طراحی

سیستمهای هیدرولیک

محمد باقر احمدی

مهدی غفاری

E-mail:mba.pars@gmail.com

WWW.PARS4U.TK

WWW.OPTICAL.BLOGFA.COM

1381

1- پرسهای هیدرولیکی

پرسهای هیدرولیک نیروی خود را از حرکت یک پیستون در داخل یک سیلندر به دست می آورند. این حرکت زمانی ایجاد میشود که یک سیال تحت فشار وارد محفظه سیلندر شود. وضعیت سیال توسط پمپ و شیرهائی جهت افزایش، کاهش و یا حفظ فشار به صورت مورد نیاز درآمده و میتواند نیروی لازم برای به حرکت درآوردن پیستون را فراهم کند. بنابراین نیروی موجود در پرس هیدرولیک با حداکثر فشار موجود در سیلندر تعیین میشود.

پرسهای هیدرولیک قادرند تناژ کامل خود را در هر وضعیتی از حرکت سیلندرها به قطعه کار اعمال نمایند. همچنین طول حرکت سیلندرها را میتوان 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 میتوان کسب نمود. همچنین مسیر حرکت ضربه زدن در این پرس ها مقدار ثابتی است.

ویژگیهای پرسهای هیدرولیک را به صورت ذیل میتوان خلاصه نمود:

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

2 -تنظیم نیروی وارده به میزان مورد نیاز

3 -اندازه گیری و کنترل الکترونیکی نیروی وارده طی فاصله کورس

تناژ پرس

تناژ یک پرس هیدرولیکی عبارت است از حداکثر نیروئی که سیلندر اصلی آن میتواند به قطعه کار اعمال نماید. معمولاً برای تعیین تناژ مورد نیاز پرس باید روی رفتار قطعه کار و فرآیند اعمالی روی آن مطالعه نمود. برای مثال در برشکاری ورق، جنس آن و سطح برش نقش مهمی را در حداکثر نیروی لازم برشکاری ایفا میکنند. در پرس کمپاکت پودر، نوع

پودر، دانسیته و استحکام نهائی قطعه فاکتورهای مهم تعیین کننده حداکثر نیروی مورد نیاز میباشند.

تعیین فشار کاری سیستم

برای تعیین سطح فشار در یک سیستم هیدرولیک باید در نظر داشت که با بالا بردن فشار میتوان از المانهای هیدرولیکی کوچکتری برای رسیدن به تناژ مورد نظر، استفاده نمود. همچنین قطر لوله ها را میتوان کوچکتر انتخاب نمود. در نتیجه، هزینه ساخت پرس کاهش می یابد. از طرف دیگر با افزایش فشار، روغن در سیستم زودتر داغ میکند، نشتی ها بیشتر و اصطکاک و سایش نیز افزایش می یابد. در نتیجه فاصله انجام سرویس ها باید کوتاهتر شود. همچنین نویز و پیکهای فشاری نیز افزایش یافته و خواص مطلوب دینامیکی سیستم کاهش می یابد.

در مجموع پس از برآوردهای اولیه نوع کارکرد پرس، برای دستیابی به یک شرایط مطلوب کاری انتخاب یکی از فشارهای 100, 160 یا 200 bar معمول میباشد.

اجزاء اصلی سیستم هیدرولیک پرس

سیستم هیدرولیک پرسها شامل اجزاء اصلی ذیل میباشد:

1- سیلندرهای هیدرولیک
2- پمپ
3- موتور الکتریکی
4- روغن هیدرولیک
5- لوله و اتصالات
6- شیرهای راه دهنده روغن
7- شیرآلات کنترل دبی و فشار روغن

8 -مخزن روغن

در ادامه نکات مهم مربوط به طراحی، انتخاب و تعیین نوع المانهای هیدرولیک شرح داده میشود:

نحوه انتخاب سیلندرهای هیدرولیک

در انتخاب سیلندرهای هیدرولیک موارد ذیل باید در نظر گرفته شود:

1-حداکثر فشار کاری سیستم

رنج فشار کاری استاندارد برای المانهای هیدرولیک به صورت *600bar,500,400,315,250,200,160,100,63,40,25* میباشد. با اینحال سازنده های مختلف بعضا رنجهای محدودتر یا متنوع تری را انتخاب میکنند. برای مثال رکسروت محدوده فشار کاری سیلندرهای خود را به صورت *350bar,250,105* قرار داده است. فشارهای مذکور حداکثر فشاریست که مصرف کننده مجاز است به سیلندر اعمال نماید.

