به نام خدا

هیدرولیک

و

پنوماتیک

فصل اول- کلیات

مقدمه:

استفاده از سیالات برای انتقال و یا تبدیل انرژی به صدها سال پیش باز می گردد، زمانیکه از آسیاب‌های بادی برای آسیاب کردن غلات و از چرخهای آبی برای تبدیل انرژی پتانشیل آب به حرکت دورانی استفاده می‌شد. با پیشرفت تکنولوژی و افزایش کاربرد ماشین موضوعات دیگری چون سهولت انجام کار، فرسایش، سر و صدا، هزینه کمتر و مسائلی از این قبیل موضوع کار طراحی قرار گرفتند. استفاده از سیستم هیدرولیک تا حد زیادی مکشلات فوق را از بین می‌برد، لذا روزبروز جایگزین روش‌های دیگر انتقال توان می گردند.

ریشه لغت هیدرولیک یونانی است. تقریباً به معنی «چیزی که از آب استفاده می کند» و یا دقیقاً به معنای آب و لوله‌ها می‌باشد، از زمانیکه یکسانی رفتار آب با سیالات دیگر تحقق گشت، واژه هیدرولیک چنین معنی شده است، علم رفتار فیزیکی سیالات، لاکن در مهندسی تعریف مذکور اندکی تعدیل یافته و بصورت زیر درآمده است:

استفاده از سیالات برای تبدیل و انتقال انرژی

در صنعت عملاً به جای آب از روغن استفاده می‌شود و اینجاست که واژه هیدرولیک روغنی را در مقابل هیدرولیک آب که کاربردی جداگانه در هیدروتکنولوژی دارد، بکار می‌برند، صنعت در رشته‌های مختلف از انرژی هیدرولیکی بطور وسیعی استفاده می‌نماید. بطور مثال در ماشینهای مته کاری، تراش، ماشینهای راهسازی، پرسها و....

۱- هیدرولیک

مکانیک علمی است که در مورد سکون یا حرکت اجسام تحت تاثیر نیروها بحث می‌نماید. مکانیک سیالات شاخه ای از علم مکانیک است که به مطالعه سیالات تراکم‌پذیر[۱] و سیالات غیرقابل تراکم‌پذیر[۲] می‌پردازد. علم مطالعه سیالات غیرقابل تراکم، هیدرولیک[۳] و یا هیدرومکانیک[۴] نامیده می‌شود.

* هیدرولیک خود به دو شاخه هیدروستاتیک و هیدرودینامیک تقسیم می‌شود. در سیستم‌های هیدروستاتیکی فشار بالا و سرعت کم ولی در سیستم‌های هیدرودینامیکی فشار کم و سرعت زیاد می‌باشد. اکثر سیستم‌های هیدرولیکی مورد استفاده، سیستم‌های هیدروستاتیکی می‌باشند.

۱-۱- مزایای کاربرد سیستم هیدرولیک

۱- تولید و انتقال نیروهای قوی توسط قطعات کوچک هیدرولیکی، که دارای وزن کمتری بوده و نسبت وزنی آنها به دستگاههای الکتریکی یک به ده می‌باشد.

۲- نصب ساده قطعات به علت استاندارد بودن آنها.

۳- تبدیل ساده حرکتی دورانی به حرکتی خطی اسیلاتوری (رفت و برگشتی).

۴- قابلیت تنظیم و کنترل قطعات هیدرولیکی.

۵- استارت حرکت قطعات کار کننده هیدرولیکی، در موقعیکه زیر بار قرار گرفته باشند، امکانپذیر است.

۶- امکان سریع معکوس کردن جهت حرکت.

۷- قابلیت تنظیم غیر پله‌ئی نیرو، فشار، گشتاور و سرعت قطعات کار کننده.

۸- ازدیاد عمر کاری قطعات هیدرولیکی در اثر موجودیت روغن در این قطعات.

۹- مراقبت ساده دستگاهها، تاسیسات هیدرولیکی توسط مانومتر.

۱۰- امکان اتوماتیک کردن حرکات.

۱-۲ - معایب کاربرد سیستم هیدرولیک:

در مقابل این مزایا، البته سیستم هیدرولیک دارای معایبی نیز می‌باشد که طراحان بایستی با آنها آشنا گردند، البته لازم به تذکر است که بزرگترین عیب هیدرولیک، افت فشار می‌باشد که در حین انتقال مایع فشرده پدید می آید. معایبی به شرح ذیل را می‌توان برشمرد:

۱- خطر در موقع کار با فشارهای قوی. لذا توجه بیشتری به محکم وجفت شدن مهره ماسوره‌ها با لوله‌ها و دهانه تغذیه و مسیر کار قطعات کار کننده نمود.

۲- راندمان کمتر مولدهای نیروی هیدرولیکی نسبت به مولدهای نیروی مکانیکی بعلت نشت روغن و همچنین افت فشار در اثر اصطکاک مایعات در لوله‌ها و قطعات.

۳- به علت قابلیت تراکمی روغن (در حد کم) و همچنین نشت آن، امکان هماهنگ کردن جریان حرکات بطور دقیق میسر نمی‌باشد.

۴- گرانی قطعات در اثر بالا بودن مخارج تولید.

۱-۱ - کاربرد

کاربرد هیدرولیک امروز در اغلب صنایع و کشاورزی متداول است، بطوریکه نمونه‌های آن را می‌توان در: ماشینهای ابزار، پرس‌سازی، تاسیسات صنایع سنگین، ماشین‌های راه و ساختمان و معادن، هواپیماسازی، کشتی‌سازی و ادوات و وسائل کشاورزی (ماشینهای کشاورزی) مشاهده نمود.

۱ خواص سیالات هیدرولیکی

روغن تنها ماده مهمی است که در سیستم هیدرولیکی کار انجام می‌دهد. ویژگیهای روغن هیدرولیکی روی اثر روی عملکرد تجهیزات و عمر آن می‌باشد. مهم است که روغن بسیار تمیز و دارای کیفیت بالا باشد تا برای دستیابی به عملکرد مناسب سیستم کمک نماید. اساساً روغن هیدرولیکی یا یک سیال هیدرولیکی بایستی چهار وظیفه ذیل را به انجام رساند:

۱ـ توان را منتقل می‌نماید.

۲ـ قطعات متحرک را روغنکاری کند.

۳ـ قطعات جفت شونده را باهم آب‌بندی نماید.

۴ـ حرارت را به محیط انتقال دهد.

برای بدست آوردن یا انجام دادن چنین وظایفی از لحاظ عملی و ایمنی و هزینه، یک سیال یا روغن هیدرولیک بایستی دارای خواص ذیل باشد.

۱ـ روغنکاری خوب

۲ـ ویسکوزیته مطلوب

۳ـ خاصیت شیمیایی ثابت

۴ـ قابلیت تطابق با مواد سیستم

۵ـ داشتن مدول حجمی زیاد

۶ـ مقاوم در مقابل حرارت

۷ـ توانایی انتقال حرارت خوب

۸ـ دانسیته کم

۹ـ کف نکردن

۱۰ـ سمی نبودن

۱۱ـ فراریت کم

۱۲ـ ارزان بودن

۱۳ـ در دسترس بودن فوری

۵ـ۱ مفاهیم اولیه فیزیکی

- جرم و وزن

جرم یک جسم کمیت موادی است که حجم را دربر می گیرند. ولی وزن یک جسم نیرویی است که از طرف جاذبه زمین برآن اثر می کند. رابطه وزن و جرم چنین است:

$$W=m.g \qquad 1-1$$

در این رابطه g شتاب ثقل است که در دستگاه متریک آنرا برابر با $9/8 \frac{m}{s^2}$ در نظر می گیرند. در سیستم انگلیسی مقدار g برابر $32/2 \frac{ft}{s^2}$ می‌باشد.

-وزن مخصوص

وزن واحد حجم جسم را وزن مخصوص آن جسم می‌نامند که در دستگاه متریک $\frac{N}{m^3}$ و در دستگاه انگلیسی برابر با $\frac{lb}{ft^3}$ می‌باشد و آنرا با γ نمایش می‌دهند.

- چگالی یا دانسیته

نسبت وزن یا جرم یک جسم به وزن یا جرم آب هم حجم آن جسم در دمای 4^{oC} می‌باشد و آنرا با S_g نمایش می‌دهند. چگالی روغن به ترتیب زیر بدست می‌آید:

$$S_{gOil}=\frac{\gamma_{oil}}{\gamma_{water}}$$

توجه کنید که چگالی فاقد دیمانسیون می‌باشد.

- جرم مخصوص

مقدار حجم در واحد حجم جسم را جرم مخصوص آن جسم می‌نامند.

- نیرو

یک نیرو با راستا، جهت، اندازه و نقطه اثر خود مشخص و تعریف می‌شود و برحسب نیوتن (N)، کیلوگرم نیرو (KgF) و پوند نیرو (lbF) بیان می گردد.

