هیدرولیک "جاهدی"

مدرس سازمان فنی و حرفه ای کشور

جزوه هیدرولیک

آقای جاهدی
مدرس سازمان فنی و حرفه ای کشور

تاریخچه
به طور کلی هیدرولیک با ریشه ای از لاتین به فنی که انتقال و تبدیل نیرو را توسط مایعات انجام دهد ، اتلاق می گردد .
تاریخچه ، شناسایی و اعلام مکتوب آن به حدود اواسط قرن سوم قبل از میلاد که اولین پمپ یدرولیکی توسط کنزی بیوس یونانی ساخته شد و این پمپ از نوع پمپ های پیستونی اهرمی و دارای دو سیلندر بوده ، بر می گردد .
ولی قرن 16 میلادی را شاید بتوان به دوران توسعه ی پمپ های آبی نام برد که در اواخر قرن یاد شده اصول طراحی و ساختمان پرس های هیدرولیکی شروع گردیده و حدوداً ربع قرن پس از آن به صورت علمی در آن زمان شناخته شده و مورد استفاده قرار گرفته است .
قرن 19 میلادی کاربرد استفاده از پرس های هیدرولیکی آبی اوج گرفته و قرن بیستم را می توان به عنوان قرن شروع و توسعه ی استفاده از سیستم های هیدرولیک روغنی در صنعت نام برد .
اولین سیالی را که بشر مورد استفاده قرارداد آب بود . آب به علت آن که همه جا در دسترس بوده ، قیمت بسیار پایین و مهم تر آن که در برابر آتش مقاومت داشته است. بیش ترین توجه را به عنوان یک انرژی جدید به خود جلب می نموده است .
ولی مضرات آن نظیر تسریع در زنگ زدگی ، روان کاری بسیار پایین و همچنین تحمل کم درجه ی حرارت بشر را مجبور به استفاده از سیال های جایگزین نمود . تقریباً از اوایل قرن ستم روغن های معدنی جایگزین مناسبی جهت آب برای سیستم های هیدرولیک گردید ولی این روغن ها خواص شیمیایی و فیزیکی خود را در مدت زمان کمی از دست می دادند .
تقریباً در سال 1940 بشر قادر به تولید مواد قابل افزودنی (Additives)
به روغن های پایه معدنی گردید که این مواد افزودنی خواص شیمیایی و فیزیکی روغن را تاحد بسیار بالایی حفظ و افزایش داده است .

آنست که هدف از نگارش این کتاب به یاری خداوند می خواهیم شما خواننده ی عزیز را با اصولی که یک کنترلر مدارهای هیدرولیکی می بایست از آن اطلاع داشته و آن ها را به کار گیرد آشنا نماییم .

یک کنترلر هیدرولیک کار دستی کیست ؟

بر اساس استاندارد بین المللی طبقه بندی مشاغل یک کنترلر هیدرولیک کار دستی ، کسی است که علاوه بر کنترل مدارهای نیوماتیکی از عهده ی روشن کردن واحد تولید فشار و تنظیم آن ، لوله کشی و انشعاب مدارهای هیدرولیکی و شناسایی و بستن مدارهای ساده ی هیدرولیکی به صورت دستی بر آید .

پس قبل از آنکه کنترلر هیدرولیک کار دستی شروع به مطالعه ی سیستم های هیدرولیک نماید ، طبق استاندارد می بایست یک کنترلر کار نیوماتیک دستی باشد چون بیش تر قوانین و دستورالعمل های آن ها مشابه به یکدیگر میباشد با این تفاوت که فشار در سیستم های نیوماتیکی در بیش تر مواقع تا یک بیستم فشار در سیستم های هیدرولیک می باشد .

همچنین نصب سریع و آسان مدارهای نیوماتیکی باعث سهولت در درک هر چه بهتر مدارهای هیدرولیکی می گردد .

با توجه به دلایل فوق و مواردی شبیه به آن به نظر می رسد که یک کنترلر هیدرولیک کار دستی می بایست دوره ی کنترلر نیوماتیک کار دستی را گذرانده باشد.

توانایی بررسی و سنجش ویژگی های سیستم هیدرولیک

در این فصل شما با تاریخچه ی مختصری از هیدرولیک ، معنای هیدرولیک ، اطلاعاتی راجع به خصوصیات و مبانی فیزیکی روغن های هیدرولیک و لوازم اندازه گیری وهمچنین با اصول پایه ای هیدرولیک آشنا گردید که در خاتمه می بایست قادر به تعریفی از هیدرولیک و روابط مربوطه ی فیزیکی و تفاوت های میان فشار و دبی باشید .

خصوصیات سیال هیدرولیک

وزن مخصوص :

نسبت مقدار مشخصی از حجم یک سیال در دمای ثابت و معینی به وزن همان مقدار آب را وزن مخصوص (چگالی) آن می نامند .

باید توجه داشت که چگالی نسبی روغن های پایه ی معدنی تقریباً 0/9 می باشدکه به نسبت افزودنی ها به روغن پایه ی معدنی این عدد تغییر می یابد.

اطلاع دقیق از چگالی نسبی روغن مصرفی جهت طراحی و انتخاب پمپ و محاسبات فشار استاتیکی لازم می باشد . که تولید کنندگان روغن های مصرفی در سیستم های هیدرولیکی ملزم به اعلام آن به انضمام دیگر خصوصیات فیزیکی مورد لزوم می باشند .

لزجی :

عبارتست از میزان مقاومت سیال در مقابل جریان یافتن (اصطکاک داخلی خود سیال).

میزان لزجی بسیار مهم می باشد در صورتی که لزجی پایین باشد سیستم با مشکل آب بند ها و

همچنین نشتی های زیاد و مهم تر از همه کاهش بازده ی حجمی رو به رو می گردد و در صورتی که لزجی بالا باشد یا به عبارتی خاصیت روانی سیال پایین باشد سبب اتلاف انرژی به منظور غلبه بر اصطکاک های خود روغن و بالا رفتن درجه ی حرارت می گردد .

لزجی به دو صورت دینامیکی و سینماتیکی ذکر می گردد

واحد لزجی سینماتیکی در سیستم Si بر حسب mm^2/see بوده و به نام سانتی استوک (Cst) معروف می باشد .

معمولاً مقدار لزجی را در درجه ی حرارت 40 درجه سانتی گراد و شرایط خاص استاندارد بیان می نمایند .شایان ذکر است لزجی همه ی روغن ها با کاهش دما زیاد و با افزایش آن کم می گردد .

رابطه ی لزجی وفشار :

هرچه در سیستم ، فشار بالاتر رود لزجی روغن هیدرولیک نیز افزایش می یابد به عبارتی میزان لزجی با فشار رابطه ی مستقیم دارد .به همین منظور در انتخاب لزجی روغن می بایست دقت زیادی مبذول گردد . چون در فشار های بسیار بالا (بالای 1200 بار) امکان بروز تغییرات در مشخصات روغن هیدرولیک وجود دارد ، معمولاً بهترین شاخص لزجی بین 40 تا 80 سانتی استوک (Cst) می باشد .

تراکم پذیری :

همان طور که می دانید کلیه ی سیالات دارای قابلیت تراکم پذیری می باشند .

مثلاً کاهش تقریبی در حجم برای روغن های معدنی به ازاء هر 100 Bar تقریباً 7 / 0 % می باشد .

همچنین تراکم پذیری هر سیال به میزان دما و فشار بستگی دارد که با فشار رابطه ی مستقیم و با دما رابطه ی عکس دارد .

مدول بالک :

نمایش گر تراکم پذیری می باشد هر چه مدول بالک کم تر باشد تراکم پذیری بیش تر و سفتی(صلب بودن) کمتر سیال را نمایش می دهد .

برای مثال مدول بالک برای آب 20000 Bar وبرای روغن های معدنی 15000 Bar می باشد. یعنی روغن نسبت به آب دارای تراکم پذیری بیش تر و صلب بودن کم تر می باشد .

انبساط حرارتی :

تغییر دما تأثیر به سزایی در حجم سیال دارد .افزایش حجم سیال هیدرولیک مثلاً روغن های معدنی به ازاء هر 10درجه سانتی گراد افزایش دما تقریباً 7 / 0 % است . این بدین معنی است که در صورت افزایش دمای یک مخزن 200 لیتری از 15 درجه ی سانتی گراد به 55 درجه ی سانتی گراد ، حجم آن تقریباً 5 / 5 لیتر افزایش می یابد .

و با همین شرایط برای یک مخزن 2000 لیتری افزایش حجمی درحدود 55 لیتر خواهیم داشت . که اطلاع ازآن جهت طراحی و انتخاب مخازن هیدرولیک بسیار ضروری می باشد .

اثر گرما :

به طور خلاصه می توان گفت که حرارت های بالا باعث شکست شیمیایی روغن ، ایجاد حالت های اسیدی ، کاهش خواص روان کاری و افزایش تشکیل لجن و از دست دادن خاصیت اصلی روغن می گردد .

که بهترین محدوده ی استفاده از روغن های معدنی 40 درجه سانتی گراد می باشد .

افزودنی ها :

افزودنی ها موادی هستند که به روغن های معدنی جهت بالا بردن سطح کیفی روغن ها اضافه می گردد که اضافه نمودن آنها به روغن ها باعث بهبود لزجی ،کم کردن میزان کف در روغن ، بالا بردن میزان روان کاری و جلوگیری از اثرات سایش و اکسیداسیون می گردد لذا توجه به افزودنی های به کار رفته در روغن های معدنی با توجه به نوع انتظار از روغن بسیار حائز اهمیت می باشد

سیال آب گلیکول :

سیال آب گلیکول فقط به دلیل درجه ی اشتغال بالا که بیش تر جهت استفاده در صنایع نظامی و هواپیماها می باشد دارای اهمیت بوده و همچنین به دلیل وجود گلیکول به عنوان ضد یخ بسیار مناسب در سیستم های هیدرولیک مورد مصرف قرار می گیرد .

ولی از لحاظ روان کاری نسبت به روغن های معدنی بسیار ضیف بوده و اثرات اکسید اسیون و خوردگی بسیار بالایی دارد . لذا در سیستم هایی که دارای فلز روی ، منیزیم ، کادمیم و آلومنیوم می باشد و همچنین در مجاورت با رنگ ها هرگز توصیه نمی گردد .

قانون بقای انرژی :

قانون بقا ی انرژی عنوان می نماید که انرژی تولید گردیده واز بین نمی رود بلکه از شکل و حالتی به شکل و حالتی دیگر تبدیل می گردد .یعنی در هر سیستم مجموع انرژی ها همواره ثابت می باشد .

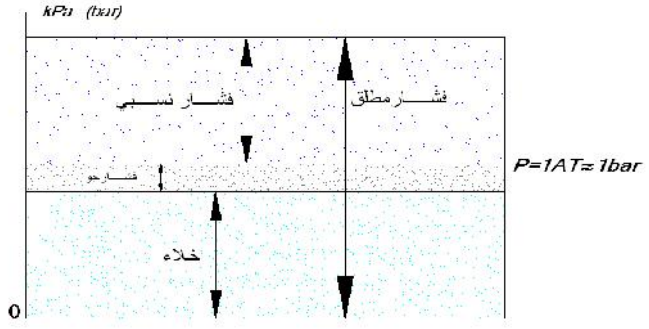
واحد اندازه گیری فشار :

یکی از واحد های اندازه گیری فشار، بار (Bar) می باشد و آن عبارتست از حاصل تقسیم نیرو بر سطح مقطع .

درصورتیکه نیرو بر حسب کیلوگرم و سطح بر حسب سانتی متر مربع باشد

$$P = F / A$$

درنظر بگیرید که بر روی پیستون داخل یک سیلندر به مساحت $1cm^2$ نیروی برابر 1Kgرا وارد نماییم فشار حاصل از این عمل را برابر1 Bar می نامیم . (1)



شکل1-1

(1) واحد دیگری به نام پاسکال بوده که برابر با N / m^2 می باشد .