2-قطر پیستون و میله پیستون

میزان نیرویی که یک سیلندر هیدرولیکی میتواند تولید کند، تابع فشار کاری و سطح پیستون آن میباشد. هر چه قطر پیستون بزرگتر در نظر گرفته شود نیرویی که سیلندر میتواند تولید کند بزرگتر خواهد بود. این موضوع برای سطح میله پیستون به صورت معکوس است یعنی هر چه قطر میله پیستون بیشتر باشد سطح موثر اعمال نیرو در جلوی سیلندر کاهش میابد و سیلندر در برگشت نیروی کمتری تولید میکند.

در جدول(1) محدوده قطرهای مختلف برای پیستون و میله پیستون مربوط به محصولات رکسروت نشان داده شده است. برای مثال سیلندری که قطر پیستون آن *63mm* و قطر میله پیستون آن *28mm* میباشد در جدول به صورت *63/28* نمایش داده شده است.

جدول(1)- محدوده قطر پیستون و قطر میله پیستون (رکسروت)

Piston dia.	*Piston rod dia.*	*Ratio of dia.*
32	*18*	*32/18*
40	*18*	*40/18*
	20	*40/20*
	25	*40/25*
	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*
140	*90*	*140/90*
	100	*140/100*
150	*70*	*150/70*
	100	*150/100*
160	*100*	*160/100*
	110	*160/110*
	90	*200/90*
	125	*200/125*

200	140	200/140
220	160	220/160
250	180	250/180

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. برای ابعاد استاندارد پیستون و میله پیستون ها، شش خانواده مختلف ϕ تعیین شده است. یعنی با تعریف شش مقدار مختلف برای ارزش اسمی ϕ به صورت $5,2.5,2,1.6,1.4,1.25$ میتوان قطر پیستون و میله پیستون را نسبت به هم محاسبه نمود. البته باید توجه داشت که با اختیار نمودن دو عدد مشخص برای قطر پیستون و میله پیستون الزاما به اعداد ذکر شده برای ϕ دست نمی یابیم، بلکه مقادیر واقعی ϕ اعدادی نزدیک به ارزش اسمی ϕ میباشند. برای مثال در خانواده $\phi = 1.25$ ، ارزش واقعی ϕ به صورت $1.3,1.25,1.24$ میباشد. در جدول (2) مقادیر مربوط به ارزش اسمی ϕ بهمراه قطر پیستون و میله پیستون سیلندرهای مختلف نشان داده شده است.

جدول(2)-مقادیر اسمی ضریب 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-حداکثر نیروی سیلندر

اگرچه ظرفیت کاری سیلندرها را معمولا از رابطه $F = P.A_p$ محاسبه میکنند، با اینحال باید در نظر داشت که تنها عوامل تعیین کننده نیروی سیلندر، فشار و سطح پیستون نمی باشند بلکه فاکتور مهمی که آنرا نیز باید در نظر داشت امکان ایجاد کمانش در سیلندر می باشد. نیرویی که تحت آن در یک سیلندر کمانش رخ می دهد را از رابطه زیر میتوان محاسبه نمود:

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

که در آن :

K: نیرویی است که تحت آن کمانش اتفاق می افتد(N)

L_k: طول آزاد تحت کمانش سیلندر (mm)

E: مدول الاستیسیته که برای فولاد $2.1e^5$ میباشد (N/mm^2)

I: ممان اینرسی سطح دایروی میله پیستون که از رابطه $\frac{\pi.d_{st}}{64}$ محاسبه میشود.

با توجه به نیروی کمانش سیلندر، حداکثر بار مجاز که میتوان به یک سیلندر هیدرولیک اعمال نمود از رابطه زیر محاسبه می گردد:

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

F: حداکثر بار مجاز اعمالی به سیلندر (N)

K: نیروی کمانش سیلندر (N)

S: ضریب اطمینان (3.5)

5-طول کورس سیلندر

مهمترین عامل در محدود نمودن طول کورس سیلندر امکان ایجاد کمانش در آن میباشد. یعنی به ازاء قطر پیستون ، قطر میله پیستون و فشار کاری مشخص، مجاز به انتخاب

محدوده خاصی از طول کورسها می باشیم. در حالت کلی محدوده طول کورس نزدیک به صفر تا حدود *10m* را میتوان برگزید. ولی باید توجه داشت که در یک فشار کاری و سایز بخصوص امکان انتخاب هر طول کورسی نخواهد بود و شاید در تعیین قطر سیلندر مجبور به انتخاب سایز بزرگتری باشیم. مثلا در فشار کاری *80bar* برای داشتن طول کورس *1.5m* نمی توان سیلندر *63/28* را انتخاب نمود بلکه مثلا باید سیلندر *63/48* را برگزید که این انتخاب روی نیرو و سرعت برگشت سیلندر تاثیر میگذارد.

