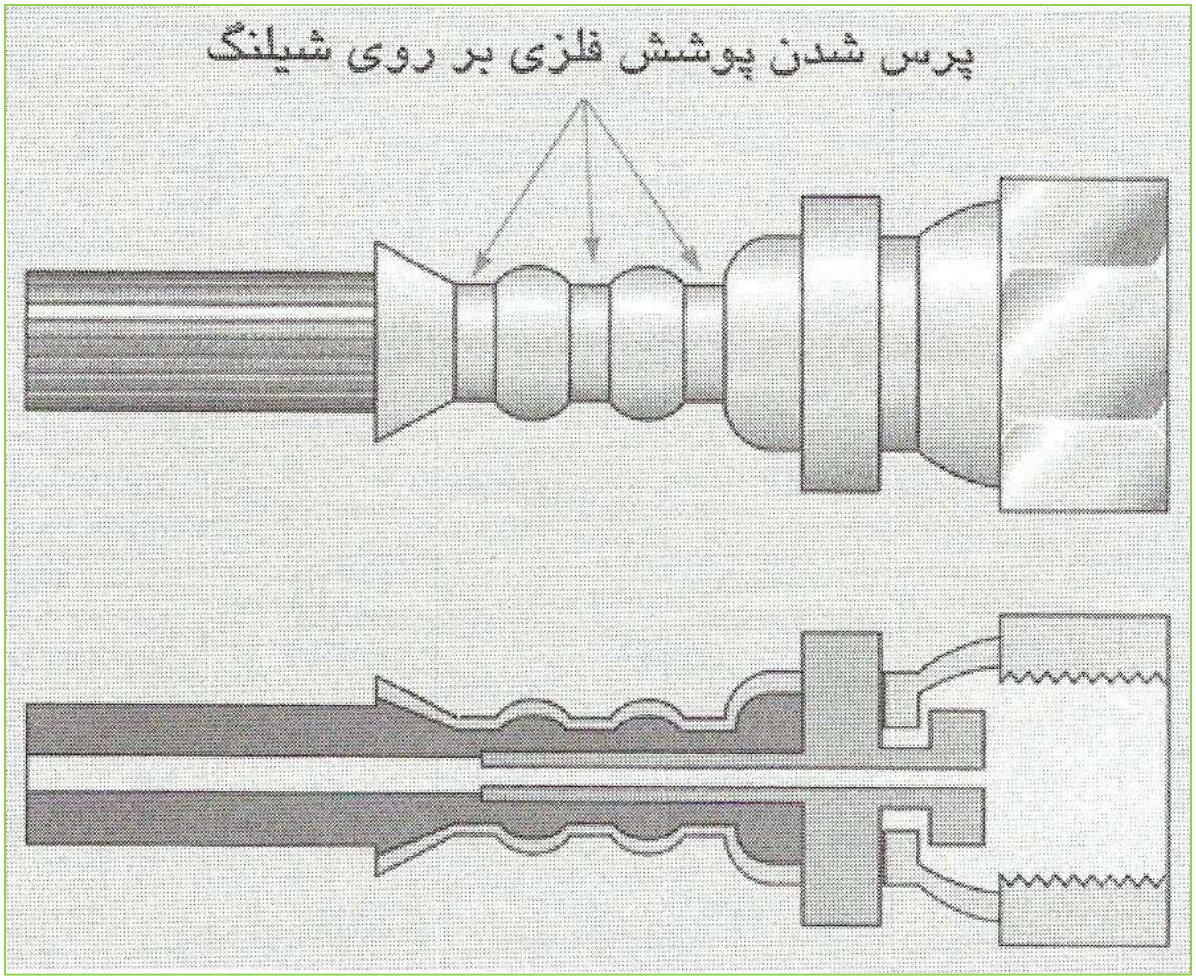
عیب شیلنگ این است که اولاً نسبت به پایپ و تیوب آسیب‌پذیرتر و ثانیاً دوام آن کمتر است.



استفاده از یک سیلندر برای چرخاندن یک بازو

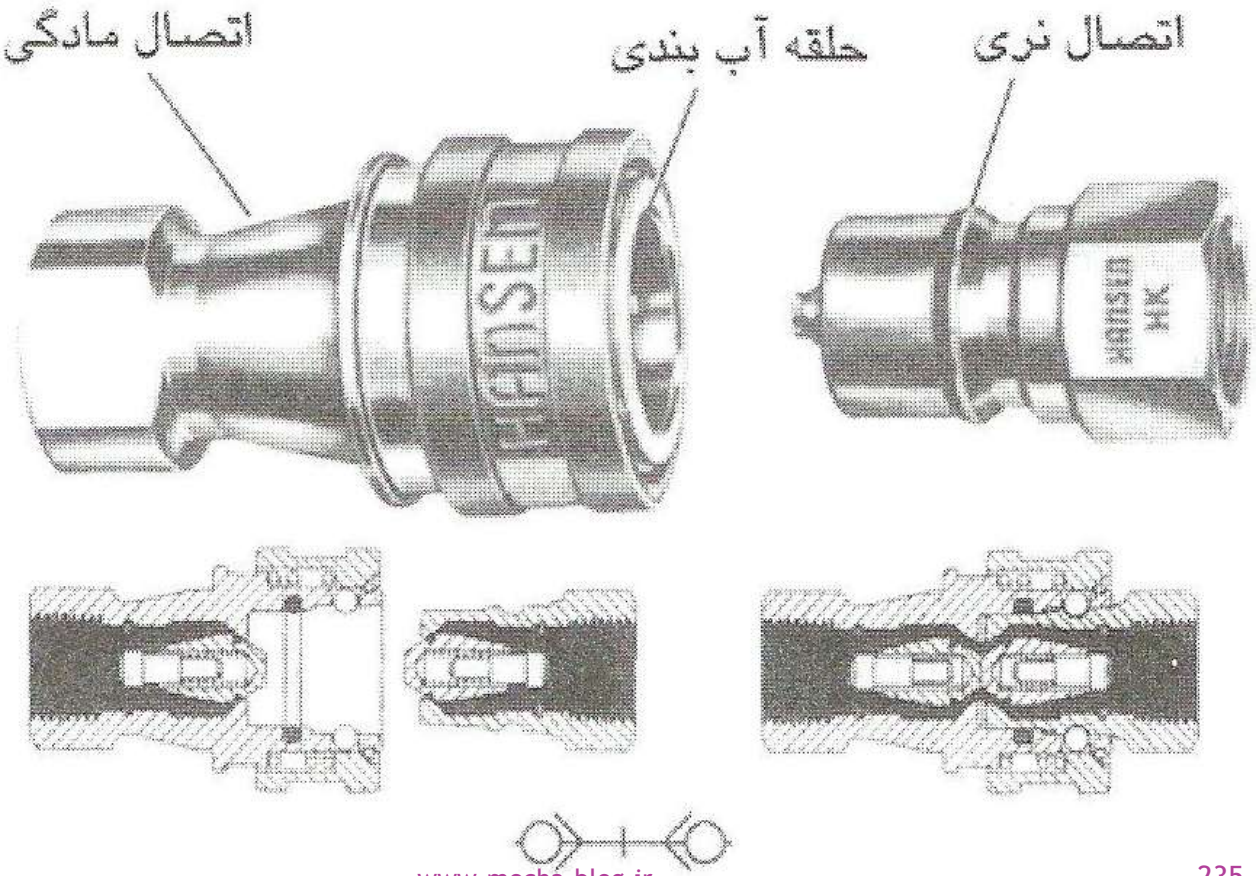
شیلنگهای هیدرولیک به صورت سه لایه (یا بیشتر) ساخته می‌شوند. لایه‌های درونی و بیرونی شیلنگ معمولاً از الاستومر (لاستیک مصنوعی) ساخته شده‌اند. بین این دو لایه، لایه‌هایی از جنس سیم یا فیبرهای محکم قرار گرفته‌اند. با استفاده از این لایه‌های میانی، شیلنگ به اصطلاح مسلح می‌شود.

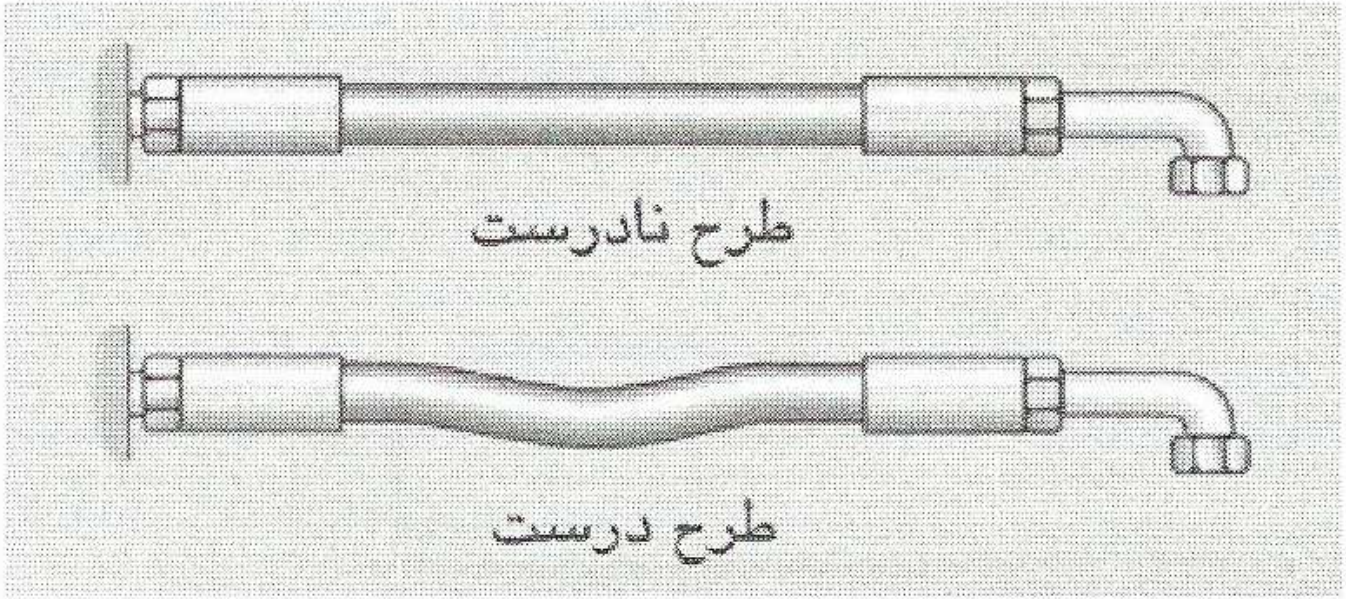
فیتینگها معمولاً به روش پرسکاری به شیلنگ متصل می‌شوند



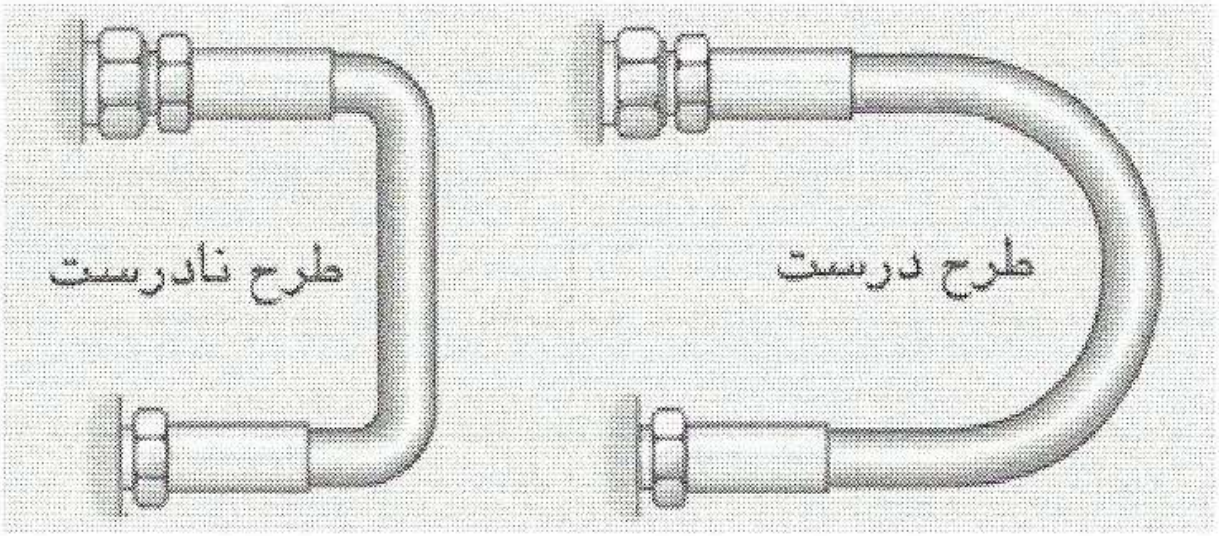
در مـواردی

که لازم‌باشد شـیلنگ و فیتینـگ متـصل بـه آن را بـه دفعـات از قطعـه مربوطـه جـداکرده و مجـدداً وصـل نمـود، بهتراسـت از فیتینگهای اتصال سریع (Quick disconnects) اسـتفاده نمود.

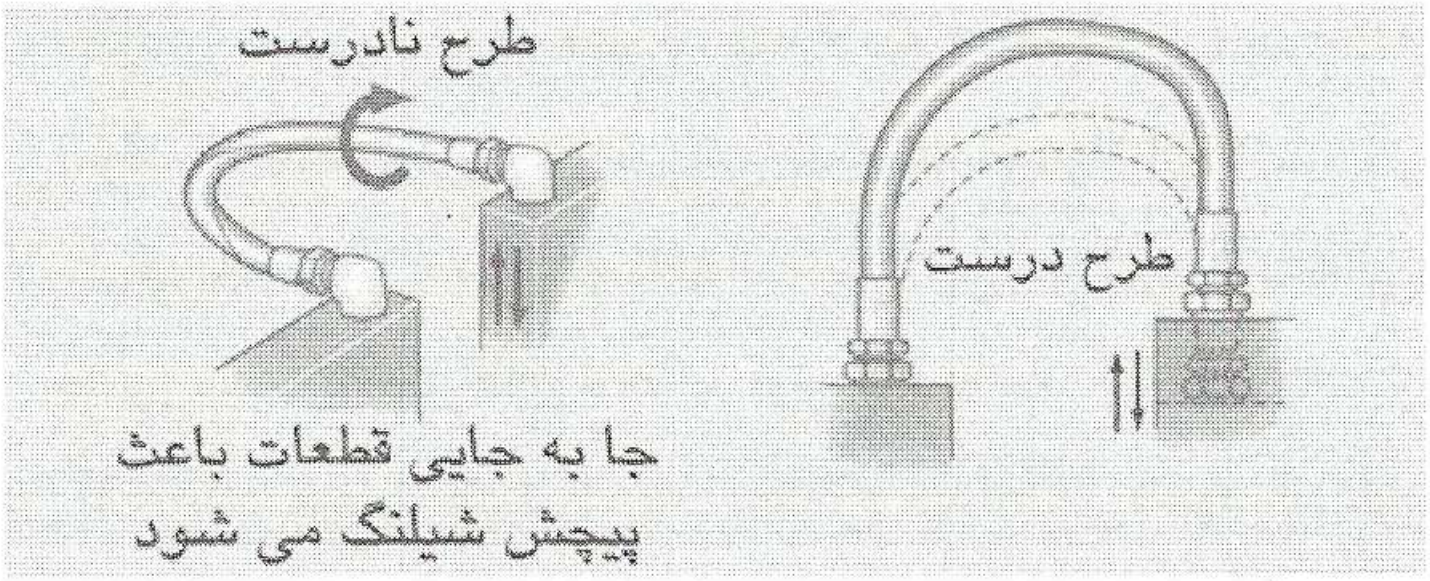




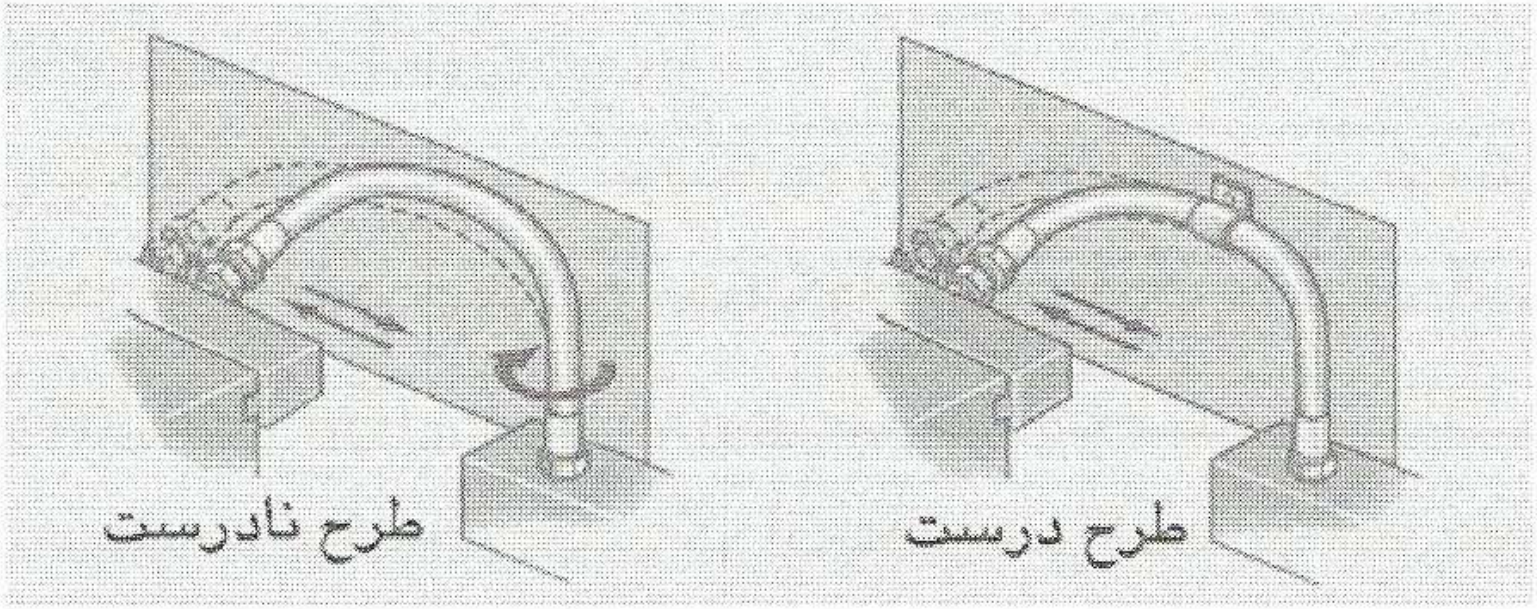
برای جلوگیری از ایجاد تنش *ناخواسته* در شیلنگ و اجزای فیتینگ، باید طول کل مجرا را به درستی انتخاب کرد تا انقباض و انبساط مجموعه براحتی امکانپذیر باشد.



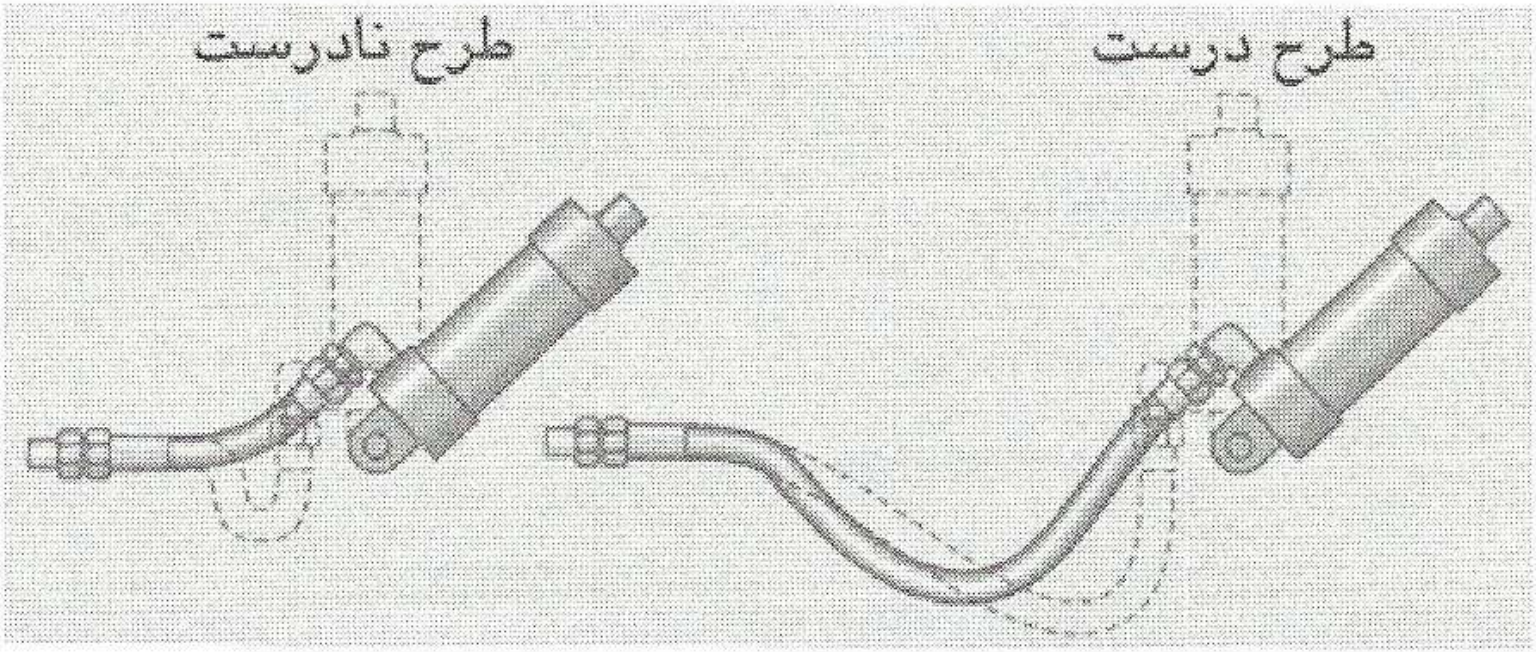
باید طول مجرای شیلنگی را به اندازه کافی انتخاب کرد تا در وصل کردن شیلنگ به صورت خمیده، گوشه‌های محل اتصال شیلنگ به فیتینگ، تا نشود و همچنین شعاع خم شدن شیلنگ نیز بیش از حداقل مجاز (که در کاتالوگ سازنده شیلنگ ذکر می‌شود) باشد.