- فشار

نیرویی که بر واحد سطح وارد می‌شود، فشار نام دارد که برحسب بار، پاسکال و psi بیان می گردد. روابط این سه واحد با یکدیگر بترتیب زیر می‌باشد.

$$1bar = 1kg\frac{F}{cm^2} = 10^5\frac{N}{m^2} = 10^5 Pa = 14/5\frac{lb}{in^2}$$

$$1atm = 1/0133 \times 10^5 Pa = 1/0133 bar$$

- حرکت

تغییر وضع جسم را نسبت به یک نقطه ثابت، حرکت آن جسم می‌نامند. چون نقطه ثابت خود وضعیت نسبی دارد، بنابراین خود حرکت، مساله‌ای نسبی تلقی می گردد.

- سرعت

اندازه حرکت جسم را نسبت به زمان (در واحد زمان)، سرعت آن جسم می‌نامند. واحد سرعت متر بر ثانیه $\frac{m}{s}$ و فوت بر ثانیه $\frac{ft}{s}$ می‌باشد.

- شتاب

اندازه تغییرات سرعت جسم در واحد زمان را شتاب آن جسم می‌نامند که برحسب $\frac{ft}{s^2}$ و $\frac{m}{s^2}$ بیان می گردد.

- کار

اگر جسمی براثر نیروی وارده تغیر مکان دهد. مقدار انرژی تبدیل شده در فاصله تغییر مکان را کار انجام یافته توسط آن جسم می‌نامند.

$$W = F.L$$

واحد کار نیوتن متر یا ژول (J) می‌باشد.

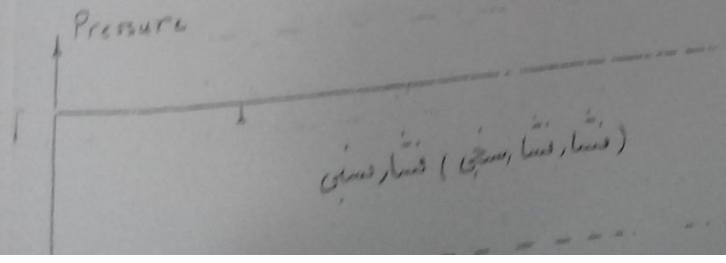
- توان یا قدرت

کار انجام یافته در واحد زمان را قدرت می‌نامند. $P = \frac{W}{t}$

واحد توان وات (W) یا کیلو وات (KW) و یا اسب بخار (hp) می‌باشد.

- فشار مطلق، فشار جو و فشار نسبی

شکل ۱-۱ رابطه این سه فشار را نشان می دهد.



- قانون پاسکال

این قانون بیان می کند که فشار وارد بر یک نقطه از مایع عیناً به تمام نقاط آن مایع منتقل می گردد.

۱-۶-۹- ویسکوزیته

- ویسکوزیته

شاید ویسکوزیته مهمترین خاصیت یک سیال هیدرولیکی باشد. ویسکوزیته میزان مقاومتی است که سیال در مقابل حرکت از خود نشان می‌دهد. ویسکوزیته زیاد نتایج ذیل را در بر خواهد داشت:

۱- مقاومت زیاد به جریان یافتن که سبب بطئی شدن کار خواهد شد.

۲- افزایش تلفات انرژی ناشی از تلفات اصطکاکی.

۳- افت فشار در شیرها، لوله‌ها و شیلنگ‌ها.

۴- افزایش حرارت که به علت اصطکاک ایجاد می گردد.

ویسکوزیته کم نیز باعث افزایش نشتی در درزگیرها و سایش زیاد که ناشی از شکسته شدن فیلم روغن بین قطعات متحرک می گردد.

۱-۷ انرژی و توان در سیستمهای هیدرولیکی

در یک سیستم هیدرولیک، سیال در یک فشار پائین‌تر از فشار اتمسفریک وارد پمپ می‌شود که فشار مکش نامیده می‌شود. هنگامیکه سیال از داخل پمپ عبور می کند انرژی پتانسیل آن افزایش می‌یابد که بطور بدیعی در افزایش فشار آن مشخص می گردد. مقداری از این انرژی در اثر اصطکاک به هنگام عبور از میان لوله‌ها، شیرها و بست‌ها تلف می گردد این تلفات انرژی اصطکاکی انرژی حرارتی را بالا برده که قابل اندازه گیری است.

تلفات انرژی ناشی از اصطکاک در بخشهای بعدی مورد بررسی قرار خواهد گرفت در یک ابزار مصرف کننده توانا (کارانداز هیدرولیکی) انرژی باقیمانده به بار اعمال می‌شود تا کار مفید انجام شود. این سیکل

اساساً در هر سیستم توان سیالی می‌باشد. انرژی توسط پمپ به سیستم افزوده می‌شو
و توسط کار انداز به هنگامی که یک بار خارجی را حرکت می‌دهد، از سیستم خارج می گردد.

۱-۷-۱- کاربرد قانون پاسکال

در اینجا یکی از کاربردهای قانون پاسکال را مورد بررسی قرار خواهیم داد. مطابق شکل ۲-۱ که یک جک
هیدرولیکی را نشان می‌دهد می‌توان با استفاده از قانون پاسکال محاسبات مربوط به آن را انجام داد.

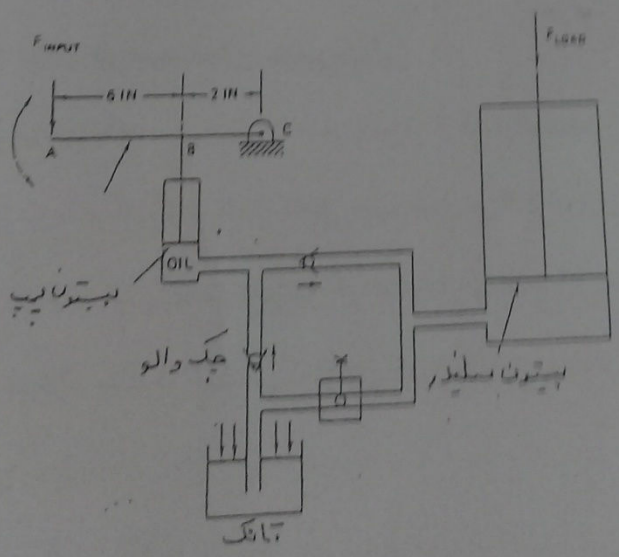
با توجه به شکل ۲-۱ اگر اپراتور در عرض یک ثانیه یکبار دسته را بالا و پائین ببرد و قطر پیستون پم
۱ in و قطر سیلندر بلند کننده بار ۳/۲۵ باشد و نیروی دست اپراتور بطور متوسط ۲۵lb باشد مطلوبست

۱- میزان باری که می‌تواند بلند شود.

۲- تعداد سیکل‌های لازم جهت بالا بردن بار به اندازهٔ ۱۰ in (با فرض عدم نشتی). کورس پیستون پم
۷ in است.

۳- توان خروجی با فرض بازده ۱۰۰٪ چقدر است؟

۴- توان خروجی با فرض بازده ۸۰٪ چقدر است؟



شکل ۲-۱ : جک هیدرولیکی

$$F_{rod} = \frac{۸}{۲} \times F_{input} = \frac{۸}{۲}(۲۵) = ۱۰۰lb$$

$$P = \frac{F_{rod}}{A_{pumpPiston}} = \frac{۱۰۰}{(\frac{\pi}{۴})(۱)^۲ in^۲} = ۱۲۷\ psi$$

$$F_{load} = P.A_{loadPiston} = (۱۲۷)\frac{lb}{in^۲}\left[\frac{\pi}{۴}(۳/۲۵)^۲\right]in^۲$$

$$F_{load} = ۱۰۵۵lb$$

$$(A \times S)_{pumpPiston} \times (no.of.cycles) = (A \times S)_{loadPiston}$$

$$(\frac{\pi}{۴})(۱)^۲ \times ۲in \times (no.of.cycles) = \frac{\pi}{۴}(۳/۲۵)^۲ in^۲ \times ۱۰in$$

$$۱/۵۷in^۳ \times (no.of.cycles) = ۸۲/۷in^۳$$

$$(no.of.cycles) = ۵۲/۷$$

$$P = \frac{F_s}{t} = \frac{(1055lb)(\frac{10}{12}\ ft)}{52/7\ \sec} = 16/7\ ft.\frac{lb}{\sec}$$

$$Hp = \frac{16/7}{550} = 0/030hp \qquad Hp = (0/80)(0/030) = 0/024hp$$

۲-۷-۲- معادله برنولی

معادله برنولی را می‌توان با بکار بردن حفظ انرژی سیستم در یک لوله هیدرولیکی مطابق شکل ۳ـ۶ بدست آورد. هر گاه وزن سیال را در نقاط در نظر بگیریم که در هر دو نقطه دارای ارتفاعهای Z_1 و Z_2 فشارهای p_1 و p_2 و سرعت های V_1 و V_2 می‌باشند، با انتخاب یک صفحه مرجع مطابق شکل می‌توان مقادیر مختلف انرژی را بصورت زیر نوشت:

نوع انرژی	نقطه ۱	نقطه ۲
پتانسیل	wz_1	wz_2
فشار	$w\frac{p_1}{\gamma}$	$w\frac{p_2}{\gamma}$
جنبشی	$w\frac{v_1^2}{2g}$	$w\frac{v_2^2}{2g}$

