عنوان:

پرس هیدرولیکی

نگارنده:

سید علیرضا بیداد

پروژه دات کام

www.Prozhe.com

www.Prozhe.com

تابستان 95

Contents

پرس 4

تناژ پرس: 5

انواع پرس 5

کاربرد پرس هیدرولیک: 5

تعیین فشار کاري سیستم 6

اجزای اصلی ساختمان پرس : 7

تاج پرس (crown) 7

بدنه 7

مجموعه محرک : 7

مجموعه پلانجرها و گاید ها 7

ضربه زن یا اسلاید(slide or ram) 8

سیستم تنظیم اسلاید(اینچ): 8

بالانسور 8

سیستم اضافه بار over load : 8

سیستم راهنما Gids : 9

ستونهای جانبی (up rights) 9

صفحه پرس یا بولستر(Bolster) 9

بالشتک کششی (cushion) 10

تنه پرس: 10

سیستم محرکه پرسها : 10

کاربرد عملی پرسهای هیدرولیکی : 11

اجزاء اصلي سيستم هيدروليك پرس 12

نحوه انتخاب سيلندرهاي هيدروليك 12

1-حداكثر فشار كاري سيستم 12

www.Prozhe.com

2-قطر پيستون و ميله پيستون 13
3-نسبت سطح 15
4-حداكثر نيروي سيلندر 16
5-طول كورس سيلندر 17
6-حداكثر سرعت سيلندر 18
7-نحوه نصب سيلندر 18
8- وجود ضربه گير 19
9- نوع و كاربرد سيلندر 19
فرمولهاي محاسباتي مربوط به سيلندرها 20
نحوه انتخاب پمپهاي هيدروليك 22
1-قطر دهانه هاي پمپ 24
2-فشار كاري در خروجي پمپ 24
3-فشار كاري در ورودي پمپ 24
4-سرعت دوران پمپ 25
5-حجم جابجايي روغن 25
6-دبي موثر 25
7-توان موتور راننده پمپ 25
8-دماي كاري روغن 26
9-درجه ويسكوزيته 26
10-فيلتراسيون 26
فرمولهاي محاسباتي مربوط به پمپ ها 26
شيرهاي هيدروليك 27
1- شيرهاي قطع و وصل 27
2- شيرهاي كنترل فشار 28
2-1) شير محدود كننده فشار 28
2-2)شير كاهش دهنده فشار (رگولاتور فشار) 28
2-3) شير تابع فشار 28
3- شيرهاي راه دهنده 29
4- شيرهاي يكسو كننده 29

www.Prozhe.com

5- شيرهاي كنترل شدت جريان 29
تعيين ميزان افت فشار در لوله و نوع جريان 35
1- افت فشار در اثر اصطكاك 35
2- ويسكوزيته 36
3- محاسبه عدد رينولدز 37
4- عوامل موثر در افت فشار 39
تعيين سايز لوله در سيستمهاي هيدروليك 41
عوامل موثر در تعيين سايز لوله 42
1- محاسبه قطر داخلي لوله 43
سرعت جريان روغن در لوله ها 45
اندازه هاي استاندارد قطر داخلي لوله ها 45
2- تعيين جنس لوله 46
محاسبه ضخامت ديواره لوله هاي تحت فشار 47
مراحل تعيين سايز لوله 49
a) خطوط مكش و برگشت 49
b) خطوط تحت فشار 49

www.Prozhe.com

پرس

پرس ابزار مهمی در صنعت است که کار آن فشردن است و فرایندهای زیادی انجام می دهد :

برشکاری ، سوراخکاری ، خم کاری و فرم دادن ورق های نازک و ضخیم فلزی تولید ،مقاطع فلزی مثل پروفیل آلومینیوم ، تولید قطعات آهنگری شده(فورج) مثل پیچ و مهره ، شاتون ، پیستون ، سکه و... ، تولید بتن مستحکم ، فشردن ضایعات فلزی و غیر فلزی ، (MDF) صفحات چوب مصنوعی آبگیری و روغن گیری در صنعت شیمیایی (فیلتر پرس)

پرس هیدرولیک مکانیزمی هیدرولیکی برای به کار بستن نیروی بالا رونده یا فشاری زیاد می باشد و معمول ترین و کارآمد ترین نوع از پرس های مدرن می باشند. پرس هیدرولیک بر اساس اصل پاسکال کار می کند: فشار در سراسر یک سیستم بسته یکسان است.

این ماشین توسط مخترعی انگلیسی به نام ژوزف براما در سال 1874اختراع شد. به همین دلیل در برخی کشورها به نام پرس براما Bramah شناخته می شود.

پرس های هیدرولیک نیروی خود را از حرکت یک پیستون در داخل یک سیلندر به دست می آورند. این حرکت زمانی ایجاد می شود که یک سیال تحت فشار توسط یک پیستون بزرگ وارد محفظه سیلندر می شود. وضعیت سیال توسط پمپ و شیرهایی جهت افزایش، کاهش و یا حفظ فشار به صورت مورد نیاز درآمده و می تواند نیروی لازم برای به حرکت درآوردن پیستون کوچک تر را فراهم کند.

پرس های هیدرولیک قادرند تناژ کامل خود را در هر وضعیتی از حرکت سیلندرها به قطعه کار اعمال نمایند. همچنین طول حرکت سیلندرها را می توان در هر حدی از مسیر حرکت محدود ساخت. این در حالی است که در پرس های مکانیکی تناژ کامل را تنها در انتهای مسیر حرکت ضربه زدن می توان کسب نمود. همچنین مسیر حرکت ضربه زدن در این پرس ها ثابت است.

ویژگی های پرس های هیدرولیک را به صورت زیر می توان خلاصه نمود:

1- تغییر و تنظیم سرعت کورس در حالت ایجاد نیروی ثابت

2- تنظیم نیروی وارده به مقدار مورد نیاز

3- اندازه گیری و کنترل نیروی وارده طی فاصله کورس

تناژ پرس:

تناژ یک پرس هیدرولیکی عبارت است از حداکثر نیرویی که سیلندر اصلی آن می تواند به قطعه کار اعمال نماید. معمولا برای تعیین تناژ مورد نیاز پرس باید روی رفتار قطعه کار و فرآیند اعمالی روی آن مطالعه نمود. برای مثال در برش کاری ورق، جنس آن و سطح برش نقش مهمی را در حداکثر نیروی لازم برش کاری بازی می کنند. در پرس کمپاکت پودر، نوع پودر، چگالی و استحکام نهایی قطعه فاکتورهای مهم تعیین کننده حداکثر نیروی مورد نیاز می باشند.

انواع پرس

ضربه ای ، پنوماتیک ، وزنه ای ، وکیوم، پیچی و هیدرولیک

کاربرد پرس هیدرولیک:

تولیدکنندگان در صنایع مختلف از پرس هیدرولیک برای شکل دادن محصولات، قالب گیری، پرس کردن، پانچ کردن و... استفاده می کنند. پرس هیدرولیک به کاربران اجازه کنترل نیروی مورد نیازی که باید روی ماده جهت قالب گیری، پرس، پانچ و... اعمال شود را می دهد. پرس هیدرولیک نقش بسیار مهمی را در فرآیند ساخت فلزات بازی می کند چون کارهای تکراری و سخت را با حرکات خیلی نرم و روان و با سرعت دلخواه انجام می دهد.

پرس هیدرولیک به دلایل زیر خیلی مهم است:

www.Proze.com

- در تمام مسیر حرکت پیستون فشار یکنواختی دارد .
- در هر قسمت مسیر حرکت قابلیت ایست دارد .
- با هر ظرفیتی قابل تولید است .
- بازده آن بالاست و می توان با اتصال به آکومولاتور نیروی آنرا ذخیره کرد .
- قدرت آن را می توان با تنظیم سویچ فشارکاهش داد و روی فشار خاصی تنظیم کرد .
- با استفاده از سنسور فشار می توان منحنی فشار - مکان جا زدن اشیاء را نمایش داد که در تحلیل صلبیت ، بسیار مهم است (.مانند جا زدن چرخ قطار به شفت)
- هنگام کار صدای نسبتاً کمی دارد .
- نیروی آن به زمین زیر دستگاه منتقل نمی شود و به فونداسیون سنگین احتیاجی ندارد .
- عمر قطعات آن زیاد است .
- خطر آن از پرس های ضربه ای و پنوماتیک کمتر است.