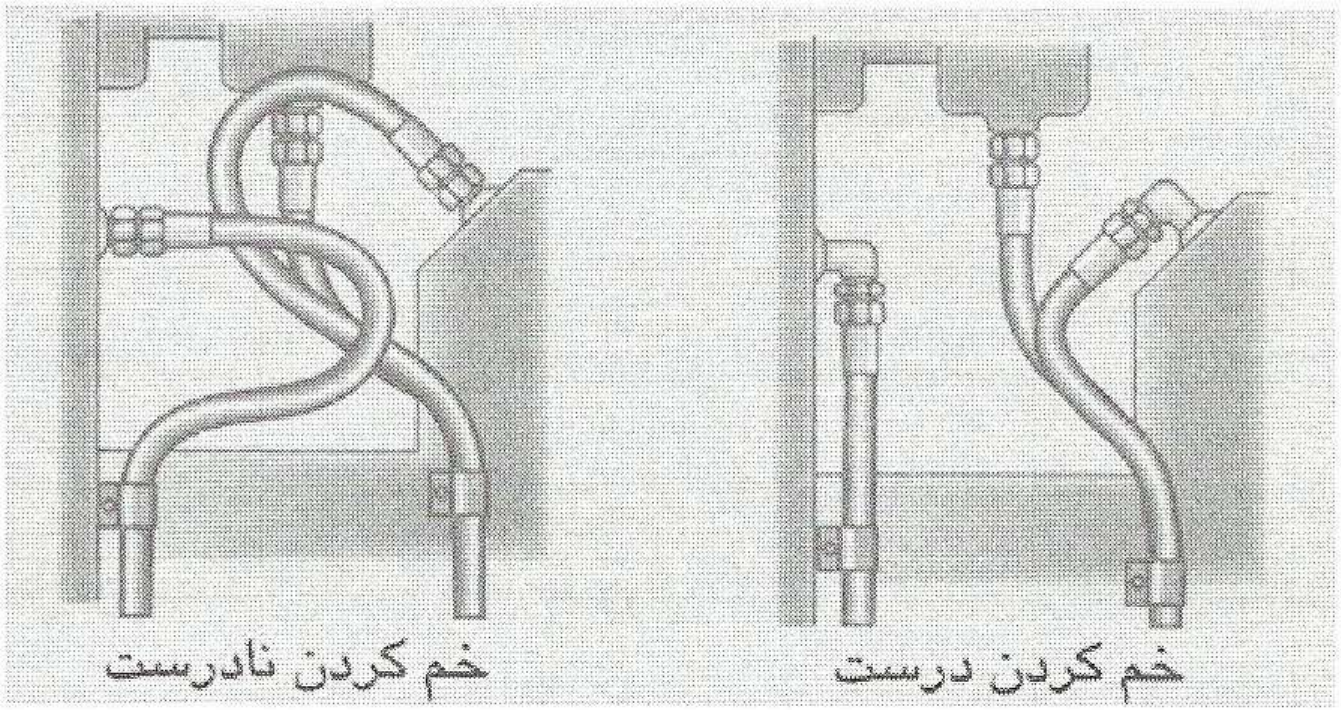
در شکل سمت چپ نشانداده شده که چگونه یک شیلنگ ممکن است به صورت *ناخواسته* دچار پیچش گردد. وضعیت نصب شیلنگ و نحوه حرکت دو قطعه نسبت به هم، باعث پیچش شیلنگ می‌شود. با تغییر وضعیت شیلنگ می‌توان از بروز این عیب جلوگیری کرد.



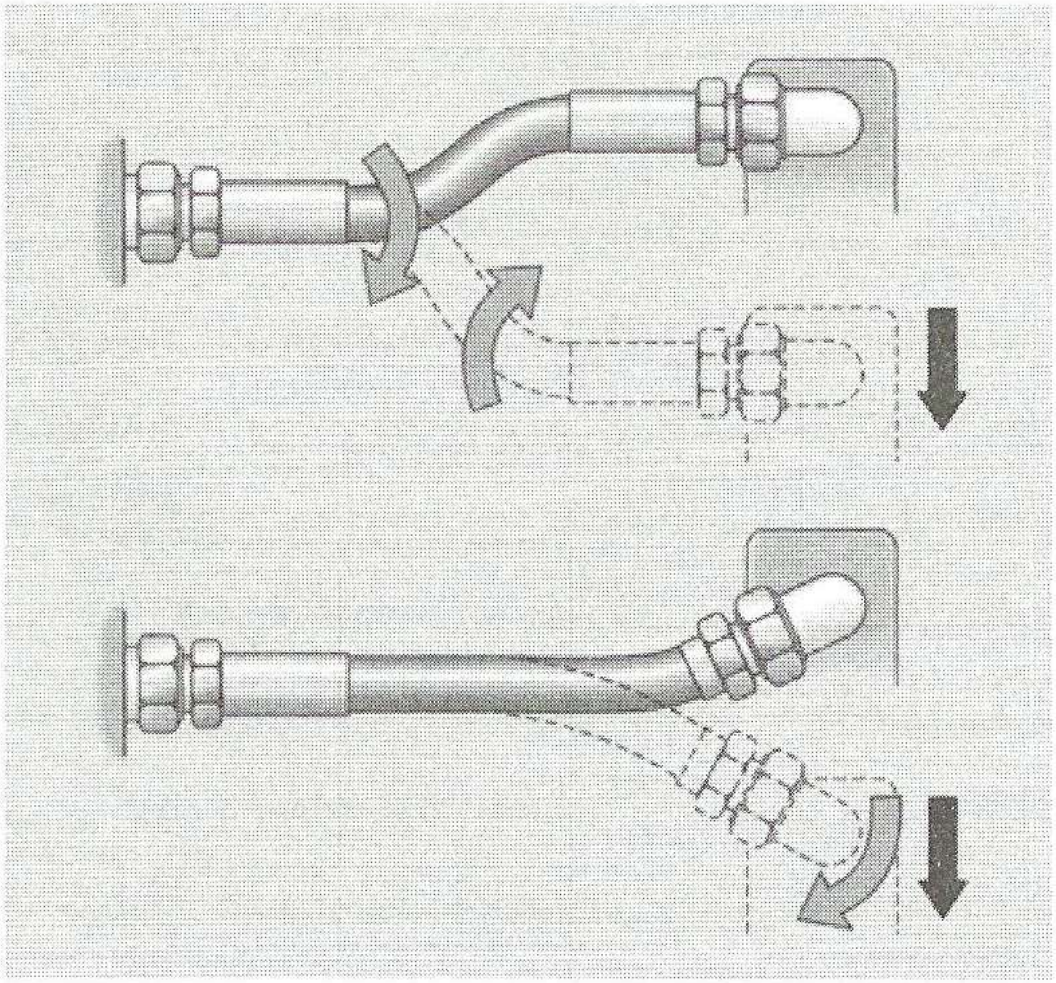
وقتی *نتوان* از پیچش شیلنگ جلوگیری کرد، باید با یک بست، وسط شیلنگ را به محل ثابتی متصل کرده و طول دو طرف شیلنگ را به اندازه کافی طویل درنظر گرفت تا اولاً از پیچش کلی آن جلوگیری شده و از کشیده شدن شیلنگ نیز پیشگیری شود.



در طرح سمت چپ، هرچند که طول شیلنگ کافی است، ولی هنگامی که سیلندر در وضعیت عمودی قرار می‌گیرد، شعاع خمش شیلنگ خیلی کم می‌شود. ولی اگر طول شیلنگ بلندتر و فاصله دو قطعه نسبت به هم بیشتر باشد، خم شدن شیلنگ راحتتر خواهد بود.



ضعف طراحی و نصب شیلنگها در شکل سمت چپ باعث می‌شود عمر کاری شیلنگها کاهش یافته و عملیات تعمیرات و نگهداری دشوارتر باشد. با استفاده از فیتینگهای انتهایی مناسب می‌توان طرح بهتری در اتصال مجراهای شیلنگی به‌وجودآورد (شکل سمت راست). این طرح مطمئن‌تر است و خرابی کمتری خواهد داشت.



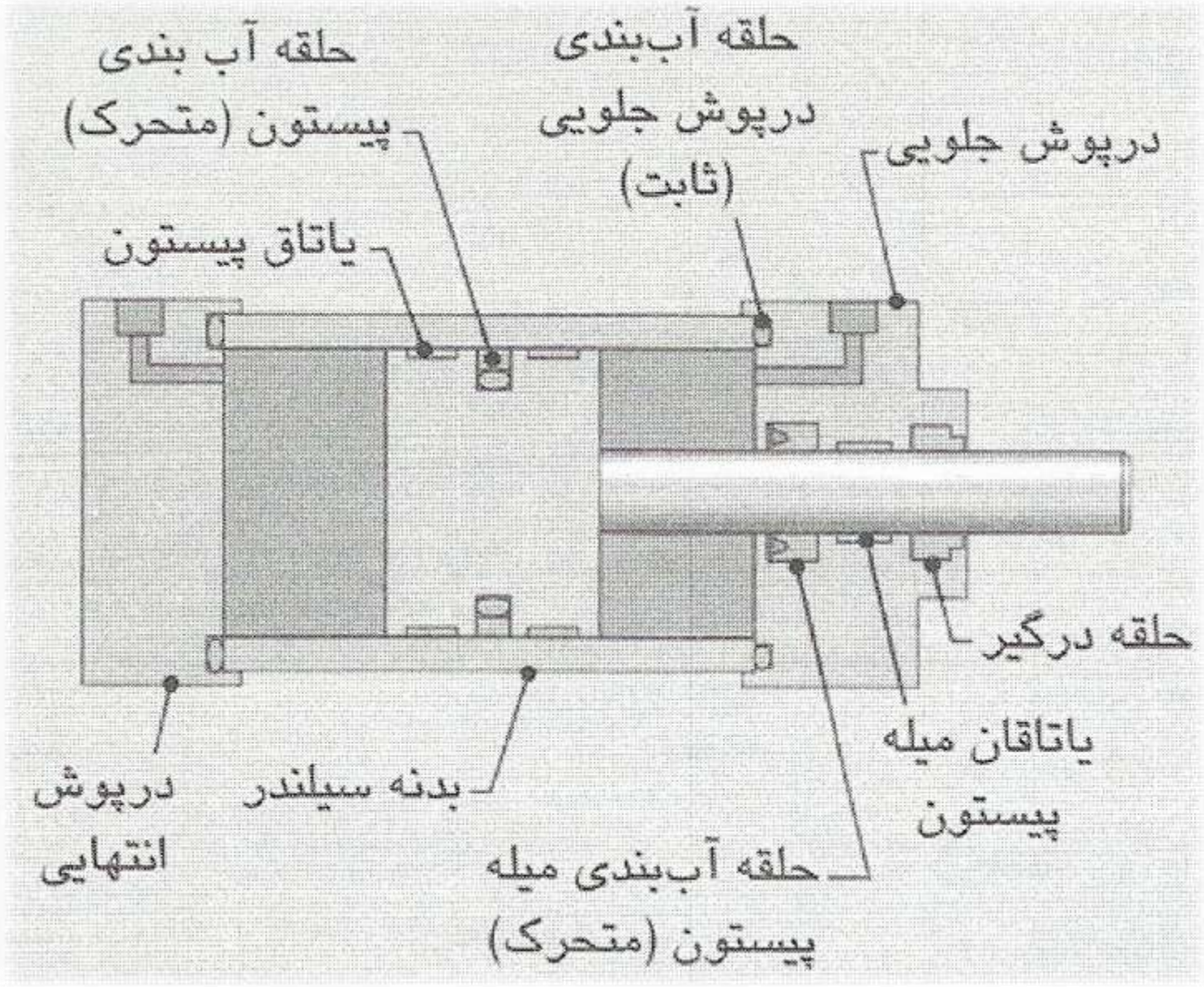
با استفاده از فیتینگهای چرخان برروی قطعات متحرک، می‌توان میزان پیچش شیلنگ را کاهش داده و عمر مجرای شیلنگی را افزایش داد. باز کردن و بستن اینگونه فیتینگها نیز سریعتر و آسانتر است.

یاتاقانها و حلقه های آب بندی

استفاده از تکنولوژیهای مدرن در ساخت حلقه‌های آب‌بندی سبب شده که بتوان قطعات هیدرولیک را در فشارهای خیلی زیاد به‌کار گرفت. معلوم است که حلقه‌های آب‌بندی جزو قطعات بسیار بحرانی سیستمهای هیدرولیک هستند.

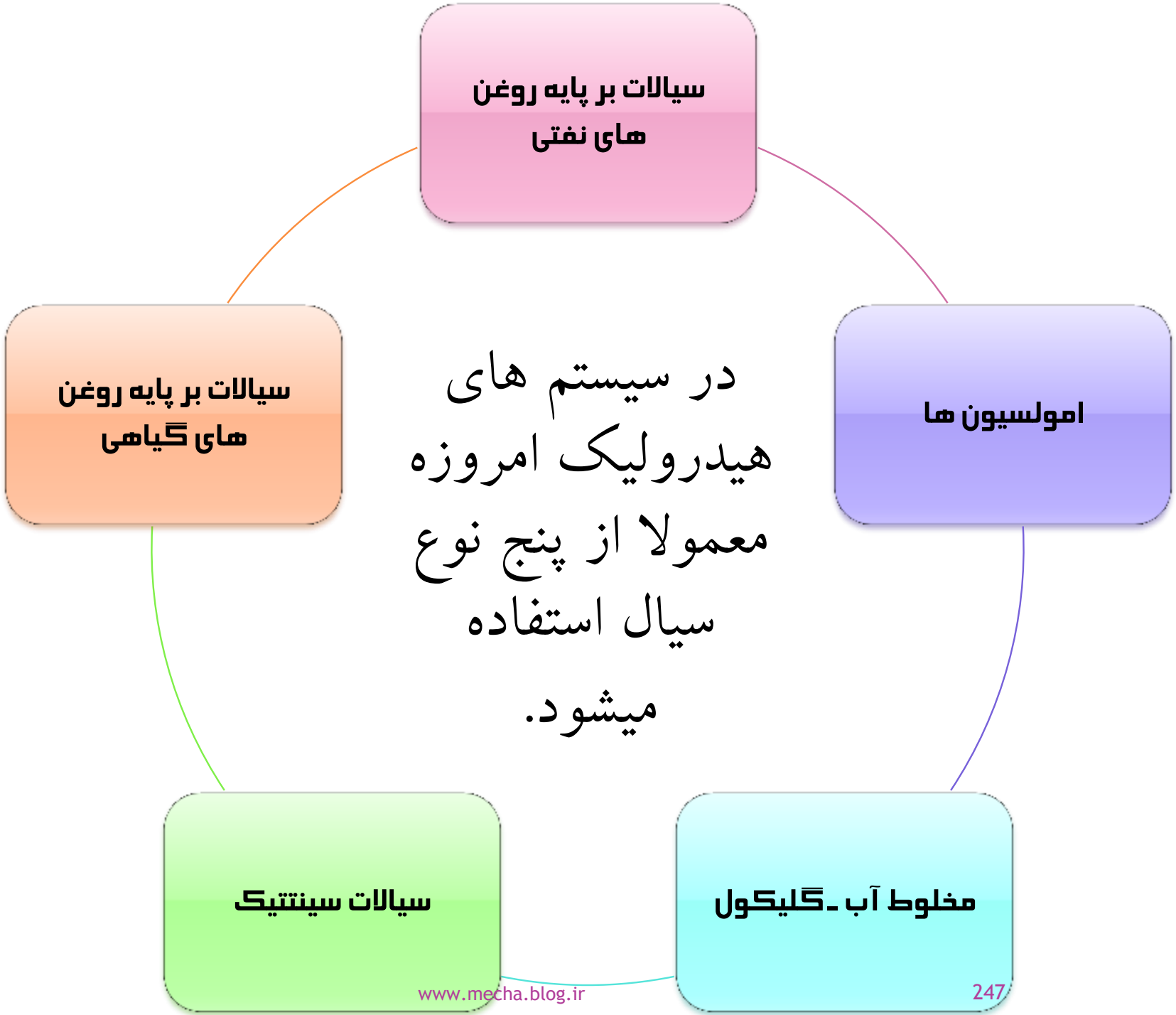
حلقه‌های آب‌بندی را می‌توان به دو گروه تقسیم کرد : ثابت و متحرک. هرگاه حلقه آب‌بندی در فصل مشترک دو قطعه که نسبت به هم حرکتی *ندارند*، قرارگرفته باشد، آن را حلقه آب‌بندی ثابت می‌نامند. هنگامی که دو قطعه نسبت به هم حرکت داشته باشند، برای آب‌بندی کردن آنها نسبت به یکدیگر، باید از حلقه‌های آب‌بندی متحرک استفاده کرد.

حلقه‌های آب‌بندی و یاتاقانهادریک سیلندر هیدرولیک



سیالات هیدرولیک

سازگاری آن با حلقه های
آب بندی و یاتاقانها
در انتخاب سیال
هیدرولیک باید
به دو عامل
توجه کرد
خواص فیزیکی سیال
مخصوصا ویسکوزیته آن


سیالات بر پایه روغن
های نفتی
امولسیون ها
مخلوط آب ـ گلیکول
سیالات سینتتیک
سیالات بر پایه روغن
های گیاهی
در سیستم های
هیدرولیک امروزه
معمولا از پنج نوع
سیال استفاده
میشود.

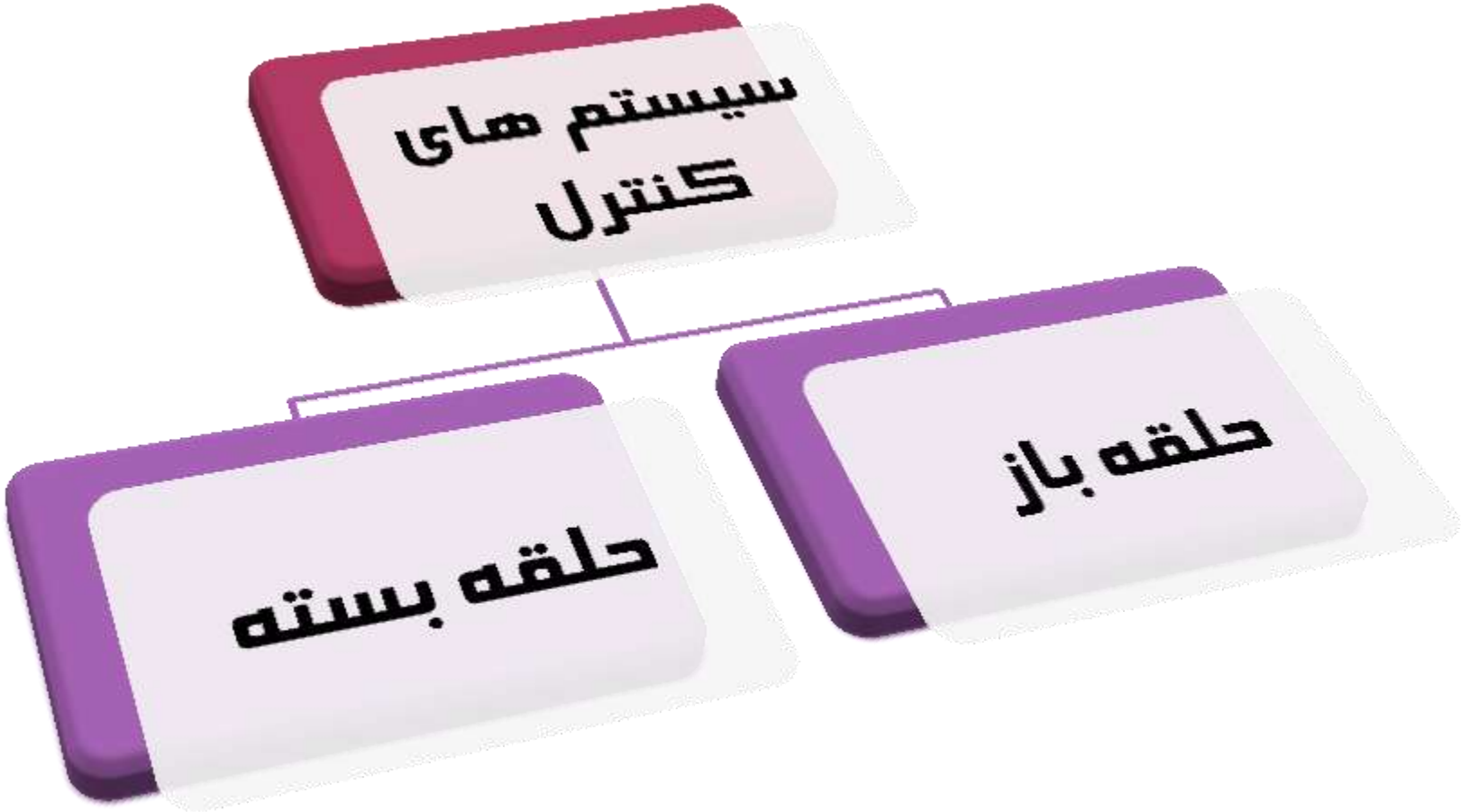
فصل دهم

کنترل الکترونیکی در هیدرولیک

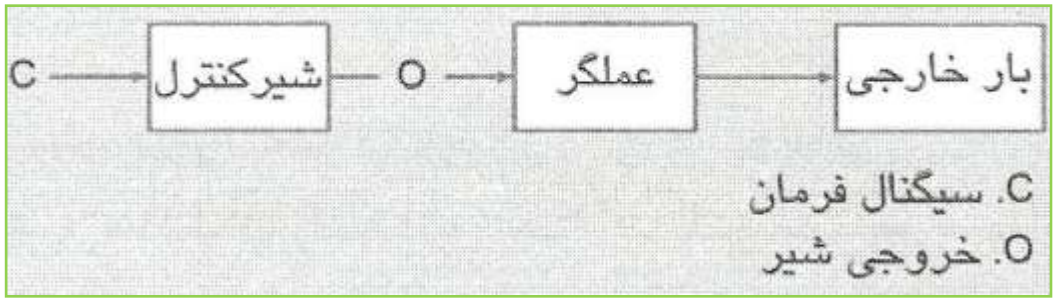
مقدمه:

کنتـــرل الکترونیکی مزایای زیادی دارد، ولی برترین مزیت آن دقت زیاد و قابلیت تصمیم‌گیری است. در سیستمهای کنترل الکترونیـک از قطعات متنوعی استفاده می‌شـود. مهمتـرین قطعـه در ایـن سیـستمها، واحـد پـردازش مرکـزی اسـت کـه در مـدارهای الکترونیکی به آن واحد کنتـرل منطقـی قابـل برنامـه‌ریـزی (Programmable Logic Controller) یـا PLC مـی‌گوینـد. PLC یک کامپیوتر صنعتی است که قابلیـت برقـراری ورودی / خروجیهـای منطقـی دارد. در یـک PLC بـا ورود و تحلیـل سیگنالهای ورودی براساس یک برنامه منطقی از پیش تعریـف شده، سیگنالهای خروجی مناسبی ایجاد می‌شود و این روند به سیستم کنترل یـک قابلیـت تـصمیم‌گیـری مـی‌دهـد. بعـد از خروجی سیستم PLC، شیرهای کنترل قرار دارند.

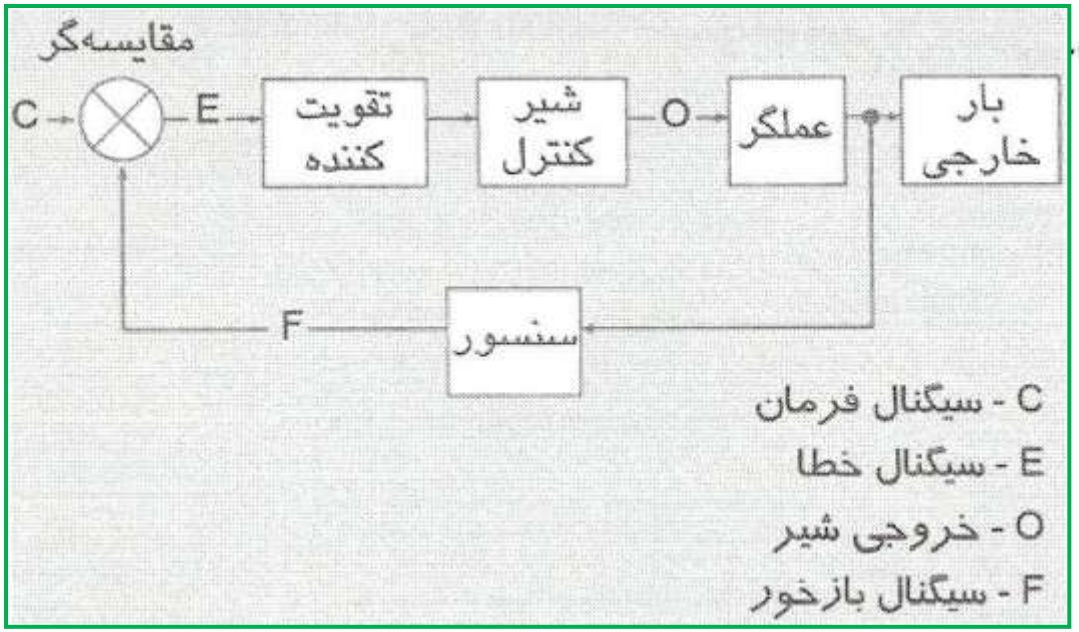
www.mechia.blog.ir


سیستم های کنترل
حلقه باز
حلقه بسته

سیستم کنترل حلقه باز



در سیستمهای کنترل حلقه بسته، نتیجه واقعی را می‌توان توسط سنسور حس کرد. بدین ترتیب سیستم کنترل قادر خواهد بود که خطای حاصل بین نتیجه مطلوب و نتیجه واقعی را تصحیح نماید.