دانیل برنولی دانشمند ایتالیایی قرن هفدهم، با توجه دادن به این نکته مهم که کل انرژی عبوری در نقاط ۲ و ۱ با همدیگر برابر است، معادله خود را بصورت زیر فرموله نمود:

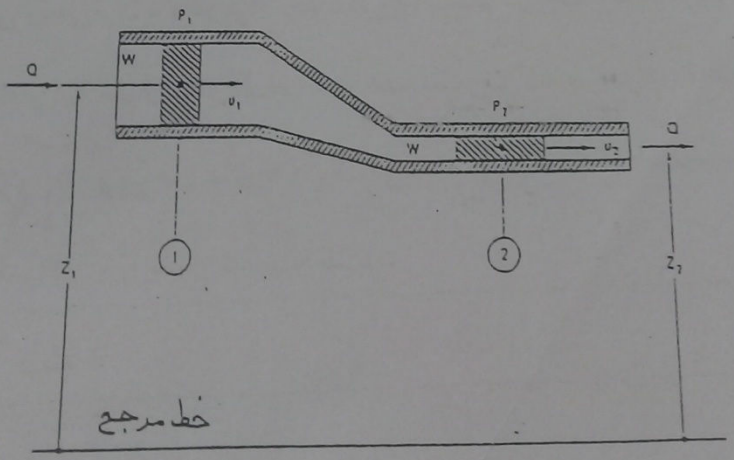
$$wz_1 + w\frac{p_1}{\gamma} + w\frac{v_1^2}{2g} = wz_2 + \frac{wp_2}{\gamma} + \frac{wv_2^2}{2g}$$

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

هرگاه $z_1 = z_2$ باشد، خواهیم داشت:

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

$$(p_1 - p_2) = \frac{\gamma}{2g}(v_2^2 - v_1^2)$$



شکل ۳-۱ : لوله جهت توضیح معادله برنولی

حل معادله برنولی را می‌توانیم تصحیح نمائیم، با حساب آوردن تلفات اصطکاکی (H_L) که بین دو نقطه ۲و۱ روی می‌دهد و H_p که نمایانگر انرژی داده شده به سیستم توسط پمپ باشد و H_m انرژی مصرف شده توسط موتور هیدرولیکی باشد، خواهیم داشت:

$$z_1+\frac{p_1}{\gamma}+\frac{v_1^2}{2g}+Hp-H_m-H_L=z_2+\frac{p_2}{\gamma}+\frac{v_2^2}{2g}$$

حال با حل یک مثال یک نمونه از کاربرد این معادله را بیان خواهیم کرد.

مثال: برای سیستم هیدرولیکی نشان داده شده در شکل ۴ـ۱ معلومات ذیل داده شده است:

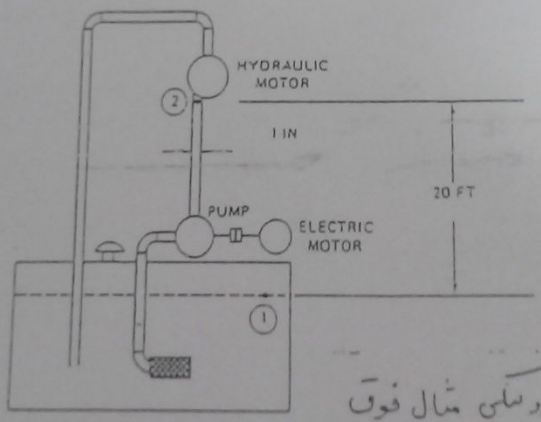
۱ـ پمپ ۵ اسب بخار به سیال توان می‌دهد.

۲ـ دبی پمپ ۳۰gpm است.

۳ـ قطر داخلی لوله ۱ in است.

۴ـ دانسیته روغن g ۰.۹ است.

۵ ـ اختلاف ارتفاع بین نقاط ۲و۱، ۲۰ft است و تلفات اصطکاکی $H_L=30\,ft$.



شکل ۴ـ۱ سیستم هیدرولیکی مثال فوق

حل ـ با نوشتن معادله برنولی بین نقاط ۲و۱ خواهیم داشت:

$$z_1+\frac{p_1}{\gamma}+\frac{v_1^2}{2g}+Hp-H_m-H_L=z_2+\frac{p_2}{\gamma}+\frac{v_2^2}{2g}$$

$$v_1=0\ ,\quad H_L=30\,ft\ ,\quad H_m=0\ ,\quad z_2-z_1=20\,ft\ ,\quad P_1=0$$

$$z_1+0+0+H_p-0-30=z_2+\frac{p_2}{\gamma}+\frac{v_2^2}{2g}$$

$$\frac{p_2}{\gamma} = (z_1 - z_2) + H_p - \frac{v_2^2}{2g} - 30$$

$$\frac{p_2}{\gamma} = H_p - \frac{v_2^2}{2g} - 50$$

$$H_p = \frac{3950(5)}{(30)(0/9)} \Rightarrow 732\,ft$$

$$Q(\frac{ft^3}{\sec}) = \frac{Q(gpm)}{448} = \frac{30}{448} = 0/0668$$

$$v_2(\frac{ft}{\sec}) = \frac{Q(\frac{ft^3}{\sec})}{A(ft^2)}$$

$$A(ft^2) = \frac{\pi}{4}(Dft)^2 = \frac{\pi}{4}(\frac{1}{12}\,ft)^2 = 0/00546\,ft^2$$

$$v_2 = \frac{0/0668}{0/00546}\frac{\frac{ft^3}{\sec}}{ft^2} = 12/2\frac{ft}{\sec}$$

$$\frac{v_2^2}{2g} = \frac{(12/2)^2}{64/4} = 2/4\,ft$$

$$\frac{p_2}{\gamma} = 732 - 2/4 - 50 = 679/2\,ft$$

$$p_2 = (679/2).\gamma \qquad \gamma = S_g.\gamma_{water} = (0/9)(62/4)$$

$$p_2 = 38200\frac{lb}{ft^2}$$

$$p_2 = \frac{38200}{144} \Rightarrow p_2 = 265\,psi$$

۱ـ۲ پمپ

در یک سیستم هیدرولیک پمپ به منزله قلب سیستم می‌باشد که ایجاد جریان در مایع نموده و آنرا در تمام سیستم به حرکت درمی‌آورد. تمامی پمپهایی که در سیستم‌های هیدرولیک مورد استفاده قرار می‌گیرند از دو گروه خارج نیستند: پمپهای با دبی ثابت و پمپهای با دبی متغیر.

و یک نوع دیگر طبقه‌بندی پمپها توسط صنایع پمپ‌سازی صورت می‌گیرد که در این طبقه‌بندی پمپ‌ها را به دو نوع پمپهای با جابجائی غیرمثبت و پمپ‌های با جابجائی مثبت تقسیم بندی می‌کنند. پمپ‌های با جابجائی غیرمثبت عموماً در کاربردهای دبی بالا ـ فشار کم مورد استفاده قرار می‌گیرد. از این نوع پمپ‌ها در سیستم‌های هیدرولیک خیلی کم استفاده می‌شود. حداکثر فشار کاری این پمپ‌ها بین ۳۰۰-۲۵۰ psi است. این پمپ‌ها در ابتدا برای جابجائی سیال از نقطه‌ای به نقطه‌دیگر مورد استفاده قرار گرفتند.

پمپ‌های با جابجائی مثبت اکثراً در سیستم‌های هیدرولیک مورد استفاده قرار می‌گیرند. این پمپ‌ها میزان مایع ثابتی را به ازاء هر دور گردش محور پمپ به مدار می‌فرستند. همچنین این پمپ‌ها قادرند که بر فشارهای تولید شده که در اثر بارهای مقاوم بوجود می‌آید، غلبه نمایند این پمپها نسبت به پمپهای با جابجائی غیرمثبت دارای مزایای ذیل هستند.

ـ فشار کاری بالا تا حدود psi ۱۰۰۰۰ و بالاتر.

ـ حجم و جور بودن

ـ بازده حجمی بالا

ـ تغییر بسیار کم بازده در محدوده‌های فشار کاری.

ـ انعطاف‌پذیری زیاد عملکرد (در رنج وسیعی از محدوده فشار قادر به کار می‌باشند).

۱ـ۱ـ۲ انواع پمپ‌های با جابجائی مثبت

۱-پمپ‌های دنده‌ای

۲-پمپ‌های پره‌ای

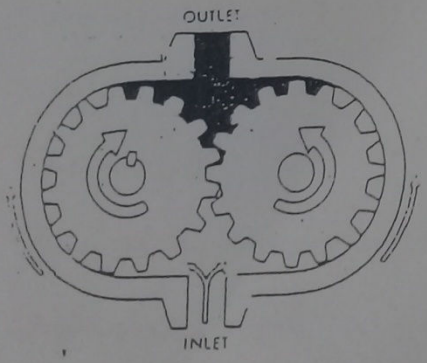
۳-پمپ‌های پیستونی

۲-۱-۲ پمپ دنده‌ای

این نوع پمپ‌ها به دو نوع پمپ‌های دنده ای داخلی و پمپ‌های دنده خارجی تقسیم‌بندی می‌شوند. این پمپ ها از دو دسته دیگر دارای ساختمانی ساده‌تر و قیمت ارزانتر می‌باشد. بدین خاطر کاربرد وسیعی دارند. این پمپ‌ها دارای دبی ثابتی هستند و در سیستمهای هیدرولیکی مرکز باز و مرکز بسته بعنوان پمپ کمکی بکار می‌روند.