تعيين فشار كاري سيستم

براي تعيين سطح فشار در يك سيستم هيدروليك بايد در نظر داشت كه با بالا بردن فشار ميتوان از المانهاي هيدروليكي كوچكتري براي رسيدن به تناژ مورد نظر، استفاده نمود. همچنين قطر لوله ها را ميتوان كوچكتر انتخاب نمود. در نتيجه، هزينه ساخت پرس كاهش مي يابد. از طرف ديگر با افزايش فشار، روغن در سيستم زودتر داغ ميكند، نشتي ها بيشتر و اصطكاك و سايش نيز افزايش مي يابد. در نتيجه فاصله انجام سرويس ها بايد كوتاهتر شود. همچنين نويز و پيكهاي فشاري نيز افزايش يافته و خواص مطلوب ديناميكي سيستم كاهش مي يابد.

در مجموع پس از برآوردهاي اوليه نوع كاركرد پرس، براي دستيابي به يك شرايط مطلوب كاري انتخاب يكي از فشارهاي 160, 100 يا 200 bar معمول ميباشد.

اجزای اصلی ساختمان پرس :

تاج پرس Crown

ضربه زن Slide

ستونهای کناری پرس up right

میله های نگهدارنده استحکامی پرس tie rod

صفحه پرس bolster

بالشتک کششی cushion

بسترbed

تاج پرس (crown)

همانطور که از نام آن مشخص است تاج فوقانی ترین و مهمترین قسمت پرس است که خود شامل اجزای زیر می باشد :

بدنه : بدنه تاج یا بصورت چدن ریخته گری یک تکه می باشد و یا از صفحه های فولادی که بهم جوش شده اند تشکیل شده است .

مجموعه محرک : شامل موتور اصلی از نوع DC مجهز به فن خنک کننده – شفت اصلی – چرخها – لینک ها و فلایویل میباشد.

مجموعه پلانجرها و گاید ها : پلانجرها (شاتونها)میله های رابط بین اجزای محرک (لینک ها) و اسلاید هستند. برای اینکه حرکت پلانجرها حالت پاندولی نداشته و کاملا بصورت رفت و برگشتی حرکت را منتقل کنند آنها را از درون گاید (راهنما) عبور میدهند.

www.Prozhe.com

ضربه زن یا اسلاید(slide or ram)

ضربه زن از قسمتهای زیر تشکیل شده است :

سیستم تنظیم اسلاید(اینچ): اتصال پلانجر به اسلاید از طریق سیستم تنظیم اسلاید انجام می شود . با توجه به اینکه قالب های مورد استفاده برای هر پرس از نظر ارتفاع و سایر ابعاد متفاوت هستند لازم است که اسلاید در فواصل متغییری نسبت به زیر تاج و همینطور نسبت به بالای بولستر تنظیم شود . بدیهی است که اگر این فواصل درست تنظیم نشوند در کار پرس اختلال بوجود می آید . بدین صورت اگر فاصله بین اسلاید و بولستر بیش از ارتفاع قالب باشد در هنگام کار کردن پرس دو کفه قالب بهم نمی رسد و عمل کشش و یا برش زدن قبل از رسیدن اسلاید به نقطه مرگ پایین دو کفه قالب بهم میرسند که این حالت هم باعث آسیب دیدن قالبمیشود و هم باعث میشود که پرس قفل کند .

بالانسور : وظیفه بالانسور در پرس تحمل وزن اسلاید و قالب بسته شده بر روی آن و کمک به بالا رفتن اسلاید و نهایتا تامین یک حرکت عمودی نرم و روان برای اسلاید می باشد که همه این کارها با کمک فشار هوا صورت می گیرد . از آنجا که بر روی پرس قالبهای مختلفی بسته می شود که وزنهای مختلفی دارند لذا باید فشار هوا متناسب با وزن قالب تنظیم شود . این کار به کمک رگلاتورهای تنظیم جریان هوا انجام می شود که در مسیر خط لوله هوای ورودی به تانک نصب شده اند.

تعداد بالانسورها بستگی به تناژ و سایز پرس دارد و میتواند برای هر اسلاید دو یا چهار عدد باشد . بعنوان مثال در پرس 1300 تن برای اسلاید داخلی و خارجی هر کدام چهار بالانسور در نظر گرفته شده است .

سیستم اضافه بار over load :

یک سیستم محافظتی برای جلوگیری از قفل شدن می باشد که پرسهای قدیمی فاقد آن میباشند .

این سیستم هیدرولیکی جهت جلوگیری از over load بکار میرود . سیلندر هیدرولیکی سیستم تنظیم اسلاید به یک شیر اطمینان مجهز شده است که باعث میشود فشار هیدرولیکی در هنگام وقوع over load کاهش یابد . فشار هیدرولیکی توسط یک پمپ هیدرولیکی ایجاد می شود که این فشار توسط یک فشار سنج که در روی اسلاید قرار داده شده تحت مراقبت است .

سیستم راهنما Gids :

راهنماها در چهار طرف بدنه اسلاید قرار دارند . وظیفه آنها هدایت صحیح اسلاید در هنگام حرکت می باشد و از حرکت های جانبی و همچنین چرخش اسلاید جلوگیری میکنند.

ستونهای جانبی (up rights)

این ستونها قسمتهای رابط بین بستر و تاج پرس میباشد و به شکل مکعب مستطیل تو خالی میباشند . وظیفه این ستونها ایجاد فضا برای حرکت اسلاید می باشد و درگوشه های آنها سطوحی ماشینکاری شده وجود دارد که بعنوان راهنمای اسلاید استفاده می شوند . از داخل هر ستون یک میله بلند دو سر رزوه به نام tie road که در واقع میله های یکپارچه ساز پرس می باشد عبور میکند این میله ها از زیر بستر تا بالای تاج امتداد دارند و در سر آنها دو عدد مهره بسته می شود و باعث بهم پیوستن بستر ستونهای جانبی و تاج می شوند .

صفحه پرس یا بولستر(Bolster)

بولستر محل نصب موقت نیمه پایین قالب است که ما بین چهار ستون پرس و روی بستر پرس قرار میگیرد . روی بولستر شیارهای T شکل جهت قرار گرفتن و بسته شدن قالب و همینطور سوراخهایی جهت عبور پین مربوط به قالبهای کششی وجود دارد . برای اینکه عملیات تعویض قالب به سرعت انجام شود در پرسهای جدید بولستر بصورت متحرک روی ریل هایی که در کنار پرس و هم سطح بستر قرار دارند توسط یک موتور الکتریکی به حرکت در آمده و میتواند از فضای زیر اسلاید به خارج پرس منتقل شود و تعویض قالب سریعتر و راحت تر انجام شود .

برای هر پرس دو عدد بولستر وجود دارد که یکی در داخل پرس در حال کار است و دیگری در کنار پرس قرار دارد که بر روی قالب مرحله بعدی بسته می شود تا بتواند هنگام تعویض خط سریعا بکار گرفته شود .

بالشتک کششی (cushion)

بالشتک کششی تشکیل شده است از یک سیلندر و پیستون پنوماتیکی و یک صفحه متحرک بهنام پد (pad)ودرست زیر صفحه پرس یا بولستر و داخل بستر قرار میگیرد . وظیفه آن کمک کردن به اسلاید جهت نگهداشتن ورق در قالبهای کششی میباشد . به اینصورت که تعدادی پین را از طریق سوراخهای تعبیه شده بر روی بولستر عبور میدهند و بر روی پد قرار میدهند . قسمت متحرک قالبهای کشش بر روی این پینها قرار می گیرد . هنگامیکه اسلاید بر روی قالب فشار وارد می کند پد مقاومت مشخصی در مقابل پایین آمدن اسلاید از خود نشان میدهد که این مقاومت تعیین کننده نیرو جهت نگهداری ورق در هنگام کشش میباشد و از چین خوردن ورق در قالب جلوگیری میکند . اسلاید در ادامه حرکت خود توسط پینها پد را به پایین می راند . بعد از انجام عمل کشش اسلاید بطرف بالا حرکت میکند و سیلندر و پیستون پنوماتیکی به بالا رانده می شود و به دنبال آن قطعه داخل قالب هم توسط پین ها از داخل قالب خارج می شود .