سیستم کنترل حلقه بسته

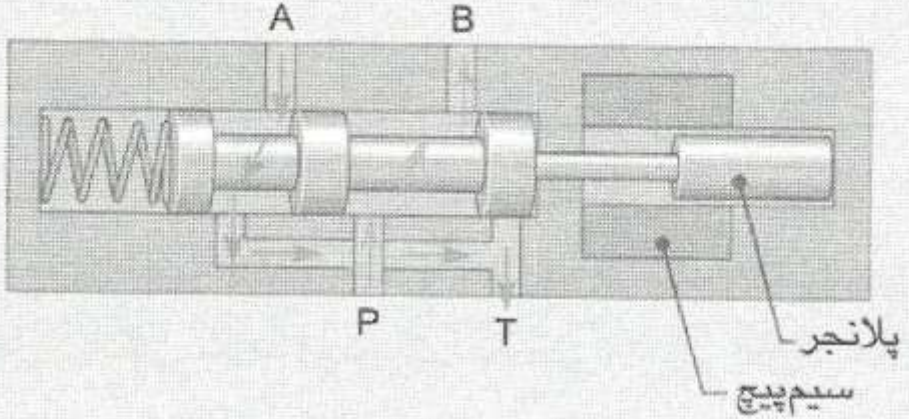
خاموش خواهدشد. در سیستمهای کنترل الکترونیکی، زمان پاسخ، صحت و دقت از اهمیت زیادی برخوردار است. زمان پاسخ عبارت است از زمانی که طول می‌کشد تا سیگنال فرمان صادر شده و نتیجه مطلوب در خروجی سیستم حاصل شود.

دقت معمولاً با صحت اشتباه گرفته می‌شود. دقت معیاری برای سنجش قابلیت تکرار یک سیستم است. دقت در یک سیستم حلقه بسته عبارت است از میزان خطا در نتایج واقعی، وقتی که سیگنالهای فرمان مشابهی صادرشوند. مثلاً ممکن است اگر ده بار به موتور زمان داده شود که با سرعت 500 rpm بچرخد، سرعت نهایی بین 499 rpm و 501 rpm باشد. بدین ترتیب می‌توان گفت که دقت یا قابلیت تکرار سیستم $\pm$ 1 rpm است

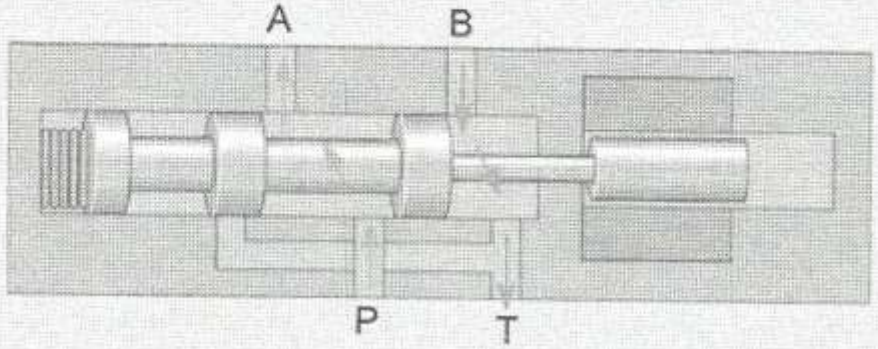
شیرهای سولنوئیدی

سولنوئید، یک قطعه است که در اثر عبور جریان الکتریکی از سیم‌پیچ آن، به صورت خطی جابه‌جا می‌شود. از سولنوئیدها در اغلب شیرهای هیدرولیکی و نیوماتیکی استفاده می‌شود. سولنوئید بر این اساس کار می‌کند. که با عبور یک جریان الکتریکی از یک سیم‌پیچ، یک میدان مغناطیسی در آن سیم‌پیچ و حوالی آن به‌وجود می‌آید. از این میدان مغناطیسی برای جابه‌جا کردن یک قطعه متحرک به نام پلانجر، که از مواد مغناطیسی نظیر آهن ساخته شده، استفاده می‌گردد. نیروی جاذبه بین میدان مغناطیسی و پلانجر باعث می‌شود که پلانجر و مغزی شیر که به آن وصل است، جابه‌جا شوند (با این عمل، شیر تحریک می‌شود).

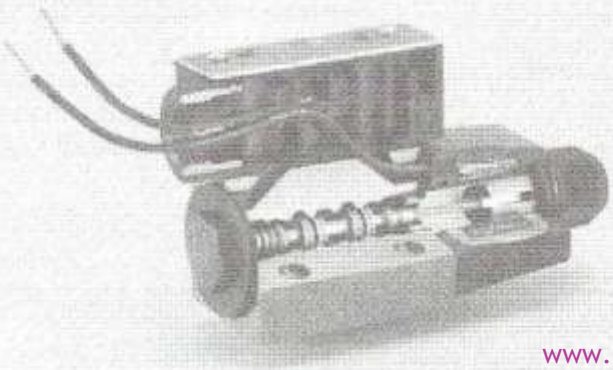
A. شیر در حالت عادی (سلونوئید بدون انرژی است)



B. شیر در حالت تحریک شده (سولنوئید انرژی‌دار است)



نمای برش خورده یک شیر چهارراهه، دو حالته (4/2) با یک سولنوئید و برگشت فنری



A) شیردر حالت عادی.

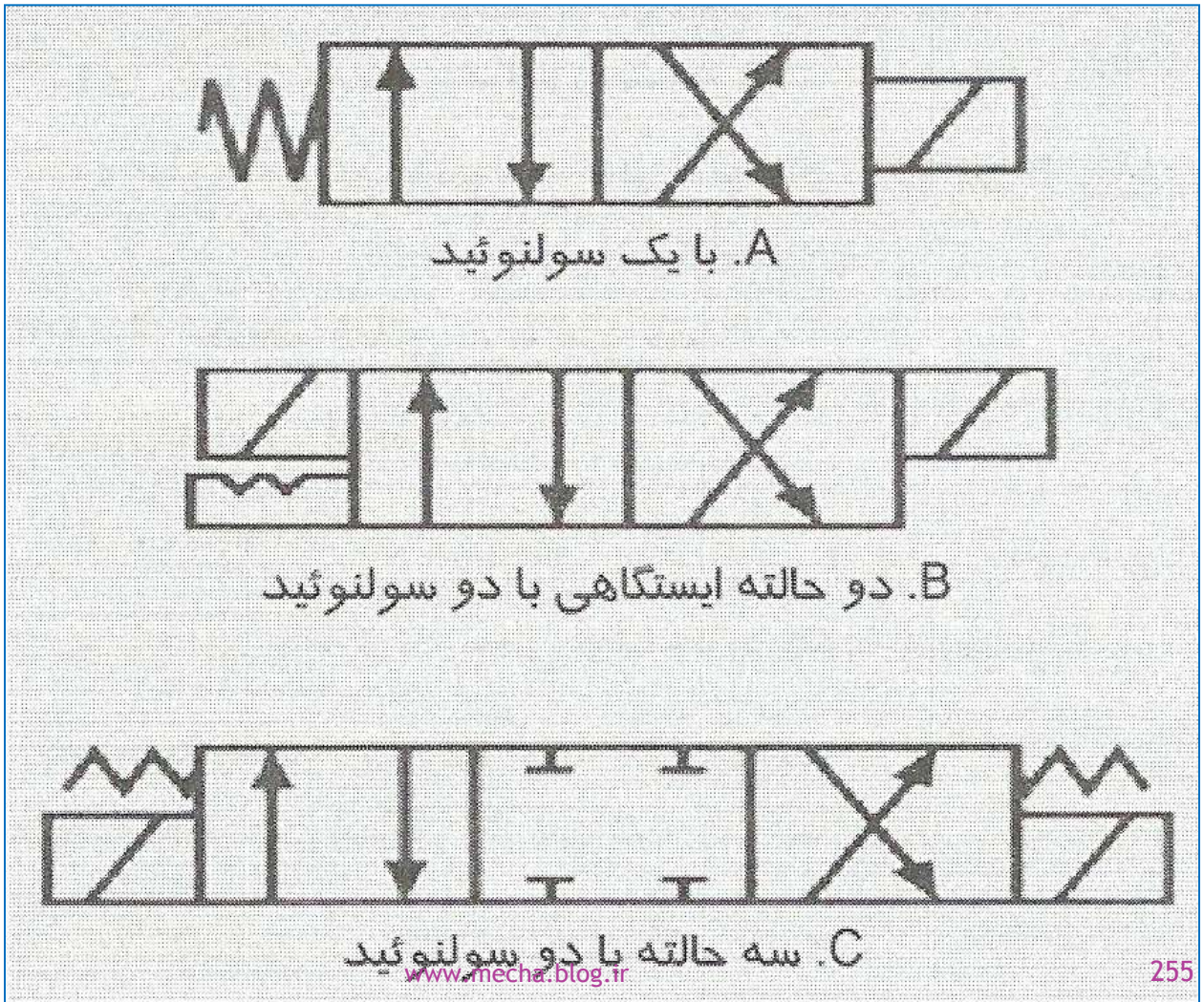
B) شیر در حالت تحریک شده

نماد چند نوع شیر کنترل جهت هیدرولیکی.

A. **شیر دو حالته با یک سولنوئید و برگشت فنری**

B. **دو حالته ایستگاهی با دو سولنوئید**

C. **سه حالته با دو سولنوئید و برگشت فنری به حالت وسط**

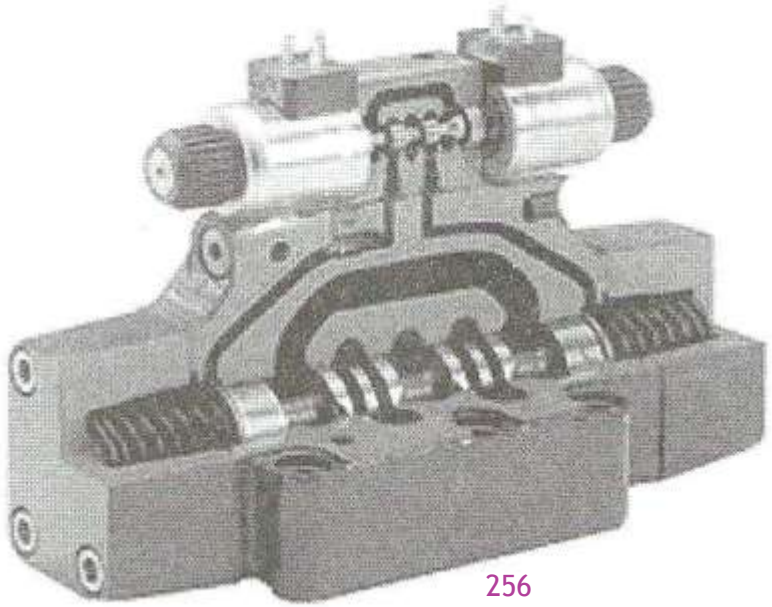


www.mecha.blog.ir

شیرهای سولنوئیدی پیلوت‌دار، در واقع دو شیر هستند که در یک مجموعه واحد قرار گرفته‌اند. سولنوئید در این شیرها، پیلوت (شیر کوچکتر) را تحریک می‌کند. عملکرد پیلوت سبب می‌شود فشار سیال هیدرولیک به یک طرف از مغزی شیر اصلی وارد شده و این مغزی را جابه‌جا نماید. استفاده از این روش مخصوصاً در شیرهای بزرگ رایج است، زیرا نیروی سولنوئید به قدر کافی بزرگ نیست که بتواند مغزی شیر اصلی را جابه‌جا کند. ولی نیروی سولنوئید برای تحریک شیر پیلوت کافی‌خواهد بود.

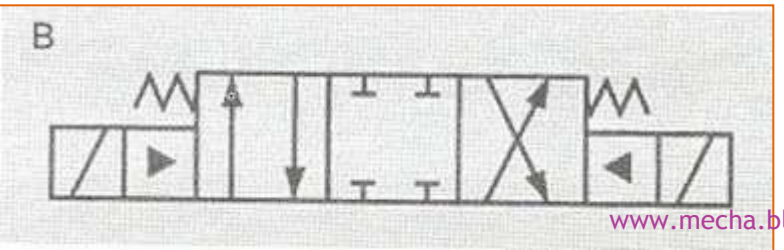
شیر کنترل جهت سولنوئیدی پیلوت‌دار.

A



تصویریک شیر سولنوئیدی پیلوت‌دار واقعی.

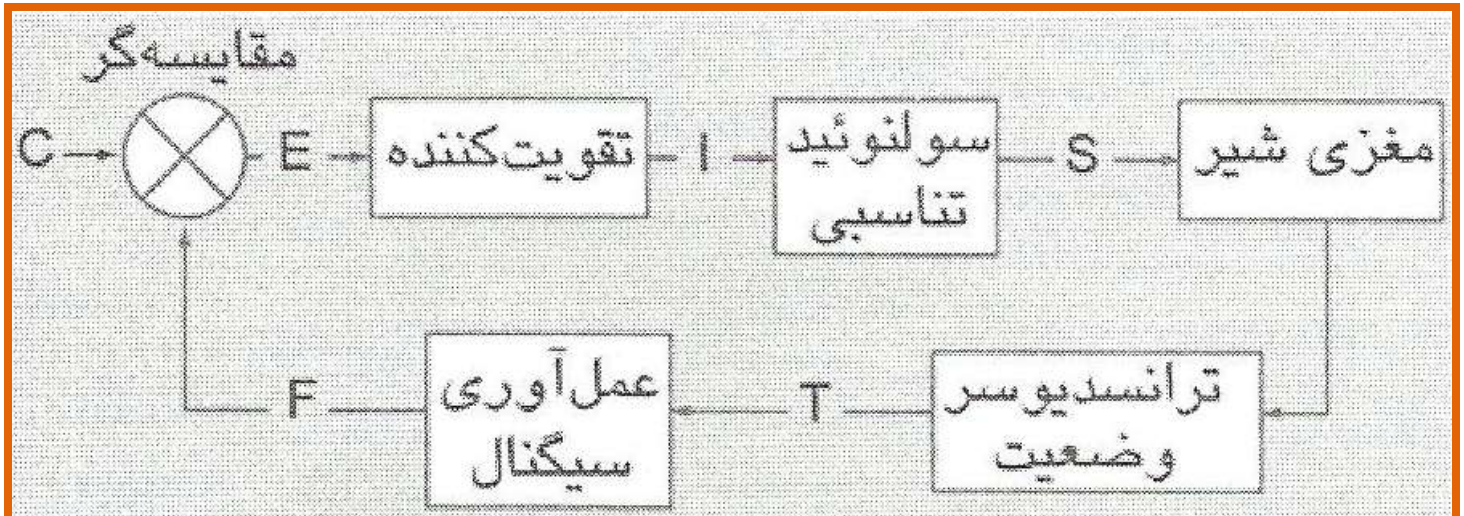
B) نماد گرافیکی



شیرهای تناسبی و شیرهای سرو

- شیرهای تناسبی (Proportional valves) از این نظر که به صورت الکتریکی تحریک شده و یا به صورت الکترونیکی کنترل می‌شوند، شبیه به شیرهای سولنوئیدی هستند. ولی شیرهای تناسبی می‌توانند به هنگام تحریک، مغزی شیر را در موقعیتهای خاصی بین حالت باز و بسته نیز قرار دهند. به این روش می‌توان میزان عبور جریان سیال از درون شیر را نیز دقیقاً کنترل کرد. به عبارت دیگر شیر تناسبی یک شیر کنترل جهت با قابلیت کنترل جریان است. فشار سیال در خروجی شیر تناسبی نیز قابل کنترل است.

حلقه کنترلی شیر تناسبی



C. ولتاژ فرمان DC

E. ولتاژ خطا

I. جریان الکتریکی ورودی به سولنوئید

S. نیروی خروجی سولنوئید

T. سیگنال ترانسدیوسر (ولتاژ AC)

F. سیگنال بازخور (ولتاژ DC)

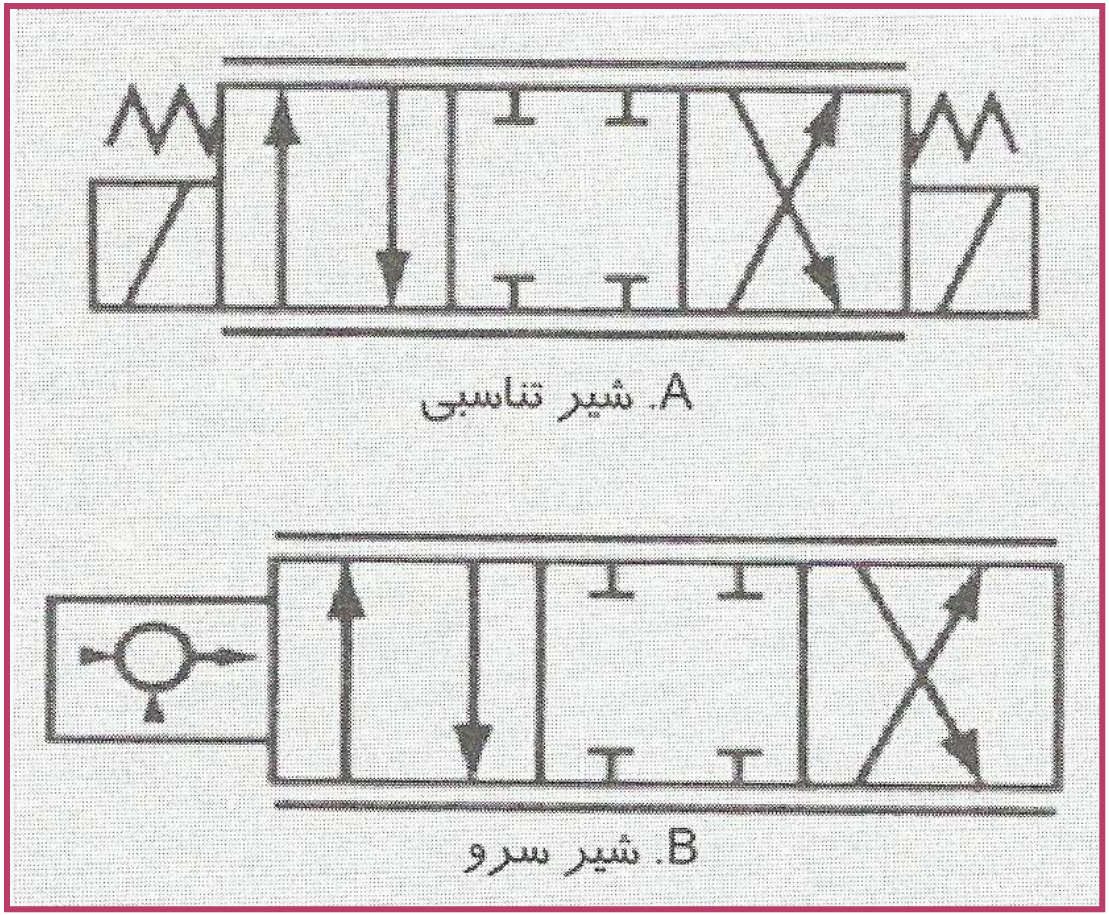
شیرهای سرو، نوع دیگری از شیرهای کنترل جهت هستند که به صورت الکترونیکی کنترل می‌شوند. جریان خروجی از شیرهای سرو نیز متناسب با سیگنال الکتریکی ورودی تغییر می‌کند. در اصطلاح عمومی، عبارت سرو به مکانیزمی اطلاق می‌شود که از سیگنال بازخور برای تنظیم خود استفاده می‌کند.

شیرهای سرو نسبت به شیرهای تناسبی سه تفاوت دارند :

۱- استفاده از بازخور برای خود تنظیمی موقعیت مغزی شیر،
۲- اضافه پهنای صفر و
۳- موقعیت مغزی شیر به جای یک سولنوئید، توسط یک موتور گشتاوری کنترل می‌شود.

موتورهای گشتاوری، وسایل الکترو مکانیکی هستند که جابه‌جایی دقیقی ایجاد می‌کنند. همانند سولنوئیدها، نیرو

نمادشیرهای سرو و تناسبی.



A. شیر تناسبی

B. شیر سرو

فصل یازدهم

اصول اولیه پنوماتیک

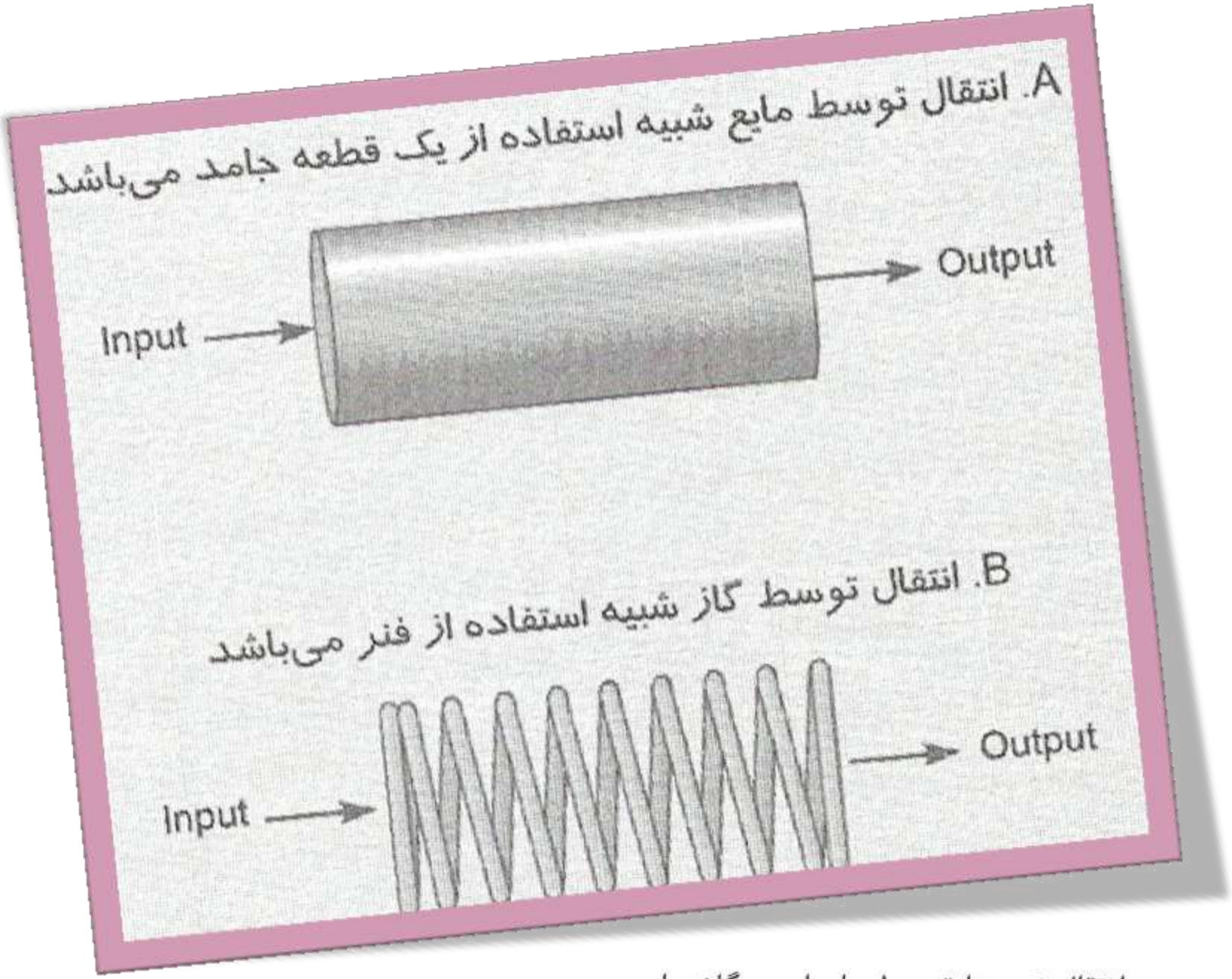
مقدمه:

پنوماتیک، استفاده از یک گاز به منظور انتقال توان از یک نقطه به نقطه دیگر است. فصلهای قبل مربوط به هیدرولیک بودند. اما بسیاری از مفاهیم آنها در پنوماتیک نیز وجود دارند. قانون پاسکال که هم در هیدرولیک و هم در پنوماتیک به‌کار می‌رود بیان می‌کند که فشار یک سیال در همه جهات و عمود بر سطح اعمال می‌شود. چون یک گاز تحت فشار از نظر قانون پاسکال رفتاری شبیه به مایع تحت فشار دارد، می‌توان از معادله زیر استفاده نمود :

$$F = p \cdot A$$

تفاوت بین هیدرولیک و پنوماتیک همه از این واقعیت ناشی می‌شوند که در پنوماتیک از یک گاز قابل تراکم استفاده می‌شود در حالی که در هیدرولیک از مایع تقریباً غیر قابل تراکم استفاده می‌گردد.