-پمپ دنده خارجی

شکل ۱-۲ کارکرد این پمپ را نشان می‌دهد. جریان توسط حمل کردن روغن بین دنده‌های دوچرخدنده درگیر ایجاد می گردد. یکی از چرخدنده‌ها به محور محرک یک موتور اولیه اتصال یافته است. چرخدنده دوم از طریق چرخدنده اول شروع به گردش می‌نماید. جریان سیال از یک طرف وارد پمپ شده و از طرف دیگر خارج می گردد. برای بدست آوردن میزان جریان تئوری از واژه‌های ذیل استفاده کرده و محاسبات فنی مربوط به این نوع پمپ را انجام می‌دهیم.



شکل ۱-۲: پمپ دنده خارجی

D_o= قطر خارجی چرخدندانه (in.)

D_i = قطر داخلی چرخدندانه (in.)

L = عرض چرخدندانه (in.)

V_D = جابجائی حجمی پمپ $(\frac{in^3}{rev})$

N = در محور پمپ.

Q_T = دبی تئوری پمپ.

از ژئومتری چرخدنده، جابجائی حجمی پمپ به شرح ذیل بدست می‌آید:

$$v_D = \frac{\pi}{4}(D_o^2 - D_i^2)L \qquad ۲-۱$$

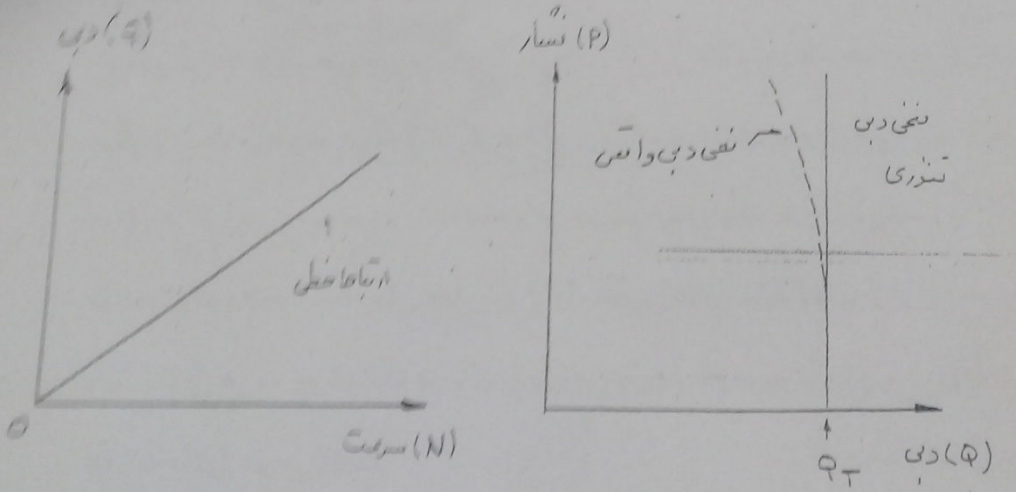
دبی تئوری بصورت زیر برابر است با:

$$Q_t(\frac{in^3}{min}) = v_D(\frac{in^3}{rev}).N(rpm) \qquad ۲-۲$$

از آنجائیکه $1gal = 231in^3$ است خواهیم داشت:

$$Q_t(gpm) = \frac{v_D.N}{231} \qquad ۲-۳$$

معادله ۳-۲ نشان می‌دهد که دبی پمپ مستقیماً با سرعت محور پمپ ارتباط دارد. از اینرو، دبی تئوری در یک سرعت مفروض ثابت است. معنی‌های شکل ۲-۲ ارتباط دبی با فشار و سرعت را نشان می‌دهند.



شکل ۲-۲ : رابطه دبی با فشار و سرعت

* مثال ۱-۲ : یک پمپ دنده‌ای دارای دو چرخدنده با قطر خارجی 3-in و قطر داخلی 2-in و ضخامت 1-in می‌باشد. اگر دبی واقعی پمپ در دور 1800 rpm و فشار مشخصه برابر 28 gpm باشد، بازده حجمی را بدست آورید.

$$v_D = \frac{\pi}{4}\left[(3)^2 - (2)^2\right](1) \cong 3/93 in^3$$

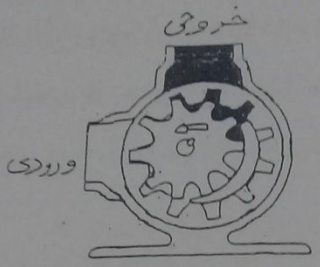
$$Q_T = \frac{v_D . N}{231} = \frac{(3/93)(1800)}{231} = 30/6 gpm$$

$$\eta = \frac{28}{30/6} \times 100 \Rightarrow \eta = 91/3\%$$

- پمپ دنده داخلی

این پمپ مطابق شکل ۲-۳ از دو عدد چرخدنده تشکیل یافته است، دنده داخلی که کوچکتر است و در گیر با محور محرکه می‌باشد، دنده دیگر بزرگتر و در اطراف دنده کوچکتر و بصورت خارج از مرکز نسبت به آن قرار دارد که از یک طرف درگیر با دنده کوچکتر می‌باشد. در حد فاصل این دو چرخدنده، یک جدا کننده هلالی شکل وجود دارد. این دنده‌ها و جدا کننده‌ها در داخل محفظه پمپ قرار دارند. این محفظه دارای یک ورودی و یک خروجی برای روغن می‌باشد. هنگامیکه پمپ بکار می‌افتد چرخدندهٔ کوچکتر می‌چرخد و چون درگیر با چرخدندهٔ بزرگتر است آنرا نیز می‌چرخاند. دندانه‌های هر کدام از این چرخدندانه‌ها در محل ورودی روغن مقداری روغن را برداشته و بین خود و جدا کننده هلالی شکل حبس کرده و آنرا به طرف خروجی پمپ منتقل می کنند. در این قسمت دندانه‌های دو چرخدنده بتدریج بهم دیگر نزدیک می‌شوند. در محل درگیری مانع از برگشت بطرف ورودی می‌شوند و با تکرار این عمل روغن از خروجی پمپ بیرون رانده شده و در سیستم هیدرولیک جریان می‌یابد.

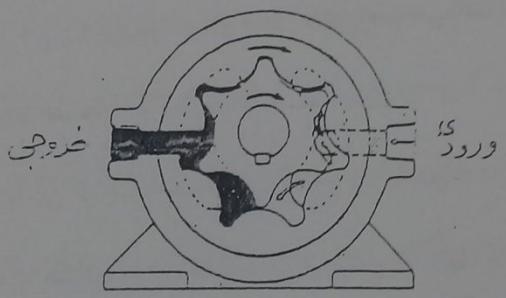
همانطوریکه ملاحظه شد روش عمل با نوع اول تفاوتی ندارد شاید تنها فرق از این نظر باشد. که در پمپ دنده داخلی هر دو چرخدندانه در یک جهت می‌چرخند. در صورتیکه در نوع دنده خارجی جهت چرخش دنده‌ها عکس هم می‌باشند.



شکل ۳-۲ : پمپ دنده داخلی

۸٪ - پمپ روتوری

در یک نوع پمپ هیدرولیکی که نوع تغییر یافته‌ای از پمپ دنده داخلی می‌باشد و بنام پمپ هیدرولیکی نامیده می‌شود، یک روتور کوچک وجود دارد که محور حرکت به آن وصل است و یک روتور خارجی و بزرگی نیز دیده می‌شود که نسبت به روتور داخلی بطور خارج از مرکز قرار گرفته است. روتورهای خارجی و داخلی دارای دندانه‌هایی هستند که لبهٔ آنها صاف و گرد می‌باشد. همانطوریکه در شکل ملاحظه می‌شود، در حد فاصل روتورها جدا کننده‌ای وجود ندارد. چرخش روتور داخلی باعث چرخش روتور بیرونی گشته، روغن از ورودی پمپ وارد شده و بطرف خروجی آن منتقل می‌گردد و سپس از پمپ خارج می‌شود.