تنه پرس:

ساختمان تنه این پرسها غالبا به صورت O شکل و دارای بدنه جوشکاری شده بوده و یا به صورت سه تکه (میز پرس- پایه های جانبی پرس- کلگی پرس)ریخته گری شده می باشد که توسط میله مغزی به همدیگر متصل می گردند.

سیستم محرکه پرسها :

حرکت سینه پرس اصولا توسط پیستون اختلافی صورت می گیرد مقدار لازم روغن در پرسهای کوچک توسط پمپ با جابجایی حجمی ثابت(پمپ چرخدنده ای یا پیچی) و در پرسهای بزرگ

توسط پمپهای قابل تنظیم پیستونی شعاعی یا محوری تامین می گردد . فشار کاری در پرسهای هیدرولیکی حدود 200-300 bar است . برای فشارهای خیلی بالا پیستونهایی با ابعاد بزرگ لازم است و در فشارهای خیلی بالا آب بندی آن مجموعه مسئله مهمی است .

توان موتور این پرسها با فرمول زیر محاسبه می شود :

$$P = \frac{\varphi_{th} \cdot p}{600 \cdot \eta_m \cdot \eta_M}$$

P به KW توان موتور

P به bar فشار سیستم

φ_{th} به Lit/min جابجایی حجمی لازم تئوری پمپ

η_m بازده مکانیکی پمپ

η_M بازده ماشین

از معایب این پرسها در مقایسه با پرسهای میل لنگی سرعت کمتر آن می باشد که به این ترتیب توان کوچکتری(واحد زمان/ تعداد قطعه کار) را بدنبال دارد.

کاربرد عملی پرسهای هیدرولیکی :

معمولا در مواردی که نیروی ثابتی در فاصله زیادی لازم است بکار می رود مانند اکستروژن مستقیم قطعات بلند – کشش – سکه زنی خالی و پر- کشش عمیق.

www.P

هم چنین پرسهای هیدرولیکی می توانند طوری ساخته شوند که رو به بالا یا به طرفین یا به سمت پایین اعمال نیرو کنند .

اجزاء اصلي سيستم هيدروليك پرس

سيستم هيدروليك پرسها شامل اجزاء اصلي ذيل ميباشد:

1- سيلندرهاي هيدروليك

2- پمپ

3- موتور الكتريكي

4- روغن هيدروليك

5- لوله و اتصالات

6- شيرهاي راه دهنده روغن

7- شيرآلات كنترل دبي و فشار روغن

8- مخزن روغن

در ادامه نكات مهم مربوط به طراحي، انتخاب و تعيين نوع المانهاي هيدروليك شرح داده ميشود:

نحوه انتخاب سيلندرهاي هيدروليك

در انتخاب سيلندرهاي هيدروليك موارد ذيل بايد در نظر گرفته شود:

1- حداكثر فشار كاري سيستم

رنج فشار كاري استاندارد براي المانهاي هيدروليك به صورت *600bar,500,400,315,250,200,160,100,63,40,25* ميباشد. با اينحال سازنده هاي مختلف بعضا رنجهاي محدودتر يا متنوع تري را انتخاب ميكنند. براي مثال

رکسروت محدوده فشار کاري سيلندرهاي خود را به صورت *350bar,250,105* قرار داده است. فشارهاي مذکور حداکثر فشاريست که مصرف کننده مجاز است به سيلندر اعمال نمايد.

2- قطر پيستون و ميله پيستون

ميزان نيرويي که يك سيلندر هيدروليکي ميتواند توليد کند، تابع فشار کاري و سطح پيستون آن ميباشد. هر چه قطر پيستون بزرگتر در نظر گرفته شود نيرويي که سيلندر ميتواند توليد کند بزرگتر خواهد بود. اين موضوع براي سطح ميله پيستون به صورت معکوس است يعني هر چه قطر ميله پيستون بيشتر باشد سطح موثر اعمال نيرو در جلوي سيلندر کاهش مياب و سيلندر در برگشت نيروي کمتري توليد ميکند.

در جدول(1) محدوده قطرهاي مختلف براي پيستون و ميله پيستون مربوط به محصولات رکسروت نشان داده شده است. براي مثال سيلندري که قطر پيستون آن *63mm* و قطر ميله پيستون آن *28mm* ميباشد در جدول به صورت *63/28* نمايش داده شده است.

جدول(1)- محدوده قطر پيستون و قطر ميله پيستون (رکسروت)

Piston dia.	*Piston rod dia.*	*Ratio of dia.*
32	*18*	*32/18*
40	*18*	*40/18*
	20	*40/20*
	25	*40/25*

www.Prozhe.com

	28	40/28
50	22	50/22
	28	50/28
	36	50/36
63	28	63/28
	36	63/36
	45	63/45
80	36	80/36
	45	80/45
	56	80/56
100	45	100/45
	56	100/56
	70	100/70
125	56	125/56
	70	125/70
	90	125/90

www.Prozhe.com

140/90	90	140
140/100	100	
150/70	70	150
150/100	100	
160/100	100	160
160/110	110	
200/90	90	200
200/125	125	
200/140	140	
220/160	160	220
250/180	180	250

3- نسبت سطح

این ضریب به صورت زیر تعریف میگردد:

$$\phi = \frac{A_p}{A_p - A_{St}}$$

که در آن A_p سطح پیستون و A_{St} سطح میله پیستون میباشد. براي ابعاد استاندارد پیستون و میله پیستون ها، شش خانواده مختلف ϕ تعیین شده است. یعني با تعریف شش مقدار مختلف براي ارزش اسمي ϕ به صورت $5,2.5,2,1.6,1.4,1.25$ میتوان قطر پیستون و میله پیستون را

www.Prozhe.com

نسبت به هم محاسبه نمود. البته بايد توجه داشت كه با اختيار نمودن دو عدد مشخص براي قطر پيستون و ميله پيستون الزاما به اعداد ذكر شده براي ϕ دست نمي يابيم، بلكه مقادير واقعي ϕ اعدادي نزديك به ارزش اسمي ϕ ميباشند. براي مثال در خانواده $\phi=1.25$ ، ارزش واقعي ϕ به صورت $1.3,1.25,1.24$ ميباشد. در جدول (2) مقادير مربوط به ارزش اسمي ϕ بهمراه قطر پيستون و ميله پيستون سيلندرهاي مختلف نشان داده شده است.

جدول(2) - مقادير اسمي ضريب نسبت سطح

φ	d_p	25	32	40	50	60	63	80	100	125
1.25	d_{St}	12	14	18	22	25	28	36	45	56
1.4	d_{St}	14	18	22	28	32	36	45	56	70
1.6	d_{St}	16	20	25	32	36	40	50	63	80
2	d_{St}	18	22	28	36	40	45	56	70	90
2.5	d_{St}	20	25	32	40	45	50	63	80	100
5	d_{St}	-	-	-	45	55	56	70	90	110

4- حداكثر نيروي سيلندر

اگرچه ظرفيت كاري سيلندرها را معمولا از رابطه $F = P.A_p$ محاسبه ميكنند، با اينحال بايد در نظر داشت كه تنها عوامل تعيين كننده نيروي سيلندر، فشار و سطح پيستون نمي باشند بلكه

فاکتور مهمي که آنرا نيز بايد در نظر داشت امکان ايجاد کمانش در سيلندر مي باشد. نيرويي که تحت آن در يك سيلندر کمانش رخ مي دهد را از رابطه زير ميتوان محاسبه نمود:

$$K = \frac{\pi^2 . E . I}{L_k^2}$$

که در آن :

K : نيرويي است که تحت آن کمانش اتفاق مي افتد(N)

L_k : طول آزاد تحت کمانش سيلندر (mm)

E : مدول الاستيسيته که براي فولاد $2.1e^5$ ميباشد (N/mm^2)

I : ممان اينرسي سطح دايروي ميله پيستون که از رابطه $\frac{\pi . d_{st}}{64}$ محاسبه ميشود.