واحد اندازه گیری جریان :

میزان جریان عبوری سیال را بر حسب زمان ،دبی جریان می نامیم که معمولاً آن را بر اساس Lit / Min می سنجیم و با علامت Q نمایش می دهیم .برای مثال اگر ظرفی 20 لیتری توسط پمپی در زمان یک دقیقه پر گردد میگوییم که دبی عبوری 20 لیتر بر دقیقه می باشد

$$Q = \frac{Lit}{Min}$$

وسایل اندازه گیری :

از آن جایی که دو عامل اصلی در سیستم های هیدرولیکی فشار و دبی می باشد که فشار به عنوان تعیین کننده ی نیروی نهایی که توسط عمل گرها (مصرف کننده ها) اعمال می گردد و دبی که عامل اساسی در زمان جابه جایی سیال و در نتیجه سرعتی است که از عملگرها ی مورد نظر می باشد پس می بایست در هر لحظه در سیستم قابل اندازه گیری و از نتیجه ی این اندازه گیری به وسیله ی ابزار مخصوص به خود قابل کنترل باشند . در زیر به معرفی بعضی از لوازم اندازه گیری که بیش ترین مصرف را دارا می باشندمی پردازیم .

فشارسنج :

هر وسیله ای که بتواند میزان فشار در نقطه ای دلخواه را به نمایش گذاشته و توانایی اندازه گیری فشار در آن نقطه را داشته باشد به آن فشارسنج می گوییم .

فشار سنج ها انواع گوناگونی دارد ولی به طور کلی می توان آن ها را به دو دسته ی اصلی تقسیم نمود :

الف)فشار سنج های الکتریکی (دیجیتالی)

ب) فشار سنج های مکانیکی (1)

فشارسنج مکانیکی :

یکی از پر مصرف ترین نوع فشار سنج ها ، فشار سنج های مکانیکی می باشند . که این نوع فشار سنج ها با توجه به کیفیت آن در صورتی که از نوع مرغوب آن استفاده گردد ، دارای عمر مفید بالا و ضریب اطمینان خوبی می باشند .(2)

که از متداول ترین نوع آن نوع مکانیکی یا لوله ی بوردون را می توان نام برد که جهت انتخاب این گونه فشار سنج ها (گیج نمایش فشار) سه عامل اصلی سایز ، نوع اتصال (از زیر یا از پشت) جهت نصب و حداکثر میزان فشار قابل نمایش به انضمام یک عامل فرعی که به نوع خشک و گلیسرینی معروف است حائز اهمیت می باشد .ضمناً میبایست ضریب اطمینانی رانیز در انتخاب گیج ها در نظر داشت که معمولاً این ضریب اطمینان بین 20 الی 40 درصد فشار اصلی می باشد .

1) در این کتاب فقط به شرح فشار سنج های مکانیکی می پردازیم .

2)در حال حاضر بعضی از انواع آن در داخل کشور با کیفیت خوبی و قابل اطمینان تولید می گردد .

نوع خشک و گلیسرینی :

همان طور که در مطلب بعدی که نحوه ی عملکرد گیج های مذکور می باشد خواهید دید ، داخل این نوع گیج ها لوله ی بوردون (C Tube) وجود دارد .

از آن جایی که فشارهای تولید شده توسط مولد فشار در سیستم های هیدرولیکی به صورت آنی و در زمانی بسیار اندک بالا رفته و تولید می گردند و این فشار می بایست توسط سی تیوب تحمل و نمایش داده شود در سیستم هایی که امکان تولید چنین فشارهایی وجود داشته باشد برای نمایش فشار از گیج هائی استفاده میگرددکه داخل محفظه گیج امکان بر نمودن توسط گلسیرین را داشته باشد که این گلیسرین جلوی ضربات ناگهانی را تا حدود بسیار زیادی گرفته و از صدمه زدن به اجزا داخلی فشار سنج جلوگیری به عمل می آورد .

(1)کلیه ی فشار سنج هایی که حاوی گلیسرین می باشند را فشار سنج گلیسرین دار و به غیراز آن را فشار سنج خشک می نامند .

این دریچه به وسیله ی در پوش لاستیکی جهت پر نمودن گلیسرین در کارخانه ی سازنده مسدود گردیده است که در بالای این در پوش لاستیکی محلی برای بریدن قسمت بالایی دریچه وجود دارد . اپراتور این گونه فشار سنج ها ، پس از استقرارپاور پک و نصب آن می بایست این قسمت را به وسیله ی ابزار برنده قطع نموده که در اثر انبساط و انقباض حاصل در درجه ی حرارت های زیاد و کم آسیبی به فشار سنج وارد نیاید .

نحوه عملکرد گیج مکانیکی با لوله ی بوردون (C Tube) :

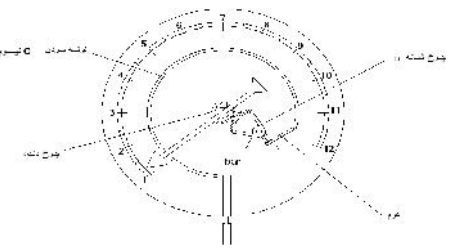
این نوع نمایش دهنده های فشار دارای اشکال مختلفی (نوع جنس آن با توجه به محل مورد مصرف نیز مهم می باشد) می باشد که عموماً با دو نوع محل اتصال از زیر واز پشت در دسترس می باشد (.شکل 2-1)

و تولید کننده موظف به اعلام سیال قابل سنجش از نظر فشار ، همچنین درجه ی حرارتی که گیج و میزان حساسیت آن در آن می تواند به طور صحیح عمل نماید و جنس استفاده شده در بدنه ی گیج می باشد .

مطابق شکل زیر روغن از راه مجرای ورودی به داخل لوله ی بوردون یا سی تیوب وارد گردیده که میزان فشار موجود در سیستم باعث تغییر وضعیت در شکل ظاهری لوله ی بوردون که به شکل C انگلیسی می باشد (به همین علت به آن C Tube نیز می گویند) گشته که انتهای این لوله به یک نیم چرخ دنده (دنده شانه) نصب گردیده است .

با حرکت این دنده که با دنده ای که به عقربه ای نصب گردیده ، دنده ی درگیر دوم حرکت نموده و عقربه ی نصب شده به آن بر روی صفحه ی نمایش میزان فشار تولید شده را نمایش می دهد .

از نظر محل نصب ، این فشار سنج ها همیشه به صورت خارج از خط فشار و موازی با خط اصلی یا فرعی جهت نمایش فشار نصب می گردند .



شکل2-1

دبی سنج :

همان طور که گفته شد دبی یعنی میزان عبور جریان سیال در واحد زمان که معمولاً با واحدهایی نظیر Lit / Min (لیتر بر دقیقه)یا cc/Sec (سی سی بر ثانیه) و نظایر آن محاسبه می گردد .

با توجه به این که دبی سنج ها دقیق معمولاً به صورت سری در جریان حرکت سیال می بایست قرار می گیرند تا بتوانند میزان جریان را محاسبه نمایند (1)

-1-وجود دپی سنجهای که در طول مسیر قرار میگرند باعث افت فشار گردیده که این امر نیر هدر رفتن انرژی که صرف تولید فشار گردیده در سیستم های هیدرولیکی حتی المقدور می بایست از افت فشار در سیستم جلوگیری بعمل آید لذا بغیر از موارد خاص استفاده از آن توصیه نمیگردد

از طرفی دانستن میزان دبی در هر سیستم هیدرولیکی بسیار ضروری می باشد لذا در پمپ ها جهت دانستن میزان دبی ، آگاهی از این که در هر دور چه مقدار روغن توسط پمپ جابه جا می گردد ، کافیست تا بتوان میزان دبی را با دانستن دور موتور در هر لحظه به دست آورد .

کلیه ی سازندگان پمپ های هیدرولیکی موظف به اعلام میزان جابه جایی روغن بر حسب هر دور چرخش پمپ می باشند .

برای مثال اگر تولید کننده ای اعلام کند که پمپ با دبی 20 cc بر هر دور می باشد می توان میزان ظرفیت جابه جایی سیال توسط پمپ را به گونه ی زیر محاسبه نمود در صورتی که دور موتور 1400 دور بر دقیقه باشد :

$$20 \times 1400 = 2800 \text{ cc / Min}$$

$$\text{میزان دبی (لیتر بر دقیقه)} \quad 2800 : 1000 = 2 / 8$$

در صورتی که امکان دسترسی به بروشور اعلام مشخصات دبی بر حسب هر دور نباشد می توان میزان جریان روغن را به وسیله ی آزمایش زیر محاسبه کرد

آزمایش :

جهت اندازه گیری میزان جریان و جابه جایی توسط پمپ قطعات زیر مورد لزوم می باشد :

پمپ کوپل شده به الکتروموتور که به وسیله ی دگمه ی استوپ و استارت خاموش و روشن می گردد ،این پمپ سیال را از مخزن روغن تأمین می کند .(با توجه به مواردی که در فصل بعد راجع به پاور پک آورده خواهد شد) به انضمام یک ظرف شیشه ای مدرج و یک زمان سنج (کرنومتر) .

نحوه ی عمل :

از خروجی پمپ به وسیله ی شیلنگ یا لوله ، روغن خروجی را به داخل ظرف شیشه ای مدرج هدایت نمایید . به محض روشن شدن الکتروموتور ، کرنومتر را را روشن کنید و پس

از رسیدن به میزان قابل اندازه گیری توسط ظرف شیشه ای همزمان دکمه ایست کرنومتر و خاموش نمودن الکترو موتور را تخریب نمائید.
حال با دانستن میزان روغن جابه جا شده و مدت زمان این عمل و سپس با تناسب در واحد زمان مورد نظر (دقیقه) می توان به میزان جریان قابل انتقال در واحد زمان (دبی) پمپ پی برد .
مثلاً اگر در مدت 3 ثانیه پمپ قادر به جابه جایی 500 cc روغن باشد ، به سادگی می توان دریافت که در واحد مورد نظر (دقیقه) این پمپ قادر به جابه جایی چه حجمی از روغن است .

$$60 \times \frac{500cc}{3} = \frac{30000}{3} = 10000 \quad Cc$$

10000 : 1000 = 10 Lit / Min ..... Q=10 lit/min

باید در نظر داشت که واحد محاسباتی جهت میزان دبی هر پمپ به صورت استاندارد برحسب گالن (1) می باشد ، لذا این واحد می بایست بر حسب گالن بر دقیقه تبدیل گردد .

10 Lit : 3 / 785 = 2 / 642 دقیقه / گالن

دانستن و محاسبه ی این مقدار جهت تعیین سرعت عملگرها و جریان سیال در لوله بسیار مهم وضروری می باشد .
یکی از انواع دبی سنج های مکانیکی ، کنتورهای آبی می باشد که در جلوی درب هر خانه وجود دارد .
به صورت اجمال این دبی سنج ها (فلومتر) دارای پروانه ای است که در صورت وجود جریان سیال به چرخش در آمده که چرخش این پروانه به وسیله ی اندازه گیری که با هر چرخش آن ،
میزان سیال عبوری را نمایش می دهد وصل گردیده و تعداد چرخش های این پروانه توسط نمایش دهنده (Counter)نمایش داده شده که بدین وسیله میزان جریان سیال مصرفی محاسبه می گردد . (2)
معادله ی پیوستگی بیان گر آن است که در جریان یکنواخت سیال از یک لوله ، دبی عبوری از تمام مقاطع آن یکسان است .
(1) هر گالن برابر 785 / 3 لیتر می باشد .
(2 به صورت عمومی فلومترهای مکانیکی در سیستم های هیدرولیکی مورد مصرف ندارند مگر در صورت خاص وجهت آزمایش .

توانایی آماده سازی واحد تولید فشار :

پس از مطالعه ی این فصل شما قادر خواهید بود که اجزای مجموعه ی تولید فشار یدرولیکی (پاور پک) را شناخته و آن ها را نام گذاری کنید.همچنین تفاوت فیلترهای مورد مصرف و اجزای تشکیل دهنده ی آن را شناخته و محاسبه ی مخازن روغن و تعیین ظرفیت

آن را مشخص نمایید و نیز طریقه ی تخلیه ی روغن و اصول حفاظتی و ایمنی آن را فرا گرفته و به کار ببندید .