شکل ۴-۲ : پمپ روتاری

۳-۲-۱- پمپ‌های پره‌ای

این پمپ‌ها معمولاً دارای حجم بزرگی هستند و بصورت تکی و یا دوتایی و حتی سه تایی طراحی می‌شوند. تمامی پمپهای پره‌ای از یک روتور استوانه‌ای شیاردار تشکیل یافته‌اند که در داخل شیارها، پره‌ها

قرار دارند. این روتور در چرخش خود روغن را از قسمت ورودی محفظه پمپ به بخش خروجی آن منتقل می‌نماید. پمپ‌های پره‌ای بطور کلی از دو نوع خارجی هستند: پمپ‌های پره‌ای متعادل و پمپ‌های پره‌ای نامتعادل

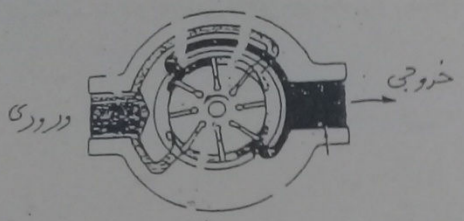
- پمپ پره‌ای متعادل

در این نوع پمپ یک استوانهٔ دوار توسط محور خودش در داخل محفظه بیضی شکل می‌چرخد. در طول این استوانه شکاف‌هایی بصورت شعاعی دیده می‌شوند که در داخل آنها پره‌ها قرار دارند (شکل ۵-۲). محفظه پمپ دارای یک ورودی و یک خروجی روغن می‌باشد که هر کدام از آنها در دو نقطه به سیلندر بیضی شکل بازمی‌شوند. دبی پمپ در این نوع ثابت می‌باشد ولی در پمپ‌های پره‌ای نامتعادل دبی می‌تواند ثابت یا متغیر باشد. متعادل بودن این پمپ در ارتباط با محل قرار گرفتن سوراخهای ورود و خروج روغن می‌باشد.

همانطور که در شکل ۲.۵ دیده می‌شود روغن از دوسوراخ که در مقابل هم قرار دارند وارد پمپ می‌شود و سوراخهای خروجی روغن نیز در دو محل مقابل هم تعبیه شده‌اند از این نظر واژه متعادل برای این نوع پمپ بکار برده شده است.

طرز کار: پمپ بدین ترتیب است وقتی که روتور (استوانه دوار) می‌چرخد در اثر نیروی گریز از مرکز پره‌های داخل حفره بطرف بیرون فشرده می‌شوند و لبهٔ آنها کاملاً به دیوارهٔ محفظه یا مقطع بیضی شکل می‌چسبد. پره‌ها وقتی می‌چرخند، دو فضای هلالی شکل واقع در حد فاصل محفظه روتور را بدو قسمت تقسیم می کنند فضای این دو قسمت دو بار در هر چرخش روتور بزرگ و کوچک می‌شود. سوراخهای ورودی روغن در فضائی که اندازهٔ آن بزرگتر می‌شود وصل هستند و برعکس سوراخهای خروجی روغن نیز در فضائی که اندازه آن بتدریج کوچکتر می‌شوند، می‌رسند. بنابراین وقتی شروع به بزرگ شدن می گردد روغن موجود در ورودی پمپ بداخل این فضا کشیده می شود که بتدریج اندازه آن کوچک می گردد و بالاخره به سوراخ خروجی روغن رسیده و بطرف بیرون رانده می‌شود. همین عمل در فضا

هلالی شکل مقابل در هر دور موتور تکرار می گردد. بدین ترتیب روغن با دبی ثابت (در یک دور معین) از پمپ خارج شده و در مجاری سیستم هیدرولیک جریان پیدا می کند. وجود دو خروجی در این پمپ‌ها موجب خنثی شدن دو نیروی وارده از خروجی‌های پمپ به محور استوانه دوار می گردد در نتیجه سائیدگی در محور پمپ‌های متعادل دیده نمی‌شود.

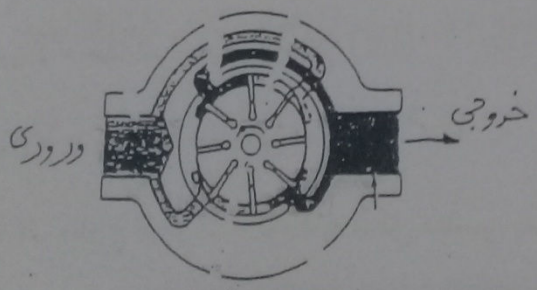


شکل ۵-۲: پمپ پره‌ای متعادل

- پمپ پره‌ای نامتعادل

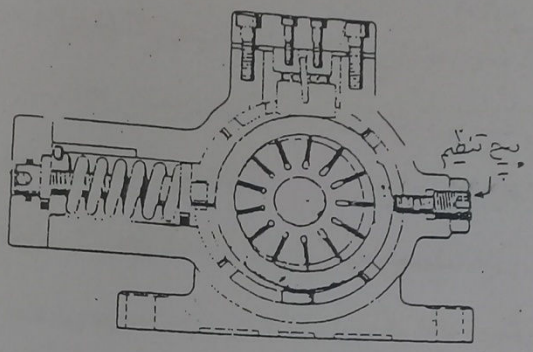
اساس کار پمپ پره‌ای نامتعادل تفاوتی با نوع متعادل ندارد. در این نوع فیزیک روتور در داخل یک استوانه ثابت می چرخد. روتور دوار نسبت به استوانه ثابت بصورت خارج از مرکز قرار گرفته است. همانطوریکه در شکل ۶-۲ ملاحظه می‌شود در هر دور روتور یک فضای هلالی شکل تشکیل می‌شود و بنابراین در پمپ پره‌ای نامتعادل فقط یک ورودی و یک خروجی روغن دیده می‌شود. وقتی روتور می‌چرخد فضای هلالی شکل در نزدیکی سوراخ ورودی روغن شروع به بزرگ شدن می‌شود وقتی به حداکثر بزرگی خود رسید شروع به کوچک شدن می گردد و در نقطه‌ای که به حداقل خود می‌رسد، مجرای خروجی روغن قرار دارد که روغن از این طریق به بیرون از پمپ رانده می‌شود.

در پمپ پره‌ای نامتعادل عکس‌العمل روغن خروجی بصورت نیرویی بر روتور و بلبرینگ آن وارد می‌شود و چون تنها یک خروجی وجود دارد این نیرو خنثی نگشته و موجب نامتعادل شدن کار پمپ می گردد و در نهایت عمر محور روتور و بلبرینگ مربوطه کمتر خواهد شد.



شکل ۵-۲ : پمپ پره‌ای متعادل

در نوع پره‌ای نامتعادل می‌توان با طراحی خاصی وضعیت استوانه ثابت و محل خروج روغن را نسبت به روتور تغییر دارد. این تغییر باعث تغییر یافتن اندازه محفظه روغن می گردد که مابین بدنه ثابت و پره‌ها تشکیل می گردد. با متفاوت بودن اندازه این محفظه مقدار روغن خروجی نیز متفاوت خواهد بود و در نتیجه پمپ دارای دبی متغیر خواهد بود . شکل ۷-۲ نمونه‌ای از این نوع پمپ ها را نشان می‌دهد.



شکل ۷-۲: پمپ پره‌ای دبی متغیر

برای محاسبه جابجایی حجمی یک پمپ پره‌ای نامتعادل برحسب مشخصات فنی زیر می‌توان نوشت:

D_c = قطر حلقه بادامکی (in.)

D_r = قطر روتور (in.)

L = ضخامت دوتر (in.)

N = دور در دقیقه روتور

V_D = جابجائی حجمی پمپ (in^3.)

E = خارج از مرکز (in.)

E_{max} = حداکثر خارج از مرکز (in.)

$V_{D\,max}$ = حداکثر جابجائی حجمی (in^3.)

حداکثر خارج از مرکز با توجه به شکل هندسی پمپ پره‌ای نامتعادل برابر است با:

$$_{ax} = \frac{D_c - D_R}{2}$$

و حداکثر جابجائی حجمی برابر است با:

$$v_{D\max} = \frac{\pi}{4}(D_c^2 - D_R^2).L$$

با مرتب نمودن خواهیم داشت:

$$v_{D\max} = \frac{\pi}{4}(D_c + D_R)(D_c - D_R).L$$

$$v_{D\max} = \frac{\pi}{4}(D_c + D_R)(2e_{\max}).L$$

جابجائی حجمی واقعی، هنگامی رخ می‌دهد که $e_{\max} = e$ باشد، پس

$$v_D = \frac{\pi}{2}(D_c + D_R)e.L \qquad ۲-۹$$

مثال ۲-۲

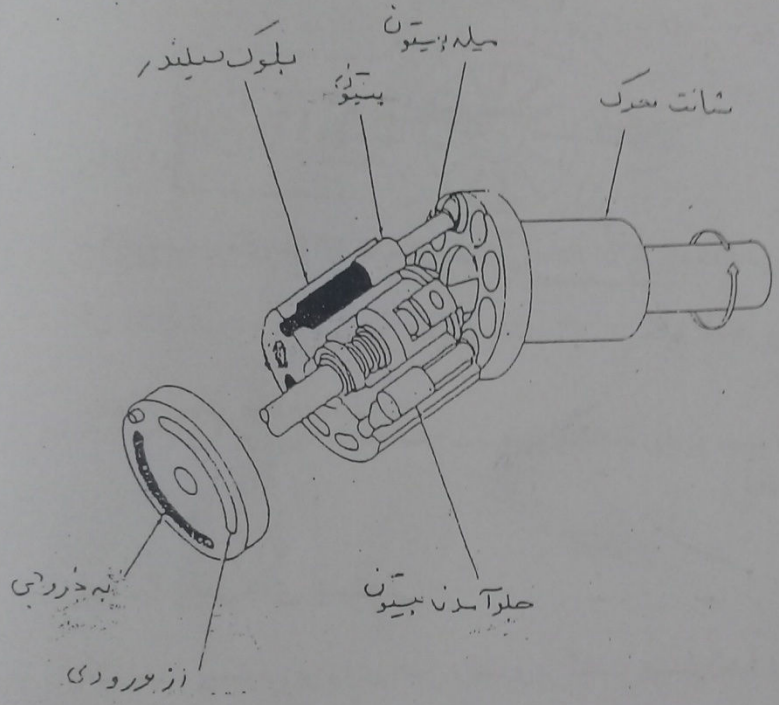
یک پمپ پره‌ای دارای جابجائی حجمی $5\ in^3$ می‌باشد، قطر روتور آن برابر 2in ، قطر حلقهٔ بادامکی آن 3in است و عرض پره 2in می‌باشد. اکسنتریک(E خارج از مرکز) این پمپ پره‌ای با توجه به این داده‌ها بایستی چقدر باشد؟