با توجه به نيروي کمانش سيلندر، حداکثر بار مجاز که ميتوان به يك سيلندر هيدروليك اعمال نمود از رابطه زير محاسبه مي گردد:

$$F = \frac{K}{S}$$

F : حداکثر بار مجاز اعمالي به سيلندر (N)

K : نيروي کمانش سيلندر (N)

S : ضريب اطمينان (3.5)

5- طول کورس سيلندر

مهمترين عامل در محدود نمودن طول کورس سيلندر امکان ايجاد کمانش در آن ميباشد. يعني به ازاء قطر پيستون ، قطر ميله پيستون و فشار کاري مشخص، مجاز به انتخاب محدوده خاصي از

www.Prozhe.com

طول کورسها مي باشيم. در حالت کلي محدوده طول کورس نزديك به صفر تا حدود *10m* را ميتوان برگزيد. ولي بايد توجه داشت که در يك فشار کاري و سايز بخصوص امکان انتخاب هر طول کورسي نخواهد بود و شايد در تعيين قطر سيلندر مجبور به انتخاب سايز بزرگتري باشيم. مثلا در فشار کاري *80bar* براي داشتن طول کورس *1.5m* نمي توان سيلندر *63/28* را انتخاب نمود بلکه مثلا بايد سيلندر *63/48* را برگزيد که اين انتخاب روي نيرو و سرعت برگشت سيلندر تاثير ميگذارد.

6- حداکثر سرعت سيلندر

در يك سيلندر بدون بالشتك حداکثر سرعت پيستون به صورت طبيعي *8m/min* ميباشد. اين مقدار براي سيلندرهاي بالشتکي تا *12m/min* افزايش مي يابد. در مجموع، حداکثر سرعت کاري سيلندرها در سيستمهاي هيدروليکي معمولا*0.5 m/sec* ميباشد. البته بسته به نوع کار، ممکن است حداکثر سرعت *0.25 m/sec* و يا مقادير ديگر انتخاب شوند. همچنين بايد توجه داشت که سرعت سيلندر تابع اندازه پورتهاي ورود و خروج روغن به آن نيز ميباشد.

7- نحوه نصب سيلندر

سيلندرهاي هيدروليکي را بسته به نوع کاربرد به يکي از صورتهاي زير بر روي فريم نصب مينمايند:

1- Swivel clevis at cylinder cap

2- Fork clevis at cylinder cap

3- Rectangular flange at cylinder head

4- Square flange at cylinder head

5- Rectangular flange at cylinder cap

www.Prozhe.com

6 - Square flange at cylinder cap

7 - Trunion mounting at cylinder head

8 - Trunion mounting at center of cylinder

9 - Trunion mounting at cylinder cap

10 - Foot mounting

11 - Threaded holes in cylinder head and cap

8- وجود ضربه گير

چنانچه طول كورس سيلندر طويل و وزني كه با خود همراه ميبرد سنگين و سرعت آن بيش از حدود *0.1 m/sec* باشد، وزن موجود در اثر سرعت زياد باعث توليد انرژي جنبشي شديدي مينمايد. براي آنكه اين انرژي باعث خرابي سيلندر نشود بايستي توسط ضربه گير يا بالشتك در انتهاي كورس مانع ايجاد ضربه گرديم.

9- نوع وكاربرد سيلندر

هيدرو سيلندرها داراي انواع گوناگوني ميباشند كه بسته به نوع كاربرد بايد آنها را انتخاب نمود. انواع سيلندرها به صورت زير ميباشد:

سيلندرهاي با حركت **خطي** به صورت **يككاره** (يكطرفه : بدون فنر برگشت، با فنر برگشت، پلانجر وتلسكوپي) و **دوكاره**(يكطرفه و دو طرفه) ميباشند. سيلندرهاي با حركت **دوراني** به صورت **چرخ و دندانه** يا **پره اي** ميباشند.

www.Prozhe.com

$$1) A_K = \frac{\pi d_1^2}{4}$$

$$2) A_{St} = \frac{\pi d_2^2}{4}$$

$$3) A_R = A_K - A_{St} = \frac{\pi (d_1^2 - d_2^2)}{4}$$

$1K$: مساحت موثر پيستون $(Cm2)$

ASt : مساحت موثر دسته پيستون $(Cm2)$

AR : مساحت حلقوي پيستون $(Cm2)$

$d1$: قطر پيستون (Cm)

$d2$: قطر دسته پيستون (Cm)

$$4-a) F_E = P.A_K$$

FE : نيروي فشاري (رفت) (N)

P : فشار كاري (Mpa)

AK : مساحت موثر پيستون $(mm2)$

$$4-b) F_E = 10.P.A_K$$

FE : نيروي فشاري (رفت) (N)

P : فشار كاري (bar)

AK : مساحت موثر پيستون $(Cm2)$

www.Prozhe.com

$$4-c) F_E = P.A_K$$

FE : نيروي فشاري (رفت) (Kgf)

P : فشار كاري (bar)

AK : مساحت موثر پيستون $(Cm2)$

$$4-d) F_E = \frac{P.A_K}{100}$$

FE : نيروي فشاري (رفت) (KN)

P : فشار كاري (bar) يا $(daN/Cm2)$

AK : مساحت موثر پيستون $(Cm2)$

$$5) F_R = \frac{P(d_1^2 - d_2^2)\pi}{4\times 10^4}$$

FR : نيروي فشاري (برگشت) (KN)

P : فشار كاري (bar) يا $(daN/Cm2)$

$d1$: قطر پيستون (mm)

$d2$: قطر دسته پيستون (mm)

$$6) V_E = \frac{Q_P.\eta_{cvol}}{6.A_K}$$

$$7) V_R = \frac{Q_P.\eta_{cvol}}{6.A_R}$$

VE : سرعت رفت جك (m/sec)

www.Prozhe.com

VR : سرعت برگشت جك (m/sec)

QP : دبي حجمي پمپ با در نظر گرفتن اتلاف ناشي از نشت (Lit/min)

AK : مساحت موثر پيستون $(Cm2)$

AR : سطح حلقوي پيستون $(Cm2)$

$\eta\, cvol$: راندمان حجمي سيلندر

$$8) t_E = \frac{6.A_K.L}{1000.Q_P}$$

$$9) t_R = \frac{6.A_R.L}{1000.Q_P}$$

tE : زمان كورس (رفت جك) (Sec)

tR : زمان برگشت جك (Sec)

AK : مساحت موثر پيستون $(Cm2)$

AR : سطح حلقوي پيستون $(Cm2)$

L : طول كورس جك (mm)

QP : دبي حجمي پمپ با در نظر گرفتن اتلاف ناشي از نشت (Lit/min)

نحوه انتخاب پمپهاي هيدروليك

اولين مرحله در انتخاب مدار تغذيه و تعيين پمپ مناسب براي يك كاربرد معين در سيستمهاي هيدروليك، بررسي تقاضاهاي فشار/جريان در مدار است. ابتدا منحني هاي جريان و فشار در يك سيكل زماني بايد بررسي شود. سپس همزماني مصرف درالمانهاي مختلف تعيين گردد. بدين نحو

www.Prozhe.com

حداكثر جريان مورد نياز مشخص ميگردد. براي تعيين يك مدار تغذيه مناسب به موارد ذيل بايد توجه نمود:

1- در سايزينگ پمپ ها در عمل بايد (% 10) به دبي تعيين شده از طريق محاسبات تئوريك اضافه نمود.

2- در انتخاب شير اطمينان (فشار شكن)، فشار تنظيمي بايد (% 10) بيشتر از فشار كاري سيستم باشد.

هر دو مورد (1) و (2) باعث ميشود توان بيشتري در سيستم هيدروليك تزريق شود.