6-حداکثر سرعت سیلندر

در یک سیلندر بدون بالشتک حداکثر سرعت پیستون به صورت طبیعی *8m/min* میباشد. این مقدار برای سیلندرهای بالشتکی تا *12m/min* افزایش می یابد. در مجموع، حداکثر سرعت کاری سیلندرها در سیستمهای هیدرولیکی معمولا *0.5 m/sec* میباشد. البته بسته به نوع کار، ممکن است حداکثر سرعت *0.25 m/sec* و یا مقادیر دیگر انتخاب شوند. همچنین باید توجه داشت که سرعت سیلندر تابع اندازه پورتهای ورود و خروج روغن به آن نیز میباشد.

7-نحوه نصب سیلندر

سیلندرهای هیدرولیکی را بسته به نوع کاربرد به یکی از صورتهای زیر بر روی فریم نصب مینمایند:

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
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
12- Extended tie rods at cylinder head
13- Extended tie rods at cylinder cap
14-Plain clevis at cylinder cap

8- وجود ضربه گیر

چنانچه طول کورس سیلندر طویل و وزنی که با خود همراه میبرد سنگین و سرعت آن بیش از حدود $0.1\ m/sec$ باشد، وزن موجود در اثر سرعت زیاد باعث تولید انرژی جنبشی شدیدی مینماید. برای آنکه این انرژی باعث خرابی سیلندر نشود بایستی توسط ضربه گیر یا بالشتک در انتهای کورس مانع ایجاد ضربه گردیم.

9- نوع و کاربرد سیلندر

هیدرو سیلندرها دارای انواع گوناگونی میباشند که بسته به نوع کاربرد باید آنها را انتخاب نمود. انواع سیلندرها به صورت زیر میباشد:

سیلندرهای با حرکت **خطی** به صورت **یککاره** (یکطرفه : بدون فنر برگشت، با فنر برگشت، پلانجر وتلسکوپی) و **دوکاره**(یکطرفه و دو طرفه) میباشند. سیلندرهای با حرکت **دورانی** به صورت **چرخ و دندانه** یا **پره ای** میباشند.

فرمولهای محاسباتی مربوط به سیلندرها

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

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

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

A_K: مساحت موثر پیستون (Cm^2)

A_{St}: مساحت موثر دسته پیستون (Cm^2)

A_R: مساحت حلقوی پیستون (Cm^2)

d_1: قطر پیستون (Cm)

d_2: قطر دسته پیستون (Cm)

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

F_E: نیروی فشاری (رفت) (N)

P: فشار کاری (Mpa)

A_K: مساحت موثر پیستون (mm^2)

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

F_E: نیروی فشاری (رفت) (N)

P: فشار کاری (bar)

A_K: مساحت موثر پیستون (Cm^2)

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

F_E: نیروی فشاری (رفت) (Kgf)

P: فشار کاری (bar)

A_K: مساحت موثر پیستون (Cm^2)

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

F_E: نیروی فشاری (رفت) (KN)

P: فشار کاری (bar) یا (daN / Cm^2)

A_K: مساحت موثر پیستون (Cm^2)

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

F_R: نیروی فشاری (برگشت) (KN)

P: فشار کاری (bar) یا (daN / Cm^2)

d_1: قطر پیستون (mm)

d_2: قطر دسته پیستون (mm)

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

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

V_E: سرعت رفت جک (m/sec)

V_R: سرعت برگشت جک (m/sec)

Q_P: دبی حجمی پمپ با در نظر گرفتن اتلاف ناشی از نشت (Lit/min)

A_K: مساحت موثر پیستون (Cm^2)

A_R: سطح حلقوی پیستون (Cm^2)

η_{cvol}: راندمان حجمی سیلندر

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

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

t_E: زمان کورس (رفت جک) (Sec)

t_R: زمان برگشت جک (Sec)

A_K: مساحت موثر پیستون (Cm^2)

A_R: سطح حلقوی پیستون (Cm^2)

L: طول کورس جک (mm)

Q_P: دبی حجمی پمپ با در نظر گرفتن اتلاف ناشی از نشت (Lit/min)

نحوه انتخاب پمپهای هیدرولیک

اولین مرحله در انتخاب مدار تغذیه و تعیین پمپ مناسب برای یک کاربرد معین در سیستمهای هیدرولیک، بررسی تقاضاهای فشار/جریان در مدار است. ابتدا منحنی های جریان و فشار در یک سیکل زمانی باید بررسی شود. سپس همزمانی مصرف درالمانهای مختلف تعیین گردد. بدین نحو حداکثر جریان مورد نیاز مشخص میگردد. برای تعیین یک مدار تغذیه مناسب به موارد ذیل باید توجه نمود:

1 -در سایزینگ پمپ ها در عمل باید ($10\ \%$) به دبی تعیین شده از طریق محاسبات تئوریک اضافه نمود.

2 -در انتخاب شیر اطمینان (فشار شکن)، فشار تنظیمی باید ($10\ \%$) بیشتر از فشار کاری سیستم باشد.

هر دو مورد (1) و (2) باعث میشود توان بیشتری در سیستم هیدرولیک تزریق شود.