پنوماتیک	هیدرولیک
از گازهای قابل تراکم استفاده می‌کند. (تقریباً همیشه هوا)	ازمایع تقریباً غیر قابل تراکم استفاده می‌کند.
حرکت سریع و پرشی	حرکت آرام و روان
نه به دقت هیدرولیک	خیلی دقیق
روانکار بایستی اضافه گردد	خود روانکار
عموماً تمیزتر	نه خیلی تمیز (معمولاً مقداری نشتی وجود دارد)
فشار در حدود 7 bar	فشار از 35 – 350 bar



انتقال نیروها توسط مایعات و گازهـا.

فشار و دمای مطلق

وقتی که ما درباره فشار در سیستم سیال صحبت می‌کنیم، معمولاً به فشار گیج مراجعه می‌نماییم که فشار بالای فشار اتمسفر است. فشار اتمسفر، فشار ناشی از وزن هوای موجود در اتمسفر بالای ما است. فشار گیج چیزی است که عقربه همیشه می‌خواند فشار مطلق، فشار کلی اعمال شده روی سیستم است و شامل فشار اتمسفر می‌شود. داریم :

$$P_{ABS} = P_{GAUGE} + P_{ATM}$$

P_{ABS} = فشار مطلق گاز (kPa abs)

P_{GAUGE} = فشار گیج گاز (kPa gauge)

P_{ATM} = فشار اتمسفر (kPa abs)

قانون گازها

برای شناختن سیستمهای پنوماتیک باید ابتدا رفتار گازها را بدانیم. رفتار آنها با قوانین گاز کامل بیان می‌شود. این قوانین روابط میان فشار، دما و حجم برای بیشتر گازها در گستره وسیعی از شرایط را شرح می‌دهند. هوا از این قوانین به طور خیلی نزدیک پیروی می‌کند.

قانون بویل بیان می‌کند که فشار مطلق گاز محدود به طور معکوس با حجم آن متناسب است. باشرط اینکه دمای گاز ثابت باشد، این قانون مفیدترین قانون گاز کامل برای سیستمهای پنوماتیک است قانون بویل می‌گویند که تغییر حجم گاز با یک عامل باعث می‌شود که فشار آن با معکوس همان عامل تغییر کند.

معادله زیر قانون بویل را به صورت ریاضی بیان می‌کند :

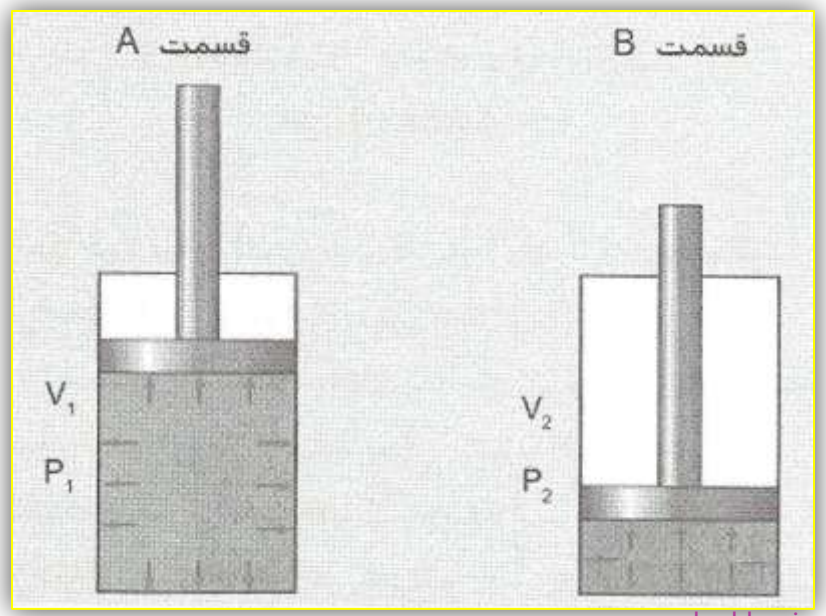
$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2$$

p_1 = فشار مطلق گاز در حالت 1،

V_1 = حجم گاز در حالت 1،

p_2 = فشار مطلق گاز در حالت 2

V_2 = حجم گاز در حالت 2.



هوای اولیه در حجم 30 Lit و فشار 690 kPag تا 60 Lit منبسط می‌شود. فشار گیج بعد از انبساط چقدر است؟

۱- تبدیل به psia

$$p_1 = p_{GAUGE} + p_{ATM} =$$

$$690 + 101 = \mathbf{791\ kPa\ abs}$$

۲- محاسبه فشار نهایی :

$$p_2 = \frac{p_1 \cdot V_1}{V_2} = \frac{791\,kPa\,abs \cdot 30\,Lit}{60\,Lit} = \mathbf{395.5\ kPa\ abs}$$

۳- تبدیل به psig :

$$P = 395.5\ kPa\ abs - 101\ kPa\ abs =$$

$$\mathbf{294.5\ kPa\ gauge}$$

قانون گیلو ساک قانون دیگر گاز کامل است که دما و فشار را در حجم ثابت به هم مربوط می‌کند. این قانون بیان می‌کند که فشار مطلق گاز محدود متناسب با دمای آن است، به شرط اینکه حجم آن ثابت بماند.

قانون گیلوساک:

$$\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2}$$

p_1 = فشار مطلق گاز در حالت 1،

T_1 = دمای مطلق گاز در حالت 1،

p_2 = فشار مطلق گاز در حالت 2

T_2 = دمای مطلق گاز در حالت 2.

هـوا در یـک ظـرف حجـم ثابـت ابتـدا در فـشار اتمـسفر (0 kpa gauge) و 20 °C است. سپس دمای آن تا 80 °C افزایش می‌یابد. فشار گیج در دمای نهایی چقدر است؟

۱- تبدیل به دمای مطلق (K = °C + 273) :

$$T_1 = 20 + 273 = 293\ K$$

$$T_2 = 80 + 273 = 353\ K$$

۲- تبدیل به kPa abs

$$p_1 = p_{GAUGE} + p_{ATM} = 0\ kPa\ gauge + 101\ kPa\ abs =$$

101 kPa abs

۳- محاسبه فشار نهایی :

$$p_2 = p_1 \cdot \frac{T_2}{T_1} = 101 kPa\ abs \cdot \left(\frac{353K}{293K}\right) = \mathbf{122\,kPa\,abs}$$

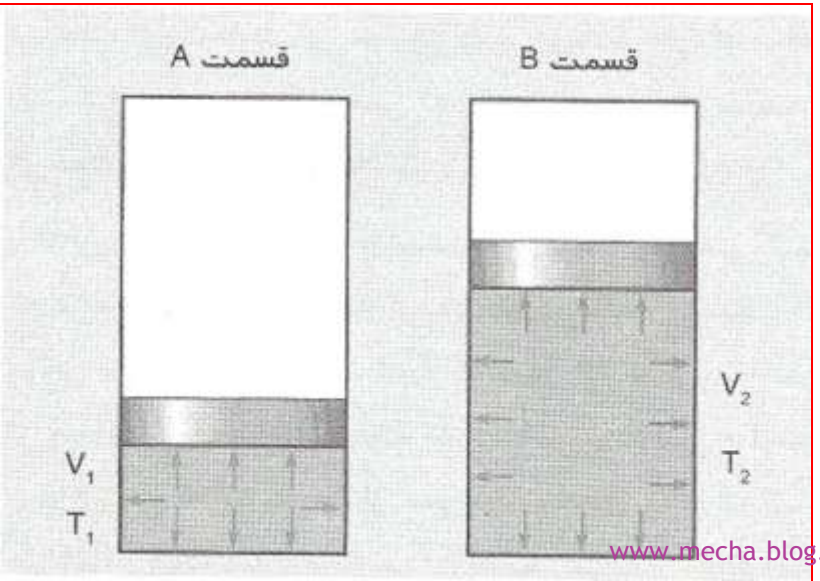
۴- تبدیل به kpa guage :

$$p_2 = p_{ABS} - p_{ATM} = 122\ kPa\ abs - 101\ kPa\ abs =$$

21 kPa gauge

قانون چارلز نیز قانون گاز کامل است که دما و حجم را در فشار ثابت به هم مربوط می‌کند. این قانون بیان می‌کند که حجم گاز محدود به شرط آنکه فشار آن ثابت باشد با دمای آن متناسب است. این قانون تمایل گاز برای انبساط را در هنگام گرم شدن، شرح می‌دهد. اگر گاز وقتیکه گرم می‌شود *نتواند* منبسط شود، فشار آن بنا به قانون گیلوساک افزایش می‌یابد. معادله زیر قانون چارلز را به طور ریاضی بیان می‌کند :

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2}$$



V_1 = حجم گاز در حالت 1

T_1 = دمای مطلق گاز در حالت 1

V_2 = حجم گاز در حالت 2

T_2 = دمای مطلق گاز در حالت 2

www.mecha.blog.ir

هوا درون یک ظرف با پیستون جابه‌جایی آزاد نگهداشته شده است. ابتدا در دمای $20\ ^\circ C$ (T_1) و حجم $0.25 m^3$ (V1) قرار دارد (قسمت A). سپس دمای آن تا $120\ ^\circ C$ (T_2) بالا می‌رود (قسمت B) حجم هوا بعد از گرم شدن چقدر است؟

۱- تبدل به دمای مطلق ($K = ^\circ C + 273$) :

$$T_1 = 20 + 273 = 293\ K$$

$$T_2 = 120 + 273 = 393\ K$$

۲- محاسبه حجم نهایی :

$$V_2 = V_1 \cdot \frac{T_2}{T_1} = 0.25\,m^3 \cdot \left(\frac{393K}{293K}\right) = \mathbf{0.335\,m^3}$$

همه قوانین گاز کامل بیان شده قبلی نهایتاً از قانون عمومی گازها نشأت می‌گیرد که سه پارامتر (دما، فشار و حجم) را به هم مربوط می‌سازد. د رصورتی که هیچ کدام از آنها ثابت *نباشد*. معادله زیر این موضوع را بیان می‌کند :

$$\frac{p_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{p_1 \cdot V_2}{T_2}$$

هوا ابتدا در دمای 10 °C و فشار 700 kPa، حجم $2m^3$ را اشغال می‌کند. اگر تا 150 °C گرم شود، در صورتیکه حجم آن به $0.2\ m^3$ کاهش یابد، فشار نهایی آن چقدر می‌شود؟

۱- تبدیل به دمای مطلق :

$T_1 = 10 + 273 = \mathbf{283\ K}$

$T_2 = 150 + 273 = \mathbf{423\ K}$

۲- تبدیل به فشار مطلق :

$p_{ABS} = p_{GAUGE} + p_{ATM} =$

700 kPa gauge + 101 kPa abs = **801 kPa abs**

۳- محاسبه فشار نهایی :

$$p_2 = \frac{T_2 \cdot p_1 \cdot V_1}{T_2 \cdot V_2} = \frac{423\,K \cdot (801\ kPa\ abs) \cdot 2\,m^3}{283\ K \cdot (0.2\ m^3)} =$$

11973 kPa abs

۴- تبدیل به kPa gauge :

$p_{ABS} = p_{GAUGE} - p_{ATM} =$

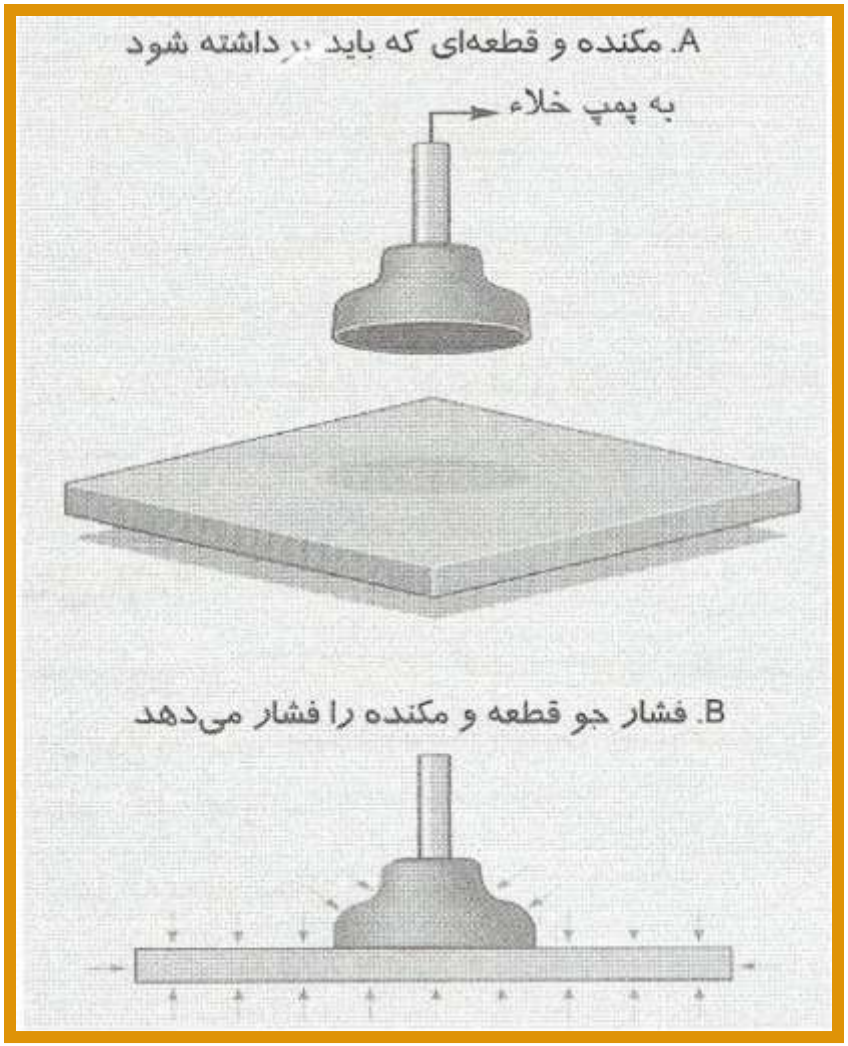
11973 kPa abs – 101 kPa gauge =

11872 kPa gauge

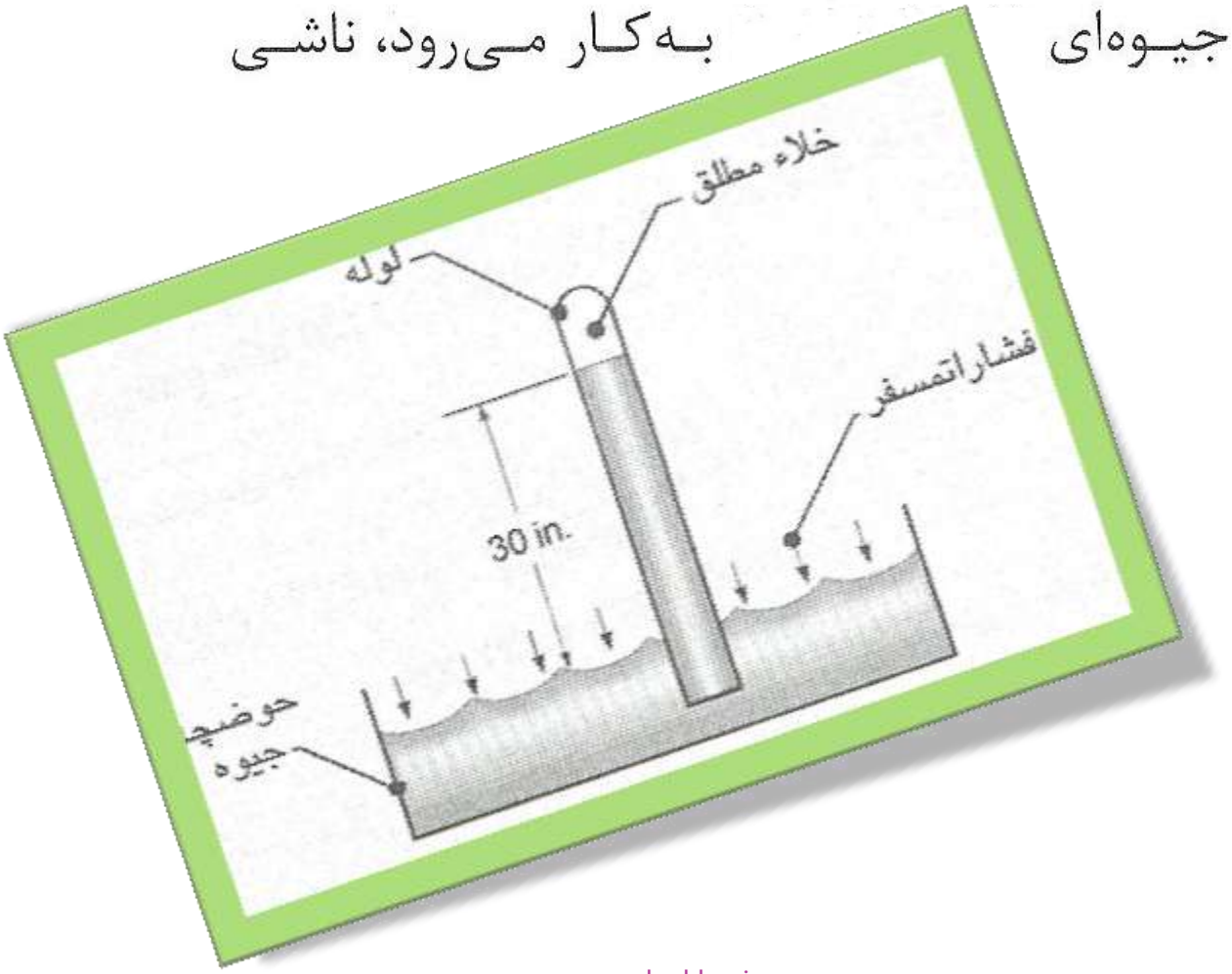
خلا

سیستمهای خلاء برای ایجاد مکش از فشار کمتر از فشار اتمسفر استفاده می‌کنند. آنها با تخلیه هوا از یک طرف قطعه کارمی‌کنند تا هوای اتمسفر برای ایجاد نیروی خالص در طرف مقابل قطعه جریان یابد.

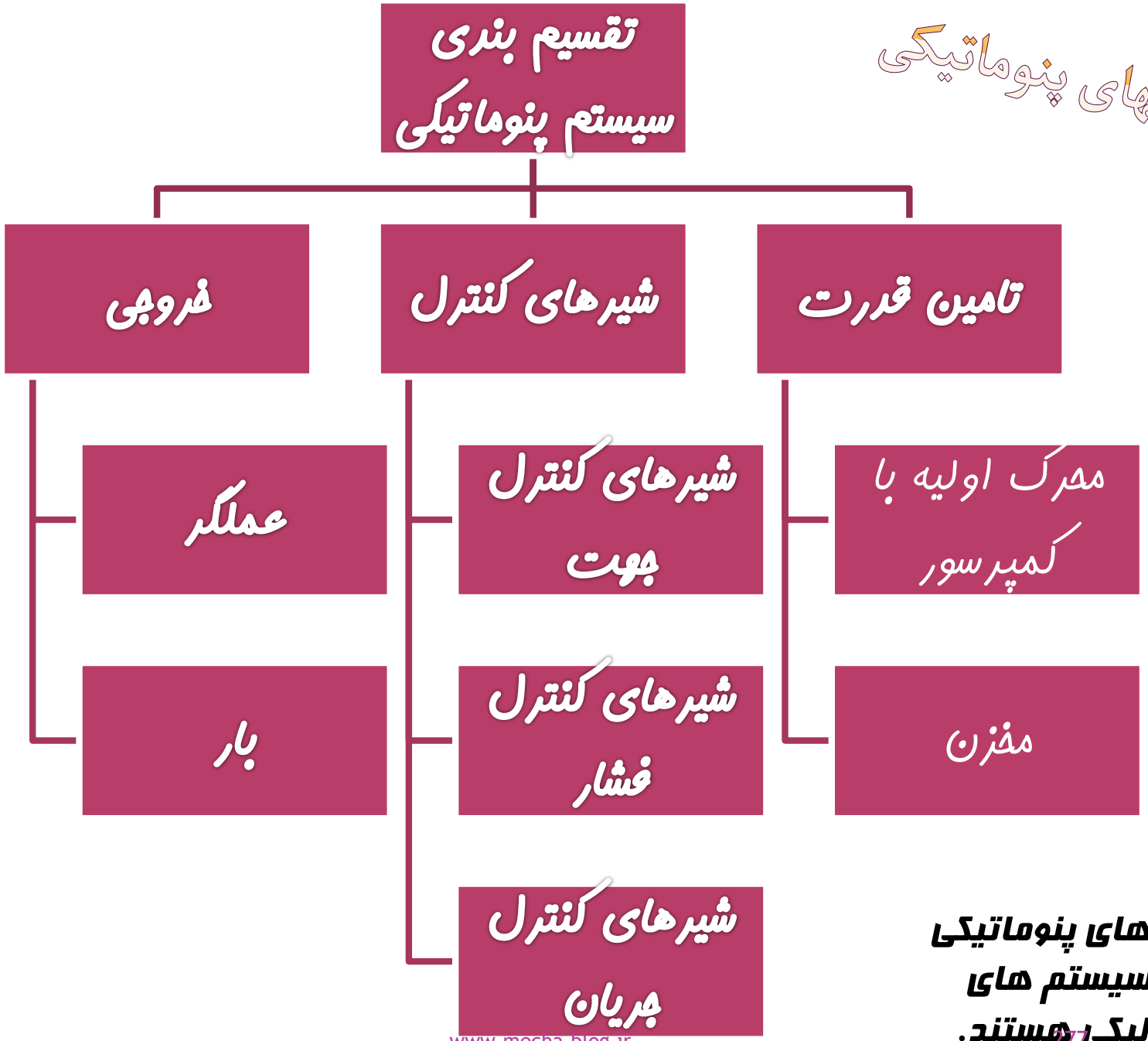
مکنده.



معمولاً خلاء در واحدهای اینچ جیوه (in Hg) و واحدهای غیر متداول که نیاز به توصیف بیشتری دارد، اندازه گرفته می‌شود. این واحد از وسیله‌ای که برای اندازه‌گیری فشار اتمسفر به عنوان بارومتر جیوه‌ای به‌کار می‌رود، ناشی می‌شود.