3- اگر دبي پمپ در يك دور مشخص (مثلا 1500 rpm) ارائه شده باشد، براي بدست آوردن دبي پمپ در دور كاري (مثلا 1440 rpm) از رابطه زير ميتوان استفاده نمود:

$$Q_{p2} = \frac{Q_{p1}.n_2}{n_1}$$

كه در آن :

n_1: دور تئوريك دوران پمپ (rpm)

n_2 : دور كاري (rpm)

Q_{p1} : دبي پمپ در دور تئوريك (lit/min)

Q_{p2} : دبي پمپ در دور كاري (lit/min)

در انتخاب پمپهاي دنده اي با جابجايي ثابت موارد ذيل بايد در نظر گرفته شود:

1- قطر دهانه هاي پمپ

قطر دهانه ورودي براي اتصال به خط مكش و دهانه خروجي براي اتصال به خط فشار، بايد مشخص گردد. اين مشخصه تحت عنوان *Pipe Connection* ارائه ميگردد و براي مثال اعداد *2,11/2,11/4,1,3/4,1/2* اينچ ميتواند باشد.

2- فشار كاري در خروجي پمپ

اين مشخصه تحت عنوان *Operating Pressure-Outlet* و با واحد *bar* ارائه ميشود و نشانگر ماكزيمم فشاري است كه پمپ قادر به ايجاد آن ميباشد. البته لازم به يادآوري است كه پمپها ايجاد جريان ميكنند و قرار گرفتن يك مانع در برابر اين جريان، باعث ايجاد فشار ميگردد. فشار كاري معمول براي پمپ هاي دنده أي به صورت *250,225,200,175,150,100,50,10* بار ميباشد.

3- فشار كاري در ورودي پمپ

اين مشخصه تحت عنوان *Operating Pressure-Inlet* و با واحد*bar* ارائه ميشود و نشانگر محدوده قابل قبول براي اعمال فشار در ورودي پمپ ميباشد. ورودي پمپ را به خط مكش وصل مينمايند كه توسط آن روغن از منبع به سمت پمپ مكيده ميشود. در حقيقت مكش فقط يك كلمه است كه براي نشان دادن سمت روغن گيري پمپ بكار ميرود. اصولا مايعات قابل كشيده شدن نيستند بلكه فقط با نيروي فشار خارجي هل داده ميشوند.

قدرت كشش يك پمپ بستگي به ميزان اختلاف فشار سمت مكش پمپ و فشار هواي روي سطح مايع دارد. بنابراين حتي اگر يك پمپ بتواند توليد خلا مطلق كند، مقدار ارتفاع كشش مايع آن از حداكثر نيروي فشار جو تجاوز نميكند و حد نهايي ارتفاع كشش را حداكثر فشار وارده بر سطح مايع از طرف هواي بيرون تعيين ميكند و به قدرت پمپ بستگي ندارد از اين رو ارتفاع مكش پمپها محدود ميباشد و هر چه پمپ نزديكتر به سطح مايع نصب شود، مايع راحت تر و

www.Prozhe.com

آسان تر به سمت پمپ رانده میشود و احتمال ایجاد کاویتاسون کمتر میشود. به طور معمول فشار کاري در ورودي پمپ ها بين $-0.3bar$ و $+1.5bar$ ميتواند باشد.

4- سرعت دوران پمپ

ميزان دبي حجمي روغن كه توسط پمپ ايجاد ميگردد، تابع سرعت دوران آن ميباشد. اين سرعت براي پمپها ي مختلف عددي متغير است. براي مثال بعضي پمپها را ميتوان با دوري بين $500rpm$ و $5000rpm$ به دوران واداشت. با اينحال معمولا" مشخصات اصلي پمپها را در دور بخصوصي ($1450rpm$) ارائه ميكنند.

5- حجم جابجايي روغن

هر پمپ بسته به سرعت دوران خود به ازاء هر دور چرخش چرخدنده ها، مقدار معيني از روغن را جابجا ميكند. واحدي كه براي بيان حجم جابجايي بكار ميرود معمولا cm^3/rev ميباشد. حجم جابجايي عددي است كه تابع مشخصات ابعادي چرخدنده ها مانند قطر، مدول، پهنا، . . . و همچنين سرعت دوران پمپ ميباشد. رنج معمول حجم جابجايي بين 3.5 و100 ليتر بر دور ميباشد.

6- دبي موثر

دبي موثر توليدي توسط يك پمپ باعبارت Q_{eff} مشخص ميگردد ومقدار آن در يك سرعت دوران، ويسكوزيته و دماي كاري بخصوص تعريف ميگردد. براي مثال در دور $n=1450\ rpm$ ،ويسكوزيته $\nu=36$ cSt و دماي كاري $t=50C°$ ، ميزان دبي موثر را براي يك پمپ بر حسب lit/min تعيين مينمايند. به طور معمول محدوده دبي موثر يك پمپ دنده أي بين2 تا 150 ليتر بر دقيقه ميباشد.

7- توان موتور راننده پمپ

پمپهاي هيدروليك معمولا توسط الكترو موتور بكار انداخته ميشوند. توان موردنياز براي دوران پمپ نيز بستگي به سرعت دوران، دماي كاري و ويسكوزيته روغن دارد. در اين مورد نيز معمولا

توان مورد نياز را در دور $n=1450\ rpm$ ،ويسكوزيته $\nu=36$ cSt و دماي كاري $t=50C°$ ، بر حسب KW تعيين مينمايند. محده توان مورد نياز براي پمپ دنده أي بين 1 تا 38 كيلو وات ميباشد.

8- دماي كاري روغن

براي آنكه پمپ به صورت موثر بتواند دبي مورد نياز را تامين نمايد، دماي روغن در حال انتقال بايد در محدوده مشخصي قرار داشته باشد. اين محدوه براي روغن هاي معدني بين $20-$ تا $70+$ ميباشد.

9- درجه ويسكوزيته

روغني كه پمپ ميتواند به صورت موثر منتقل نمايد بايد داراي درجه چسپندگي بخصوصي باشد. رنج ويسكوزيته معمول براي پمپ هاي دنده اي بين 5 تا 300 سانتي استوك ميباشد.

10- فيلتراسيون

حداكثر ابعاد ذرات خاجي كه اجازه ورود به پمپ را دارند بايد توسط يك عدد مشخص نمود و سپس ذرات با ابعاد بزرگتر را توسط فيلتر مناسب جمع آوري نمود و مانع ورود آنها به پمپ گرديد. بزرگترين ابعاد ذرات خارجي كه اجازه ورود به پمپ را دارند معمولا كوچكتر از $25\mu m$ ميباشد.

فرمولهاي محاسباتي مربوط به پمپ ها

$$1) Q_P = \frac{V.n.\eta_{pvol}}{1000}$$

QP : دبي حجمي پمپ با در نظر گرفتن اتلاف ناشي از نشت (Lit/min)

V : حجم جابجائي $(cm3/rev)$

n : سرعت دوراني پمپ (rev/min)

$\eta\ pvol$: راندمان حجمي پمپ

www.Prozhe.com

$$2)\eta_t = \eta_{mech}.\eta_{pvol}$$

ηt : راندمان كلي $(\eta t = 0.85 \sim 0.95)$

$\eta mech$: راندمان مكانيكي

$\eta pvol$: راندمان حجمي $(\eta pvol = 0.95)$

$$3)P_{EM} = \frac{Q_P.P}{600.\eta_t}$$

PEM : توان موتور راننده پمپ (KW)

QP : دبي حجمي (Lit/min)

P : فشار كاري (bar)

ηt : راندمان كلي

$$4)Q_P = \frac{Q_{th}}{\eta_{pvol}}$$

QP : دبي حجمي پمپ با در نظر گرفتن اتلاف ناشي از نشتي (Lit/min)

Qth : دبي حجمي نظري پمپ (Lit/min)

$\eta pvol$: راندمان حجمي با در نظر گرفتن نشتي

شيرهاي هيدروليك

1- شيرهاي قطع و وصل

اين شيرها به منظور قطع و وصل جريان مايعات استفاده ميشوند. مكانيزم كار اين شيرها ميتواند به صورت نشستني يا كشويي باشد. شير قطع و وصل ميتواند عبور جريان را به صورت غير پله أي كم و زياد نمايد.

www.Prozhe.com

2- شيرهاي كنترل فشار

شيرهاي كنترل فشار وسيله أي در سيستم هاي هيدروليك ميباشند كه توسط آنها ميتوان فشار سيستم را تعيين، محدود و يا كاهش داد و بطور كل فشار سيستم تحت تاثير آنها قرار ميگيرد.