3 +گر دبی پمپ در یک دور مشخص (مثلا $1500\ rpm$) ارائه شده باشد، برای بدست آوردن دبی پمپ در دور کاری (مثلا $1440\ rpm$) از رابطه زیر میتوان استفاده نمود:

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

که در آن :

n_1: دور تئوریک دوران پمپ (rpm)

n_2: دور کاری (rpm)

Q_{p1} : دبی پمپ در دور تئوریک (lit/min)

Q_{p2} : دبی پمپ در دور کاری (lit/min)

1-Fixed Displacement Gear Pumps

در انتخاب پمپهای دنده ای با جابجایی ثابت موارد ذیل باید در نظر گرفته شود:

1-قطر دهانه های پمپ

قطر دهانه ورودی برای اتصال به خط مکش و دهانه خروجی برای اتصال به خط فشار، باید مشخص گردد. این مشخصه تحت عنوان *Pipe Connection* ارائه میگردد و برای مثال اعداد *2,11/2,11/4,1,3/4,1/2* اینچ میتواند باشد.

2-فشار کاری در خروجی پمپ

این مشخصه تحت عنوان *Operating Pressure-Outlet* و با واحد *bar* ارائه میشود و نشانگر ماکزیمم فشاری است که پمپ قادر به ایجاد آن میباشد. البته لازم به یادآوری است که پمپها ایجاد جریان میکنند و قرار گرفتن یک مانع در برابر این جریان، باعث ایجاد فشار میگردد. فشار کاری معمول برای پمپ های دنده أی به صورت *250,225,200,175,150,100,50,10* بار میباشد.

3-فشار کاری در ورودی پمپ

این مشخصه تحت عنوان *Operating Pressure-Inlet* و با واحد *bar* ارائه میشود و نشانگر محدوده قابل قبول برای اعمال فشار در ورودی پمپ میباشد. ورودی پمپ را به خط مکش وصل مینمایند که توسط آن روغن از منبع به سمت پمپ مکیده میشود. در حقیقت مکش فقط یک کلمه است که برای نشان دادن سمت روغن گیری پمپ بکار

میرود. اصولا مایعات قابل کشیده شدن نیستند بلکه فقط با نیـروی فشـار خـارجی هـل داده میشوند.

قدرت کشش یک پمپ بستگی به میزان اختلاف فشار سمت مکش پمپ و فشار هوای روی سطح مایع دارد. بنابراین حتی اگر یک پمپ بتواند تولید خلا مطلق کند، مقدار ارتفاع کشش مایع آن از حداکثر نیروی فشار جو تجاوز نمیکند و حد نهایی ارتفاع کشش را حداکثر فشار وارده بر سطح مایع از طرف هوای بیرون تعیین میکند و به قدرت پمپ بستگی ندارد از این رو ارتفاع مکش پمپها محدود میباشد و هر چه پمپ نزدیکتر به سطح مایع نصب شود، مایع راحت تر و آسان تر به سمت پمپ رانده میشود و احتمال ایجاد کاویتاسون کمتر میشود. به طور معمول فشار کاری در ورودی پمپ ها بین $-0.3bar$ و $+1.5bar$ میتواند باشد.

4-سرعت دوران پمپ

میزان دبی حجمی روغن که توسط پمپ ایجاد میگردد، تابع سرعت دوران آن میباشد. این سرعت برای پمپها ی مختلف عددی متغیر است. برای مثال بعضی پمپها را میتوان بـا دوری بین $500rpm$ و $5000rpm$ به دوران واداشت. با اینحال معمولا" مشخصات اصلی پمپهـا را در دور بخصوصی $(1450rpm)$ ارائه میکنند.

5-حجم جابجایی روغن

هر پمپ بسته به سرعت دوران خود به ازاء هر دور چرخش چرخدنده ها، مقـدار معینـی از روغن را جابجا میکند. واحدی که برای بیان حجم جابجایی بکار میرود معمـولا cm^3/rev میباشد. حجم جابجایی عددی است که تابع مشخصات ابعـادی چرخدنـده هـا ماننـد قطـر، مدول، پهنا، . . . و همچنین سرعت دوران پمپ میباشد. رنـج معمـول حجـم جابجـایی بـین 3.5 و 100 لیتر بر دور میباشد.

6-دبی موثر

دبی موثر تولیدی توسط یک پمپ باعبارت Q_{eff} مشخص میگردد ومقدار آن در یک سرعت دوران، ویسکوزیته و دمای کاری بخصوص تعریف میگردد. برای مثال در دور $n=1450\ rpm$ ،ویسکوزیته $\nu=36$ cSt و دمای کاری $t=50C^\circ$ ، میزان دبی موثر را برای یک پمپ بر حسب lit/min تعیین مینمایند. به طور معمول محدوده دبی موثر یک پمپ دنده أی بین 2 تا 150 لیتر بر دقیقه میباشد.