در این فصل می خواهیم موارد زیر را فرا بگیریم :

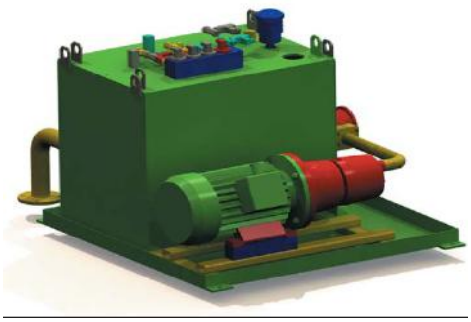
1 – آشنایی با مجموعه ی تولید فشار هیدرولیکی (Power Pack)
2 – آشنایی با قسمت های مختلف مجموعه ی تولید فشار هیدرولیکی (به طور اجمال)
3 – آشنایی با انواع فیلترها از نظر مورد مصرف و مکان قابل مصرف
4 – آشنایی با اجزای تشکیل دهنده ی فیلتر و مفاهیمی همچون مش و میکرون
5 - آشنایی با مخازن روغن در سیستم های هیدرولیکی
6 – آشنایی با اصول محاسباتی و حجم مخزن روغن
7 – اصول و اجزا جهت آماده سازی (Power Pack)
8 – طریقه ی تخلیه ی مخزن روغن
9 - نکاتی چند در زمینه ی اصول حفاظتی و ایمنی

مجموعه ی تولید فشار هیدرولیکی (Power Pack) :

جهت استفاده از نیرو و حرکت قابل تولید توسط مصرف کننده (عملکرها) ابتدا احتیاج به واحدی می باشد که می تواند نیروی چرخشی که توسط مولد دورانی تولید می گردد (به صورت الکتریکی توسط الکترو موتور یا موتورهای بنزینی ، موتورهای گازوئیلی ، توربین های آبی ، توربین های گازی ، توربین های بادی یا هر مولدی که بتواند عمل چرخش با قدرت ثابت را ایجاد نماید)را با استفاده از پمپ ، فشار شکن و لوازم جنبی دیگر به فشار هیدرولیکی تبدیل نماید .به واحدی که امکان این عمل را برای ما میسر می سازد مجموعه ی (واحد) تولید فشار هیدرولیکی (Power Pack) می گویند .

شکل2_1

این مجموعه به صورت یک مدار بسته ی هیدرولیکی عمل می نماید یعنی فشار توسط مجموعه ی تولید فشار هیدرولیکی تولید شده و طی مراحلی که از پیش تعیین گردیده که به آن مراحل قابل کنترل می گوییم به مصرف کننده ها (عملگرها) رسیده و عمل مورد نظر را انجام داده و سپس روغن هیدرولیکی بدون فشار (با فشار کم) مجدداً به مخزن باز پس گردانیده می شود و مجدداً در این مدار سیال به صورت مداوم این عملیات را تکرار می نماید . پس جهت نیل به این هدف ابتدا می بایست روغن را در جایی ذخیره نمود که به آن محل ذخیره سازی روغن یا مخزن هیدرولیک می گوییم . که خود این مخزن دارای ویژگی های خاصی بوده که جزء به جزء آن را مورد بررسی قرار میدهیم .



شکل2_2

همان گونه که در شکل 1 – 2 مشاهده می نمایید هر مخزن به صورت استاندارد می بایست حداقل دارای ویژگی های زیر باشد :

الف – دارای فضای مناسب و کافی جهت حفظ روغن در سیکل های کاری باشد .

ب – امکان جداسازی ، ته نشین شدن مواد زاید و معلق در روغن در ته مخزن وجود داشته باشد .

ج – به وسیله ی شیب انتهای مخزن مواد اضافی ته نشین شده به طرف مجرای خروجی روغن هدایت گردد .

د – امکان جذب خرده های فلز که در روغن معلق می باشد توسط آهن ربا ی تعبیه شده در مخزن روغن وجود داشته باشد .

ک – امکان و فرصت جداشدن هوای مخلوط در روغن در داخل مخزن وجود داشته باشد .

ل – امکان جلوگیری از حرکات تلاطمی روغن در هنگام برگشت روغن وجود داشته باشد .

م – با استفاده از حجم روغن ذخیره شده ، امکان انتقال گرمای روغن که در هنگام کار به آن انتقال یافته وجود داشته باشد .

ی – امکان اطلاع از میزان وجود روغن در مخزن و همچنین میزان دمای آن وجود داشته باشد .

باید در نظر داشت :

که بیش ترین عامل مؤثر در عمر ، شرایط طراحی و عملکرد روغن، گرمایی می باشد که در سیکل کاری بر روی روغن اثر می کند و حتی المقدور می بایست این گرما را تا حد 50 الی 60 درجه ی سانتی گراد در سیستم های مختلف جهت جلوگیری از آسیب به ادوات هیدرولیکی و خود روغن ثابت نگه داشت .

مجدداً به شکل 1 – 2 وجه کنید . اجزای اصلی و فرعی هر مخزن روغن به صورت مجزا مورد بحث قرار خواهد گرفت .

شکل2_3

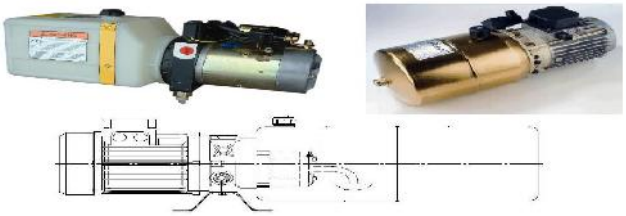
محفظه ی مخزن روغن :

معمولاً جنس مخزن روغن را از ورق های استیل انتخاب می نمایند (ST 37 ≈ST 42) ن ورق ها را حتی المقدور به صورت خم کاری تهیه و سپس به وسیله ی جوش کاری به یکدیگر نصب می کنند . (بهتر است از جوش کاری Co_2 یا جوش کاری آرگون برای این منظور استفاده گردد) .معمولاً مخزن های هیدرولیکی به صورت چهار گوش که فضای کم تری اشغال می نمایند طراحی می گردد .صفحه ی پایین مخزن دارای شیبی ملایم 5 / 1 الی 2 درصد (تا 4 درصد در مخازن کوچک انتخاب می گردد) انتخاب می شود که مواد زاید و اضافی به سمت شیب حرکت نمایند

شکل2_4

ر وسط مخزن صفحه ای به صورت عمود به کف مخزن ، که انتهای این صفحه کمی بالاتر از کف مخزن می باشد (برای آن که روغن از سمت . در انتهای شیب ، پیچ تخلیه به وسیله ی جوش کاری بوشن به کف مخزن نصب می گردد .پایین از قسمتی به قسمت دیگر راه پیدا نماید) جهت جلوگیری از حرکت های تلاطمی ، جلوگیری از مخلوط شدن هوا با روغن و فرصت دهی جهت جدا شدن هوا از روغن که در سیستم رخ داده است نصب می گردد.

در دیواره ی مخزن های بزرگ تر از 600 لیتر گنجایش ،دریچه ای جهت تمیز نمودن داخل مخزن در زمان تعمیرات به وسیله ی پیچ و لوازم آب بندی نظیر چسب آب بند هیدرولیکی یا اورینگ تعبیه می گردد (شکل 2 – 2)



شکل5_2

در بدنه ی مخزن ، نمایش دهنده ی روغن که میزان سطح روغن را نمایش می دهد و معمولاً توأم با دماسنج می باشد نصب می گردد که این نمایش دهنده ، میزان حداقل و حداکثر روغن داخل مخزن را مشخص می نماید .

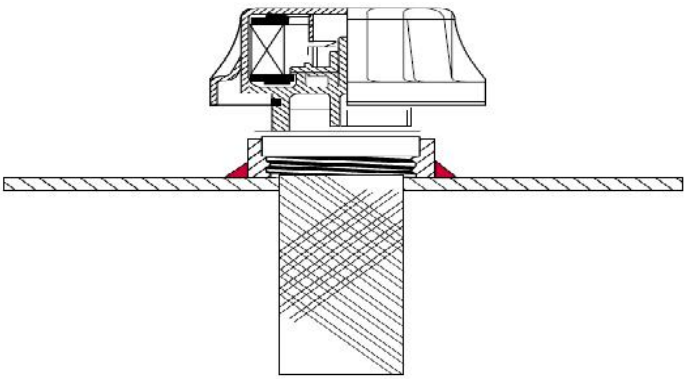
در روی مخزن روغن ، صفحه ای نصب می گردد که ضخامت این صفحه همیشه از ضخامت دیواره های مخزن بیش تر می باشد .

این صفحه جهت نصب درب ورودی روغن (درب باک) ، نصب مولد حرکت دورانی ، مسیر خروجی روغن ، هواکش جهت جبران فضای ابتدایی روغن منتقل شده به مخزن و همچنین خروج گاز در زمان گرم شدن روغن و نصب فشار شکن و شیر های راه دهنده می باشد .

درب باک :

درب باک روغن معمولاً برروی صفحه ی بالایی مخزن نصب می گردد که جهت ورود روغن به داخل مخزن دارای صافی می باشد .

شکل6_2



شکل7_2

هواکش :

برای جبران هوای فضای بالای روی سطح روغن مخزن هنگامی که روغن در سیستم مصرف می گردد اغلب از هواکش که دارای فیلتر هوا می باشد استفاده می گردد .
باید توجه داشت که این هواکش به صورت دوره ای مورد بازدید و تعویض مخصوصاً در محیط هایی که دارای هوای آلوده می باشند قرار می گیرد .
در طراحی قسمت هواکش می بایست هواکش به اندازه ی کافی بزرگ در نظر گرفته شود تا به راحتی بتواند هوای مورد نظر را خالی و پر نماید .

صفحه ی عمود به کف مخزن(صفحه ی موج گیر Baffle Plate) :

ارتفاع این صفحه معمولاً از بالای مخزن به صورت عمودی بین 4 / 3 الی 5 / 4 ارتفاع مخزن می باشد و مخزن را به دو قسمت تقسیم می نماید . که از قسمت پایین امکان انتقال روغن از سمتی به سمت دیگر مهیا می گردد .
روغن در زمان بازگشت به قسمت اول بازگشت نموده و این صفحه اجازه می دهد که روغن در قسمت اول ، زمانی برای از دست دادن هوای مخلوط شده و گرمای خود داشته باشد و بلافاصله از قسمت دیگر وارد پمپ نگردد .
به طور کلی این صفحه از ایجاد تلاطم جلوگیری نموده و زمان کافی برای روغن برگشت شده را جهت ته نشینی مواد زاید مخلوط با روغن و همچنین از دست دادن هوای مخلوط شده با روغن و گرمای اضافی ایجاد شده را فراهم می نماید .
جهت جلوگیری از مخلوط شدن هوا با روغن در زمان برگشت می بایست لوله ی برگشت را تا حدی که از سطح روغن پایین تر باشد انتخاب و نصب نمود .
همچنین قطر لوله ی برگشت ، بزرگ در نظر گرفته می شود که از سرعت روغن در زمان تخلیه کاسته شود .
ضمناً انتهای لوله‌ت با زاویه ی بیشتر از 45 درجه بریده شده که روغن راحت تر تخلیه گردد و حتی المقدور جهت جلوگیری از حرکت گردابی زاویه ی آن به سمت دیواره ی مخزن قرار گیرد .

ظرفیت مخزن :

در دستگاه هایی که اصطلاحاً دائم کار می باشند هرچه مخزن بزرگتردر نظر گرفته شود برای دستگاه بهتر می باشد چون حجم زیاد روغن باعث تبادل گرمایی سیستم گردیده و همچنین اجازه ی ته نشینی مواد زاید و نیز باعث جداسازی آسان هوا از روغن و در نتیجه زمان تعویض طولانی تر روغن را می گردد .
در هر حال در صورتی که محدودیتی جهت حجم مخزن وجود داشته باشد باید حداقل فضای مورد لزوم جهت ظرفیت روغن از رابطه ی زیر به دست آید .
از آن جایی که معمولاً ظرفیت پمپ ها را برحسب گالن محاسبه می نمایند ابتدا می بایست میزان جابه جایی پمپ را بر حسب لیتربر دقیقه به دست آورد که این عدد را در ضریب اطمینان 2 یا 3 محاسبه می نمایند حجم به دست آمده حداقل حجم جهت مخزن روغن می **باشد .**
حداقل ظرفیت مخزن بر حسب لیتر مساوی است با :

ظرفیت پمپ بر حسب لیتربر دقیقه × 3 (2)

مثل :

جهت سیستم هیدرولیکی پمپی با دبی جا به جایی 20 گالن در دقیقه در نظر گرفته ایم ، حداقل ظرفیت مخزن جهت ساخت یک دستگاه مجموعه ی تولید فشار هیدرولیکی (Power Pack)را بر حسب لیتر محاسبه نمایید :

لیتر ظرفیت جابجائی پمپ 7 / 5 7= 5 8 7 / 3 × 20

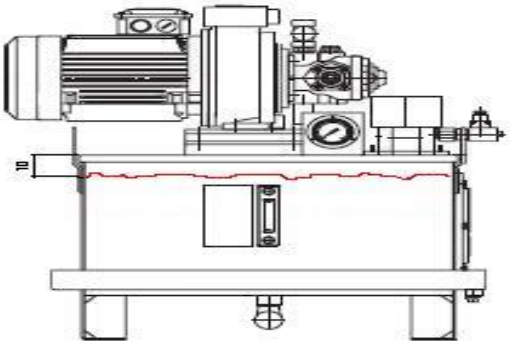
لیترحجم مخزن بر حسب (1 / 7 2 2) یا 4 / 1 5 1 = (3) 2 × 7 / 5 7

بنا براین حداقل حجم مورد لزوم برای ساخت یک مخزن روغن تقریباً 150 لیتر می باشد .