$$e = \frac{2v_D}{\pi(D_C + D_R).L} = \frac{2(5)}{\pi(2+3)(2)} = 0/318in$$

۲-۱-۴ پمپ‌های پیستونی

یک پمپ پیستونی بر روی اصل رفت و برگشت پیستون‌ها در داخل محفظه‌شان کار می‌کند. در این حالت، پیستون‌ها با رفت و برگشت در داخل مجرای سیلندر سبب مکیده شدن سیال به داخل مجرای سیلندر و به جریان انداختن آن می‌شوند. دو نوع اساسی از پمپ‌های پیستونی وجود دارند. پمپ‌های پیستونی محوری و پمپ‌های پیستونی شعاعی. البته پمپ‌های پیستونی محوری خود به دو نوع پمپ‌های پیستونی محور خمیده و پمپ‌های پیستونی محور خطی تقسیم می‌شوند. که هر کدام از این‌ها نیز می‌توانند جابجائی متغیر و جابجائی ثابت تقسیم گردند.

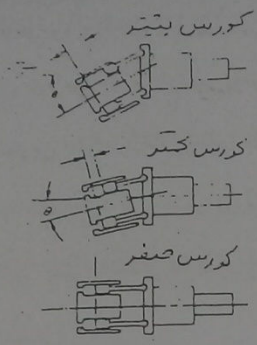
یک نوع از این پمپ‌ها در شکل ۲.۸ دیده می‌شود، که از نوع پمپ پیستونی محور خمیده می‌باشد این پمپ دارای بلوک سیلندری است که توسط یک شفت به گردش درمی‌آید. با این وجودخط مرکزی بلوک سیلندر در یک زاویه افست نسبت به خط مرکزی محور شفت قرار گرفته است. بلوک سیلندر دارای تعدادی پیستون است که در روی یک دایره چیده شده‌اند، میله‌های پیستون به فلانج شفت محرک وصل شده‌اند. پیستون‌ها در داخل مجرای خودشان به عقب و جلو هُل داده می‌شوند. جابجائی این پمپ می‌تواند با تغییر زاویه افست تغییر یابد.



شکل ۲-۸: پمپ پیستونی محور خمیده

ـ محاسبه جابجائی پمپ‌های پیستونی محوری

جابجائی حجمی پمپ‌های پیستونی محوری با تغییر زاویه افست (θ) همانطوریکه در شکل ۹ـ۲ نشان داده شده است، تغییر می‌کند. هیچگونه جریانی به هنگام قرار گرفتن خط مرکزی بلوک سیلندر با محور محرک، تولید نمی‌گردد. زاویه θ از صفر تا ۳۰ درجه تغییر می‌کند. زاویه افست پمپ‌های پیستونی جابجائی ثابت از ۲۳ درجه تا ۳۰ درجه متغیر است.



شکل ۹ـ۲: کورس پیستون ها در ارتباط با زاویه θ

با توجه به شکل ۹ـ۲ می‌توان، تجزیه و تحلیل ذیل را در مورد آن انجام داد، اگر θ زاویه افست به درجه، S کورس پیستون به اینچ، D قطر دایره پیستون به اینچ، y تعداد پیستون‌ها و A سطح پیستون‌ها به اینچ مربع باشد، در این صورت خواهیم داشت:

$$tg\theta = \frac{S}{D} \Rightarrow S = Dtg(\theta)$$

جابجائی حجمی کل، برابر تعداد پیستون‌ها ضربدر، جابجائی حجمی هر پیستون می‌باشد.

پس:

$$y = \frac{\text{قطر دایره (یا درسیلندر)}}{\text{قطر سیلندر کوچک}} - 1$$

$$v_D = y.A.S \Rightarrow v_D = y.A.D.tg(\theta)$$

فرمول اخیر، جابجائی حجمی را به in^3 به ازای یک دور چرخش محور پمپ بدست می‌دهد می‌توان به صورت زیر، دبی پمپ را به ازای گالن بر دقیقه (gpm) بدست آورد.

$$Q = \frac{D.A.N.tg(\theta)}{231}$$

مثال ۳ـ۲

یک پمپ پیستونی محوری در دور 3000rpm ، 16gpm را به مدار تحویل می‌دهد، اگر پیستون‌های این پمپ دارای قطر $\frac{1}{2}in$ و قطر دایره پیستون‌ها 5in باشد ، زاویه افست (θ) را پیدا کنید.

$$Q = \frac{D.A.N.tg(\theta)}{231}$$

$$tg\theta = \frac{231Q}{DAN} = \frac{(231)(16)}{(5)\left[(\frac{\pi}{4})(\frac{1}{2})^2\right](3000)(9)} = 0/14$$

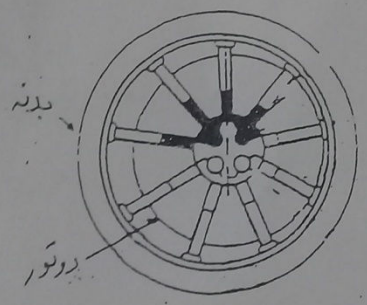
$$\theta = 8^\circ$$

- پمپ‌های پیستونی شعاعی

پمپ‌های پیستونی شعاعی در میان سایر پمپ‌های پیستونی حساس‌ترین پمپ‌ها بوده و دارای بیشترین فشار، بیشترین دبی، بیشترین سرعت کار و دبی آنها متغیر می‌باشد. ساختمان این پمپ‌ها بطور کاملاً فشرده، طراحی شده و احتمال خُردگی جدار در آنها وجود دارد. برای رفع این ایراد لازم است که اولاً روغن مورد استفاده کاملاً تمیز بوده و ثانیاً این روغن دارای موادی خاص جهت روغنکاری کامل قطعات متحرک پمپ باشد.

پمپ‌های پیستونی شعاعی بدو روش کار می‌کنند (شکل ۱۰-۲) در روش اول بدنه‌ای که پیستون‌ها در آن قرار دارند، ثابت می‌باشد و حرکت محور بادامک‌دار در وسط بدنه باعث حرکت رفت و برگشتی پیستون‌ها می‌گردد.

در روش دوم: پیستون‌ها داخل یک سیلندر دوار قرار گرفته‌اند، وقتی این سیلندر می‌چرخد، در اثر نیروی گریز از مرکز، پیستون‌ها بطرف بیرون کشیده شده و به بدنهٔ پمپ می‌چسبند، چون سیلندر دوار نسبت به بدنهٔ پمپ خارج از مرکز قرار گرفته است، با چرخش خود پیستون‌ها در داخل حفرهٔ خودشان عمل رفت برگشتی انجام می‌دهند.



شکل ۱۰-۲ : نمونه‌ای از پمپ پیستونی شعاعی

۵-۱-۲- مشخصات تئوریک پمپ‌ها

- ظرفیت

ظرفیت پمپ همان دبی آن است که معمولاً برحسب لیتر در دقیقه یا گالن در دقیقه بیان می‌شود.

- ارتفاع

ارتفاع کلی پمپ به عمق یا ارتفاع مکش و ارتفاع رانش بستگی دارد.

- ارتفاع کلی استاتیک[1]

عبارت است از فاصله قائم سطح مایع منبع مکش تا سطح مایع در منبع رانش.

- عمق استاتیک مکش[2]

عبارت است از فاصله قائم سطح مایع مکش تا مرکز پمپ این در صورتی است که مرکز پمپ بالاتر از سطح مکش باشد.

- ارتفاع استاتیک مکش[3]

اگر منبع مکش بالاتر از مرکز پمپ باشد، ارتفاع سطح مایع منبع مکش را تا مرکز پمپ، ارتفاع استاتیک مکش می‌نامند.

- ارتفاع استاتیک رانش[4]

فاصله قائم مرکز پمپ تا سطح مایع منبع رانش را ارتفاع استاتیک رانش می‌نامند.