7-توان موتور راننده پمپ

پمپهای هیدرولیک معمولا توسط الکترو موتور بکار انداخته میشوند. توان موردنیاز برای دوران پمپ نیز بستگی به سرعت دوران، دمای کاری و ویسکوزیته روغن دارد. در این مورد نیز معمولا توان مورد نیاز را در دور $n=1450\ rpm$ ،ویسکوزیته $\nu=36$ cSt و دمای کاری $t=50C^\circ$ ، بر حسب KW تعیین مینمایند. محده توان مورد نیاز برای پمپ دنده أی بین 1 تا 38کیلو وات میباشد.

8-دمای کاری روغن

برای آنکه پمپ به صورت موثر بتواند دبی مورد نیاز را تامین نماید، دمای روغن در حال انتقال باید در محدوده مشخصی قرار داشته باشد. این محدوه برای روغن های معدنی بین -20 تا $+70$ میباشد.

9-درجه ویسکوزیته

روغنی که پمپ میتواند به صورت موثر منتقل نماید باید دارای درجه چسپندگی بخصوصی باشد. رنج ویسکوزیته معمول برای پمپ های دنده ای بین 5 تا 300 سانتی استوک میباشد.

10-فیلتراسیون

حداکثر ابعاد ذرات خاجی که اجازه ورود به پمپ را دارند باید توسط یک عدد مشخص نمود و سپس ذرات با ابعاد بزرگتر را توسط فیلتر مناسب جمع آوری نمود و مانع ورود آنها به پمپ گردید. بزرگترین ابعاد ذرات خارجی که اجازه ورود به پمپ را دارند معمولا کوچکتر از $25\mu m$ میباشد.

فرمولهای محاسباتی مربوط به پمپ ها

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

Q_P: دبی حجمی پمپ با در نظر گرفتن اتلاف ناشی از نشت (Lit/min)

V: حجم جابجائی (cm^3/rev)

n: سرعت دورانی پمپ (rev/min)

η_{pvol}: راندمان حجمی پمپ

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

η_t: راندمان کلی $(\eta_t = 0.85 \sim 0.95)$

η_{mech}: راندمان مکانیکی

η_{pvol}: راندمان حجمی $(\eta_{pvol} = 0.95)$

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

P_{EM}: توان موتور راننده پمپ (KW)

Q_P: دبی حجمی (Lit/min)

P: فشار کاری (bar)

ηt: راندمان کلی

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

QP: دبی حجمی پمپ با در نظر گرفتن اتلاف ناشی از نشتی (Lit/min)

Q_{th}: دبی حجمی نظری پمپ (Lit/min)

$\eta pvol$: راندمان حجمی با در نظر گرفتن نشتی

شیرهای هیدرولیک

1- شیرهای قطع و وصل

این شیرها به منظور قطع و وصل جریان مایعات استفاده میشوند. مکانیزم کار این شیرها میتواند به صورت نشستنی یا کشویی باشد. شیر قطع و وصل میتواند عبور جریان را به صورت غیر پله أی کم و زیاد نماید.

2- شیرهای کنترل فشار

شیرهای کنترل فشار وسیله أی در سیستم های هیدرولیک میباشند که توسط آنها میتوان فشار سیستم را تعیین، محدود و یا کاهش داد و بطور کل فشار سیستم تحت تاثیر آنها قرار میگیرد.

2-1) شیر محدود کننده فشار

این شیر برای محدود کردن فشار سیستم های هیدرولیکی که بر اساس یک حداکثر میزانی تعیین گردیده است، بکار گرفته میشود و میتواند سیستم را از ازدیاد فشارهایی که در اثر ازدیاد بار در سیستم پدید میاید، حفظ نماید. حداکثر فشار تنظیم شده در این شیر معمولا بیش از حداکثر فشار کاری مصرف کننده میباشد.

2-2)شیر کاهش دهنده فشار (رگولاتور فشار)

برای آنکه فشار ورودی را تقلیل داده و به حد پایین تر معیین برسانیم و همچنین برای اینکه فشار خروجی همیشه حتی در مقابل نوسانات فشار ورودی در حد معینی ثابت بماند، از شیر کاهش دهنده فشار استفاده میگردد.

نکته مهم : به منظور تشخیص علامت مداری بین شیر محدود کننده فشار و شیر کاهش دهنده فشار بایستی به دو نکته توجه نمود.

الف) شیر محدود کننده فشار در موضع سکون بسته است و سیگنال کنترلی از قسمت ورودی میاید.

ب) شیر کاهش دهنده فشار در موضع سکون باز است و سیگنال کنترلی از قسمت خروجی میاید.