معمولاً بالای سطح روغن ، فضایی را که معادل 1/4 الی 1/5 حجم روغن مورد لزوم می باشد به عنوان فضای آزاد بالای روغن در نظر می گیرند .

مثل :

اگر برای حجم روغن فوق که 150 لیتر می باشد ، مخزنی به ابعاد عرض 50 و طول 60 **و ارتفاع** 50 سانتی متر لازم باشد می بایست حداقل یک پنجم ارتفاع که معادل 10 سانتی متر می باشد به ارتفاع مخزن به عنوان تأمین فضای بالای روغن در نظر گرفته شود یعنی ابعاد اصلی مخزن جهت پاور پک 50 سانتی متر عرض ، 60 سانتی متر طول و 60 سانتی متر ارتفاع می باشد .



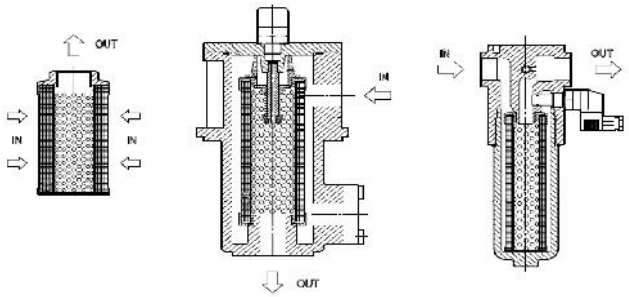
شکل8_2

فیلترها :

هر جسم و قطعه ای که بتواند ذرات زائد را از سیال جدا نماید فیلتر نامیده می شود . به عبارتی کار فیلتر جذب و جداسازی مواد زاید از سیال به وسیله ی مواد و اجسام متخلخل بوده که میزان تخلخل آن با توجه به نیاز تعریف شده ی سیستم ،توسط طراح انتخاب می گردد .

بهتر است عملیات جداسازی مواد زاید ، از ابتدای ورود روغن به مخزن شروع گردد . بدین منظور کلیه ی مجاری ورودی روغن به مخزن دارای صافی های مخصوص می باشد که تا حد زیادی می توانند جلوی ورود مواد زاید را گرفته و روغن را از قطعات زاید بزرگ عاری نمایند .

در کف مخزن روغن یا در زیر ورودی روغن یا در روی پیچ تخلیه ی روغن از آهن ربا برای جذب براده های فلزی استفاده می گردد



درجات فیلترها (مش) :

به تعداد روزنه های موجود در واحد سطح ، مش (Mesh) گفته می شود .برای مثال یک فیلتر را در نظر بگیرید ، اگر تعداد سوراخ های موجود در واحد سطح (مثلاً سانتی متر مربع)200 عدد باشد می گویند مش صافی برابر با 200 می باشد .

که واحد اندازه گیری مش را بر حسب میکرومتر محاسبه می کنند که هر یک میکرو متر برابر یک میلیونیم متر است به عبارتی هر میلی متر برابر 1000 میکرو متر می باشد .

د در نظر داشت که هر فیلتر می تواند ذرات بزرگ تر از مش خود را از سیال جدا نماید و ذرات کو چک تر از مش قابلیت خروج از فیلتر را دارا می باشند .

معمولاً ذراتی به کوچکی 1تا 5 میکرون می توانند اثرات مخربی بر روی لوازم هیدرولیکی وارد نمایند و بدین منظور می بایست این ذرات را از روغن های سیستم هیدرولیکی جدا نمود که به وسیله ی فیلترها این امر امکان پذیر می باشد .

فیلتر های ورودی :

همان طور که از اسم آن ها پیداست این فیلتر ها در قسمت ورود روغن به پمپ استقرار یافته و باعث فیلتر شدن روغن در زمان ورود به پمپ می گردند .

شکل10_2

با توجه به این که روغن می بایست به راحتی وارد پمپ گردیده تا بتواند بهترین جابه جایی سط پمپ صورت پذیرد لذا بازرسی دوره ای و مرتب این گونه فیلترها بسیار ضروری می باشد .

بعضی از فیلتر های ورودی دارای حس گر هایی می باشند (پرشر سوئیچ) که به محض گرفتگی فیلتر از طریق نشان (سیگنال) الکتریکی ، نیروی محرک پمپ را قطع می کنند تا آسیبی به سیستم وارد نگردد .

فیلترهای خروجی :

با توجه به این که پس از عبور روغن از فیلتر اولیه ، چون سیستم هیدرولیکی با بیرون راه ارتباطی ندارد می بایست روغن پس از یک بار فیلتر شدن ، بدون مواد زاید باقی بماند . ولی خود قطعات هیدرولیکی در اثر حرکت ، تولید مواد زاید از قبیل پلیسه ی فلز و دیگر مواد زاید که معمولاً در لوازم آب بندی و قطعات اصطکاکی هستند را می نماید .
لذا می بایست در قسمت خروجی از سیستم و ورود مجدد به مخزن فیلتر گردند .
چون در زمان خروج ، روغن با فشار بسیار پایین تخلیه می گردد بهتر است که در این قسمت حتماً فیلتر نصب گردد .
ضمناً می توان از فیلتر خروجی در قسمت هایی که اضافه روغن جهت تنظیم فشار به داخل مخزن سرازیر می شود نیز فیلتر خروجی نصب گردد.
(شکل فیلتر ورودی و خروجی را در موقعیت های مختلف نمایش می دهد) .

شکل 2_11

همیشه فیلترهای ورودی دارای مش بزرگ تر بوده و اغلب به صورت توری می باشند ولی فیلترهای خروجی از سیستم و ورود به مخزن دارای مش کوچک تر و محفظه ی نگه داری مواد زاید می باشند .
مواد و جنس فیلتر کننده ها :
از سه طریق می توان روغن را فیلتر نمود :1- فیلترهای مکانیکی 2- فیلترهای جذبی 3- فیلترهای فعال

شکل 2_12

1 – فیلترهای (درشت) مکانیکی :

با توجه‌اینکه در زمان ورود روغن به پمپ ایستادگی روغن در راه ورود می بایست کمترین ایستادگی باشد تا به پمپ و قطعات آن آسیبی وارد نگردد لذا از توری ها و صافی های معمولا فلزی که دارای اندازه مش بالائی می باشند که به همین علت به آنها فیلترهای درشت مکانیکی می گویند استفاده میگردد

2 – فیلترهای جذبی :

تقریباً هر ماده ای که بتواند ذرات معلق در سیال (روغن) را جذب نماید می تواند به عنوان فیلتر جذبی مورد استفاده قرار بگیرد که از مهم ترین این مواد می توان پنبه ، نخ تابیده شده و بافته شده ، کاغذ ، خمیرهای مخصوص سلولزی ، پودر فلزی های فشرده شده از طریق(Sintering) ،سرامیک های متخلخل با مش بندی مشخص و ... را نام برد .

شکل 2-13

این فیلتر ها به عنوان فیلترهای فعال نام گذاری می گردند چون می توانند از نوع کربن خاص فعل (Carbon Active) یا خاک های مخصوص با دانه بندی بسیار پایین باشند .

استفاده از این نوع فیلتر ها مگر در موارد بسیار خاص توصیه نمی گردد . چون به علت پایین بودن سایز قابل فیلتر خود ، افزودنی های مفیدی که توسط کارخانه های سازنده به

روغن اضافه می گردد را از روغن جدا نموده و عمر مفید روغن را به صورت چشم گیری پایین می آورند .

فیلترها می توانند بر حسب نیاز کاری به چند نوع تقسیم گردند که مهم ترین آن ها در زیر قابل ذکر است :

فیلترها برای عبور تمام جریان :

بن نوع فیلترها برای عبور تمام جریان بازگشت به مخزن طراحی گردیده است که روغن در راه برگشت مجبور به عبور از داخل فیلتر می گردد و پس از عبور از فیلتر کلیه ی مواد زاید از روغن جدا می شود .

با توجه به این که کلیه ی جریان از آن عبور می نماید پس طبیعی است که در زمان کوتاهی فیلتر دچار پر شدن و گرفتگی گردد .

لذا بدین منظور سیستمی که در انتهای آن فنری تعبیه گردیده در فیلتر نصب می شود که به محض گرفتگی از طرف فنر فرمانی صادر شده و شیر بای پاس (By Pass) که به صورت موازی با فیلتر نصب می گردد آزاد شده وروغن به صورت مستقیم وارد مخزن می شود .به همین علت کنترل دوره ای این گونه فیلتر ها بسیار ضروری می باشد

فیلترهای صفحه ای :

اساس کار این فیلترها به گونه ای است که چندین صفحه با فاصله ی بسیار نزدیک که همان عمل مش بندی را انجام می دهد در کنار یکدیگر قرار گرفته و روغن مجبور به عبور از میان این صفحات می شود .

در حین حرکت روغن از میان صفحات مواد زاید ، در لبه ی صفحات و میان آن ها حبس گردیده و چون فیلترها دارای صفحات چرخشی می باشند که به وسیله ی اهرمی هرگاه این صفحات چرخشی شروع به عمل نمایند ، مواد زاید از لبه ها و لا به لای آن ها جدا گردیده ودر فضای زیر فیلتر محبوس می گردند .

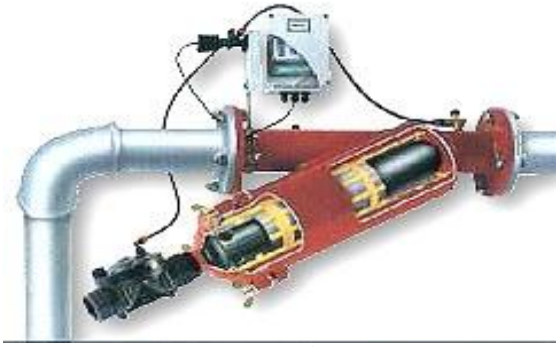
فیلتر (بخشی از عبور جریان) :

اساس کار این فیلترها بر، ی ونتور بوده و در حین جریان سیال می توانند به نسبت سرعت جریان سیال قسمتی از آن را فیلتر نماید .

ابتدا روغن از مجرایی عبور نموده که سطح مقطع این مجرا رفته رفته کم می گردد . با تغییر در سطح مقطع مجرا ، سرعت افزایش یافته و فشار کم می گردد .

جهت این فشار در پایین مجرا ، فیلتر تعبیه می شود که مقداری از جریان از راه عبوری تعبیه شده در مجرای بالای فیلتر روغن به داخل فیلتر رفته و برای جبران فشار در اثر پدیده ی ونتور مجدداً به مجرا باز می گردد .

لازم به ذکر است که حجم روغن قابل فیلتر شدن رابطه ی مستقیم با سرعت روغن عبوری داشته و هر چه سرعت بیش تر باشد ، حجم روغن قابل فیلتر شدن بیش تر می گردد .



شکل14_2

اصول و اجزا جهت آماده سازی مجموعه ی تولید فشار هیدرولیکی :

جهت آماده سازی مجموعه ی تولید فشار هیدرولیکی (Power Pack) داشتن قطعات و لوازم زیر ضروری می باشد :

1 – مولد حرکت دورانی (در سیستم های صنعتی معمولاً الکتروموتور می باشد.