- عمق دینامیک مکش

وقتی که در ورودی پمپ فشار کمتر از فشار جو باشد، عمق دینامیک مکش قابل بررسی است. اگر منبع مکش پائین‌تر از پمپ باشد، عمق دینامیک مکش مساوی مجموع عمق استاتیک مکش و ارتفاعی است که برای از بین بردن مقاومت اصطکاک مایع در لوله‌های ورودی پمپ، ایجاد سرعت و جبران تلفات ناشی از سرعت ورود مایع خواهد بود و اگر منبع مکش بالاتر از پمپ بوده و تلفات ناشی از اصطکاک سرعت ورود مایع مجموعاً بیش از فاصله منبع و پمپ باشد، عمق دینامیک مکش برابر تفاضل مجموع این تلفات و ارتفاع استاتیک مکش خواهد بود.

- ارتفاع دینامیک مکش

---

1 - Total Static head
2 - Static suction lift
3- Static suctin head
4- Static discharge head

اگر منبع مکش بالاتر از پمپ باشد، ممکن است ارتفاع دینامیک وجود داشته باشد. این ارتفاع مساوی تفاضل ارتفاع استاتیک مکش و تلفات ناشی از اصطکاک، سرعت ورود مایع است.

- ارتفاع دینامیک رانش

مجموع ارتفاع استاتیک رانش و ارتفاع لازم برای از بین بردن اصطکاک و ارتفاع مولد سرعت و تلفات ناشی از سرعت و خروج مایع را ارتفاع دینامیک رانش نامند.

- ارتفاع کلی دینامیک

مجموع ارتفاع دینامیک رانش و عمق دینامیک مکش را ارتفاع کلی دینامیک نامند. اگر ارتفاع دینامیک مکش وجود داشته باشد، در آن صورت ارتفاع کلی دینامیک مساوی تفاضل ارتفاع دینامیک رانش و ارتفاع مکش خواهد بود.

- تلفات ارتفاع ناشی از سرعت

مقدار ارتفاعی است که جهت ایجاد سرعت مایع مصرف می‌شود. اگر سرعت جریانی معلوم باشد، همانطور که قبلاً در معادله برنولی دیدیم این ارتفاع برابر $\frac{v^2}{2g}$ خواهد بود.

تلفات ناشی از اصطکاک

مقدار ارتفاعی است که بتواند اثر اصطکاک بین مایع و سطوح لوله‌ها را خنثی نماید.

عملکرد پمپ

این اینکه عملکرد پمپ در حد مطلوبی باشد، بایستی کلیه قطعات پمپ دارای تلرانس (لقی) کمی باشند که عملکرد مطلوبی از پمپ تحت شرایط کاری بدست آید. از لحاظ تئوری نبایستی بین قطعات کار پمپ لقی وجود داشته باشد. ولی از لحاظ عملی چنین کاری ممکن نبوده و از طرفی بایستی لقی جهت روغنکاری قطعات وجود داشته باشد. کارخانه‌های سازنده پمپ، آزمایشات مختلفی تعیین داده‌های عملکرد پمپ برای انواع مختلفی از پمپ‌ها به اجرا در می‌آورند. بازده کلی پمپ ان با مقایسه کردن توان گرفته شده به توان داده شده محاسبه نمود.

- بازده کلی پمپ[1]

بازده کلی پمپ به دو جزء تقسیم می‌شود که بازده حجمی و بازده مکانیکی نامیده می‌شود.

- بازده حجمی[2]

بازده حجمی میزان نشتی که در داخل پمپ اتفاق می‌افتد را نشان می‌دهد (η_v) . این پارامتر در برگیرندهٔ ملاحظاتی همچون تلرانس‌های ساخت و خم شدن محفظه پمپ در فشارهای طراحی شده است. بازده حجمی را می‌توان از رابطه زیر بدست آورد:

$$\eta_v = \frac{\text{دبی واقعی تولید شده توسط پمپ}}{\text{دبی تئوری که بایستی پمپ تولید نماید}} \times 100 = \frac{Q_A}{Q_T} \times 100$$

بازده‌های حجمی برای پمپهای دنده‌ای بین ۹۰٪-۸۰٪ ، برای پمپ‌های پره‌ای ۹۲٪-۸۲٪ و برای پمپ‌های پیستونی مابین ۹۸٪-۹۰٪ می‌باشد.

- بازده مکانیکی[3]

بازده مکانیکی نمایانگر میزان انرژی تلف شده به دلایلی غیر از نشتی پمپ است.این پارامتر دربرگیرندهٔ اصطکاک در یاتاقان‌ها و بین سایر قطعات کاری پمپ است. همچنین شامل تلفات انرژی از تلاطم سیال می‌باشد. بازده مکانیکی عموماً بین 95%-90% می‌باشد. و آنرا می توان از روابط زیر بدست آورد:

$$\eta_m = \frac{\text{اسب بخار لازم جهت بکار انداختن پمپ در حالت تئوری}}{\text{اسب بخار واقعی تحویل شده به پمپ}} \times 100$$

و یا

$$\eta_m = \frac{\text{اسب بخار خروجی ازپمپ با فرض عدم نشتی در پمپ}}{\text{اسب بخار ورودی به پمپ}} \times 100$$

$$\eta_m = \frac{\frac{PQ_T}{1714}}{\frac{TN}{63000}} \times 100$$

[1] Overall efficiency

در معادله اخیر، p فشار تخلیه (Psi)، Q_T دبی تئوری پمپ (gpm)، T گشتاور ورودی محور پمپ (in.lb) و N سرعت محور پمپ (rpm).

بازده مکانیکی را می‌توان بصورت زیر نیز بدست آورد:

$$\eta_m = \frac{\text{گشتاور تئوری مورد نیاز برای بکار انداختن پمپ}}{\text{گشتاور واقعی تحویل شده به پمپ}} \times 100$$

$$\eta_m = \frac{T_T}{T_A} \times 100$$

بنابراین بازده کلی برابر خواهد بود با:

$$\eta_o = \eta_v \times \eta_m$$

مثال ۲-۲

پمپ دارای جابجائی حجمی $5in^3$ است، این پمپ در سرعت ۱۰۰۰ rpm و فشار ۱۰۰۰ psi دارای دبی ۲۰ gpm است. اگر گشتاور روی محور پمپ ۹۰۰ in.lb باشد، مطلوبست:

بازده کلی و گشتاور تئوری مورد نیاز جهت بکار انداختن پمپ.

حل:

$$Q_T = \frac{V_D.N}{231} = \frac{(5)(1000)}{231} = 21/67\ gpm$$

$$\eta_v = \frac{Q_A}{Q_T} \times 100 = \frac{20}{21/67} \times 100 = 92/6\%$$

$$\eta_m = \frac{\frac{PQ_T}{1714}}{\frac{T.N}{63000}} \times 100 = \frac{[(1000)(21/67)]/1714}{[(900)(1000)]/63000} \times 100 = 88/1\%$$

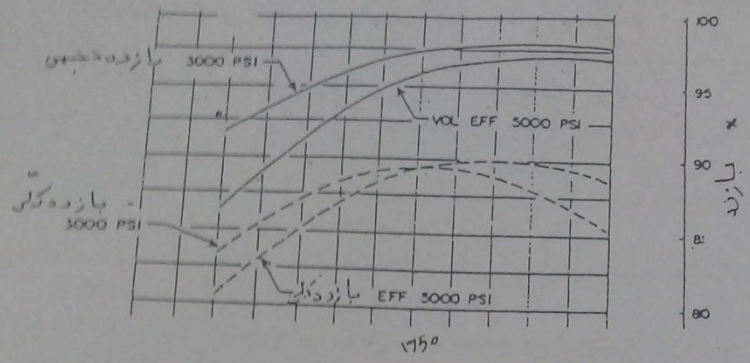
$$\eta_o = \frac{\eta_v.\eta_m}{100} = \frac{92/6 \times 88/1}{100} = 81/6\%$$

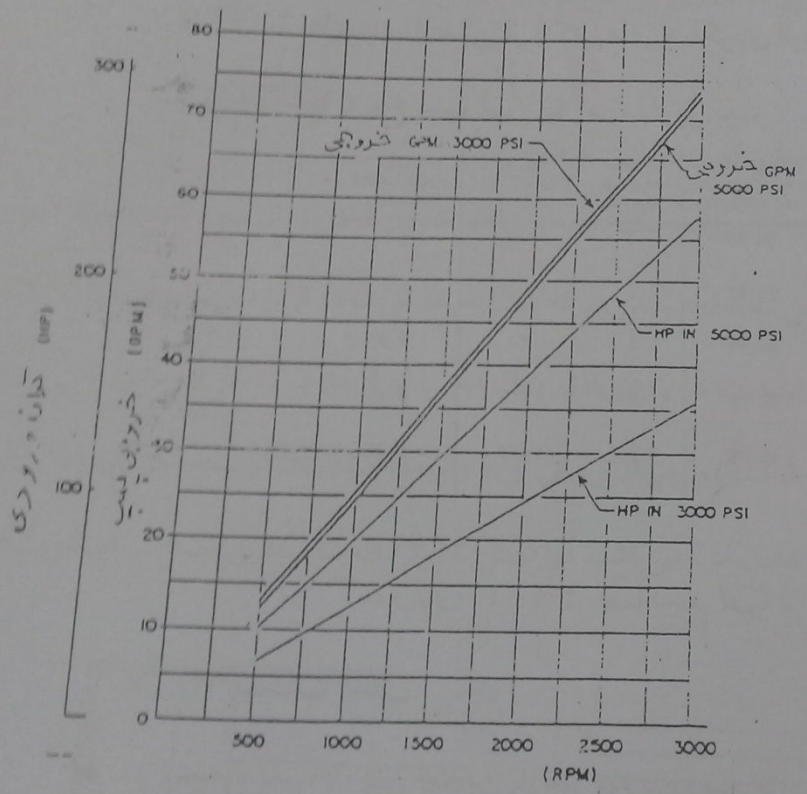
$$T_A = T_T.\eta_m = 900 \times 0/881 = 793 in.lb$$