2-3) شیر تابع فشار

وقتیکه در یک سیستم هیدرولیک فشار بحد معینی برسد، شیر تابع فشار موجود در مسیر در اثر تابعیت از فشار باز شده و اجازه عبور جریان را به قسمتهای دیگر سیستم میدهد.

3- شیرهای راه دهنده

شیرهای راه دهنده وسیله ای جهت باز کردن و یا بستن مسیر راه یک یا چند جریان بوده که در اثر این عمل، توقف و یا حرکت سیستم شروع میشود.

ساختمان شیرهای راه دهنده به صورت نشستنی و کشویی میباشد. انواع متداول شیرهای راه دهنده به صورت ***2/2 , 3/2 , 4/2 , 4/3 , 5/2 , 5/3*** میباشد.

4- شیرهای یکسو کننده

شیرهای یکسو کننده وسیله ای هستند که اجازه عبور جریان را فقط در یک جهت میدهند و از جهت مقابل مانع عبور جریان میگردند و بدین جهت آنها را شیر بـا مـانع برگشـت نیـز مینامند.

5- شیرهای کنترل شدت جریان

این شیرها وسیله ای هستند که در سیستمهای کنتـرل وظیفـه کنتـرل کـردن شـدت جریـان سیال آن سیستم را دارا میباشند. از انواع این شیرها شیر **گلویی** و **دیافراگمی** میباشد.

نحوه انتخاب شیرهای هیدرولیک (محصولات رکسروت)

1- Check Valves

1-1) Non-Return Valves

Size	*6 to 150*
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* *1200,2000,3000,5000,10000,150 00*
Operating Pressure (bar)	*Up to 315*

Fluid	*Mineral oil, . . .*
Viscosity Range (cSt)	*2.8 . . . 380*
Cracking Pressure (bar)	*0.5,1.5,3,5*

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*
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)*

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*

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*

تعیین میزان افت فشار در لوله و نوع جریان

1- افت فشار در اثر اصطکاک

روغن هیدرولیک در حین عبور از لوله ها، اتصالات و نقاط خم شده در مسیر و . . . ، ایجاد اصطکاک نموده و این اصطکاک باعث ایجاد افت فشار در سیستم میگردد. میزان افت فشار در لوله ها و قطعات اتصالی 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 اصطکاک لوله میباشد، تابع عدد رینولدز است. عدد رینولدز برای 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 داخلی لوله (m)

ρ: جرم حجمی روغن (kg/m^3)

ν: غلظت سینماتیکی (m^2/sec)

η: ویسکوزیته دینامیکی $(Pa.sec)$

R_e: عدد رینولدز (بدون واحد)

2- ویسکوزیته

ویسکوزیته یا چسپندگی عبارتست از اصطکاک داخلی سیال و یا بعبارت دیگر، مقاومت سیال در مقابل جریان یافتن است.ویسکوزیته به دو صورت دینامیکی و سینماتیکی بیان میگردد. ویسکوزیته دینامیکی 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 یک $poise$ برابر با $0.1\ Pa.sec$ میباشد.

ویسکوزیته سینماتیکی در سیستم SI بر حسب سانتی استوک (cSt) بیان میشود. یک سانتی استوک برابر با یک $\frac{mm^2}{sec}$ میباشد. بر اساس استاندارد DIN ویسکوزیته روغنهای هیدرولیک به صورت ارائه شده در جدول زیر میباشد.

جدول (3) – ویسکوزیته روغن

ISO VG	***Viscosity (cSt)***
10	*9-11*
15	*13.5-16.5*
22	*19.8-24.2*
32	*28.8-35.2*
46	*41.4-50.6*
68	*61.2-74.8*
100	*90-110*
150	*135-165*

3- محاسبه عدد رینولدز

از فاکتورهای مهم در محاسبه عدد رینولدز قطر اسمی لوله حامل روغن میباشد. اندازه اسمی مربوط به قطر لوله (DN) در جدول زیر 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*

برای محاسبه عدد رینولدز از روابط زیر میتوان استفاده نمود:

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

که در آن :

ν: ویسکوزیته روغن (cSt)

d : قطر لوله (mm)

V : سرعت روغن (m/sec)

دبی عبوری روغن از لوله را از رابطه زیر میتوان محاسبه نمود:

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

که در آن :

V : سرعت روغن (m/sec)

A : سطح لوله (mm^2)

Q : دبی روغن (lit/min)

از رابطه بالا سرعت روغن در لوله را بر حسب دبی و قطر لوله به صورت زیر میتوان محاسبه نمود:

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

که در آن:

Q : دبی روغن (lit/min)

d : قطر لوله (mm)

V : سرعت روغن (m/sec)

با استفاده از رابطه اخیر عدد رینولدز را به صورت زیر میتوان محاسبه نمود:

$$R_e = \frac{2\times 10^5}{3.\pi}.\frac{Q}{\nu.d}$$

که در آن :

Q : دبی روغن (lit/min)

d : قطر لوله (mm)

ν: ویسکوزیته روغن (cSt)

چنانچه عدد رینولدز که از رابطه بالا محاسبه شود کمتر از 2300 باشد، جریان در لوله به صورت آرام خواهد بود و در نتیجه کمترین افت بواسطه اصطکاک در لوله ایجاد میگردد. اما در صورتی که عدد مذکور بزرگتر از 2300 باشد جریان به صورت مغشوش در میاید و در نتیجه افت فراوانی در لوله بواسطه اصطکاک بوجود خواهد آمد.