2 – **مخزن روغن**

3 – فیلترهای ورودی و خروجی

4 – لوله های ورودی به پمپ ، اتصال دهنده ی اجزای پاور پک تا خروج از سیستم

5 – **پمپ (درفصل 4** راجع به آن توضیح داده خواهد شد)

6 – فشار شکن (در فصل راجع به آن توضیح داده خواهد شد)

7 - **روغن (درفصل 1** راجع به آن صحبت شده است)

طریقه ی تخلیه ی مخزن روغن :

به دو صورت می توان مخزن روغن را تخلیه نمود :

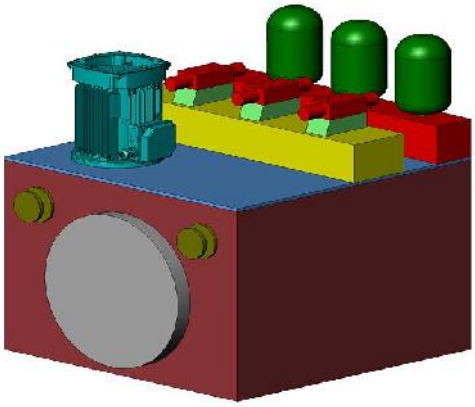
1 – معمولاً درب ورودی روغن به مخزن (درب باک) به وسیله ی چند پیچ به صفحه ی بالایی مجموعه تولید فشار هیدرولیکی نصب گردیده است . چون از طریق مجرای ورودی (درب ورودی) به علت وجود توری ، امکان دسترسی به روغن نمی باشد می توان پیچ های مربوط به درب باک را باز کرده و از طریق پمپ دستی یا برقی می توان تا 90 درصد روغن را تخلیه نمود .

2 – از طریق پیچ تخلیه ی روغن که در زیر مخزن روغن نصب گردیده می توان 10 درصد بقیه یا کل روغن را تخلیه نمود .

معمولاً در مخزن های بزرگ به جای نصب محل و پیچ تخلیه ی روغن ، شیر سماوری (گازی) جهت سهولت بیش تر در تخلیه نصب می گردد .

پس از تخلیه ی روغن به دو روش فو در مخزن های بزرگ ، دریچه ای جهت بازدید داخل مخزن تعبیه گردیده (شکل) پیچ های این دریچه باید باز گردد تا با برداشتن این صفحه ، داخل مخزن قابل رؤیت باشد

از این طریق می توان نسبت به تعویض فیلترهای ورودی به پمپ و یا ورودی به مخزن ، همچنین تمیز نمودن کف مخزن و بازدید دیگر قطعات داخل مخزن اقدام نمود .



شکل 2_15

اصول مقررات و حفاظت :

1 – پاور پک همیشه می بایست در محلی نصب گردد که امکان بازدید آن به سادگی امکان پذیر باشد و بتوان به سادگی آن را از نظر مقدار روغن موجود ، دور موتور ، گرفتگی فیلترها ، تعویض روغن و یا کنترل و تعمیر دوره ای مورد بازدید قرار داد .

2 – با توجه به این که معمولاً از الکتروموتور جهت مولد حرکت دورانی استفاده می گردد ، رعایت اصول ایمنی کار با برق می بایست کاملا رعایت گردد.

3 – در صورتی که از پمپ های قابل نصب در خارج از مخزن استفاده گردد می بایست محل کوپلینگ موتور به پمپ به وسیله ی حفاظ ، محافظت گردد .

4 – از نزدیک شدن به قسمت موتور و کوپلینگ هنگامی که آستین ها و لبه ی لباس کار آزاد می باشد ، جداً خود داری گردد .

5 – ت روشن نمودن پاور پک ، اطمینان از مقدار روغن لازم موجود در مخزن ضروری می باشد .

6 – اطمینان از محکم بودن اتصالات قبل از روشن نمودن ابتدایی پاور پک ضروری می باشد .

7 – معمولاً اطراف مخزن روغن پس از نصب اولیه ی قطعات پاور پک روغنی و چرب می باشد ، قبل از هر اقدامی برای روشن نمودن و استارت پاور پک ، پاک کردن محوطه ی دور آن ضروری می باشد .

8 – هیچگاه و تحت هیچ شرایطی ، وقتی که سیستم روشن می باشد یا داخل لوله ها فشار ی باشد هیچ اتصالی را نباید باز کرد ، عدم رعایت این موضوع در بیش تر موارد خطرات جبران ناپذیری به همراه خواهد داشت .

9 – قبل از تخلیه ی مخززروغن مطمئن شوید که برق متصل به الکتروموتور و دیگر اجزای برقی از سیستم قطع گردیده است .

10 – باید توجه داشت که هرگز فشار بیش تر از حد تحمل فشارسنج مکانیکی به آن وارد نگردد و در طراحی حداقل 20 %الی 30 % فشار درج شده بر روی فشارسنج ، بیش تر از فشار سیستم انتخاب گردد .

عدم انتخاب و گزینش فشار سنج مناسب ، باعث عدم اطلاع از فشار صحیح تولید شده گردیده که این امر در بیش ترمواقع باعث بروز ضررهای سنگینی به سیستم می گردد .

مصرف کننده ها (عملگرها) در سیستم هیدرولیکی (1) :
هر سیستم قابل کنترل می بایست دارای چهار جزء اصلی در سیستم بوده تا بتوان آن سیستم را سیستمی قابل کنترل نام گذاری کرد .
اجزای هر سیستم قابل کنترل به شرح زیر می باشد :
1 – منبع (Source)
2 – لوازم ارتباطی (Connection Elements)
3 – لوازم کنترل (Control Accessories)
4 – مصرف کننده (Actuators)
در فصل های قبل بامنبع تولید فشار و اقسام لوازم ارتباطی آشنا شدید و دیدید که هریک به تنهایی قادر به عمل نبوده و فقط زمینه را جهت رسیدن به حرکت مورد نظر ما مهیا می کنند .
مصرف کننده ها در سیستم های هیدرولیکی وظیفه ی تبدیل انرژی تولید شده توسط سیال که به صورت فشار می باشد را به انرژی مکانیکی که در بیش تر موارد به صورت نیرو است را عهده دار میباشد که میزان این نیرو بستگی کامل به فشار و افت های در طول راه آن و میزان جریان برای مصرف کننده (عملگر) دارد به عبارتی راندمان اصلی مصرف کننده (عملگر) به آنها وابسته می باشد .

در مقایسه ی سیستم های هیدرولیکی نسبت به سیستم های مکانیکی موارد زیر قابل ذکر می باشد :
انتقال نیرو در سیستم های مکانیکی دارای اصطکاک و تبدیل انرژی مکانیکی به انرژی گرمایی می باشد .
در سیستم های مکانیکی چون فاصله ی منبع (الکتروموتور یا مولد حرکت دورانی) با مصرف کننده می بایست بسیار نزدیک باشد پس استفاده از لوازم ارتباطی مقرون به صرفه نمی باشد .
ولی در سیستم های هیدرولیکی با توجه به این که لوازم ارتباطی شیلنگ ها)دارای انعطاف بوده و به راحتی سیال تحت فشار را می توان منتقل نمود منبع (پاور پک) را می توان با فاصله ی معقولی از مصرف کننده دور قرار داد و به راحتی می توان چندین مصرف کننده را از یک منبع ، تغذیه نمود .
این امر طراحی را آسان تر نموده و هزینه ها را در بیش تر مواقع به صورت چشمگیری پایین می آورد .
در سیستم های هیدرولیکی مصرف کننده ها (عملگرها) به صورت کلی به دو دسته تقسیم می شوند :
1 – عملگرهای سیلندری 2 – عملگرهای دورانی
عملگرهای سیلندری :
عملگرهای سیلندری خود به دو دسته تقسیم می گردند :

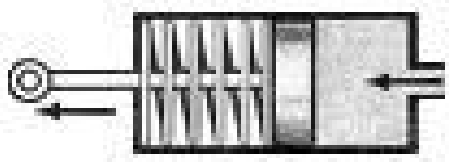
الف) عملگرهای سیلندری خطی
ب) عملگرهای سیلندری چرخشی با زاویه ی محدود رفت و برگشتی که به آن سیلندرهای **چرخشی** نیز گفته می شود .

عملگرهای سیلندری خطی که از این پس به عنوان سیلندرهای خطی در این کتاب ذکر خواهند گردید خود به انواع زیر تقسیم می گردند که عمده ی مصرف آن ها در جابه جایی های خطی ، اعمال نیرو به صورت پرسی و ضربه ای ، جهت جابه جایی بار و نگه داری نقطه ی (Clamp) و موارد مشابه می باشندکه بصورت کلی به دو دسته تقسیم می گردد .

1 – سیلندر خطی یک کاره یا یک طرفه(Single Acting Cylinder)
2 – سیلندر خطی دو کاره یا دو طرفه (Double Acting Cylinder)

سیلندرهای خطی یک کاره (یک طرفه) :

همان طور که از نام سیلندرهای خطی یک کاره مشخص می باشد این سیلندرها قادر می شند که فشار اعمال شده را با توجه به سطح مقطع پیستون خود فقط از یک طرف (رفت یا برگشت) اعمال نموده و برای برگشت به حالت اولیه ی خود از سه عامل اصلی می توانند کمک بگیرند .

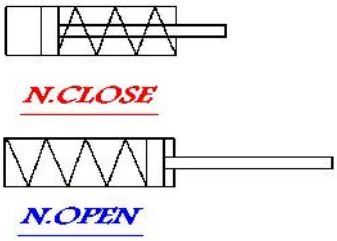


شکل (1_4)

الف- پس از برداشتن فشار از طرف اولیه ی اعمال شده به وسیله ی نیروی وزن با امداد از نیروی ثقل در صورتی که به صورت عمودی نصب گردیده باشند .
ب – توسط نیروی برگشت فنر که در داخل سیلندر تعبیه گردیده (در مواردی این نیرو می تواند توسط فنری که در خارج از سیستم نصب گردیده و به شافت سیلندر اعمال می گردد ، می تواند سیلندر را به حالت اولیه باز گرداند) .
ج – در موارد خاص با کمک از هوای فشرده

سیلندر یک کاره ی باز و بسته :

در سیلندرهای یک کاره ی باز و بسته می توان فنر را در قسمت جلوی پیستون یا عقب آن قرار داد . به صورت قراردادی هر گاه شافت سیلندر در حالت عادی بدون فشار هیدرولیکی بیرون باشد می گوییم که سیلندر همیشه باز یا در حالت (+) بوده و عکس آن هرگاه شافت سیلندر در حالت عادی بدون فشار هیدرولیکی داخل سیلندر باشد می گوییم سیلندر همیشه بسته یا در حالت (-) می باشد (به خاطر سپردن این مطلب بسیار مهم می باشد) .



شکل 4-2

ساختمان داخلی سیلندر یک کاره :

شکل ساختمان داخلی یک سیلندر یک کاره ی همیشه باز و همیشه بسته را نمایش می دهد . طول کورس سیلندرهای یک کاره به علت وجود فنر در جلو یا پشت پیستون محدود بوده و حداکثر کورس آن بین 75 الی 100 میلی متر در نظر گرفته می شود .

شایان ذکر است که با توجه به فشار بالایی که در سیستم های هیدرولیک اعمال می گردد لوازم آب بندی (در مبحث بعد از عملگرها به آن خواهیم پرداخت) از نظر جنس ، مورد مصرف و رعایت تلرانس های مجاز بسیار حائز اهمیت می باشد .

برای حفظ هر چه بیش تر آب بندها چه بر روی پیستون وچه جهت گلویی که با شافت در اصطکاک می باشد ، سطح داخلی سیلندرها و روی شافت ها می بایست کاملاً صیقلی در حد VVV و بالاتر از آن در نظر گرفته شود .

معمولاً تلرانس اعمال شده توسط کارخانه های تولید کننده ی لوله ی سیلندر ی H7 و H8 ی باشد که دانستن میزان تلرانس لوله جهت انتخاب لوازم آب بندی بسیار ضروری می باشد (کارخانه های تولید کننده ی لوله ی سیلندری موظف به اعلام میزان تلرانس لوله های خود می باشند) .

معمولاً جهت پرداخت کاری داخل سیلندر از روش های سنگ زدن برای طول های کوتاه ، هونینگ و رولربرنشینگ برای طول های بلند استفاده می گردد و جنس این گونه لوله ها برای سیلندرهای یک کاره و دوکاره ST52 BK + S بدون درز در نظر گرفته می شود .