2-1) شير محدود كننده فشار

اين شير براي محدود كردن فشار سيستم هاي هيدروليكي كه بر اساس يك حداكثر ميزاني تعيين گرديده است، بكار گرفته ميشود و ميتواند سيستم را از ازدياد فشارهايي كه در اثر ازدياد بار در سيستم پديد مياييد، حفظ نمايد. حداكثر فشار تنظيم شده در اين شير معمولا بيش از حداكثر فشار كاري مصرف كننده ميباشد.

2-2)شير كاهش دهنده فشار (رگولاتور فشار)

براي آنكه فشار ورودي را تقليل داده و به حد پايين تر معيين برسانيم و همچنين براي اينكه فشار خروجي هميشه حتي در مقابل نوسانات فشار ورودي در حد معيني ثابت بماند، از شير كاهش دهنده فشار استفاده ميگردد.

نكته مهم : به منظور تشخيص علامت مداري بين شير محدود كننده فشار و شير كاهش دهنده فشار بايستي به دو نكته توجه نمود.

الف) شير محدود كننده فشار در موضع سكون بسته است و سيگنال كنترلي از قسمت ورودي ميايد.

ب) شير كاهش دهنده فشار در موضع سكون باز است و سيگنال كنترلي از قسمت خروجي ميايد.

2-3) شير تابع فشار

وقتيكه در يك سيستم هيدروليك فشار بحد معيني برسد، شير تابع فشار موجود در مسير در اثر تابعيت از فشار باز شده و اجازه عبور جريان را به قسمتهاي ديگر سيستم ميدهد.

www.Prozhe.com

3- شيرهاي راه دهنده

شيرهاي راه دهنده وسيله اي جهت باز كردن و يا بستن مسير راه يك يا چند جريان بوده كه در اثر اين عمل، توقف و يا حركت سيستم شروع ميشود.

ساختمان شيرهاي راه دهنده به صورت نشستني و كشويي ميباشد. انواع متداول شيرهاي راه دهنده به صورت ***2/2 , 3/2 , 4/2 , 4/3 , 5/2 , 5/3*** ميباشد.

4- شيرهاي يكسو كننده

شيرهاي يكسو كننده وسيله اي هستند كه اجازه عبور جريان را فقط در يك جهت ميدهند و از جهت مقابل مانع عبور جريان ميگردند و بدين جهت آنها را شير با مانع برگشت نيز مينامند.

5- شيرهاي كنترل شدت جريان

اين شيرها وسيله اي هستند كه در سيستمهاي كنترل وظيفه كنترل كردن شدت جريان سيال آن سيستم را دارا ميباشند. از انواع اين شيرها شير **گلويي** و **ديافراگمي** ميباشد.

نحوه انتخاب شيرهاي هيدروليك (محصولات ركسروت)

1 - Check Valves

1 - 1) Non - Return Valves

Size	*6 to 150*

www.Prozne.com

Line Connection Port *And* **Sub-plate mounting** *Pipe mounting(Threaded connection)* *Pipe mounting(Flanged connection)* *As cartridge elements* *As sandwich plate valves*	*1/4,3/8,1/2,3/4,1,11/4,11/2*
Flow(V_{oil}= 6 m/sec) (lit/min)	*10,18,30,65,115,175,260* *1200,2000,3000,5000,10000,15000*
Operating Pressure (bar)	*Up to 315*
Fluid	*Mineral oil, . . .*
Viscosity Range (cSt)	*2.8 . . . 380*
Cracking Pressure (bar)	*0.5,1.5,3,5*

www.prozhe.com

And

1-2) Pilot Operated Check Valves

1-3) Double Check Valves

1-4) Rectifier Sandwich Plate

1-5) Pilot Operated Prefill Valves

2- Directional Spool Valves-Direct Operated

2-1) Roller Assembly

Size	$L \times B \times H$
Mounting	*Sub-plate*
Flow (lit/min)	*14,30,80*
Operating Pressure-A,B,P (bar) *T*	*315* *. . . 60,. . .150*
Operating Force at Roller (N)	*25. . .160*
Fluid	*Mineral Oil,. . .*
Fluid Temprature Range (C°)	*-20 . . .+70*
Viscosity Range (cSt)	*2.8 . . .380*

www.Prozhe.com

Pressure loss $(\Delta P - Q)$	Diagram

2-2) Lever

Spool fixing by a-Spring

b-Detent

2-3) Rotary Handknob

a-Lockable

b-Not Lockable

2-4) Penumatic

Pilot Pressure Range (bar) 1.5 . . . 12

2-5) Hydraulic

Pilot Pressure Range (bar) 5 . . . 60

2-6) Electrical

a-OilImmersed

b-Air Gap

Electrical Connections

a- Side Cable Entry (With Lights)

www.Prozhe.com

b- Top Cable entry (With Lights)

c- Plug in Connector on Side (Top)/(With Lights)

d- Socket Only on Side (Top)/(With Lights)

e- Single Connection Termina Box

I- *With Plug In Connector*

II- *With Cable Entry*

2-6-1) DC Solenoid

Electrical Specifications	
Voltage (V)	*24*
Power Requirement(W)	*43*
Duty Cycle	*Contiuously Rated*
Switching Time (ON) (ms)	*60*
Switching Time (OFF) (ms)	*40*

www.ProZne.com

2-6-2) AC Solenoid

Electrical Specifications	
Voltage (V)	*220 (50Hz)*
Holding Current (VA)	*64*
In-Rush Current (VA)	*430*
Duty Cycle	*Contiuously Rated*
Switching Time (ON) (ms)	*20*
Switching Time (OFF) (ms)	*20*

www.Prozhe.com

تعیین میزان افت فشار در لوله و نوع جریان

1- افت فشار در اثر اصطکاك

روغن هیدرولیك در حین عبور از لوله ها، اتصالات و نقاط خم شده در مسیر و . . . ، ایجاد اصطکاك نموده و این اصطکاك باعث ایجاد افت فشار در سیستم میگردد. میزان افت فشار در لوله ها و قطعات اتصالي از رابطه زیر بدست میاید:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \lambda_R . \frac{1}{d} . \frac{\rho . V^2}{2}$$

در رابطه بالا λ_R که ضریب اصطکاك لوله میباشد، تابع عدد رینولدز است. عدد رینولدز براي روغن در حال حرکت در لوله به صورت زیر بیان میشود:

$$R_e = \frac{V.d}{\nu} = \frac{V.d.\rho}{\eta}$$

که در این روابط داریم:

ΔP : افت فشار در طول لوله (Pa)

d : قطر داخلي لوله (m)

ρ : جرم حجمي روغن (kg/m^3)

ν : غلظت سینماتیکي (m^2/sec)

η : ویسکوزیته دینامیکي $(Pa.sec)$

R_e : عدد رینولدز (بدون واحد)

www.Prozhe.com

2- ویسکوزیته

ویسکوزیته یا چسپندگي عبارتست از اصطكاك داخلي سیال و یا بعبارت دیگر، مقاومت سیال در مقابـل جریـان یـافتن است.ویسـکوزیته بـه دو صـورت دینـامیکي و سـینماتیکي بیـان میگـردد. ویسکوزیته دینامیکي با حرف η نشان داده میشود و واحد آن در سیستم SI ، بر حسب $Pa.\sec$ یا $\frac{N.sec}{m^2}$ میباشد. لازم به ذکر است که یك $poise$ برابر با $0.1\ Pa.sec$ میباشد.

ویسکوزیته سینماتیکي در سیستم SI بر حسب سانتي استوك (cSt) بیـان میشـود. یـك سـانتي استوك برابر با یك $\frac{mm^2}{sec}$ میباشد. بر اساس اسـتاندارد DIN ویسـکوزیته روغنهـاي هیـدرولیك بـه صورت ارائه شده در جدول زیر میباشد.