کارخانه‌های سازنده پمپ ویژگیهای عملکردی پمپ را بصورت نقشه‌ها و منحنی هایی ارائه می‌دهند. منحنی‌های شکل ۲-۱۱ نمونه ای از این آزمایشات و نتایج حاصل را نشان می‌دهد. منحنی بالایی، بازده حجمی و کلی را بصورت تابعی از سرعت محور پمپ در فشارهای ۳۰۰۰ psi و ۵۰۰۰ psi نشان می‌دهد

منحنی‌های پائینی توان ورودی (hp) و دبی خروجی (gpm) پمپ را بصورت تابعی از سرعت محور

پمپ برای دو سطوح فشار psi ۳۰۰۰ و psi ۵۰۰۰ نشان می‌دهند.





۱-۲: منحنی های عملکرد یک پمپ

با جابجایی متغیر $6 in^3$

۶-۱-۲ کاویتاسیون در پمپ

یکی از مسائلی که در هنگام کار پمپ ممکن است پیش آید. ناشی از حباب‌های هوا می‌باشد. که در آن

صورت پدیده خلاءزائی در پمپ روی خواهد داد. دستورات ذیل ، پدیده کاوتیاسیون را در پمپ کنترل

کرده و یا حذف خواهد نمود. البته با قرار دادن فشار خط مکش دربالاتر از فشار اشباع مایع. این دستورار

عبارتند از:

۱ـ نگاه داشتن سرعت سیال در خط مکش زیر $5\frac{ft}{sec}$

۲ـ انتخاب لوله‌های ورودی پمپ تا حد امکان کوتاهتر.

۳ـ کم کردن تعداد فتینگ‌ها در خط ورودی.

۴ـ سوار کردن پمپ تا حد امکان نزدیک مخزن.

۵ـ استفاده کردن از فیلترها و صافی‌های مناسب.

۶ـ استفاده از روغن مناسب توصیه شده.

جدول ۱ـ۲ مقایسه‌ای اجمالی از فاکتورهای عملکردی انواع مختلفی از پمپ‌ها را ارائه کرده است. از ار

جدول می‌توان به نوع پمپ مورد نیاز در مدار پی برد.

PUMP TYPE	PRESSURE RATING (PSI)	SPEED RATING (RPM)	OVERALL EFFICIENCY (PER CENT)	HP PER LB RATIO	FLOW CAPACITY (GPM)	COST (DOLLARS PER HP)
EXTERNAL GEAR	2000 3000	1200 2500	80-90	2	1-150	4-8
INTERNAL GEAR	500 2000	1200 2500	70-85	2	1-200	4-8
VANE	1000- 2000	1200 1800	80-95	2	1-80	6-30
AXIAL PISTON	2000- 12,000	1200 3000	90-98	4	1-200	6-50
RADIAL PISTON	3000- 12,000	1200- 1800	85-95	3	1-300	5-35

جدول ۱-۱ : مقایسه انواع پمپ از لحاظ فاکتورهای عملکرد

۷ـ۱ـ۲ انتخاب پمپ

در انتخاب پمپ بایستی چندین پارامتر مورد بررسی قرار گیرد، از قبیل نیازمندیهای دبی، سرعت کار

شار مشخصه، عملکرد، قابلیت اطمینان، سرویس و نگهداری و هزینه و صدا.

ته انتخاب پمپ دارای مراحل گوناگونی است که مربوط به درس طراحی سیستم‌های هیدرول

ی گردد که در دوره دکتری تخصصی رشته مکانیک ماشین‌های کشاورزی یکی از دروس انتخ

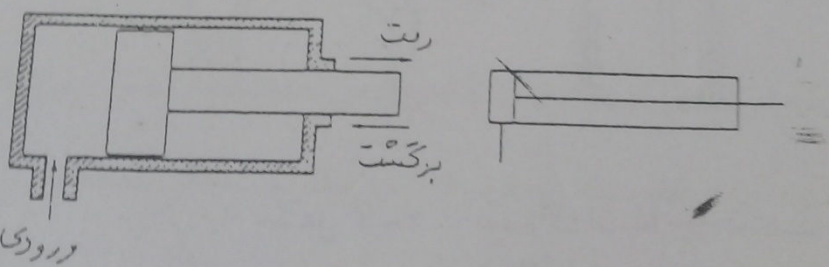
باشد.

۲ـ۲ کاراندازها

پمپ‌ها، کار اضافه کردن انرژی به سیستم هیدرولیک را بر عهده دارند تا اینکه این انرژی به نقاط دورتر انتقال یابد. کاراندازها عمل عکس پمپ را انجام می‌دهند. یعنی انرژی هیدرولیکی را تبدیل به انرژی مکانیکی می‌کنند. توان هیدرولیکی می تواند به حرکت خطی یا حرکت دورانی توسط کاراندازها تبدیل شود. کاراندازهایی که حرکت خطی را تولید می کنند، سیلندرهای هیدرولیکی نامیده می‌شوند. البته موارد استثنایی همچون، سیلندرهای هیدرولیک پره‌ای نیز وجود دارند که حرکت دورانی ناقصی را تولید می‌نمایند. جعبه‌دنده‌های هیدروستاتیک[1]، سیستمهای هیدرولیکی هستند که مخصوصاً برای بکارانداختن موتورهای هیدرولیک طراحی می گردند. بنابراین، جعبه دنده‌های هیدروستاتیک برای تبدیل توان هیدرولیکی به توان مکانیکی بطور خیلی ساده طراحی می‌شوند.

۲ـ۲ـ۲ـ کاراندازهای هیدرولیک خطی (سیلندرهای هیدرولیک)

ساده‌ترین نوع کارانداز خطی، عبارت از سیلندر یک کاره می‌باشد که در شکل نشان داده شده است. این سیلندر، دارای پیستونی است که داخل محفظه سیلندری که بارل نامیده می‌شود، قرار دارد. این پیستون یک میله وصل شده است. در یک طرف پیستون، در روی بارل یک مجرا قرار دارد که از آنجا روغن وارد سیلندر می‌شود. باز شدن سیلندر توسط فشار و جریان روغن بوده و جمع شدن آن توسط نیروی خارجی (نیروی ثقل، نیروی حاصل از فشرده شدن فنر) می‌باشد. در شکل ۲ـ۱۲ علامت نمادین سیلندر هیدرولیک نشان داده شده است.



شکل ۲ـ۱۲ : سیلندر هیدرولیک یک کاره

[1]- Hydrostatic transmission

$$T = PA = P(R_v - R_h)L$$

$$T = P(R_v - R_h)L\frac{(R_v + R_h)}{2}$$

با مرتب کردن:

$$T = \frac{PL}{2}(R_v^2 - R_h^2)$$

می‌توان گشتاور تولید شده را از راه دیگری نیز بدست آورد:

$$V_D = \pi(R_v^2 - R_h^2).L$$

$$T = \frac{PV_D}{4\pi}$$

مثال ۶-۲

یک سیلندر پره‌ای دارای مشخصات فنی ذیل می‌باشد:

$R_h = 0.5in \quad , \quad R_v = 1.5in \quad , \quad L = 1in$

اگر گشتاور تولید شده $1000\ in.lb$ باشد، فشار چقدر بوده است؟

حل -

$$V_D = \pi(R_v^2 - R_h^2).L = \pi(1.5^2 - 0.5^2)(1) = 4\pi in^3$$

$$P = \frac{4\pi T}{V_D} = \frac{4\pi(1000)}{4\pi} = 1000psi$$

۳-۲-۲- موتورهای هیدرولیک

موتورهای هیدرولیکی، کاراندازهایی هستند که گردش مداوم را تولید می‌کنند و ساختمانی مشابه پمپ دارند. با این وجود، عوض هُل دادن سیال (در پمپ‌ها) توسط سیال هُل داده می‌شوند. با این رو موتورهای هیدرولیکی گشتاور تولید کرده و گردش مداوم چرخشی را بوجود می‌آورند. از آنجا محفظه موتورهای هیدرولیک، از طرف یک منبع خارجی تحت فشار قرار می‌گیرد، اکثر موتور هیدرولیکی دارای مجرایی برای تخلیه جهت حفاظت درزگیرها می‌باشند. سه نوع اساسی مو هیدرولیک وجود دارد: موتورهای دنده‌ای، موتورهای پره‌ای و موتورهای پیستونی.

- موتورهای دنده‌ای