در سیلندرهای یک طرفه که توسط فنر یا نیروی مکانیکی خارجی برگشت می نمایند ، آب بندی پیستون با بدنه ی لوله فقط از طرفی که فشار روغن اعمال می گردد ، ضروری می باشد .

با توجه به این که به طور عمومی این گونه سیلندرها فقط از یک طرف مورد استفاده قرار می گیرند در زمانی که سیلندر همیشه بسته است می توان قطر شافت را از حد استاندارد بزرگ تر انتخاب نمود که جهت تحمل نیروی منتج به کمانش ، برش و فشار تحمل بیش تری نماید .

شکل4_3

(نمایش سیلندر با قطر شافت بزرگ تر)

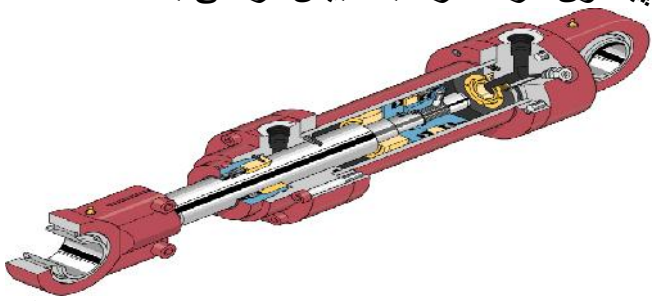
سیلندر دوکاره :

شکل ساختمان داخلی سیلندر دوکاره را نمایش می دهد .

همان طور که ملاحظه می کنید ساختمان سیلندر یک کاره از طرف اعمال فشار با ساختمان سیلندر دو کاره کاملاً شبیه می باشد .

در حقیقت این سیلندرها توانایی حرکت از هر دو طرف طبق طراحی انجام تعیین شده برای ها را دارا می باشند . در صورت عدم اعمال فشار از یک طرف برعکس سیلندرهای یک طرفه در جای خود باقی می مانند که نام دیگر این گونه سیلندرها ، سیلندرهای حافظه دار نیز می باشد .

لبق استاندارد قطر شافت این گونه سیلندرها به نسبت و با توجه به قطر لوله و پیستون دارای اندازه ی استاندارد می باشد و با توجه به این که شافت فضایی را در داخل محفظه ی سیلندر از یک طرف اشغال می نماید نیروی منتجه ی پشت پیستون از نیروی منتحه ی جلوی پیستون در فشار ثابت بیش تر می باشد .



شکل4_4

و چون فضای جلوی سیلندر به دلیل وجود همین شافت کمتر از فضای عقب سیلندر می باشد لذا سرعت برگشت همیشه بیش تر از سرعت رفت سیلندر می باشد که هرکدام در جای خود دارای محاسن ومعایبی است .

با توجه به این که میزان لقی بین سیلندر و لوازم آب بندی منفی می باشد ، بیش ترین فشار جهت حرکت ابتدایی و غلبه بر نیروی استاتیکی بوده و پس از حرکت و رسیدن به حالت حرکت مستقیم الخط یکنواخت نیروی دینامیکی که توسط فشار دینامیکی تأمین می گردد قریب به 0/9 فشار استاتیکی مورد نیاز اولیه می باشد .

برای جلوگیری از ضربه در ابتدا و انتها ی کورس از مکانیزمی درداخل سیلندر استفاده می گردد که به نام ضربه گیر (ترمز) معروف می باشد .

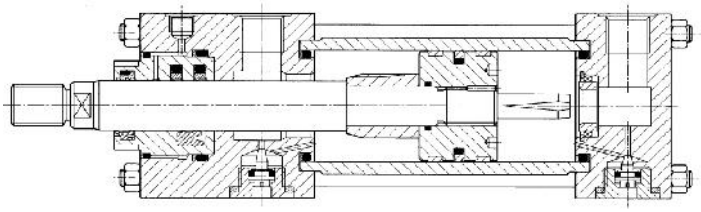
ترمز (ضربه گیر) :

همان طور که در شکل(4_5) مشاهده می کنید مکانیزم ضربه گیر داخل کفشک عقب و جلو ، برای جلوگیری از ضربه های انتهایی در هر طرف سیلندر استفاده می گردد .

مکانیزم عمل بدین صورت می باشد که زائده ای به دو طرف پیستون نصب می گردد که معمولاً طول این زائده جهت ترمز 25 میلی متر می باشد .

بل از رسیدن پیستون به انتهای کورس این زائده وارد محفظه ای در داخل کفشک گردیده و جلوی عبور آزاد روغن را می گیرد سپس روغن محبوس شده بین پیستون و کف کفشک عبور به عبور از مجرایی که میزان روغن عبوری از این مجرا توسط پیچ تنظیم قابل کنترل می باشد گردیده و سرعت در انتهای کورس به دلخواه کنترل می گردد .

در این گونه سیلندر ها با توجه با این که از هر طرف جهت ترمز نمودن حداقل 25 میلی متر کورس مورد نیاز می باشد .
طول کورس مورد استفاده می بایست بیش تر از 50 میلی متر باشد تا بتوان از مزیت ترمز استفاده کرد .



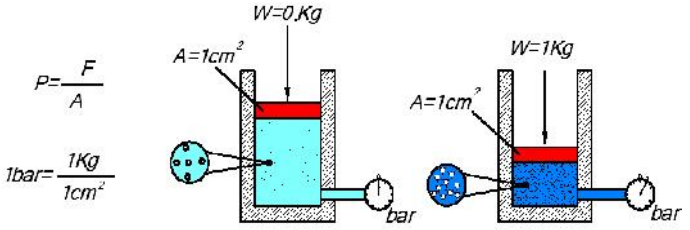
شکل 4_5

محاسبه ی نیروی سیلندر :
همان طور که گفته شد در سیستم های هیدرولیک فشار، حاصل نیروی اعمال شده بر سطح مقطع می باشد .

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

P=فشار بر حسب بار
A =سطح مقطع برحسب Cm^2
F= نیرو بر حسب Kg
با توجه به فرمول فوق و نتیجه ای که از آن می توان گرفت نیرو در سیستم های هیدرولیکی (فشار سیالی) حاصل فشار در سطح مقطع سیلندر می باشد .

$$F = P \times A$$



شکل 4_5

باید در نظر داشت که نیروی سیلندر های دو طرفه در رفت و برگشت با توجه به سطح مقطع شافت یکسان نبوده و همیشه نیروی برگشت به اندازه ی سطح مقطع شافت در فشار اعمال شده کم تر می باشد .

سرعت :
سرعت سیلندرهای دو طرفه را می توان از روش زیر به دست آورد :

$$\text{سرعت رفت (Cm / Sec)} = \frac{\text{جریان ورودی (} Cm^3 / Sec \text{)}}{\text{مساحت پیستون (} Cm^2 \text{)}}$$

$$\text{سرعت برگشت (Cm / Sec)} = \frac{\text{جریان ورودی (} Cm^3 / Sec \text{)}}{\text{مساحت پیستون (} Cm^2 \text{)}}$$

(Cm^2)مساحت پیستون منهای شافت

از فرمول فوق نتیجه می گیریم که چون مخرج در سرعت برگشت کم تر است پس اندازه ی **سرع**ت برگشت بیشتر می باشد یعنی سرعت برگشت بیش تر است .

سیلندرهای خاص :

دو نوع سیلندر پر مصرف نیز در سیستم های هیدرولیک می توان یافت که هر یک به دسته ی سیلندر های یک کاره و دو کاره تعلق دارند .

الف) سیلندرهای تلسکوبی :

این سیلندرها از نوع سیلندرهای یک کاره ی باشند که معمولاً با نیروی اعمال شده از طرف شافت به حالت اولیه برمی گردند . (شکل6_4)

و بیش تر در مکان هایی که محدودیتی از نظر فضای مورد مصرف وجود داشته باشد و بخواهیم در فضای کم از طول کورس زیاد استفاده کنیم از این نوع سیلندرها استفاده می گردد .

نیروی رفت در هر مقطع آن یکسان نبوده و هر چه به طرف سیلندر بالایی حرکت کند از نیروی سیلندر کاسته می شود .

ساختمان داخلی آن به گونه ای است که خود از چند سیلندر که تودر تو می باشد ، تشکیل یافته است .

شکل6_4

(یک عدد سیلندر تلسکوپی)

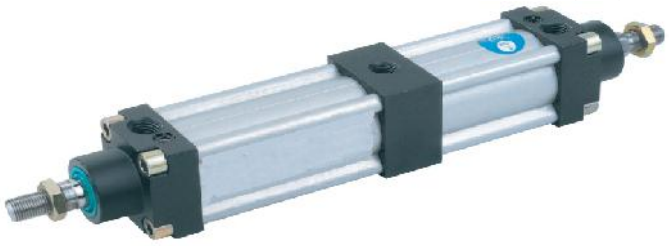
ب) سیلندر تاندوم :

سیلندر تاندوم از دسته ی سیلندرهای دوکاره بوده و بر عکس سیلندر تلسکوپی در مکان هایی استفاده می گردد که محدودیتی از نظر طول کورس نداشته و محدودیت فقط از نظر مکان نصب و قطر سیلندر وجود دارد .به وسیله ی این دسته از سیلندرها با توجه به این که چندین سیلندر دو طرفه در یک مجموعه می توانند توأم عمل کنند ، نیروی آن از نیروی یک سیلندر با همان قطر به مراتب بیش تر می باشد .

ولی به علت وجود شافت رابط داخل سیلندر (شکل) نیروی منتجه ی آن از جمع نیروهای تک تک سیلندرها کم تر است .

برای مثال اگر نیروی دو عدد سیلندر 100 Φ در فشار 60 بار 4710 کیلوگرم باشد جمع نیروی دو سیلندر 9420Kg می گردد ولی در صورتی که شافت رابط بین دو پیستون 30

میلی متر در نظر گرفته شده باشد نیروی سیلندر تاندوم 8996 کیلوگرم بوده که از جمع دو سیلندر به تنهایی 424 کیلوگرم کم تر می باشد .



شکل4_7
(سیلندر تاندوم)

طریقه ی نصب و مونتاژ سیلندرهای هیدرولیک :
معمولاً سیلندرهای هیدرولیک به چهار روش مونتاژ می گردند :
1 – سیستم پیچ و مهره ای (توسط میل نگه دارنده)
2 – سیستم سرو ته رزوه ای
3 – سیستم فلانچی
4 – سیستم یک طرف جوشی

سیستم پیچ و مهره ای (توسط میل نگه دارنده):
در این روش سر و ته سیلندر توسط حداقل چهار پیچ بلند که دو طرف آن در روی کفشک توسط مهره محکم می گردد (شکل) مونتاژ می شود.
آب بندی در این گونه سیلندرها از نوع متوسط بوده و با توجه به نیروی سیلندر که توسط فشار تولید می گردد ، می بایست محاسبه گردیده که قطر وتعداد پیچ ها بر اساس این فشار محاسبه و انتخاب می گردد .
در این روش سوراخ های ورودی و خروجی کاملاً روبه روی یکدیگر می باشند که با باز و بسته شدن (جهت تعمیرات)،سوراخ ها دوباره در همان مکان روبه روی یکدیگر قرار می گیرند .
برای طول های بلند سیلندر (بیش تر از 500 میلی متر) این روش توصیه نمی گردد .

شکل4_8
(سیلندر با چهار پیچ و مهره)

سیستم سرو ته رزوه ای سیلندر :

در این روش سروته سیلندر رزوه گردیده و کفشک های سر و ته به وسیله ی اورینگ آب بندپس از نصب ، عمل آب بندی را انجام می دهند.

معمولاً در این روش سر و ته سیلندر از جنس چدن داکتیل (خاکستری نرم) استفاده می شود .

طول کورس های بلند این روش مناسب بوده و امکان روبه روی هم نبودن سوراخ های ورودی و خروجی پس از چندین بار باز و بسته کردن ، می باشد .