سیستمهای پنوماتیکی



سیستم های پنوماتیکی شبیه سیستم های هیدرولیکی هستند.

فصل دوازدهم

تامین توان در پنوماتیک

مقدمه:

تأمین انرژی پنوماتیک شامل یک محرکه اولیه، یک کمپرسور و یک مخزن است. معمولاً محرکه اولیه یک موتور الکتریکی است، اما در بعضی کاربردها از موتور گازی یا دیزلی استفاده می‌شود. اساساً کمپرسور یک پمپ هواست که هوا را به مخزن متراکم می‌کند. مخزن به عنوان یک منبع فشار رفتار می‌کند. کار این سیستم ذخیره کردن انرژی وفراهم نمودن یک منبع تأمین انرژی یکنواخت است.

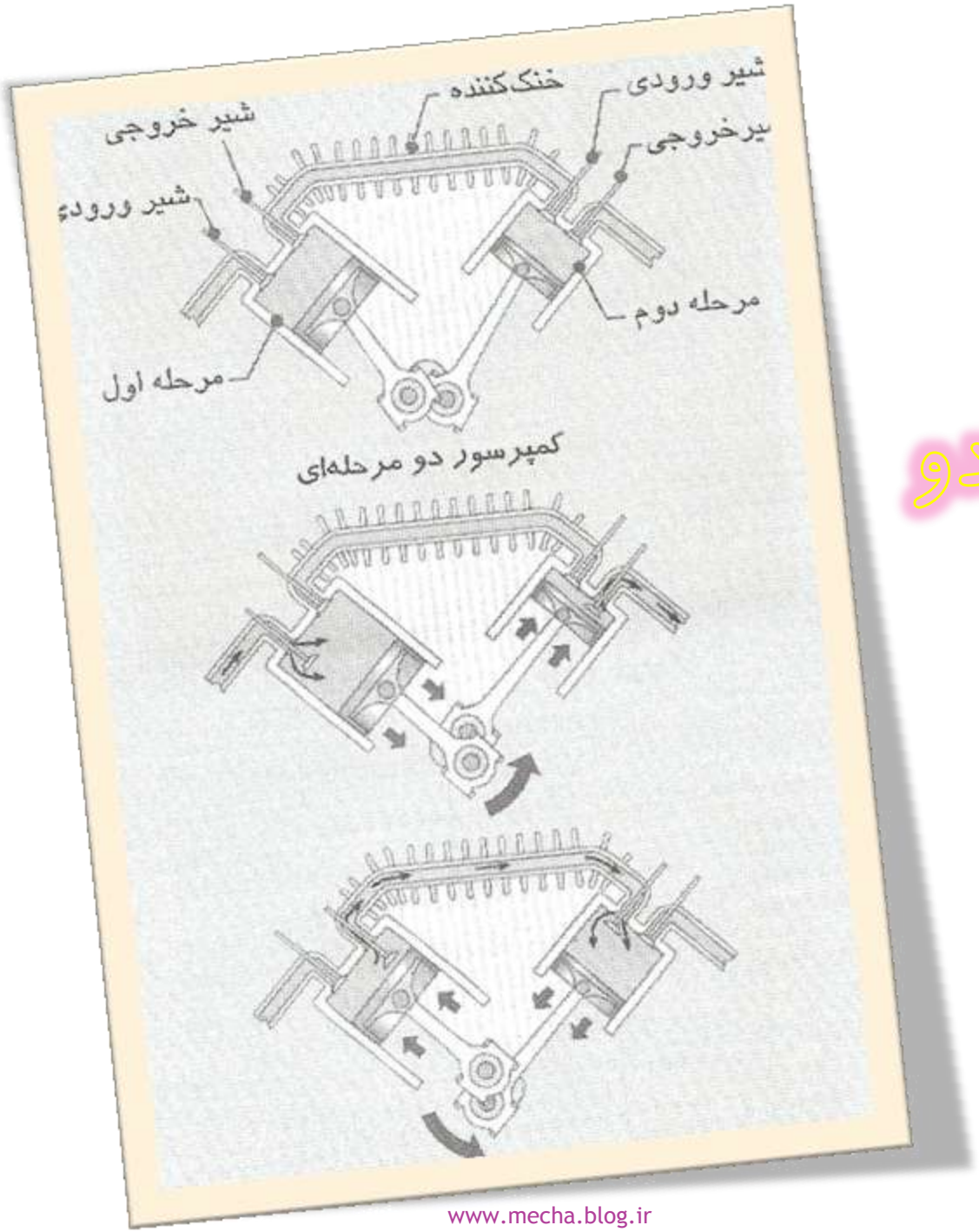
کمترین فشارکاری یک سیستم پنوماتیک با مقتضیات کمترین فشار تأمین شده دستگاه تعیین می‌شود. داشتن بیشترین فشار تا آنجایی که امکانپذیر است، مطلوب است. فشار بالاتر به معنی هوای بیشتر در مخزن می‌باشد و در نتیجه در این حالت باید زمان طولانی‌تری مخزن توسط کمپرسور شارژ شود.

www.mecha.blog.ir

انواع کمپرسور

همانند پمپهای هیدرولیکی، ممکن است کمپرسورها جابه‌جایی مثبت یا غیرمثبت باشند. پمپهای جابه‌جایی مثبت با بازکردن یک حفره برای کشیدن جریان کار می‌کنند، سپس حفره را برای خارج کردن جریان می‌بندند. معمولاً پمپهای هیدرولیک با جابه‌جایی مثبت نوع چرخ دنده‌ای، پره‌ای یا پیستونی هستند

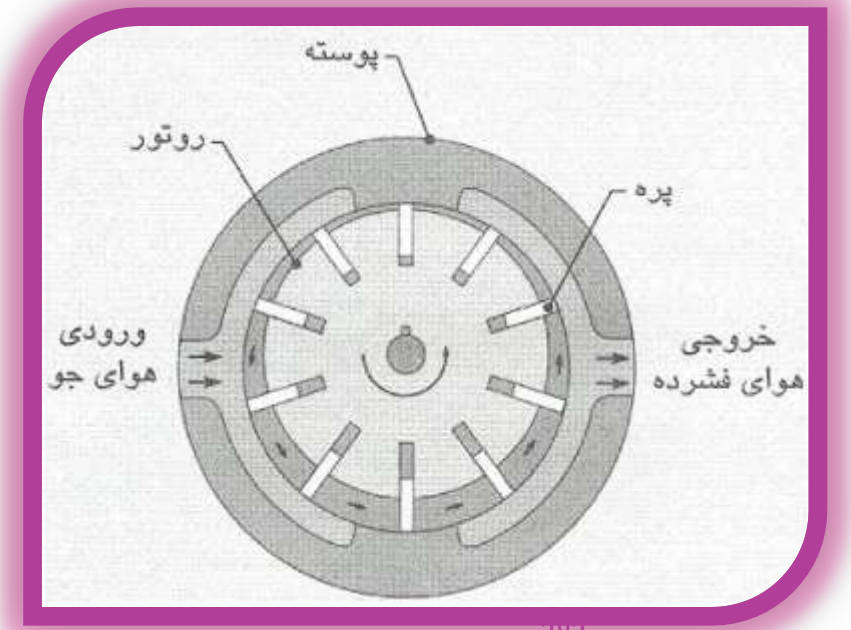
پمپهای با جابه‌جایی غیر مثبت با انتقال سرعت به جریان کار می‌کنند. یک نوع معمولی پمپ با جابه‌جایی غیر مثبت، نوع سانتریفوژ است، که از یک پروانه برای چرخاندن جریان استفاده می‌کند. نیروی گریز از مرکز باعث می‌شود که جریان به طرف خروجی جابه‌جا شود. پمپهای هیدرولیک با جابه‌جایی مثبت در کاربردهای انرژی جریان استفاده می‌شوند چرا که توانایی ایجاد جریان در برابر فشارهای بالا را دارند. از پمپهای هیدرولیک با جابه‌جایی غیر مثبت فشار پایین در سیستمهای انتقال جریان استفاده می‌شود.



کمپرسور پیستونی دو مرحله ای

کمپرسور پیستونی دو مرحله ای

کمپرسور پره ای

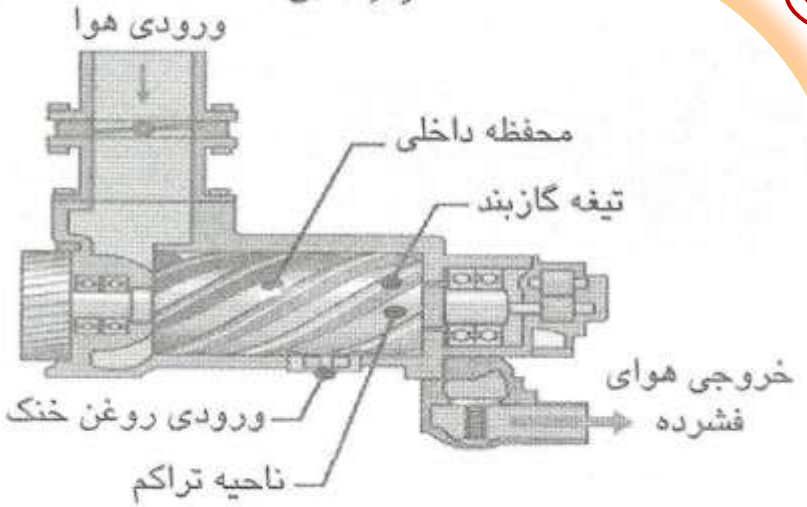


معمولاً کمپرسورهای پره‌ای فشاری تا 10.5 bar تولید می‌کنند. این نوع کمپرسورها نسبت به پیستونی یک مرحله‌ای و دو مرحله‌ای کمتر رواج دارد.

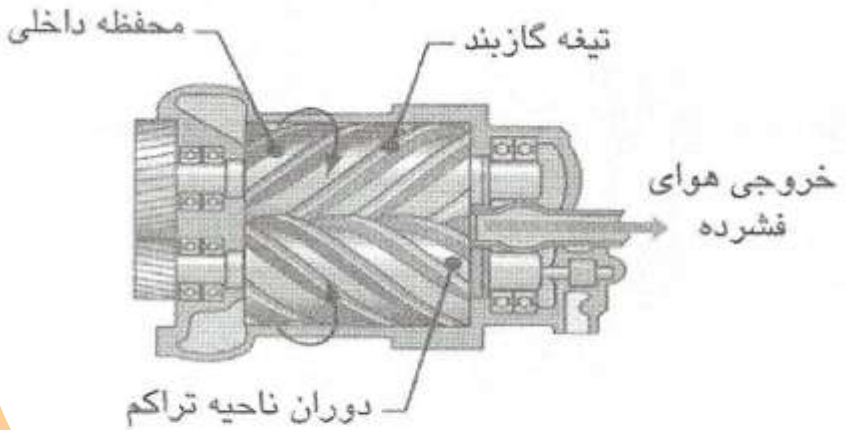
کمپرسور پیچی هوای بین دو پیچ درگیر را متراکم میکند

کمپرسور پیچی

تصویر جانبی



تصویر بالا



کمپرسور پیچی کوچک

کمپرسور پیچی بزرگ
درون محفظه

تعیین ابعاد کمپرسور

ابعاد کمپرسور و مخزن بایـد بـه
گونه‌ای تعیین شوند تا جریـان و فـشار مـورد نیـاز را حتـی در
زمان خاموش بودن کمپرسور بتوانند تأمین نمایند.

انرژی ورودی کمپرسور همانند انرژی ورودی پمپ هیـدرولیک
به فشار جریان بستگی دارد.

انرژی ورودی مورد نیاز به یک کمپرسور

$$kW_1 = \frac{p_{IN} \cdot Q}{17.14 \cdot \eta_O} \cdot \left[\left(\frac{p_{OUT}}{p_{IN}} \right)^{0.286} - 1 \right]$$

kW1 = انرژی رانش (kW)

Q = نرخ‌جریان(دبی) کمپرسور (standard m^3/min)

P_{IN} = فشار هوای ورودی (kPa abs)

P_{out} = فشار هوای خروجی (kPa abs)

η_O = راندمان کلی کمپرسور

انرژی ورودی مورد نیاز برای به حرکت در آوردن کمپرسور راکه 5.7 استاندارد m^3/min را در 830 kPa تحویل می‌دهد را تعیین نمایید. راندمان کلی کمپرسور 75% است.

۱- تبدیل به kPa. abs

$$p_{IN} = p_{GAUGE} + p_{ATM} =$$

0 kPa gauge + 101 kPa abs = **101 kPa abs**

$$p_{OUT} = p_{GAUGE} + p_{ATM} =$$

830 kPa gauge + 101 kPa abs= **931 kPa abs**

۲- محاسبه توان ورودی

$$kW_1 = \frac{p_{IN} \cdot Q}{17.14 \cdot \eta_O} \cdot \left[\left(\frac{p_{OUT}}{p_{IN}} \right)^{0.286} - 1 \right] =$$

$$\frac{101 \cdot (5.7)}{17.14 \cdot (0.75)} \cdot \left[\left(\frac{931}{101} \right)^{0.286} - 1 \right] = \mathbf{39.7\ kW}$$

اندازه مخزن در هنگام انتخاب اجزای کمپرسور اهمیت زیـادی دارد.

معادله زیر کمک زیادی در هنگام تعیین حجم مخزن می‌کند :

$$V_R = \frac{101 \cdot t \cdot (Q_{DEM} - Q_{DEL})}{p_{MAX} - p_{MIN}}$$

V_R = حجم مخزن (m^3)

t = زمان (min)

Q_{DEM} = جریان موردنیاز سیستم (standard m^3/min)

Q_{DEL} = جریان تحویلی کمپرسور (standard m^3/min)

p_{MAX} = بیشترین فشار مخزن (kPa gauge)

p_{MIN} = کمترین فشار مخزن (kPa gauge)

برای سیستم مثال ۱۲-۲ ، اگر جریان تحویلی کمپرسور $4.25\ m^3/min$ باشد، زمان تخلیه مخزن از $650 - 850$ kPa gauge را تعیین نمایید. فرض کنید که مورد نیاز در $1.4\ m^3/min$ ثابت می‌ماند.

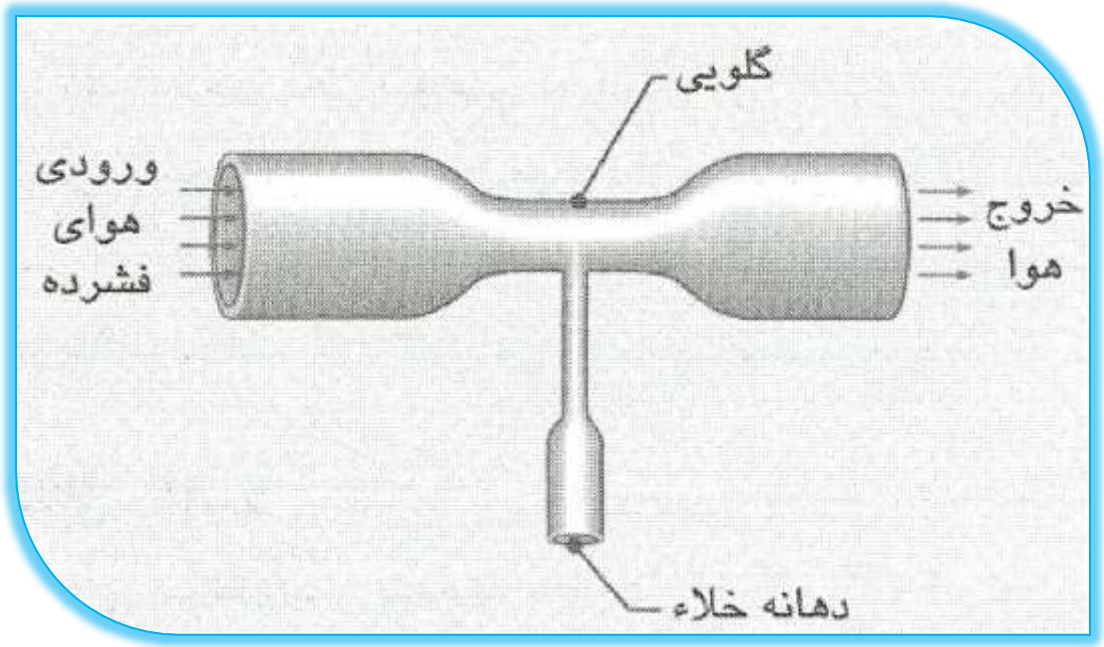
$$t = \frac{V_R \cdot (p_{MAX} - p_{MIN})}{101 \cdot (Q_{DEL} - Q_{DEM})} = \frac{7.07 \cdot (850 - 650)}{101 \cdot (4.25 - 1.4)} = 4.91 min$$

پمپ های خلا

پمپهای خلاء هوا را از یک طرف قطعه خالی می‌کنند و اجازه می‌دهندکه فشار اتمسفر در طرف مقابل اثر کند. اساساً پمپهای خلاء کمپرسورهای هوا هستند که به طور برعکس کار می‌کنند. در این حالت ورودی کمپرسور به سیستم و خروجی آن به اتمسفر متصل است پمپهای خلاء صنعتی رایج‌ترین نوع پره‌ای چرخشی هستند. مدلهای پیچی چرخشی و پیستونی نیز به طور گسترده‌ای موجودند. ساختمان آنها بسیار شبیه به کمپرسور همان نوع است.

در شکل زیر یک

ژنراتور خلاء ساده شده نشانداده شده است. هوای متراکم از طریق قطعه تغذیه می‌شود که باعث ایجاد فشار خیلی کمی در گلوگاه می‌گردد. گلوگاه طوری طراحی شده که فشار به زیر فشار اتمسفر افت می‌کند و خلاء ایجاد می‌گردد. سپس مرز خلاء به بخش گلوگاه متصل می‌شود که این نیز می‌تواند به مکنده یا وسیله دیگری متصل شود.



ژنراتورهای خلاء دارای چندین مزیت هستند :

۱- می‌توانند با سیستمهای پنوماتیکی موجود به‌کار بیافتند در حالیکه یک پمپ خلاء نیاز به سیستم جداگانه‌ای به این منظور بود،

۲- بسیار قابل اعتماد می‌باشند،

۳- به روانکاری نیازی *ندارند* و

۴- نیازی به تعمیر و نگهداری *ندارند*.

مزایای ۲، ۳ و ۴ براین اساس استوارند که قطعه متحرکی در این نوع ابزار وجود *ندارد*.

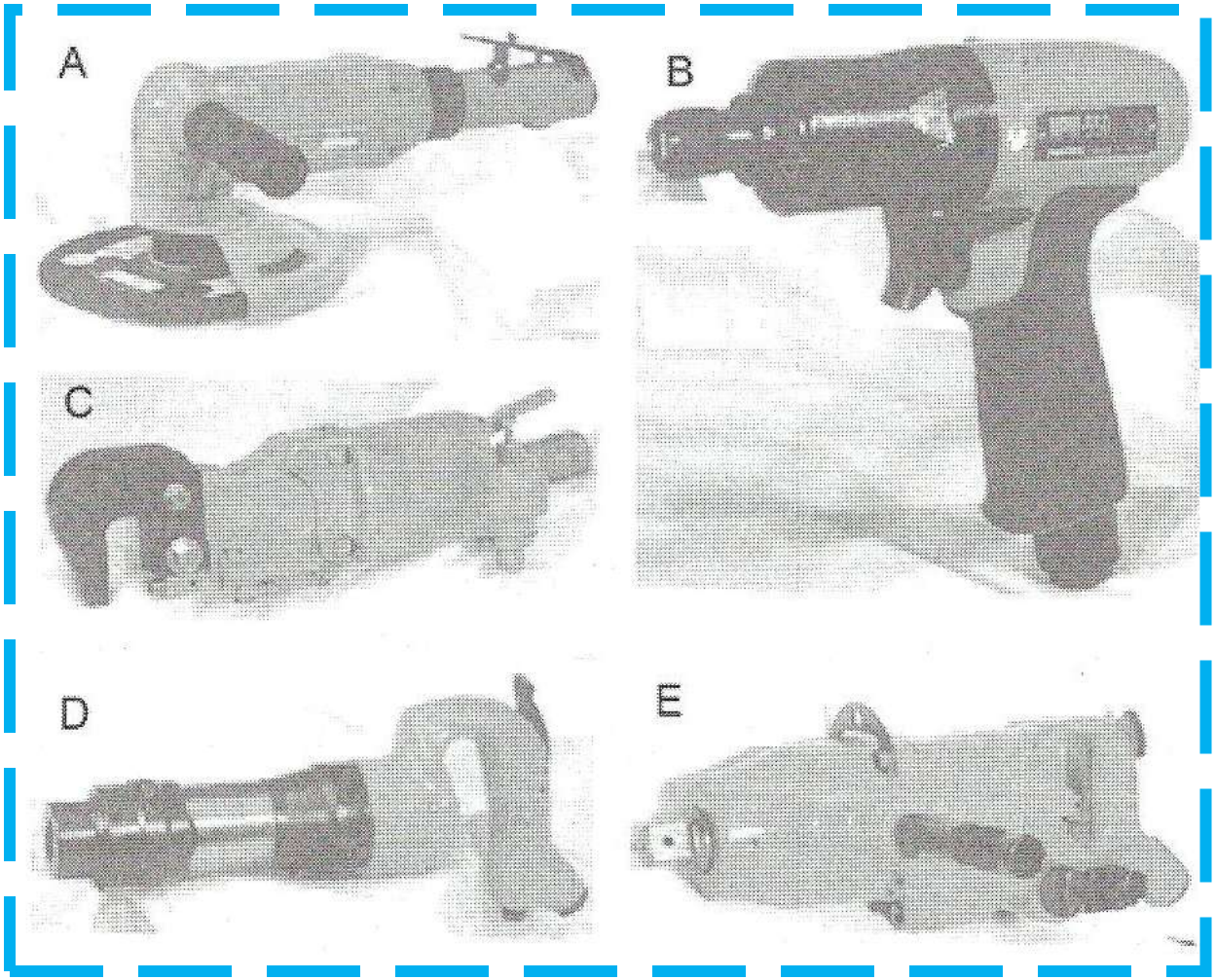
فصل سیزدهم

قطعات پنوماتیک

مقدمه:

بسیاری از قطعات به‌کار رفته در هیدرولیک و پنوماتیک خیلی شبیه به هم هستند. قطعاتی مثل سیلندرها، موتورها، شیرهای کنترل جهت حرکت و شیرهای کنترل جریان دارای ساختمان اصلی یکسان بوده، در هر دو نوع سیستم عملکرد یکسانی دارند. اجزای دیگری نظیر رگلاتورهای فشار، روغن زنها و خشک‌کنها منحصر به پنوماتیک هستند.

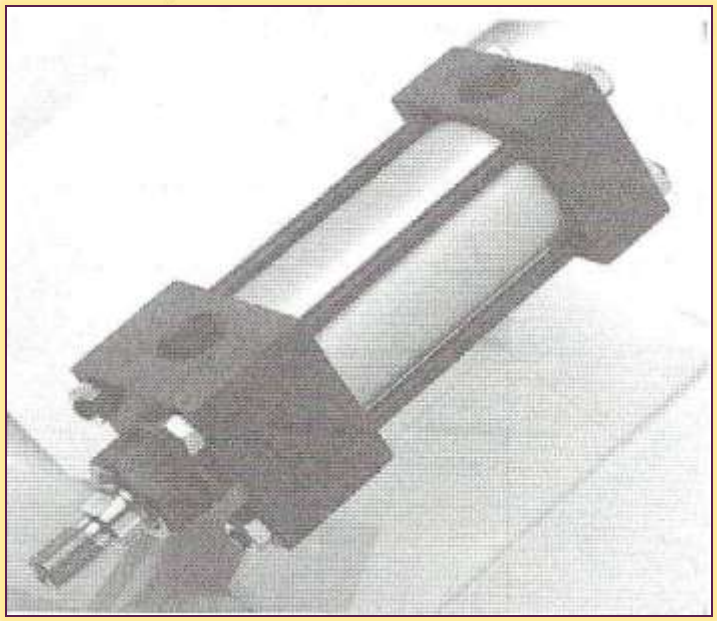
یک نوع دسته‌بندی که مربوط به ابزارهای بادی می‌باشد، فقط مخصوص پنوماتیک است. ابزارهای بادی شامل وسایلی نظیر ماشین سنگ، آچار ضربه‌ای، اسپری رنگ، درل، آچار پیچ گوشتی، چکشهای پرچکاری، اره‌ها و غیره می‌باشد.