4- عوامل موثر در افت فشار

با توجه به موارد ذکر شده، عوامل ایجاد افت فشار در یک سیستم هیدرولیک را به صورت زیر میتوان خلاصه نمود:

1 -نوع جریان (آرام یا مغشوش)

2 -سرعت سیال

3 -قطر لوله

4 -ویسکوزیته روغن

5 -دبی روغن

6 -تغییر سطح لوله

7 -ناهمواری سطح لوله

8 -خم و نقاط اتصالی

9 -نشت روغن

تعیین سایز لوله در سیستمهای هیدرولیک

وظیفه مجموعه سیستم لوله کشی در هیدرولیک انتقال جریان روغن به المانهای مختلف میباشد. در پروسه انتقال، لوله ها تحت تاثیر تنش مکانیکی، حرارتی و خوردگی قرار میگیرند. این تنشها مهمترین عوامل در تعیین سایز و جنس لوله میباشند.

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

1- *Circuit diagram*
2- *Specification*
3- *Pipe inside diameter (Nominal bore)*
4- *Selection of material*
5- *Rated pressure*
6- *Calculation of wall thickness*
7- *Instalation plan*
8- *Calculation of pressure drop*

Larger bore if pressure drop excessive

عوامل موثر در تعیین سایز لوله

پارامترهای موثر در تعیین سایز لوله، **قطر داخلی، ضخامت دیواره و جنس** لوله میباشند. عوامل موثر بر این پارامترها در جداول زیر ارائه شده اند:

قطر داخلی لوله	دبی حجمی
	سرعت جریان
	ویسکوزیته روغن
	افت فشار

ضخامت دیواره لوله	فشار کاری (تنشهای خارجی)
	ضریب اطمینان
	خوردگی داخلی و خارجی
	مقاومت مواد
	دمای محیط کار
	ابعاد استاندارد

جنس لوله	پارامترهای مقاومتی
	پیش شرطهای کاربرد مواد (پرداخت سطح، جوش پذیری، . . .)
	اثر خوردگی
	رنج دمای مجاز

1- محاسبه قطر داخلی لوله

قطر داخلی لوله را از رابطه زیر میتوان محاسبه نمود:

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

که در آن:

Q : دبی حجمی روغن عبوری از لوله (lit/min)

V : سرعت جریان روغن در لوله (m/sec)

d_i : قطر داخلی لوله (mm)

دبی حجمی روغن عبوری از لوله ها بر حسب زمانبندی و میزان مصرف کلیه المانهای موجود در مسیر تعیین میشود. دبی مجاز عبوری از خطوط مکش و فشار بر حسب قطر لوله در جدول زیر ارائه شده است. (لازم بذکر است که $1U.S.gallon = 3.87\ lit$)

جدول (4) - دبی عبوری از خطوط فشار و مکش

قطر لوله (اینچ)	دبی خط فشار (gpm)	دبی خط مکش (gpm)
3/8	5	2
1/2	8-10	3
3/4	25	5
1	40	10
11/4	50	18
11/2	75	35
2	100	75

سرعت جریان روغن در لوله ها را میتوان از جدول زیر استخراج نمود:

جدول (5) – سرعت روغن در خطوط هیدرولیک

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

اندازه های استاندارد قطر داخلی لوله ها در جدول زیر بر حسب(mm) ارائه شده است:

DN	3	4	6	8	10	12	15	20	25
32	40	50	65	80	100	125	150	200	250
300	350	400	450	500	600	700	800	900	

قطر لوله های مربوط به مسیرهای فرمان معمولا 1/8 و 1/4 اینچ و مسیر مربوط بـه گـیج هـا 1/16 اینچ انتخاب میشود.

2- تعیین جنس لوله

اصولا تعیین جنس مواد سازنده لوله بر مبنای میزان مقاومت مورد نیاز میباشد. لوله های بکار رفته شده در هیدرولیک معمولا بدون درز میباشند مگر در خطوط مربوط به مکش یا برگشت روغن.

جنس لوله های هیدرولیک معمولا *St37.0,St37.4,St52.4,St35* و . . . میباشد.

جنس لوله هیدرولیک باید به نوعی باشد که فشارهای اعمالی به آن را بتواند تحمل کند.