جدول (3) – ویسکوزیته روغن

Viscosity (cSt)	***ISO VG***
9-11	*10*
13.5-16.5	*15*
19.8-24.2	*22*
28.8-35.2	*32*
41.4-50.6	*46*
61.2-74.8	*68*
90-110	*100*

www.Prozhe.com

135-165	150

3- محاسبه عدد رينولدز

از فاكتورهاي مهم در محاسبه عدد رينولدز قطر اسمي لوله حامل روغن ميباشد. اندازه اسمي مربوط به قطر لوله (DN) در جدول زير ارائه شده است:

DN	3	4	5	6	8	10	12	15
20	25	32	40	50	65	80	100	125
150	200	300	350	400	450	500	600	700

براي محاسبه عدد رينولدز از روابط زير ميتوان استفاده نمود:

$$R_e = \frac{1000.V.d}{\nu}$$

كه در آن :

ν : ويسكوزيته روغن (cSt)

d : قطر لوله (mm)

V : سرعت روغن (m/sec)

www.Proze.com

دبي عبوري روغن از لوله را از رابطه زير ميتوان محاسبه نمود:

$$Q = \frac{6}{100}.V.A$$

كه در آن :

V : سرعت روغن (m/sec)

A : سطح لوله (mm^2)

Q : دبي روغن (lit/min)

از رابطه بالا سرعت روغن در لوله را بر حسب دبي و قطر لوله به صورت زير ميتوان محاسبه نمود:

$$V = \frac{200}{3.\pi}.\frac{Q}{d^2}$$

كه در آن:

Q : دبي روغن (lit/min)

d : قطر لوله (mm)

V : سرعت روغن (m/sec)

با استفاده از رابطه اخير عدد رينولدز را به صورت زير ميتوان محاسبه نمود:

$$R_e = \frac{2\times10^5}{3.\pi}.\frac{Q}{\nu.d}$$

www.Prozhe.com

که در آن :

Q : دبي روغن (lit/min)

d : قطر لوله (mm)

ν : ويسكوزيته روغن (cSt)

چنانچه عدد رينولدز كه از رابطه بالا محاسبه شود كمتر از 2300 باشد، جريان در لوله به صورت آرام خواهد بود و در نتيجه كمترين افت بواسطه اصطكاك در لوله ايجاد ميگردد. اما در صورتي كه عدد مذكور بزرگتر از 2300 باشد جريان به صورت مغشوش در مياید و در نتيجه افت فراواني در لوله بواسطه اصطكاك بوجود خواهد آمد.

4- عوامل موثر در افت فشار

با توجه به موارد ذكر شده، عوامل ايجاد افت فشار در يك سيستم هيدروليك را به صورت زير ميتوان خلاصه نمود:

1- نوع جريان (آرام يا مغشوش)

2- سرعت سيال

3- قطر لوله

4- ويسكوزيته روغن

5- دبي روغن

6- تغيير سطح لوله

7- ناهمواري سطح لوله

www.Proze.com

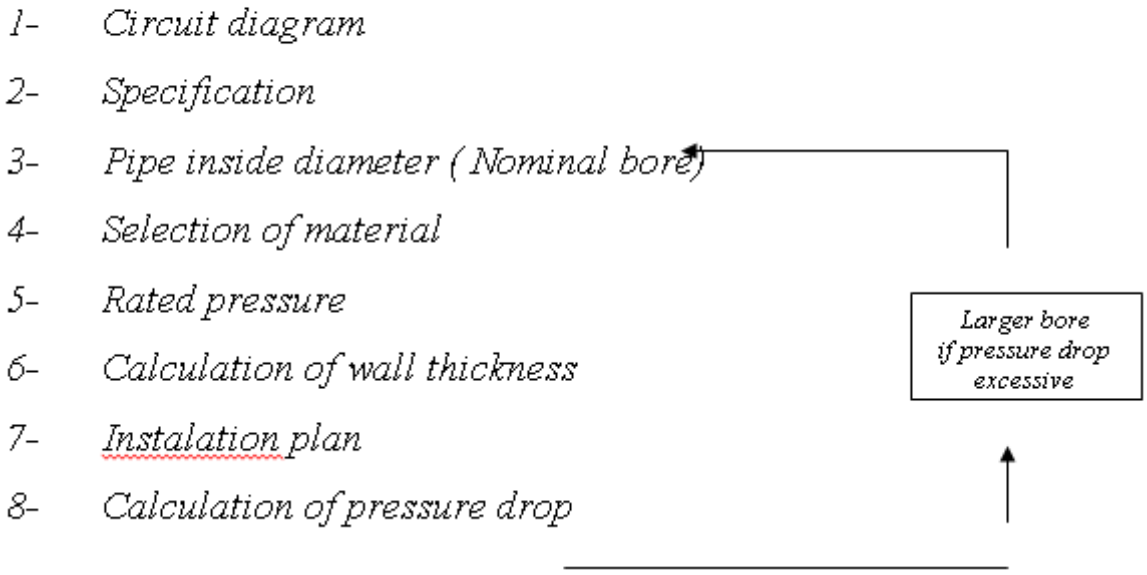
8- خم و نقاط اتصالي

9- نشت روغن

www.Prozhe.com

وظيفه مجموعه سيستم لوله كشي در هيدروليك انتقال جريان روغن به المانهـاي مختلـف ميباشـد. در پروسه انتقال، لوله ها تحت تاثير تنش مكانيكي، حرارتي و خوردگي قرار ميگيرند. اين تنشها مهمترين عوامل در تعيين سايز و جنس لوله ميباشند.

The sequence for the design and sizing of hydraulic system pipe work



عوامل موثر در تعيين سايز لوله

پارامترهاي موثر در تعيين سايز لوله، **قطر داخلي، ضخامت ديواره و جنس** لوله ميباشند.

عوامل موثر بر اين پارامترها در جداول زير ارائه شده اند:

قطر داخلي لوله	دبي حجمي
	سرعت جريان
	ويسكوزيته روغن
	افت فشار

ضخامت ديواره لوله	فشار كاري (تنشهاي خارجي)
	ضريب اطمينان
	خوردگي داخلي و خارجي
	مقاومت مواد
	دماي محيط كار
	ابعاد استاندارد

www.Proze.com

جنس لوله	پارامترهاي مقاومتي
	پيش شرطهاي كاربرد مواد (پرداخت سطح، جوش پذيري، . . .)
	اثر خوردگي
	رنج دماي مجاز

1- محاسبه قطر داخلي لوله

قطر داخلي لوله را از رابطه زير ميتوان محاسبه نمود:

$$d_i = 4.607\sqrt{\frac{Q}{V}}$$

كه در آن:

Q : دبي حجمي روغن عبوري از لوله (lit/min)

V : سرعت جريان روغن در لوله (m/sec)

d_i : قطر داخلي لوله (mm)

دبي حجمي روغن عبوري از لوله ها بر حسب زمانبندي و ميزان مصرف كليه المانهاي موجود در مسير تعيين ميشود. دبي مجاز عبوري از خطوط مكش و فشار بر حسب قطر لوله در جدول زير ارائه شده است. (لازم بذكر است كه $1U.S.gallon = 3.87\ lit$)

www.Prozhe.com

جدول (4) - دبي عبوري از خطوط فشار و مكش

دبي خط مكش (*gpm*)	دبي خط فشار (*gpm*)	قطر لوله (اينچ)
2	*5*	*3/8*
3	*8-10*	*1/2*
5	*25*	*3/4*
10	*40*	*1*
18	*50*	*11/4*
35	*75*	*11/2*
75	*100*	*2*

www.Prozhe.com

سرعت جريان روغن در لوله ها را ميتوان از جدول زير استخراج نمود:

جدول (5) – سرعت روغن در خطوط هيدروليك

خط برگشت	خط فشار		خط مكش	
$V(m/\sec)$	$V(m/\sec)$	$P(bar)$	$V(m/\sec)$	$v(cSt)$
1.7 to 4.5	2.5 to 3	25	0.6	150
	3.5 to 4	50	0.75	100
	4.5 to 5	100	1.2	50
	5 to 6	200	1.3	30
	6	>200		
		When ν = 30 to 150cSt		

اندازه هاي استاندارد قطر داخلي لوله ها در جدول زير بر حسب(mm) ارائه شده است:

DN	3	4	6	8	10	12	15	20	25

www.Prozhe.com

32	40	50	65	80	100	125	150	200	250
300	350	400	450	500	600	700	800	900	

قطر لوله هاي مربوط به مسيرهاي فرمان معمولا 1/8 و 1/4 اينچ و مسير مربوط به گيج ها 1/16 اينچ انتخاب ميشود.