ابزارهای بادی : (A) سنگ‌زن، (B) پیچ گوشتی،
(C) پرچ‌زن، (D) چکش ضربه‌ای و (E) آچار ضربه‌ای

سیلندرهای پنوماتیکی

سیلندرهای‌پنوماتیکی دارای همان ساختمان اصلی سیلندرهای هیدرولیکی می‌باشند. البته، چون که در معرض بارهای بسیار کمتری قرار می‌گیرند، ساختمان خیلی سبک‌تری دارند. سیلندرهای پنوماتیکی همانند سیلندرهای هیدرولیکی در انواع یک کاره و دو کاره وجود دارند.



سیلندر پنوماتیک دوکاره

به خاطر تراکم‌پذیری هوا در مقابل تراکم *ناپذیری* سیالات هیدرولیک، عموماً سیستمهای پنوماتیکی عملکرد خیلی سریع‌تر اما با دقت کمتر از سیستمهای هیدرولیک دارند. به دلیل فشارکاری پایین‌تر، یک سیلندر پنوماتیکی قدرت خیلی کمتری از سیلندر هیدرولیکی هم اندازه خود دارد. بنابراین سیلندرهای پنوماتیکی برای کاربردهایی که به سرعت بالا و نیروی کمتر نیاز داشته، دقت بالایی مدنظر *نمی‌باشد*، مناسب هستند.

از معادلات زیر می‌توان برای محاسبه نیروهای ایجاد شده توسط سیلندرهای پنوماتیکی در حرکتهای رو به جلو و رو به عقب استفاده نمود :

$$F_E = p \cdot A_P$$

$$F_R = p \cdot (A_P - A_R)$$

F_E = نیرو در حرکت به جلو (kN)،

F_R = نیرو در حرکت به عقب (kN)،

p = فشار (kPa)،

A_P = مساحت پیستون (m^2) و

A_R = مساحت میله پیستون (m^2).

- دقت شود که فشار بایستی فشار گیج باشد که ممکن است به kPa abs یا kPa gauge نوشته شود. به خاطر داشته باشید که فشار گیج فشاری بالاتر از فشار اتمسفر بوده و فشار خالص موجود برای انجام کار است.

سیلندر پنوماتیکی دوکاره با قطر داخلی 50 mm و قطر میله پیستون 20 mm در یک سیستم با حداکثر فشار کاری 600 kPa gauge به‌کار رفته است. حداکثر نیروی سیلندر در حرکت رو به جلو و رو به عقب چقدر است؟

۱- محاسبه سطح پیستون :

$$A_p = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} = \frac{3.142 \cdot (0.050\ m)^2}{4} = \mathbf{0.001964\ m^2}$$

۲- محاسبه سطح مقطع میله پیستون

$$A_R = \frac{\pi \cdot D_R^2}{4} = \frac{3.142 \cdot (0.020\ m)^2}{4} = \mathbf{0.0003142\ m^2}$$

۳- محاسبه نیروی سیلندر در حرکت رو به جلو

$$F_E = p \cdot A_p = 600000\ \frac{N}{m^2} \cdot (0.001964\ m^2) = \mathbf{1178\ N}$$

۴- محاسبه نیروی سیلندر در حرکت رو به عقب

$$F_R = p \cdot (A_p - A_R) =$$

$$600000\ \frac{N}{m^2} \cdot (0.001964 - 0.0003142)\ m^2 = \mathbf{990\ N}$$

برای تعیین میزان مصرف هوای یک سیلندر پنوماتیکی در یک کاربرد خاص، بایستی حجم هوای موردنیاز برای سیلندر در حرکت رو به جلو و عقب را محاسبه نمود. حجم مورد نیاز برای سیلندر در حرکت رو به جلو برابر مساحت پیستون (A_p) ضرب در طول حرکت (s) می‌باشد که این موضوع در معادله زیر نشانداده شده است :

$$V_E = A_p \cdot S$$

حجم مورد نیاز برای سیلندر در حرکت رو به عقب برابر مساحت پیستون منهای مساحت میله پیستون ($A_p - A_R$) ضربدر طول حرکت (S) است، که در معادله زیر نشانداده شده است :

$$V_R = (A_p - A_R) \cdot S$$

سیلندر پنوماتیکی دوکاره با قطر داخلی 80 mm، قطر میله پیستون 25 mm و طول حرکت 100 mm باید در هر دقیقه 40 مرتبه (رو به جلو و عقب) حرکت کند. حداکثر فشارکاری 700 kPa gauge است. مصرف هوای سیلندر بر حسب استاندارد m^3/min چقدر است؟

۱- محاسبه سطح پیستون :

$$A_p = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} = \frac{3.142 \cdot (0.080\ m)^2}{4} = \mathbf{0.005027\ m^2}$$

۲- محاسبه سطح مقطع میله پیستون :

$$A_R = \frac{\pi \cdot D_R^2}{4} = \frac{3.142 \cdot (0.025\ m)^2}{4} = \mathbf{0.0004909\ m^2}$$

۳- محاسبه حجم کل در هر چرخه :

$$V_E = A_p \cdot S =$$

$$0.005027\ m^2 \cdot 0.100\ m = \mathbf{0.0005027\ m^3}$$

$$V_R = (A_p - A_R) \cdot S =$$

$$(0.005027\ m^2 - 0.0004909\ m^2) \cdot 0.100\ m =$$

$$\mathbf{0.0004536\ m^3}$$

$$V_{TOT} = V_p + V_A =$$

$$0.0005027\ m^3 + 0.0004909\ m^3 = \mathbf{0.0009563\ m^3}$$

۴- محاسبه تراکم معادل با توجه به قانون بویل :

$$V_1 = \frac{V_2 \cdot p_2}{p_1} =$$

$$\frac{0.0009563\ m^3 \cdot (700 + 101)\ kPa\,abs}{(01 + 101)\ kPa\,abs} = \mathbf{0.007584\ m^3}$$

۵- محاسبه نرخ جریان (دبی) :

$$0.007584\ \frac{m^3}{cycle} \cdot \left(40\ \frac{cycles}{min}\right) =$$

$$\mathbf{0.3034\ standard\ m^3/min}$$

www.mechstag.ir

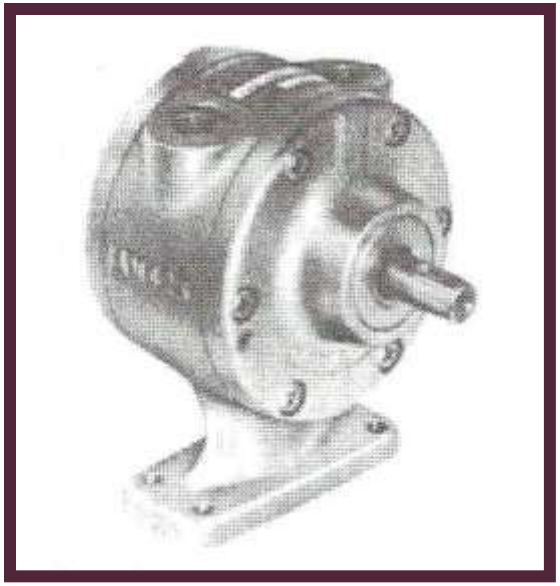
نمادهای مورد استفاده برای نشاندادن سیلندرهای پنوماتیکی همان نمادهای سیلندرهای هیدرولیکی می‌باشند. سیلندر کشویی دار همان سیلندر معمولی باشد که دارای میله‌های راهنما می‌باشد که به انتهای این میل راهنماها یک صفحه تخت چسبیده است. این میله‌ها می‌توانند به موازات میله پیستون حرکت کنند. بر حسب نوع کاربرد ابزارهای مختلفی می‌توانند به صفحه انتهایی متصل شوند.

سیلندرهای کشویی

موتورهای پنوماتیکی

موتورهای پنوماتیکی از نظر ساختمان و عملکرد شبیه موتورهای هیدرولیکی هستند. موتورهای پنوماتیکی در کاربردهایی که به گشتاور کم یا متوسط نیاز است، به‌کار می‌روند.

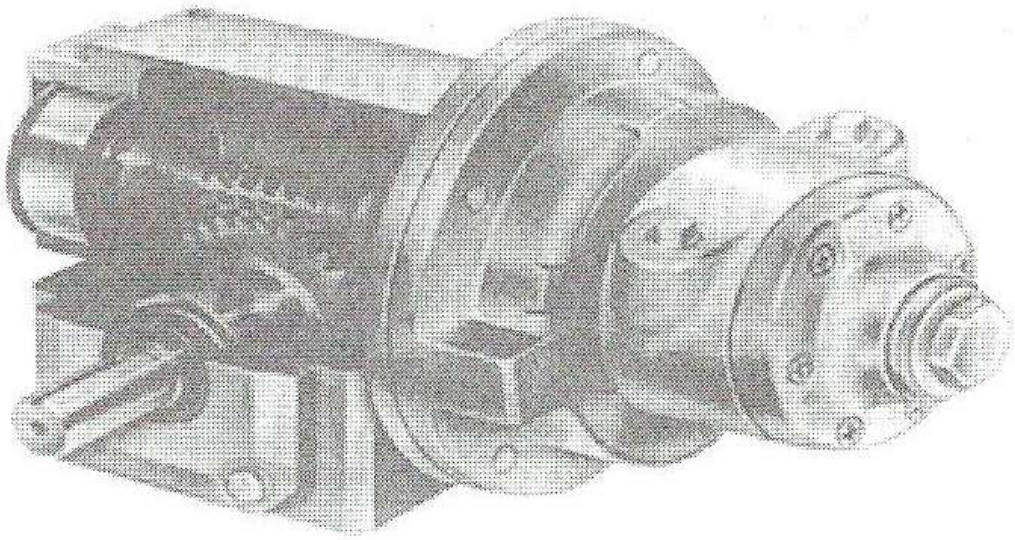
تصویری از یک موتور پنوماتیکی پره‌ای

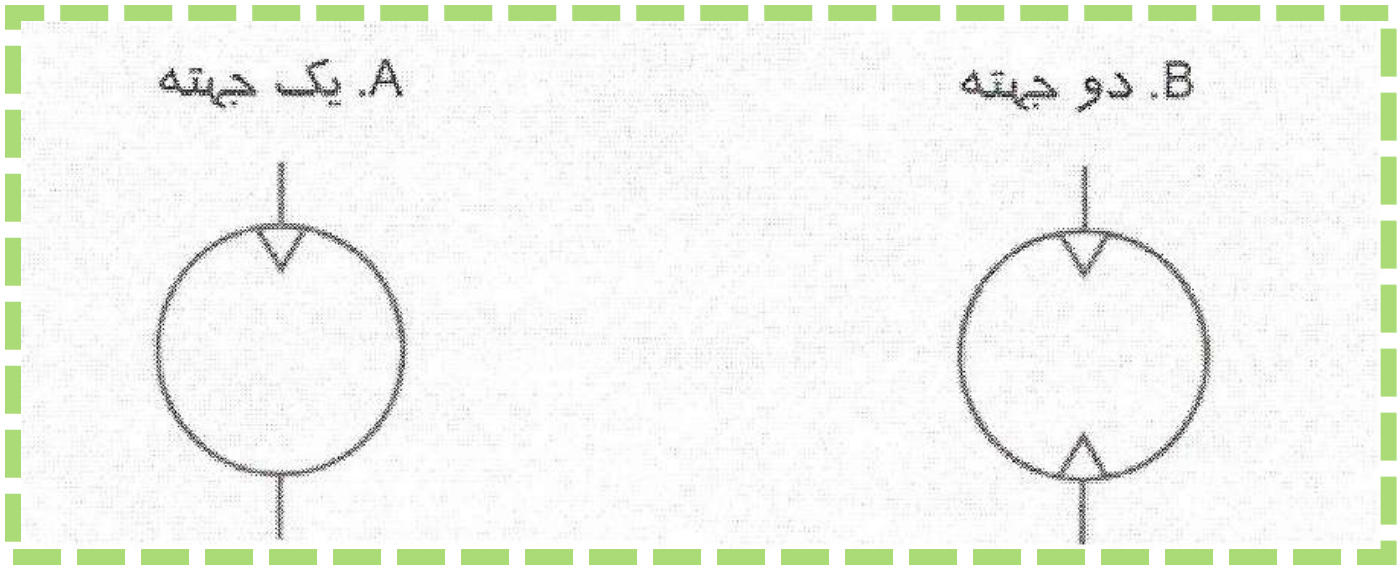


قابلیتهای سرعت و گشتاور موتورهای پنوماتیکی آنها را در رقابت مستقیم با موتورهای الکتریکی که قابلیتهای مشابهی دارند، قرار می‌دهد. موتورهای پنوماتیکی راندمان بسیار کمتری از موتورهای الکتریکی دارند، اما مزایای متعددی دارند که در بعضی کاربردها مهم هستند. یک مزیت این است که موتورهای پنوماتیکی می‌توانند تحت بار کامل برای دوره‌های زمانی معینی خاموش بشوند.

در حالی که موتوهای الکتریکی در هنگام توقف به علت گرمای ایجاد شده صدمه می‌بینند. به همین دلیل موتورهای الکتریکی توسط مدار شکنها محافظت می‌شوندکه برق الکتروموتور را اگر بار اضافه بکشد، قطع می‌کنند. مزیت دیگر این است که موتورهای پنوماتیکی می‌توانند در مکانهایی استفاده شوند که موتورهای الکتریکی خطر آتش گرفتن را دارند. موتورهای پنوماتیکی نیز سبک‌تر و ارزان‌تر از موتورهای الکتریکی با ظرفیت معادل هستند.

موتورهای پنوماتیکی با مکانیزم داخلی چرخ دنده کاهنـده نیـز وجود دارند. ایـن نـوع موتورهـا گـشتاور را افـزایش و سـرعت دورانی را کاهش می‌دهند. برای مثال یک موتور چـرخ‌دنـده‌ای با نسبت دنده 1 : 20 گشتاور را با ضریب 20 افزایش وسـرعت را با ضریب 20 کاهش می‌دهـد.

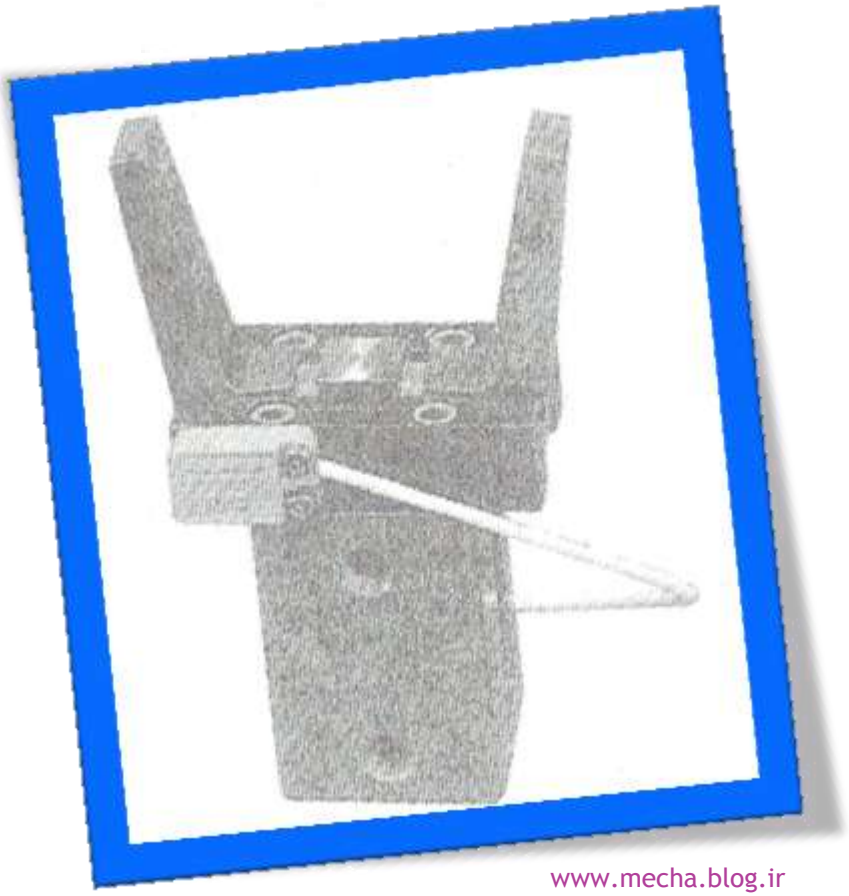




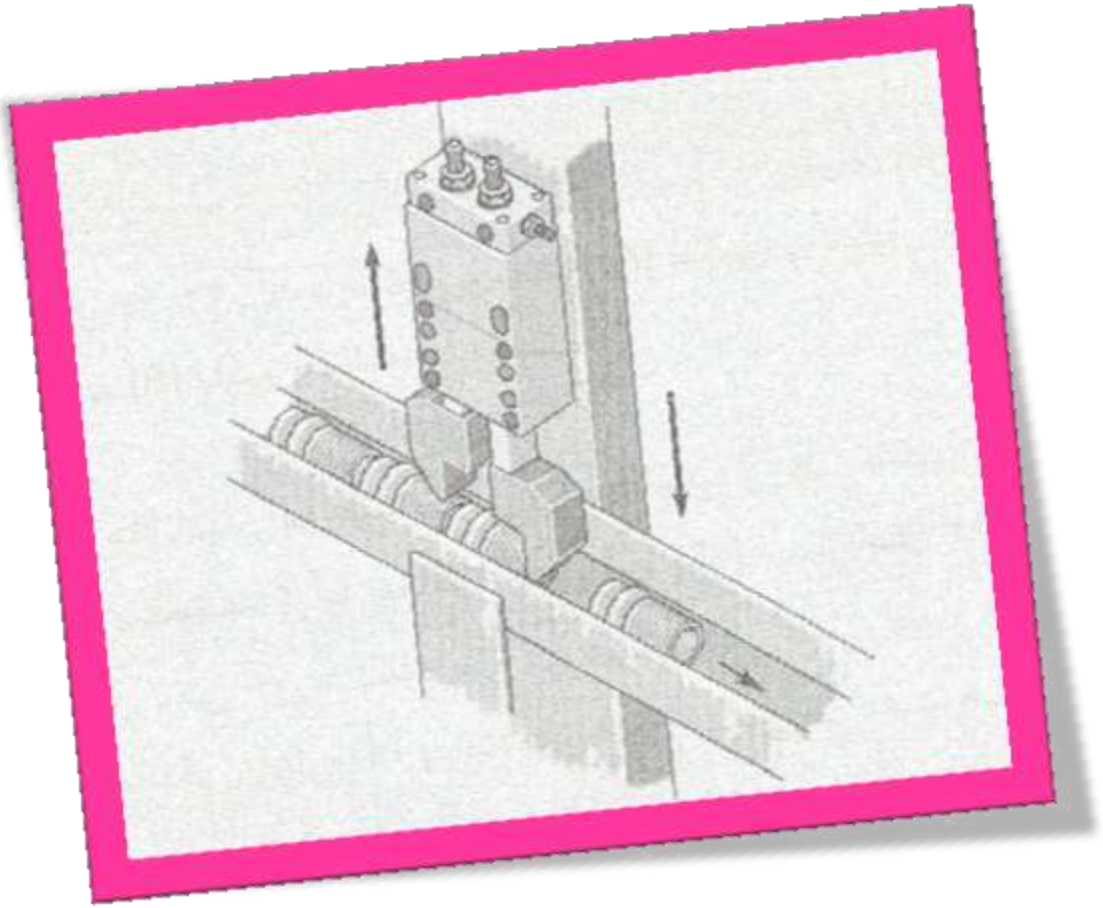
در شکل بالا نمادهای موتورهای پنوماتیکی آمده است. این نمادها شبیه به موتورهای هیدرولیکی می‌باشند با این تفاوت که پیکانها توپر *نمی‌باشند*.

سایر عملگرهای پنوماتیکی

سایر عملگرهایی که در مدارهای پنوماتیکی استفاده می‌شوند، شامل گیره‌ها و Escapement هستند. از گیره برای بلند کردن و جابه‌جا کردن قطعات در خطوط اتوماتیک استفاده می‌شود



Escapement عملگری است که به قطعات اجازه رها شدن به صورت تک‌تک در زمان مشخص در یک خط مونتاژ را می‌دهد

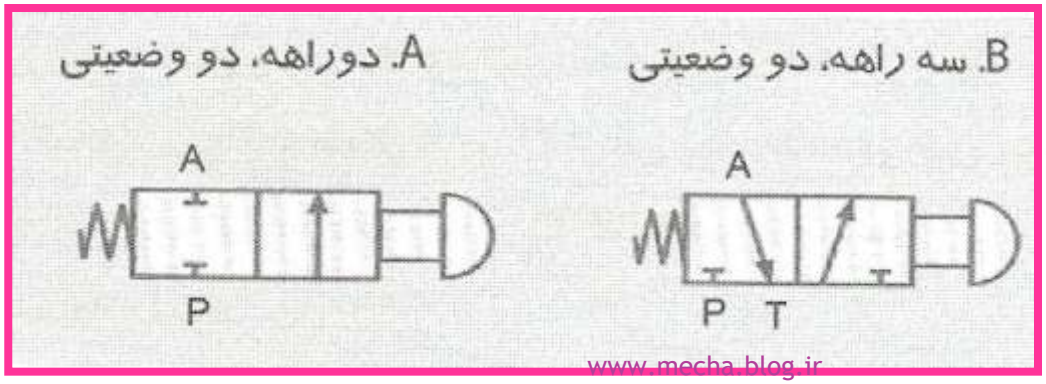


شیرهای کنترل جهت حرکت پنوماتیکی

شیرهای کنترل جهت پنوماتیکی (DCVs) خیلی شبیه به شیرهای هیدرولیکی نظیر خود هستند. اساساً شیرهای کنترل جهت پنوماتیکی نوع قرقره‌ای شبیه حالت هیدرولیکی هستند. به هر حال به دلیل آنکه در فشارهای پایین‌تری کارمی‌کنند، DCVهای پنوماتیکی ساختمان سبکتری دارند.