شکل 4_9

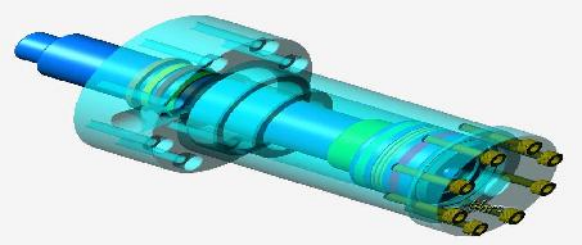
(سیلندر سروته پیچی)

سیستم فلانچی :

در این روش ابتدا پولک در دو طرف سیلندر کمی مانده به دو سر سیلندر (شکل) که قبلاً با کفشک های جلو و عقب سیلندر به صورت فلانچ سوراخ کاری گردیده است جوش کاری می گردد .

سپس دو سر سیلندر در جای خود قرار گرفته و توسط پیچ و مهره (می توان داخل سوراخ های دو عدد پولک را قلاویز نمود) به پولک ها نصب می گردند .

این روش از نظر تولید پر هزینه تر بوده ولی برای روبه روی هم قرار گرفتن سوراخ های ورودو خروج و طول کورس های بلند بسیار مناسب می باشد .

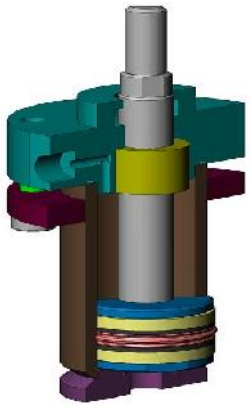


شکل4_10

سیستم یک طرف جوشی یا یک طرف فلانچی (پیچی) :

این روش متداول ترین روش جهت تولید سیلندر با هزینه ی مناسب و مطمئن می باشد (شکل) شیوه ی عمل به این گونه است که معمولاً ته سیلندر به لوله ی سیلندر به صورت کامل جوش کاری گردیده و کفشک جلوی سیلندر به صورت فلانچی مطابق با شکل فقط از یک طرف به صورت فلانچی نصب می گردد (در صورتی که سوراخ ورودی جلویی بر

ی بدنه سیلندر نصب گردد می توان از روش پیچی مطابق با شکل جهت کفشک جلو استفاده نمود) .
در این روش سوراخ های ورودی سر و ته رو به روی یکدیگر قرار گرفته ، برای طول های بلند بسیار مناسب بوده و مونتاژ به علت عدم نیاز به آب بندی ته سیلندر به نسبت آسان تر می باشد .



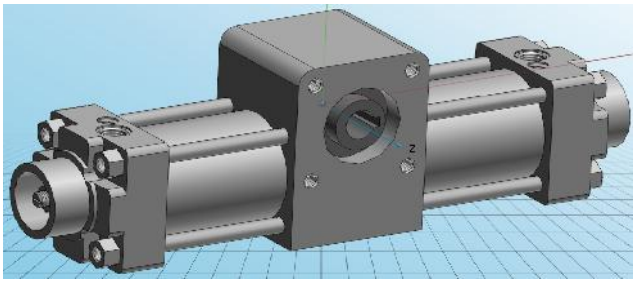
شکل 4_11

دوکاره ی دو شافته :
نوع دیگر از سیلندرهای خاصی که از دسته ی سیلندرهای دوکاره می باشد ، سیلندر دو کاره ی دو شافته می باشد .
این گونه سیلندرها (شکل) با توجه به این که دارای دو شافت در دو طرف سیلندر می باشند ، نیرو و سرعت رفت و برگشت در سیلندر ثابت می باشد و معمولاً جهت کارهایی که می بایست از دو طرف سیلندر (مانند دو سیلندریکسان) با نیرو و سرعت یکسان استفاده گردد مورد مصرف دارد .

شکل4_12
(سیلندر دوکاره ی دوشافته)

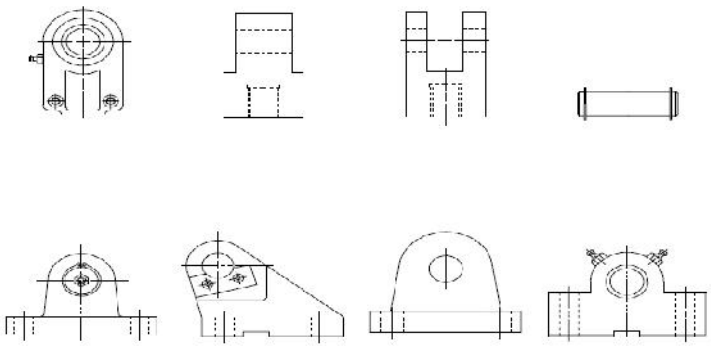
سیلندر چرخشی با زاویه ی محدود :
اگر بر روی شافت سیلندر یک کاره یا دو کاره ای (شکل) دنده شانه ای قرار دهیم و این دنده شانه ای را به چرخ دنده ای متصل کنیم هر بار که این سیلندر به عقب و جلو حرکت نماید ، چرخ دنده حول محور خود حرکت کرده و چرخشی می نماید .حال اگر به وسط این چرخ دنده ، بازویی نصب نماییم از این حرکت چرخشی برای حرکت به چپ و راست می

تـوسـتفاده نمـاییم .در حقیقـت نیـروی بـازویی (ممـان) را تبـدیل بـه نیـروی چرخشـی (ترک)نموده ایم .
این سیلندر محدودیت در چرخش داشته و می بایست با حرکت به چپ مجدداً بـه طرف راست رخیده و سپس بتوان به طرف دیگر چرخانده و از چرخش آن استفاده نمود .که معمولاً برای باز و بسته کردن شیرهای Ball Valve یا Butter Fly Valve با دریچه های مختلف و در بعضی مواقع برای چرخاندن ستون های جرثقال که بر روی وسایل نقلیه نصب می شودو یا باز و بسته نمودن دریچه های سیلو و ... از این سیلندرها استفاده می گردد .با توجه به این که معمولاً از دو پیستون در دو طرف دنده شانه استفاده می گردد ، نیروی رفت و برگشت همیشه یکسان می باشد .



شکل4_13

در شکل 4_14 روش های مختلف نصب سیلندر به بدنه ی دستگاه را مشاهده می نمایید .
(به لوازم نصب سیلندر به محل مورد نظر لوازم اتصال بدنه ی سیلندر یا Braket می گویند)



شکل4_14

سرعت های هیدرولیکی
سرعت سیلندرهای هیدرولیکی به دو عامل زیر وابسته می باشد :
1 – مقاومت سیلندر
2 – میزان جریان ورودی و خروجی از سیلندر

مقاومت سیلندر :

مقاومت سیلندربه عواملی نظیر حرکت ابتدایی ، اصطکاک میان پیستون و سیلندر ، اصطکاک میان شافت و گلویی ، اصطکاک میان شافت و بوش راهنما و انبساط پیستون بر اثر زیاد گرم شدن روغن بستگی دارد.

میزان جریان ورودی و خروجی سیلندر :

میزان جریان ورودی به سیلندر بستگی به میزان دبی پمپ ، تعداد اتصالات میان راهی ، مقاومت اصطکاکی داخل لوله ها و لوازم کنترل و همچنین میزان خروج آزاد روغن از طرف مقابل سیلندر را دارد .

عملگرهای دورانی (مصرف کننده های دورانی Rotare Actuators):

ر طراحی ها معمولاً جهت چرخاندن قطعه یا به حرکت در آوردن مکانیزمی مثلاً در دستگاه های تزریق پلاستیکی جهت جلوبردن ماردون تزریق یا در سیستم های خود کششی جهت چرخاندن چرخ های یک خودرو نظیر تانک یا دستگاه های راه سازی ، مجبور به استفاده از ابزاری می گردیم که بتواند این مهم را برای ما انجام دهد که این گونه ابزار را عملگر های دورانی بدون محدودیت در چرخش می نامند که از این پس به نام عملگرهای چرخشی نام خواهیم برد .

عملگرهای چرخشی از نظر مکانیزم داخلی با اندکی تفاوت مانند پمپ های هیدرولیکی و عکس عمل آن می باشند که اگر از طرف محور خروجی به مولدی دورانی نصب گردند می توانند مانند یک پمپ عمل نمایند ولی قبل از استفاده به عنوان پمپ می بایست به توصیه های سازنده در مورد امکان استفاده مانند پمپ توجه گردد .

به صورت کلی از نظر شکل ظاهری مجرای ورودی پمپ ها همیشه بزرگ تر از مجرای خروجی پمپ می باشد ولی در عملگرهای چرخشی (هیدروموتورها) (1 مجرای ورودی و خروجی معمولاًبا یکدیگر برابر می باشند

هر سازنده با توجه به نوع انتظار از عملکرد این گونه موتورها آن را به صورت قابل چرخشی در یک طرف که چرخش سمت راست را هم جهت

(1) به عملگرهای چرخشی ، هیدروموتور (Hydro Motor) نیز می گویند .

با چرخش عقربه های ساعت و چرخش سمت چپ را خلاف عقربه های ساعت یا به صورت قابل چرخشی در دو طرف (چپ و راست) تولید می نمایند که در طراحی و استفاده از این گونه هیدروموتورها توجه به این موضوع بسیار قابل اهمیت می باشد .(1)

شکل 4_15

(1) اکثر قریب به اتفاق هیدروموتورها توانایی چرخش به چپ و راست را دارا می باشند .

به طور کلی عملگرهای هیدرولیکی (هیدروموتورها) به پنج دسته ی اصلی تقسیم می گردند : (2)

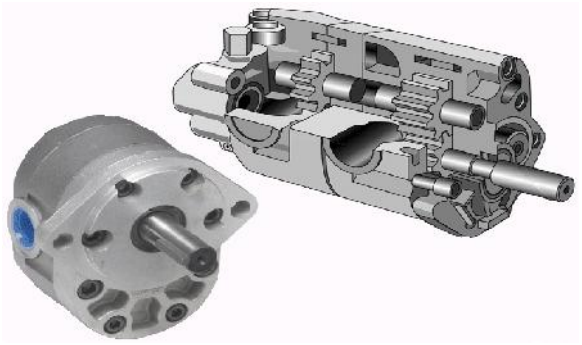
1 – هیدروموتورهای دنده ای
2 – هیدروموتورهای پره ای
3 – هیدروموتورهای ژ یرتور
4 – هیدروموتورهای پیستونی
5 – هیدروموتورهای شعاعی

شکل 4_16

(2) در این کتاب فقط به معرفی و طریقه ی عملکرد این گونه هیدروموتورها می پردازیم و محاسبات آن ها در سطح این کتاب نمی باشد.

هیدروموتورهای دنده ای :

مکانیزم و ساختمان داخلی این گونه هیدروموتورها شبیه به پمپ های دنده ای بوده و سرعت دورانی این گونه پمپ ها بستگی مستقیم به میزان حجم ورودی سیال (روغن) داشته و با تغییر در میزان این جریان سرعت آن تغییر پیدا می کند . (جهت کنترل سرعت چرخش از این امکان می توان استفاده نمود)



شکل 4_17

هر چه سطح مقطع دنده ها بزرگ تر باشد یا به عبارتی دنده ها بزرگ تر باشد ، نیروی گشتاور موتور بیش تر گردیده و سرعت آن کم می گردد که عکس این عمل نیز صادق می باشد .

شکل 4_18 نوع عملکرد این گونه موتورها را نمایش می دهد . معمولاً سازندگان این گونه هیدروموتورها ، سمت چرخش این گونه وسایل را در جهت چپ و راست به صورت توأم تولید می نمایند .

شکل4_18

این گونه هیدروموتورها با توجه به قیمت مناسب و استهلاک کم ، بیش ترین مورد مصرف را در صنعت به خود اختصاص داده است .

این گونه هیدروموتورها در توان های مختلف (توان های هیدروموتورها را برحسب HP اسب بخار یا Kw کیلو وات می سنجند) در دسترس می باشد .

معمولاً حداکثر چرخش برحسب دور بر دقیقه ی این گونه هیدروموتورها 1000 RPMبوده که جهت تبدیل به نیروهای بیش تر ، شافت خروجی این گونه هیدروموتورها مستقیماً به گیربکس های کاهش دهنده ی سرعت و افزاینده ی قدرت نصب و از خروجی گیربکس جهت حرکت های چرخشی مورد نظر استفاده می گردد .