فشارهای نامی هیدرولیک در ادامه ارائه شده است:

جدول (6) - فشارهای نامی در هیدرولیک (*bar*)

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

محاسبه ضخامت دیواره لوله های تحت فشار

محاسبه ضخامت دیواره لوله بر مبنای میزان فشار اعمالی در لوله انجام میپذیرد. تنش های اعمالی در لوله را در سه Case مختلف به صورت ذیل میتوان طبقه بندی نمود.

Case I: تنشهای حالت پایدار تا ماکزیمم دمای 120 درجه

Case II: تنشهای حالت پایدار برای دمای بالای 120 درجه

Case III: تنشهای تکراری

برای محاسبه میزان ضخامت دیواره لوله از فرمولهای جدول زیر استفاده میشود.

جدول (7) – فرمولهای محاسبه ضخامت لوله

Application limits	Type of stress	Formulae For theorethical wall thickness
$d_o/d_i \leq 1,7$ Temperature ≤ 120ºC	I, primarily steady-state	$t = \frac{d_i \cdot p}{20\frac{K}{S} \cdot v - 2p}$ (1)
a) $d_o/d_i \leq 1,7$ Temperature > 120ºC *b)* $d_o/d_i \geq 1,1$ *and* $\leq 1,7$ Temperature < 120ºC	II, primarily steady-state	$t = \frac{d_i \cdot p}{(20\frac{K}{S} - p) \cdot v}$ (2)
$d_o/d_i \leq 1,7$	III, repeated	t according to formulae (1) $t = \frac{d_i \cdot (p_u - p_d)}{20\frac{K}{S} - 3 \cdot (p_u - p_d)}$ (3) Use t_{max} from a) and b)

که در آن:

S: ضریب اطمینان میباشد که در حالتهای مختلف اعمال فشار در لوله بین 1.5 تا 1.8 در نظر گرفته میشود.

K: ضریب مقاومت لوله میباشد. این ضریب برابر تنش تسلیم فولاد مربوط به لوله در نظر گرفته شده و بر حسب N/mm^2 بیان میشود.

t: ضخامت جداره لوله (mm)

d_o: قطر خارجی لوله (mm)

d_i: قطر داخلی لوله (mm)

p: فشار کاری سیستم (bar)

p_d , p_u: حداکثر و حداقل فشار موجود در سیستم (bar)

v: ضریب اثر جوش که بسته به نحوه و میزان بازرسی جوش بین 0.5 تا 1 در نظر گرفته میشود.

مراحل تعیین سایز لوله

a) خطوط مکش و برگشت

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

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 داخلی مناسب تعیین میگردد.

2- با استفاده از جداول مشابه جدول ذیل اولین اندازه مساوی یا بزرگتر از مقدار محاسبه شده را تعیین مینمائیم. بدین صورت ضخامت لوله (T) و قطر خارجی آن (d_o) نیز تعیین میگردد.

جدول (8) – مشخصات لوله های تحت فشار

Tube 4 to 16 mm				Tube 18 to 42 mm			
d_o	T	d_i	PN	d_o	T	d_i	PN
4	1,0	2	400	18	1,5	15	160
6	1,0	4	320	20	3,0	14	320

6	1,5	3	400	22	2,0	18	160
8	1,5	5	320	25	3,0	19	250
10	1,5	7	320	25	4,0	17	320
10	2,0	6	400	28	3,0	22	160
12	1,5	9	160	30	4,0	22	250
12	2,0	8	320	35	3,0	29	160
12	3,0	6	400	38	4,0	30	160
15	1,5	12	160	38	5,0	28	250
16	2,5	11	320	42	3,0	36	160

3- با توجه به تنشهای موجود در سیستم هیدرولیک و دمای کاری سیستم از فرمول مناسب در جدول (7) استفاده نموده و مقدار t را محاسبه می نمائیم.

4- مقدار $\frac{d_\circ}{d_i}$ را با استفاده از مقادیر مرحله (2) چک نموده، در صورت نیاز لوله دیگری انتخاب مینمائیم.

5- مقدار واقعی ضخامت مورد نیاز برای لوله را با استفاده از فرمول ذیل بدست می آوریم:

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

که در آن:

t: ضخامت محاسبه شده از فرمولهای جدول (7) به (mm) میباشد.

C_1: ضریب مربوط به تلرانسهای ساخت لوله و معمولاً برابر 15 میباشد.

C_2: ضریب مربوط به سایش و خوردگی است که در صورت وجود خوردگی برابر $1mm$ و در صورت نبود خوردگی آن را برابر صفر در نظر میگیریم.

6- در صورتیکه t_{ac} از مقدار انتخاب شده T کوچکتر باشد، مقدار T را به عنوان ضخامت مناسب لوله در نظر میگیریم. در غیر این صورت از یک سایز با ضخامت بالاتر استفاده مینمائیم.