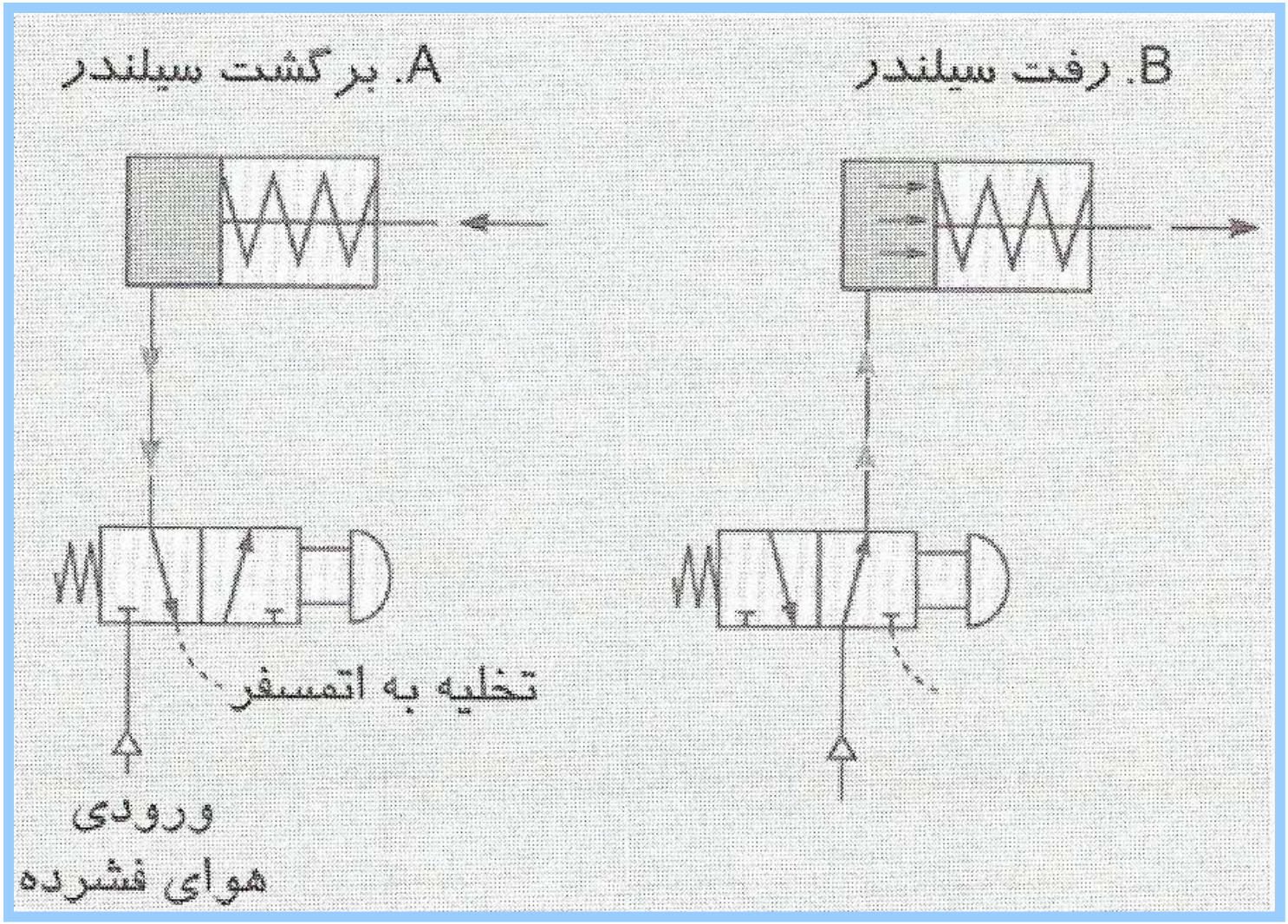
DCVهای پنوماتیکی همانند DCVهای هیدرولیکی به سه دسته اصلی تقسیم می‌شوند : شیرهای دو راهه، سه راهه و چهار راهه. تعداد "راهها" تعداد دهانه‌ها (Part) می‌باشد.

DCVs دو راهه و سه راهه پنوماتیکی

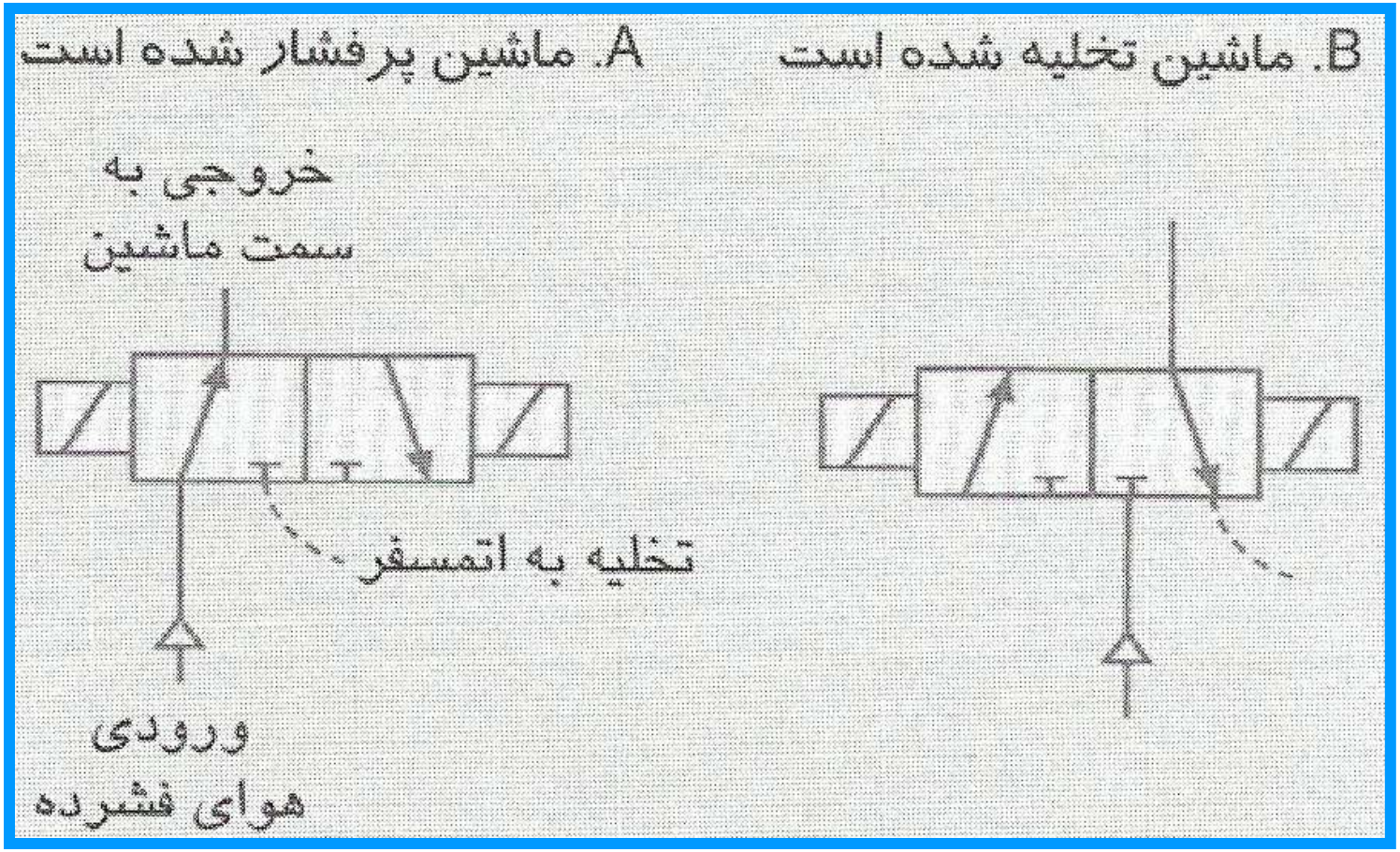


(A) دوراهه دو وضعیتی
(B) سه راهه، دو وضعیتی

www.mecha.blog.ir



DCV سه راهه، دو وضعیتی یک سیلندر یک طرف را کنترل می‌کند. **(A)** برگشت سیلندر، **(B)** رفت سیلندر

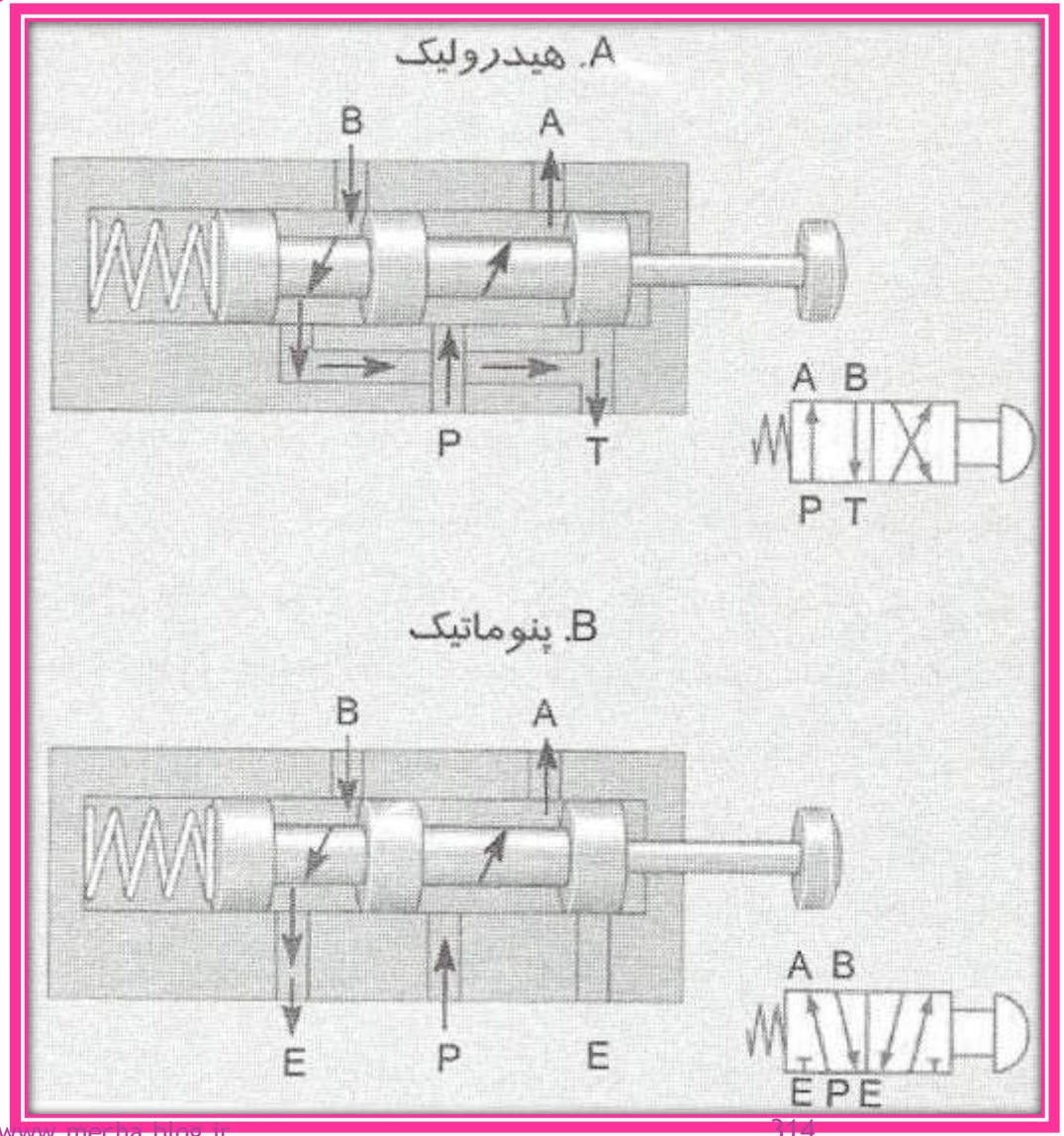


کاربرد قطع و تخلیه

(A) ماشین پرفشار شده

(B) ماشین تخلیه شده

DCVهای چهارراهه هیدرولیکی و پنوماتیکی:



انواع تحریکهای DCVهای پنوماتیکی. **(A)** اهرم دستی، **(B)** دکمه فشاری، **(C)** پدالی، **(D)** مکانیکی (بادامکی)، **(E)** عملکردپیلوتی، **(F)** سلونوییدی و **(G)** سلونوییدی‌پیلوت‌دار

www.mecha.blog.ir

درست همانند DCVهای هیدرولیکی، مشخصه افت فشار در DCVهای پنوماتیکی به هنگام انتخاب یک شیر از اهمیت برخوردار است.

ضریب جریان پارامتری است که افت فشار در یک شیر و نرخ جریان عبوری از آن را به هم مربوط می‌سازد. ضریب جریان توسط سازندگان و از آزمایش تعیین می‌شود. به سبب تراکم‌پذیری هوا، رابطه بین جریان و فشار از روابط مشابه در هیدرولیک پیچیده‌تر است. معادله زیر می‌تواند برای‌تعیین ضریب جریان در شیرهای پنوماتیکی استفاده شود :

$$C_V = \frac{Q}{68.7}\sqrt{\frac{T}{\Delta P \cdot P_{OUT}}}$$

Q = نرخ جریان (L/min)

T = دمای هوا (K)

Δp = افت فشار (kPa)

p_{out} = فشار خروجی (kPa abs)

میزان مصرف یک ماشین بادی برابر 700 L/min در 620 kPa gauge است. اگر شیر کنترل جهت حرکتی که این ماشین را کنترل می‌کند، افت فشاری بیشتر از 35 kPa *نداشته* باشد، حداقل C_v چقدر است؟ دمای هوا را 27 °C فرض نمایید.

۱- تبدیل به مقادیر مطلق :

$$p_{OUT} = 620 + 101 = \mathbf{721\ kPa\ abs}$$

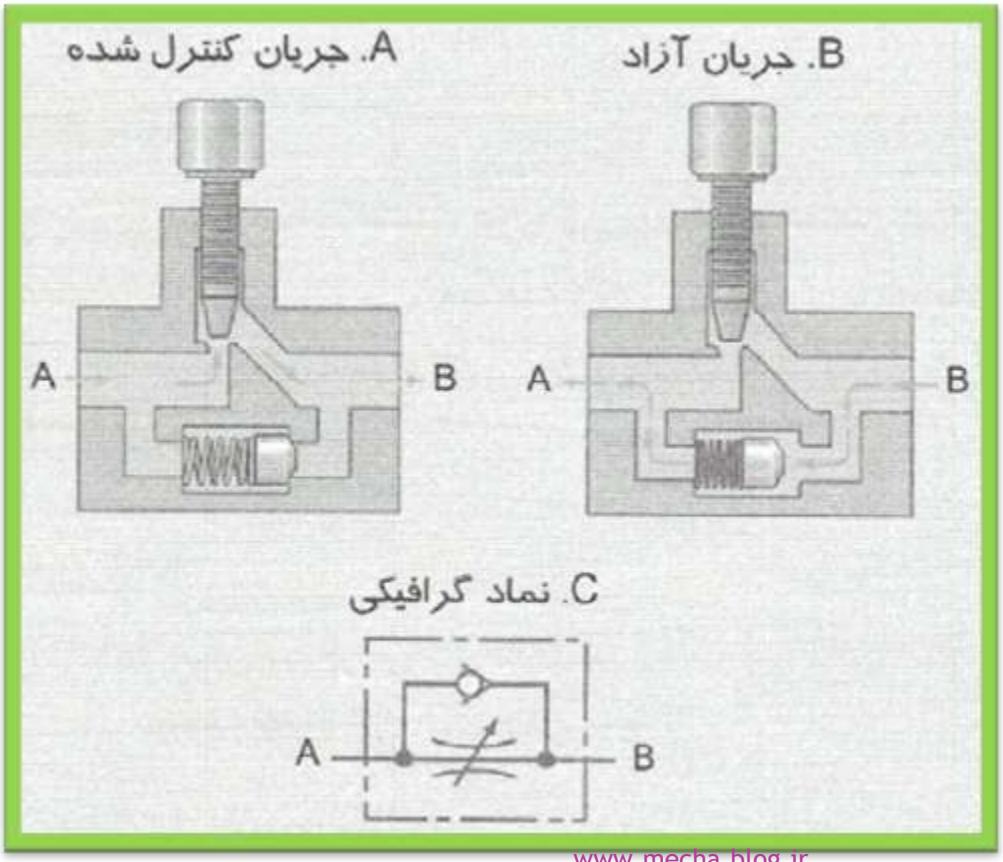
$$T = 27 + 273 = \mathbf{300\ K}$$

۲- محاسبه C_v :

$$C_V = \frac{Q}{68.7}\sqrt{\frac{T}{\Delta p \cdot p_{OUT}}} = \frac{700}{68.7}\sqrt{\frac{300}{35.(721)}} = \mathbf{1.11}$$

شیرهای کنترل جریان پنوماتیکی

شیرهای کنترل جریان (FCVs)، همانند شیرهای مشابه در هیدرولیک اغلب از نوع شیرهای سوزنی با یک شیر یک طرفه برای جریان آزاد در مسیر مخالف هستند.



شیر کنترل جریان.

استفاده از شیرهای کنترل جریان در دهانه خروجی شیر کنترل جهت در پنوماتیک متداول‌تر از استفاده از شیر کنترل جریان ما بین شیر کنترل جهت و عملگر می‌باشد

برای این نوع شیرها نیازی به شیر یک طرفه نمی‌باشد چرا که جریان هوا فقط در دهانه خروجی وجود دارد.

معمولاً مشخصه‌های افت فشار شیرهای کنترل جریان با مقادیر C_v برای حداقل دو وضعیت تعیین می‌شود :

۱- وقتی که شیر کنترل جریان کاملاً باز است و جریان از طریق شیر سوزنی (که شیر کنترل جهت نامیده می‌شود) و

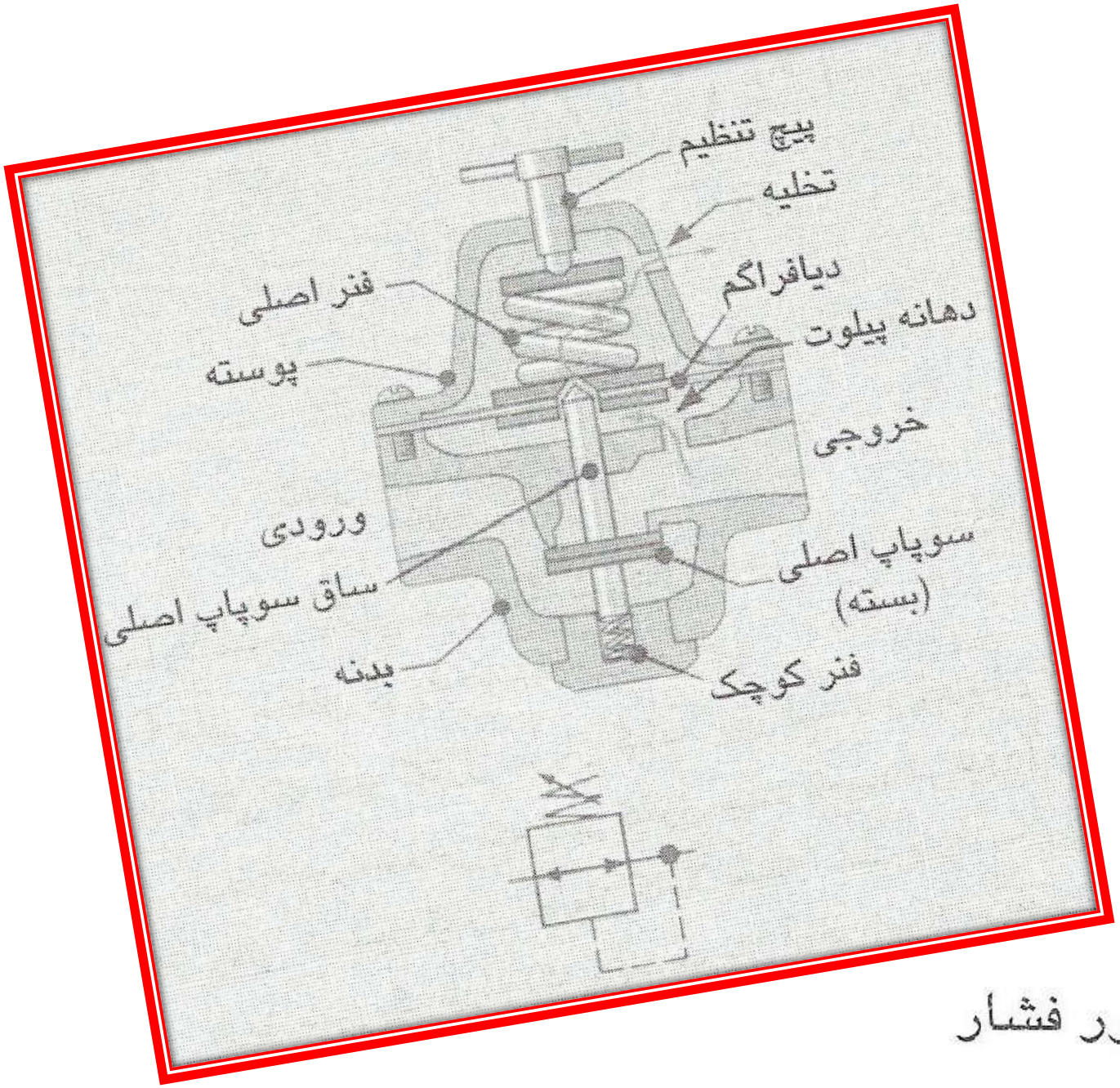
۲- وقتی که شیر کنترل جریان کاملاً بسته است و جریان از طریق شیر یک طرفه (که جهت جریان آزاد نامیده می‌شود) عبور می‌نماید.

راگلاتورهای فشار

از گلاتورهای فشار برای تنظیم حداکثر فشار کاری یک ماشین استفاده می‌شود. عملکرد این نوع شیرها خیلی شبیه به عملکرد شیر کاهنده فشار هیدرولیکی است

از رگلاتورها به این دلیل استفاده می‌شود که

ممکن است فشار خط بالاتر از فشار مورد نیاز یک ماشین باشد. استفاده از فشار پایین‌تر به معنی استفاده از هوای کمتر که همیشه به خاطر کاهش هزینه عملکرد، مطلوبست، می‌باشد.

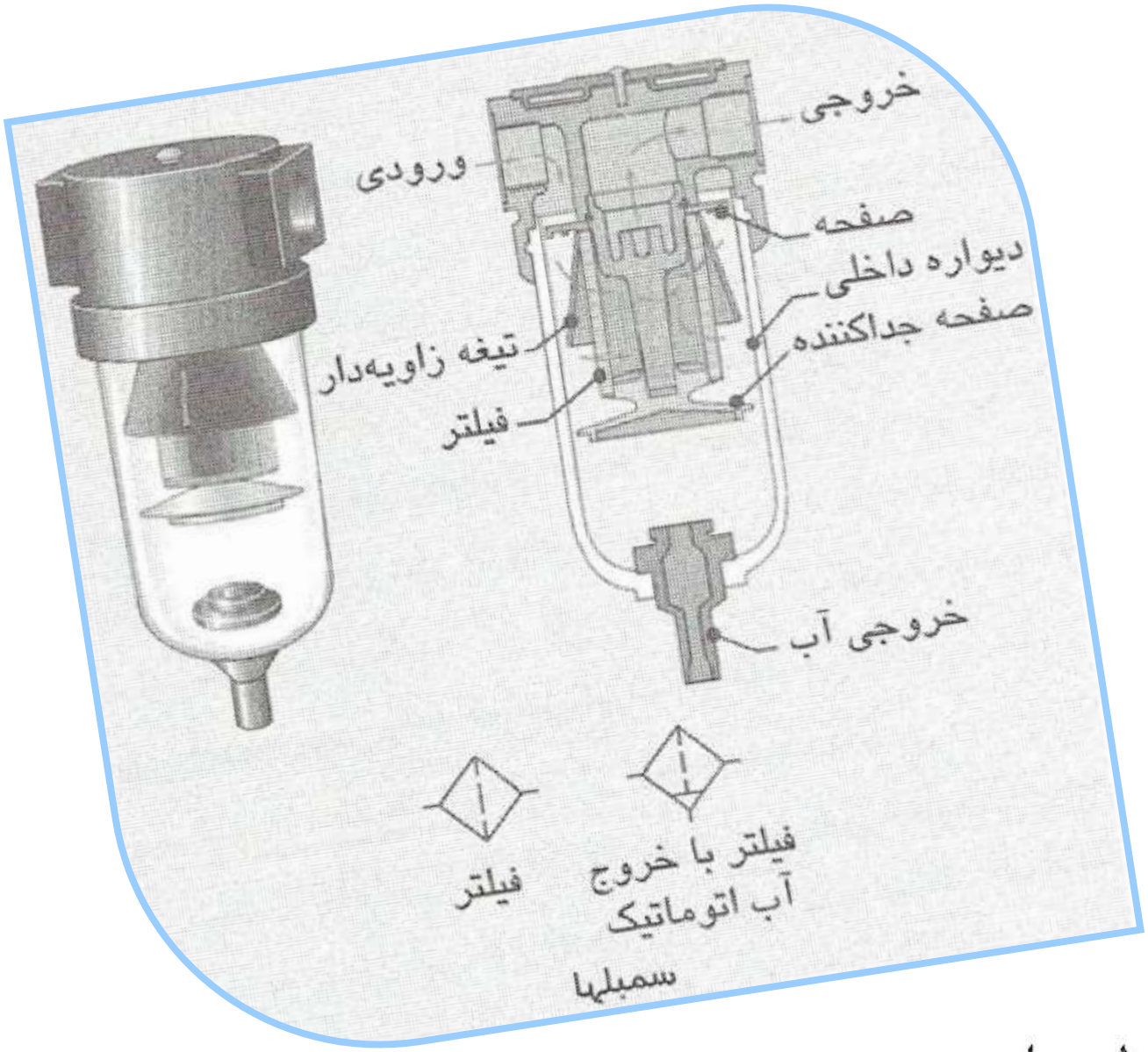


رگلاتور فشار

فیلترها

آلودگیها در سیستمهای پنوماتیک درست همانند هیدرولیک منجر به آسیب به قطعات می‌گردند و عملکرد و کارایی آنها را تا حدزیادی کاهش می‌دهند. بنابراین فیلتراسیون در پنوماتیک همانند هیدرولیک مسأله مهمی می‌باشد.