در صورتی که بخواهیم بالانس هیدرولیکی از نظر فشار در یک هیدروموتور ایجاد گردد معمولاً مسیری از قسمت خروجی به قسمت ورودی باز نموده که بدین وسیله نیروهای فشار ی قسمت کم فشار و پر فشار را در مقابل یکدیگر قرار داده که توسط آن بالانس هیدرولیکی ایجاد می نماییم و می توانیم سرعت و قدرت یکنواخت ایجاد کنیم . (شکل4_19)

شکل4_19

هیدروموتورهای پره ای :
عملکرد این گونه هیدروموتورها (شکل 4_20) تا حدود بسیار زیادی مشابه ی پمپ های پره ای می باشد که صفحه ای دارای چندین شیار
(با توجه به نوع طراحی سازنده ی تعداد شیارها مشخص می گردد) که داخل هر شیار تیغه هایی (Blads) که در پشت آن ها فنر هایی جهت هدایت تیغه ها همیشه به سمت بیرون به صورت خارج از مرکز داخل محفظه ای نصب گردیده است ، می باشد .

شکل 4_20

در هنگام ورود سیال از مجرای ورودی سیال تیغه ها را حول محور صفحه حرکت داده و چه صفحه در محفظه ای که خارج از مرکز با صفحه می باشد ، چرخش می نماید نیروی بیش تری به پره ها وارد گردیده و موجب چرخش سریع تر می گردد .

شکل4_21

این گونه هیدروموتورها معمولاً فقط به یک سمت (در جهت عقربه های ساعت و یا خلاف آن) تولید می گردند و در صورتی که بخواهیم از دو طرف استفاده نماییم برای حفظ لوازم آب بندی می بایست به توصیه های سازنده ی آن توجه نماییم .

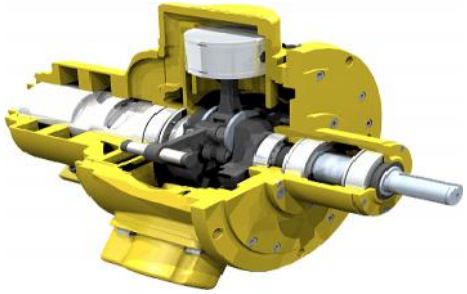
هیدروموتورهای ژیرتور :
عملکرد این گونه هیدروموتورها به گونه ای است که (به صورت تئوری)دو چرخ دنده به صورت خارج از مرکز داخل یکدیگر درگیر شده که ابتدا سیال ورودی وارد گردیده و موجبات چرخش شافت متصل به چرخ دنده ی داخلی را ایجاد می نماید .

شکل4_22

با توجه به این که گشتاور تولیدشده ی دنده ی داخلی نسبت به دنده ی خارجی دارای تغییرات کم تری می باشد ، این گونه هیدروموتورها را برای سرعت پایین مناسب‌نموده که از مشخصات این گونه هیدروموتورها گشتاور نسبتاً بالا و سرعت پایین بوده که در انتخاب و جایگزینی در مدارهای مورد نظر می بایست مورد توجه قرار بگیرد .

شکل 4_23

هیدروموتورهای پیستونی :
این هیدروموتورها به دودسته ی الف) هیدروموتورهای پیستونی با جابه جایی ثابت ب) هیدروموتورهای پیستونی با جابه جایی متغیرتقسیم می شوند .



شکل 4_25

الف) هیدروموتورهای پیستونی با جابه جایی ثابت :
ساختمان داخلی این گونه هیدروموتورها به گونه ای است که تعدادی پیستون (معمولاً تعداد پیستون ها فرد می باشد) بر روی بلوک سیلندر نصب گردیده میزان گشتاور به وسیله ی نیروی فشار سیال روی انتهای پیستون ها که به صورت رفت و برگشت بر روی صفحه که با زاویه ای زیر آن نصب گردیده وارد شده و موجب چرخش بلوک سیلندر می گردد.
این گشتاور همیشه به نسبت زاویه ی صفحه ی زاویه دار تغییر می یابد.
درشکل (4_26) عملکرد پیستون ها و صفحه ی زاویه دار نشان داده شده است .

این هیدروموتورها دارای گشتاور های بالا (توان خروجی بالا) و سرعت حداکثر 5000 RPM و همچنین شتاب اولیه ی بالا با عمر نسبتاً بالا که به نسبت قیمت بالای آن قابل توجیه اقتصادی می باشد ، طراحی و ساخته می شوند .

افزایش تعداد پیستون ها در این هیدروموتورها باعث بالا رفتن گشتاور و کم شدن سرعت و همچنین نرم ویکنواخت شدن سرعت می گردد .
با توجه به این که ساختمان داخلی این گونه هیدروموتورها نسبتاً پیچیده و دقیق می باشد جهت باز و تعمیر نمودن آن ، گذراندن دوره های مخصوص لازم به نظر می آید .
از قابلیت های بارز این گونه هیدروموتورها ، امکان چرخش هیدروموتورها در دو سمت چپ و راست با تعویض جریان عبوری سیال به راحتی امکان پذیر می باشد .
معمولاً دراین گونه هیدروموتورها ، تعداد پیستون ها 9 عدد بوده که بر روی صفحه ی زاویه دار با زاویه ی 15 درجه حرکت می نمایند .

ب) هیدرو موتورهای پیستونی با جابه جایی متغیر (Proprtional) :
عملکرد این گونه هیدروموتورها دقیقاً مطابق با هیدروموتورهای پیستونی با جابه جایی ثابت بوده با این تفاوت که امکان تغییر زاویه ی صفحه ی زاویه دار زیر پیستون ها وجود دارد که این زاویه معمولاً با تلرانس 30 درجه (15 + تا 15 – درجه) نسبت به سطح افق قابل تغییر می باشد .

با تغییر زاویه ی صفحه ی زاویه دار ، امکان تغییر سرعت که معمولاً این سرعت قابل کنترل تا حداکثر دور هیدروموتور یعنی 5000 RPM می باشد وجود دارد که همیشه این چرخش با گشتاوری پایدار و قابل اطمینان که شتاب بسیار خوبی را به همراه دارد و امکان تغییر جهت از چپ به راست را برخوردار و در دسترس می باشند .

شکل4_28

نصب انواع سیلندر با توجه به موقعیت مکانی نصب آن ها :
سیلندر های خطی به اشکال مختلف قابل نصب بر روی ماشین آلات و دستگاه های مختلف می باشد که با توجه به حرکت مجاز به وسیله ی لوازم مخصوص که به آن ها لوازم اتصال سیلندر (Bracket) براکت می گویند ، قابل نصب می باشد .
شکل نحوه ی نصب بعضی از سیلندرها با توجه به موقعیت قابل نصب را نمایش می دهد .
معمولاً سیلندرهای یک کاره ی برگشت فنر با حداکثر طول کورس 75 الی 100 میلی متر تولید می گردند . وطول کورس سیلندرهای هیدرولیکی دوکاره به صورت عمومی از 2000 میلی متر تجاوز نمی نماید .
رعایت قطر شافت مورد مصرف نسبت به طول کورس حائز اهمیت می باشد .
معمولاً برای طول کورس های بالا با توجه به نیروی وارده به شافت که باعث خمش و کمانش شافت می گردد توصیه هایی از طرف تولید کنندگان این گونه سیلندرها اعلام می گردد .
در شکل نحوه ی به دست آوردن قطر شافت بر اساس نیروی وارده به شافت قابل محاسبه می باشد .
در سیستم های هیدرولیکی یک سیلندر از نظر قدرت به دو صورت قابل بررسی می باشد :
الف – در یک سیستم سیلندر وجود دارد و می بایست نیروی آن محاسبه گردد .
ب – جهت یک سیستم و حرکت مجبور به طراحی سیلندر هیدرولیکی بوده که براساس نیروی مورد نیاز می بایست مشخصات سیلندر که مهم ترین آن ها قطر پیستون می باشد مشخص گردد .

الف – در سیستمی که سیلندر وجود دارد :
اگر در سیستمی سیلندر وجود داشت ابتدا قطر پیستون سیلندر را به دست آورده سپس از گیج نصب شده بر روی پاور پک میزان حداکثر فشار را به دست می آوریم .
سپس با استفاده ازقانون فشار $P = F / A$ مقدار نیرو را از فرمول $F = P \times A$ محاسبه می کنند .

مثل :

در سیستمی قطر سیلندر مصرف شده را 200 میلی متر به دست آورده ایم . پس از بررسی فشار موجود در سیستم ،حداکثر فشار اعمال شده به سیستم 60 بار بوده است . می خواهیم نیروی به دست آمده در سیلندر را در زمان رفت و همچنین با شافت قطر 50 میلی متر در زمان برگشت محاسبه نمایید:

$$D = 200mm = 20Cm$$

$$A = \frac{D^2 \times Л}{4} = \frac{20^2 \times Л}{4} = 314 \ Cm^2$$

$$F = P \times A \square \quad F = 60 \times 3/14 = 18840 \ Kg$$ نیروی رفت

$$A' = \frac{D^2 \times Л}{4} = \frac{5^2 \times Л}{4} = 19/625$$

$$F = P \times A \square \quad F = 60 \times 19/625 = 1177/5 \ Kg$$

نیروی کم شده توسط شافت

نیروی برگشت $18840 - 1177/5 = 17662/5$

باید توجه داشت که این نیرو ی رفت و برگشت نیروی تئوری محاسبه شده می باشد و برای رسیدن به نیروی واقعی تولید شده می بایست میزان اصطکاک اعمال شده بر سیلندر نیز محاسبه گردد .

همان طورکه در ابتدای فصل گفته شد این اصطکاک با توجه به صافی سطح ، میزان گرمای روغن ، اصطکاک بین پیستون و لوله ی سیلندر و دیگر عوامل ذکر شده از 3 الی 20 در صد متغیر می باشد که سازندگان سیلندرهای هیدرولیکی موظف به اعلام ضریب اصطکاک موجود در سیلندرهای تولیدی خود می باشند .

برای مثال اگر در مورد فوق اصطکاک 10 % در نظر گرفته شود می توان نتیجه را در عدد 10 ضرب نموده سپس بر عدد 100 تقسیم و عدد به دست آمده را از نتیجه ی محاسبه ی اولیه کسر نماییم . یا این که نتیجه ی محاسبه ی اولیه را در عدد 9 / 0 ضرب نماییم .

نیروی رفت $18840 \times 0/9 = 16956 \ Kg$

نیروز برگشت $17662/5 \times 0/9 = 15896/25 \ Kg$

ب – در سیستمی که می خواهیم طراحی نماییم :

جهت طراحی یک سیلندر برای هر دستگاهی پس از آن که بر اساس نیروی مورد نظر با توجه به فشاری که در سیستم طراحی می گردد ، قطر پیستون را محاسبه می نمایند . جهت مینان از این محاسبه قطر پیستون را در عددی که به آن ضریب اطمینان اتلاق می گردد و محدوده ی آن با توجه به نتیجه ای که می خواهیم از سیستم و عملکرد آن داشته باشیم می باشد ، مثلاً سیستم به صورت مداوم در حال کار می باشد یا این که تعداد سیکل کاری و نیروهای جانبی وارد به عملگر (سیلندر) چه قدر می باشد ، قطر پیستون را در محدوده ی عددی بین 2 / 1 الی 6 /1 ضرب می نماییم .

وجه داشت که بزرگ نمودن پیستون (از طریق ضرب در ضریب اطمینان) به صورت تجربی بوده و جهت خنثی نمودن نیروهای اصطکاکی و نیروهای جانبی وارده می باشد .

تمرین :

برای سیستمی می خواهیم سیلندری انتخاب نماییم که بتواند 5000 کیلوگرم نیرو ایجاد نماید . ابتدا طبق فرمول قطر مورد نظر را به دست می آوریم با فرض این که فشار قابل دسترس 100 بار باشد .

$$P = F/A \quad \square \quad A = F/P \quad \square \quad A = 5000 : 100 = 50$$

$$500 : 3 / 14 = 15 / 923$$

$$15 / 923 \times 4 = 63 / 692$$

$$D^2 = 63 / 692 \quad \square \quad D \approx 8 \text{ Cm}$$

حال با ضرب نمودن این عدد در ضریب اطمینان 25 / 1 به عدد 10 Cm که قطر پیستون ما می باشد می رسیم .

توجه :

ضرب نمودن یک قطر به دست آمده مثلاً در 2 / 1 یعنی 20 % به قطر اضافه نموده ایم و در 4 / 1 یعنی 40 % به قطر اضافه نموده ایم که برای مورد فوق 25 درصد به قطر به دست آمده اضافه شده است .