2- تعيين جنس لوله

اصولا تعيين جنس مواد سازنده لوله بر مبناي ميزان مقاومت مورد نياز ميباشد. لوله هاي بكار رفته شده در هيدروليك معمولا بدون درز ميباشند مگر در خطوط مربوط به مكش يا برگشت روغن.

جنس لوله هاي هيدروليك معمولا St37.0,St37.4,St52.4,St35 و . . . ميباشد.

جنس لوله هيدروليك بايد به نوعي باشد كه فشارهاي اعمالي به آن را بتواند تحمل كند. فشارهاي نامي هيدروليك در ادامه ارائه شده است:

جدول (6) - فشارهاي نامي در هيدروليك (*bar*)

1	10	100	1000
1.6	16	160	1600
2.5	25	250	2500
4	40	400	4000
6	63	630	6300

www.Prozhe.com

محاسبه ضخامت ديواره لوله هاي تحت فشار

محاسبه ضخامت ديواره لوله بـر مبنـاي ميـزان فشـار اعمـالي در لولـه انجـام ميپـذيرد. تـنش هـاي اعمالي در لوله را در سه Case مختلف به صورت ذيل ميتوان طبقه بندي نمود.

Case I: تنشهاي حالت پايدار تا ماكزيمم دماي 120 درجه

Case II: تنشهاي حالت پايدار براي دماي بالاي 120 درجه

Case III: تنشهاي تكراري

براي محاسبه ميزان ضخامت ديواره لوله از فرمولهاي جدول زير استفاده ميشود.

جدول (7) – فرمولهاي محاسبه ضخامت لوله

Formulae For theorethical wall thickness	Type of stress	Application limits
$t = \frac{d_i \cdot p}{20\frac{K}{S} \cdot v - 2p}$ (1)	I, primarily steady-state	$d^o/di \leq 1,7$ Temperature $\leq$ 120ºC
$t = \frac{d_i \cdot p}{(20\frac{K}{S} - p) \cdot v}$	II, primarily steady-state	

www.Prozhe.com

a) $d^o/di \leq 1,7$ Temperature > 120°C *b*) $d^o/di \geq 1,1$ and $\leq 1,7$ Temperature < 120°C		(2)
$d^o/di \leq 1,7$	III, repeated	t according to formulae (1) (3) $t = \frac{d_i \cdot (p_u - p_d)}{20\frac{K}{S} - 3 \cdot (p_u - p_d)}$ Use *tmax* from a) and b)

که در آن:

www.Prozhe.com

S: ضريب اطمينان ميباشد كه در حالتهاي مختلف اعمال فشار در لوله بين 1.5 تا 1.8 در نظر گرفته ميشود.

K: ضريب مقاومت لوله ميباشد. اين ضريب برابر تنش تسليم فولاد مربوط به لوله در نظر گرفته شده و بر حسب $N/mm2$ بيان ميشود.

t: ضخامت جداره لوله (mm)

d^o: قطر خارجي لوله (mm)

di: قطر داخلي لوله (mm)

p: فشار كاري سيستم (bar)

pu , pd: حداكثر و حداقل فشار موجود در سيستم (bar)

v: ضريب اثر جوش كه بسته به نحوه و ميزان بازرسي جوش بين 0.5 تا 1 در نظر گرفته ميشود.

مراحل تعيين سايز لوله

a) خطوط مكش و برگشت

با استفاده از فرمول $d_i = 4.607\sqrt{\frac{Q}{V}}$ و در نظر گرفتن سرعت مناسب عبور روغن، قطر اين لوله ها تعيين ميشود.

b) خطوط تحت فشار

1- ابتدا با استفاده از فرمول $d_i = 4.607\sqrt{\frac{Q}{V}}$ و در نظر گرفتن سرعت مناسب عبور روغن قطر داخلي مناسب تعيين ميگردد.

2- با استفاده از جداول مشابه جدول ذيل اولين اندازه مساوي يا بزرگتر از مقدار محاسبه شده را تعيين مينمائيم. بدين صورت ضخامت لوله (T) و قطر خارجي آن (d^o) نيز تعيين ميگردد.

www.Prozhe.com

جدول (8) – مشخصات لوله هاي تحت فشار

Tube 4 to 16 mm				Tube 18 to 42 mm			
PN	*di*	*T*	*d°*	*PN*	*di*	*T*	*d°*
400	2	1,0	4	160	15	1,5	18
320	4	1,0	6	320	14	3,0	20
400	3	1,5	6	160	18	2,0	22
320	5	1,5	8	250	19	3,0	25
320	7	1,5	10	320	17	4,0	25
400	6	2,0	10	160	22	3,0	28
160	9	1,5	12	250	22	4,0	30
320	8	2,0	12	160	29	3,0	35
400	6	3,0	12	160	30	4,0	38
160	12	1,5	15	250	28	5,0	38
320	11	2,5	16	160	36	3,0	42

3- با توجه به تنشهاي موجود در سيستم هيدروليك و دماي كاري سيستم از فرمول مناسب در جدول (7) استفاده نموده و مقدار t را محاسبه مي نمائيم.

www.Proze.com

4- مقدار $\frac{d_\circ}{d_i}$ را با استفاده از مقادير مرحله (2) چك نموده، در صورت نياز لوله ديگري انتخاب مينمائيم.

5- مقدار واقعي ضخامت مورد نياز براي لوله را با استفاده از فرمول ذيل بدست مي آوريم:

$$t_{ac} = t + C_2 \cdot \frac{100}{100 - C_1}$$

كه در آن:

t: ضخامت محاسبه شده از فرمولهاي جدول (7) به (mm) ميباشد.

$C1$: ضريب مربوط به تلرانسهاي ساخت لوله و معمولاً برابر 15 ميباشد.

$C2$: ضريب مربوط به سايش و خوردگي است كه در صورت وجود خوردگي برابر $1mm$ و در صورت نبود خوردگي آن را برابر صفر در نظر ميگيريم.

6- در صورتيكه tac از مقدار انتخاب شده T كوچكتر باشد، مقدار T را به عنوان ضخامت مناسب لوله در نظر ميگيريم. در غير اين صورت از يك سايز با ضخامت بالاتر استفاده مينمائيم.

www.Prozhe.com

پرس هیدرولیک:

استفاده از انباره(آکومولاتور)برای ذخیرهٔ روغن پرفشار و استفادهٔ در لحظات مورد نیاز؛ این کار باعث می شود به جای موتور بپزر از موتپور کوچکتری با حفظ کارآیی استفاده شود.

موازی کردن جک های یک طرفه در مسیر رفت جک اصلی برای افزایش ظرفیت پرس فقط در جهتی که کار انجام شود .

در این طرح از این دو مورد برای افزایش کارآیی استفاده خواهد شد.

محاسبات مربوط به توان پرس هیدرولیک:

توان موتور الکتریکی : ۵۵۰۰ وات
دبی پمپ هیدرولیک : ۱۵ لیتر بر دقیقه
فشار روغن :
$W = p.v \rightarrow 5500 * 60 = P * 15 * 10\text{-}3 \rightarrow P = 22*106 \text{ pa} = 220 \text{ Kg/cm2}$
قطر سیلندر ها : ۱۰۰ میلیمتر
تعداد سیلندرها : ۳ عدد
شفت سیلندر اصلی : ۳۵ میلیمتر
سطح مقطع سیلندرها :
$A1 = 3 * \pi * 52 = 235.6 \text{ cm2}$

نیروی پرس در حالت رفت :

$$F1 = P * A = 220 * 235.6 = 51832\ Kg = 51.8\ Ton$$

سطح مقطع شفت :

$$AS = \pi *(3.5 /2)2 = 9.62\ cm2$$

سطح مقطع یک سیلندر :

$$Ac = \pi * 52 = 78.54\ cm2$$

سطح مقطع موثر سیلندر در حالت برگشت :

$$A2 = Ac – As = 78.54 – 9.62 = 68.92\ cm2$$

نیروی پرس در حالت برگشت :

$$F2 = A2 * P = 68.92 * 220 = 15162.4\ Kg = 15.16\ Ton$$

www.Prozh