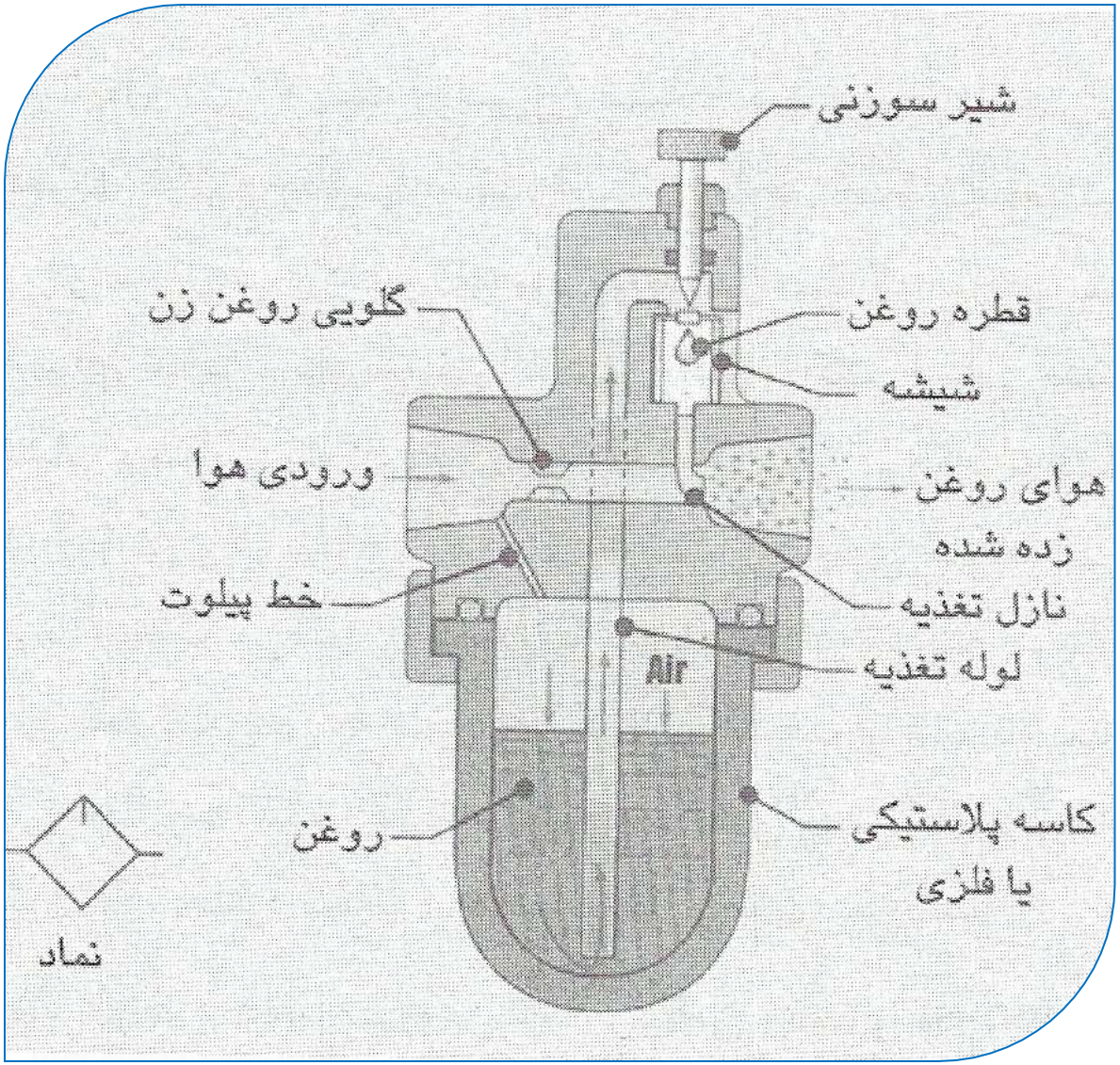
فیلتراسیون در ورودی کمپرسور با یک فیلتر ورودی شروع می‌شود. این فیلتر آلودگیهایی که در اتمسفر وجود داشته و می‌توانند موجب آسیب کمپرسور شوند را از بین می‌برد.


خروجی
ورودی
صفحه
دیواره داخلی
صفحه جداکننده
تیغه زاویه‌دار
فیلتر
خروجی آب
فیلتر
فیلتر با خروج
آب اتوماتیک
سمبلها

فیلتر خط هوا

روانکارها

وسکوزیته یک سیال تا حد زیادی توانایی روانکاری آن را مشخص می‌کند. هوا ویسکوزیته خیلی کمی دارد و بنابراین توانایی روانکاری ندارد. بسیاری از قطعات پنوماتیکی به صورت دائم توسط سازندگان روانکاری می‌شوند و می‌توانند از هوای غیر روغن‌کاری شده استفاده نمایند. برای سایر قطعات بایستی از یک روغن‌زن استفاده نمود. کارکرد روغن‌زن به صورت پاشیدن ذرات ریز روغن به جریان هوایی که به سمت قطعات می‌رود، می‌باشد.


شیر سوزنی
گلویی روغن زن
قطره روغن
شیشه
ورودی هوا
هوای روغن
زده شده
خط پیلوت
نازل تغذیه
Air
لوله تغذیه
روغن
کاسه پلاستیکی
یا فلزی
نماد

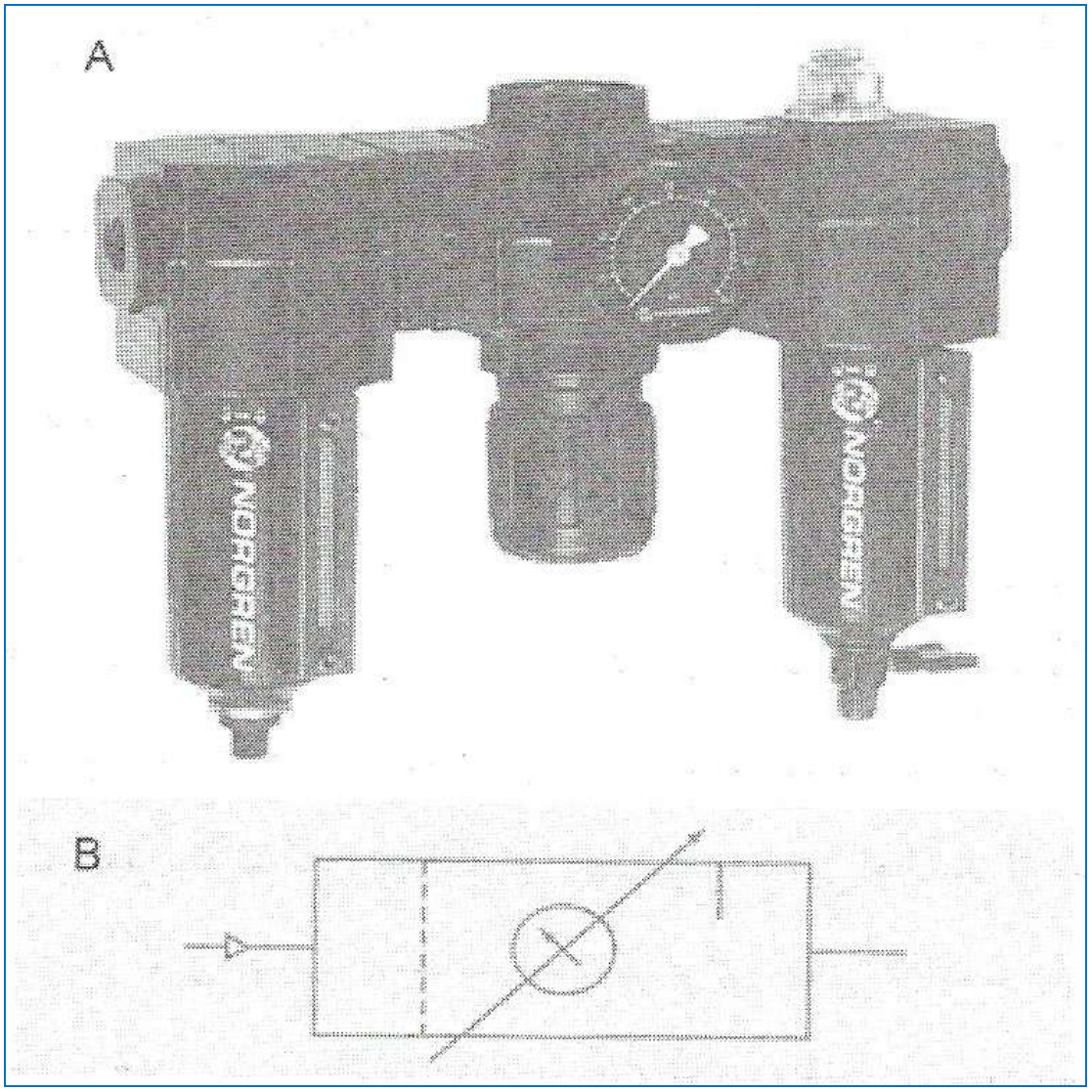
روغن زن هوا

(A)

واحد FRL واقعی،

(B)

نماد گرافیکی

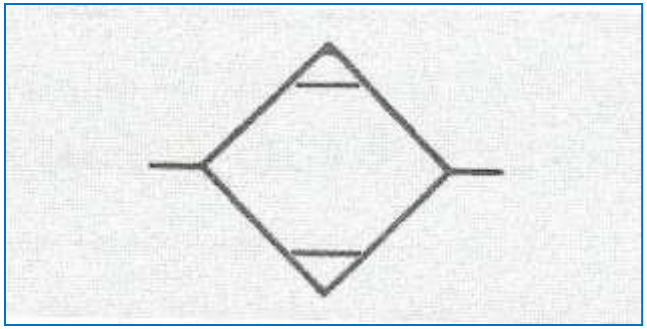


واحد فیلتر، رگلاتور روغن‌زن (FRL).

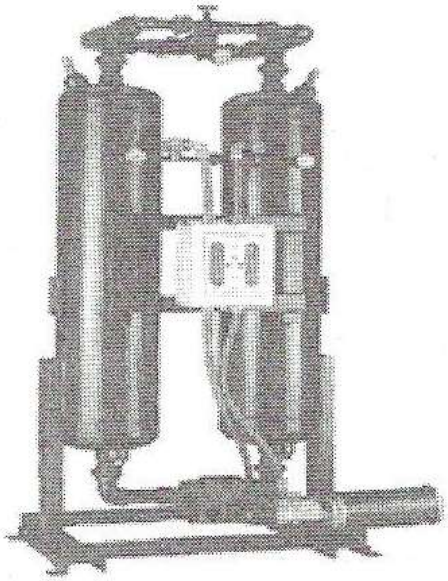
آب گیری

آب به دو صورت در سیستم پنوماتیکی وجود دارد : بخار آب و مایع. وقتی که آب به صورت بخار می‌باشد، هیچ صدمه‌ای به سیستم *نمی‌زند* چرا که مثل هوا رفتار می‌کند. وقتی که از بخار به آب مایع تقطیر می‌شود، ایجاد مشکل می‌نماید. آب مایع در سیستم پنوماتیکی *نامطلوب* است زیرا هم باعث زنگ‌زدگی اجزا می‌گردد و هم تأثیر روغنکاری را کاهش می‌دهد.

خشک‌کن هوا از نوع سردساز



نماد گرافیکی خشک‌کن هوا



خشک‌کن هوا از نوع بازیافت

توزیع هوا

علاوه بر استفاده از خشک‌کنهای هوا، سیستم توزیع نیز می‌تواند طوری طراحی شودکه آب را از ماشینها دورنگه دارد. به سه صورت این موضوع انجام می‌شود :

۱- انشعاب خط هوای ماشین از خط اصلی ابتدا به سمت بالا و سپس پایین و به سمت ماشین برده می‌شود. این موضوع سبب می‌شود که گرانش مانع از دست یافتن آب مایع به ماشین شود،

۲- در طول خط توزیع هوا نقاط زیادی در مکانهای مختلف برای خروج آب به صورت اتوماتیک قرار داده شود. این محلهای‌خروج آب بصورت عمودی و مستقیم می‌باشند و

۳- خطوط توزیع دارای شیبی به سمت پایین (1/2° تا 1°) هستند تا آب مایع به سمت انتهای خط رفته و در آنجا خارج شود.

www.mecha.blog.ir

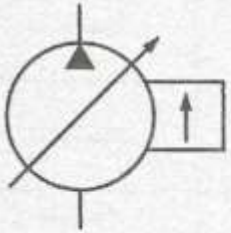
فصل چهاردهم

نمادهای گرافیکی

نماد پمپها

پمپ با حجم جابه‌جایی ثابت

پمپ با حجم جابه جایی متغیر



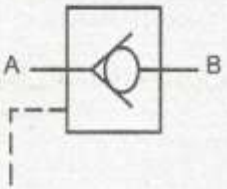
پمپ با جبران کننده فشار

پمپ دوجهته

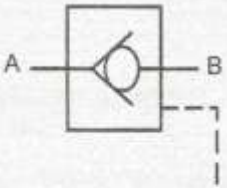
شیرهای کنترل جهت

شیر یکطرفه

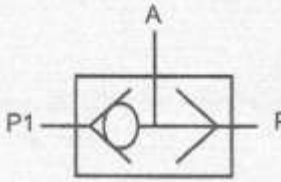
شیر یکطرفه با پیلوت بازکننده



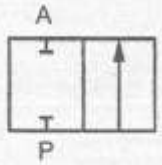
شیر یکطرفه با پیلوت مسدود کننده



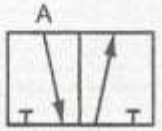
شیر با ساچمه شناور (شیر OR)



شیر دو راهه، دو حالته (2/2)

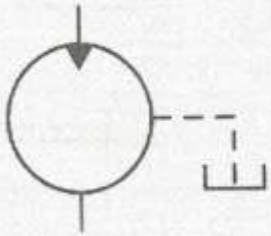


شیر سه راهه، دو حالته (3/2)

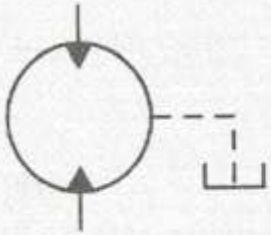


نماد موتورهای هیدرولیکی

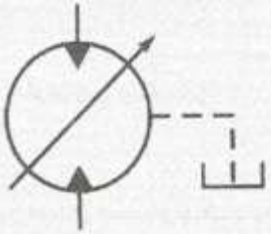
موتور یک جهته با حجم جابه‌جایی ثابت



موتور دو جهته با حجم جابه‌جایی ثابت



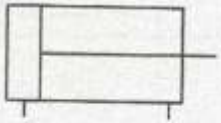
موتور دو جهته با حجم جابه‌جایی متغیر



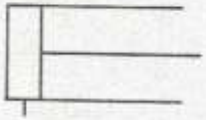
موتور دو جهته با گردش محدود (عملکرد چرخشی)

نماد سیلندرها

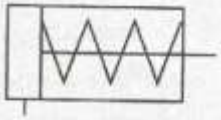
سیلندر دو طرفه



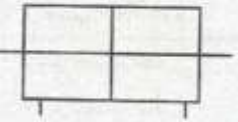
سیلندر یکطرفه که روش برگشت آن نامعلوم است



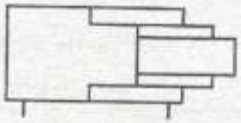
سیلندر یکطرفه با برگشت فنری



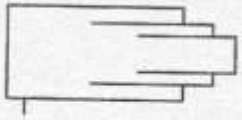
سیلندر با میله پیستون دو طرفه



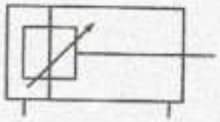
سیلندر تلسکوپی دو طرفه



سیلندر تلسکوپی یکطرفه

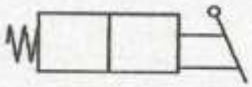


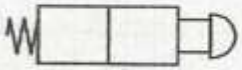
سیلندر با ضربه گیر انتهایی

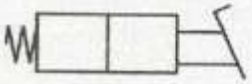


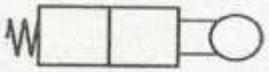
www.mecha.blog.ir

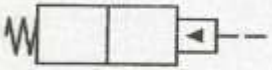
روشهای تحریک در شیرهای کنترل جهت

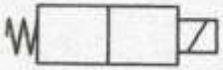

با اهرم دستی

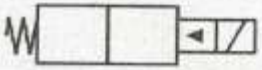

با دکمه فشاری


با پدال پایی

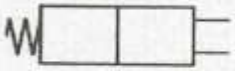

تحریک مکانیکی (بادامک)

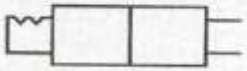

پیلوت دار

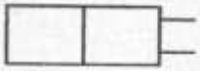

سلونوئیدی


سلونوئیدی پیلوت دار

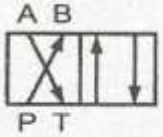
روشهای تغییر حالت در شیرهای کنترل جهت


با برگشت فنری

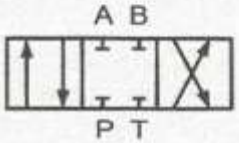

با توقف ایستگاهی


با توقف اصطکاکی

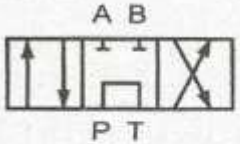
شیرهای کنترل جهت



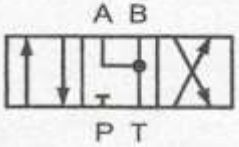
شیر چهار راهه، دو حالته (4/2)



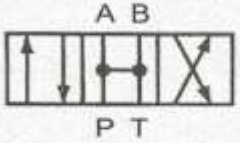
شیر چهارراهه، سه حالته، در حالت خنثی بسته



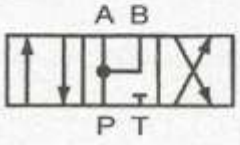
شیر چهارراهه، سه حالته، در حالت خنثی میانبر



شیر چهارراهه، سه حالته، در حالت خنثی شناور

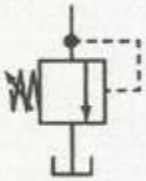


شیر چهارراهه، سه حالته، در حالت خنثی باز

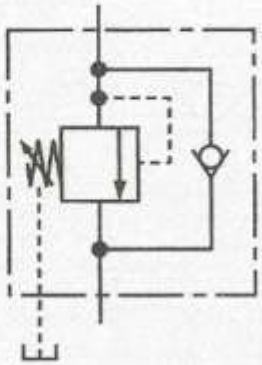


شیر چهارراهه، سه حالته، با تشدید جریان در حالت خنثی

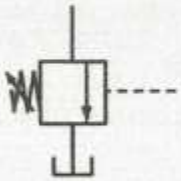
www.mecha.blog.ir



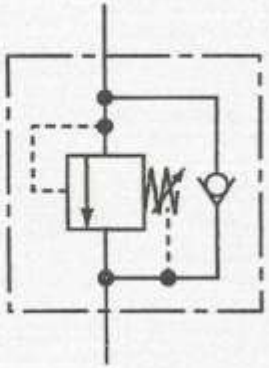
شیر اطمینان
(Relief valve)



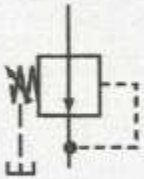
شیر توالی



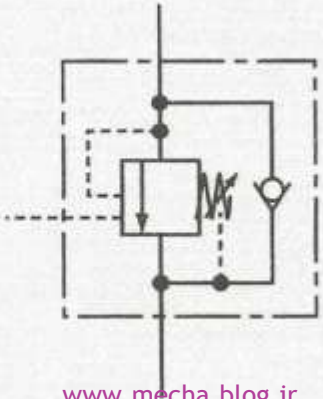
شیر تخلیه فشار



شیر خنثی کننده وزن



شیر کاهنده فشار
Pressure Reducing)
(valve

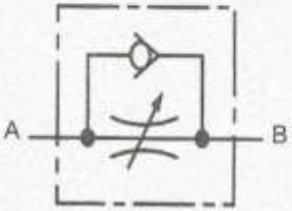


شیر ترمز

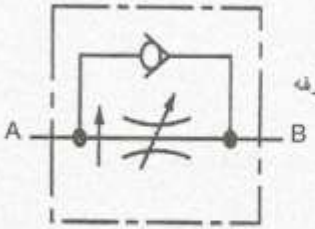
www.mecha.blog.ir

شیرهای کنترل جریان

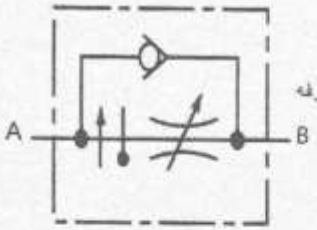
شیرهای کنترل جریان قابل تنظیم



شیرهای کنترل جریان یکطرفه



شیرهای کنترل جریان - یکطرفه
حساس به فشار



شیرهای کنترل جریان -یکطرفه
حساس به فشار و حرارت

شیر تقسیم کننده جریان

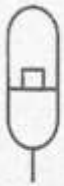
قطعات جانبی هیدرولیک

فیلتر

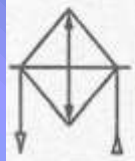
آکومولاتور شارژ
شده با گاز

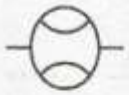
آکومولاتور
فنری

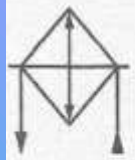
فشارسنج


آکومولاتور
وزنه‌ای

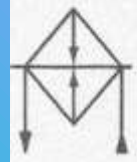
مخزن


مبدل حرارتی
هوای خنک


فلومتر


مبدل حرارتی
آب خنک

تقویت‌کننده


گرمکن

www.mecha.blog.ir

منابع

- جیمز.ل.جانسون،مترجم:مهندس اکبر خورشیدیان،مهندس حمید رهروان،هیدرولیک و پنوماتیک مقدماتی گام به گام آموزش و طراحی
- مهندس محمدرضا ابوالحسنی،هیدرولیک و پنوماتیک مقدماتی
- هری.ل.استوارت،مترجم:تیمور اشتری نخعی،هیدرولیک و پنوماتیک