



شماره ۶ سال ۲ تابستان ۹۲ ۱۰۰ صفحه

یمپهای سانتریفیوژ

نشریه تحقیق و توسعه
شرکت آریا سپهر کیهان



نشریه

پمپ های سانتریفیوژ

نشریه تخصصی

سال دوم / شماره ششم / تابستان ۱۳۹۲ / ۱۰۰ صفحه

۲	مقاله
۳	مبانی عملکرد و طراحی هیدروسیکلون
۲۱	بررسی حرارت تولیدی در آب بند مکانیکی
۲۹	لغت نامه ی تسمه و پولی V
۴۰	مقایسه ی استانداردهای مختلف در رابطه با ارتعاشات پمپ
۵۰	تحلیل انتقال حرارت در فین تیوب
۵۶	تحلیل و بررسی Throat bushing و طراحی آن
۶۱	اورفیس : مبانی و طراحی
۷۶	فرآیند گام به گام طراحی سیستم تسمه و پولی V
۹۰	هد مثبت خالص مکش (NPSH)
۱۰۰	اخبار پمپ جهان

نشانی: تهران، میدان آرژانتین، خیابان زاگرس، پلاک ۹، ساختمان شرق، واحد ۳۰۳

تلفن: ۰۲۱-۸۸۸۷۷۱۳۵ فکس: ۰۲۱-۸۸۶۶۱۸۰۹

صاحب امتیاز: شرکت آریا سپهر کیهان

مدیر مسئول: آقای مهندس رسول پایدار نوبخت

سردبیر: آقای مهندس اردلان ملکی

سرمقاله

نشریه ی تحقیق و توسعه پمپ های سانتریفیوژ در حالی گام در سال سوم انتشار خود نهاد که روند منظم نشر آن با وقفه ای چند ماهه روبرو شده بود. در ابتدا جا دارد که از همه علاقمندان به این نشریه بابت تاخیر در انتشار شماره ششم آن پوزش بطلبم. تلاش واحد تحقیق و توسعه ی شرکت آریا سپهر کیهان بر این است که از این پس انتشار این فصلنامه منظم و بی وقفه باشد.

هدف از انتشار فصلنامه ی تحقیق توسعه پمپ های سانتریفیوژ، همچون همیشه، کمک به اعتلای ایران و زکات دانشی است که در راه پیشرفت تولیدات شرکت آریا سپهر کیهان به دست آمده است. تلاش شبانه روزی تمامی عوامل و کارکنان این واحد صنعتی در راه دستیابی به بالاترین سطح کیفیت تولید، در پایان هر فصل تحت نشریه ای به علاقه مندان تقدیم می شود.

در این نشریه تلاش شده است از دیدگاه علمی به بررسی و حل مشکلات متداول فرآیند تولید و همچنین تصحیح برخی اصول اشتباه که به مرور زمان در این صنعت ریشه دوانده است پرداخته شود. پرداختن به این دو موضوع راه رسیدن به استانداردهای بین المللی و در نتیجه یک تازی در کیفیت تولید پمپ های سانتریفیوژ در سطح منطقه را تسهیل می نماید.

این شماره از نشریه شامل مقالات متعددی با تنوع موضوعی مطلوبی است که پیرامون جزئیاتی تولید پمپ های سانتریفیوژ است که تاکنون به آن به صورت علمی پرداخته نشده بود. منابع مورد استفاده در مقالات ارائه شده، همگی از معتبرترین استانداردها، مقالات تکنیکال کمپانی های بزرگ دنیا و هندبوک های مرجع بوده است. از خوانندگان گرامی تقاضا دارم در صورت وجود هرگونه انتقاد یا پیشنهاد از طریق پست الکترونیکی maleki@aryask.com با اینجانب در واحد تحقیق و توسعه در تماس باشند.

در خاتمه لازم می دانم از حمایت های بی دریغ جناب آقای مهندس رسول پایدار نوبخت مدیر مسئول گرانقدر این نشریه نهایت سپاس و قدردانی را داشته باشم.

و من الله توفیق

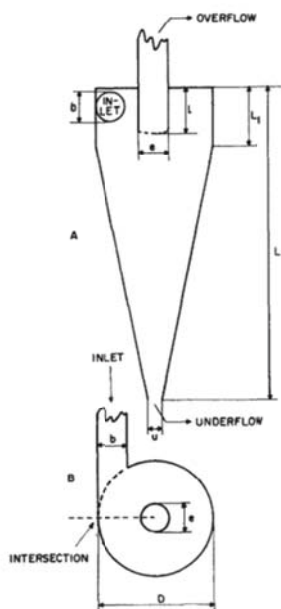
اردلان ملکی

مدیر واحد تحقیق و توسعه

مبانی عملکرد و طراحی هیدروسیکلون

۱- مقدمه و مبانی اولیه

هیدروسیکلون وسیله ای است که با کمک حرکت گریز از مرکز (سانتریفیوژی)، ذرات ناخالصی پراکنده شده در یک مایع را از آن جدا می کند. هیدروسیکلون متشکل است از یک لوله یا پوسته ی استوانه ای که قسمت فوقانی آن توسط یک صفحه مسدود شده و قسمت تحتانی آن به یک مخروط منتهی می شود. در راس مخروط یک دریچه تعبیه شده است. در مرکز صفحه ی فوقانی یک لوله ی استوانه ای وجود دارد که یابنده^۱ نام دارد. مایع یا سوسپانسیونی که عمل جداسازی روی آن صورت می گیرد، مماس به دیواره از ورودی ای که در بالای قسمت استوانه ای تعبیه شده است وارد هیدروسیکلون شده و به گردش در می آید. در شکل ۱-نمایی از یک هیدروسیکلون نشان داده شده است.



شکل ۱-نمایی از هیدروسیکلون

ذرات جامد مخلوط در مایع می توانند چگالی بیشتری یا کمتر از مایع داشته باشند. در اینجا تنها درباره ی هیدروسیکلون هایی بحث می شود که در آنها ذرات جامد چگالی بیشتری از مایع داشته باشند. در مجاورت ورودی این هیدروسیکلون ها یک خروجی مرکزی تعبیه شده است تا مایع تصفیه شده را تخلیه کند. این خروجی نازل سر ریز^۲ نام دارد. در راس مخروط نیز یک خروجی دیگر تعبیه شده است که ذرات جامد را تخلیه می کند. به این خروجی پاریز^۳ می گویند. هیدروسیکلون برای عملکرد مناسب نیاز به افت فشار مشخصی دارد که وابسته به ساختار و ظرفیت آن است. درون هیدروسیکلون نیز گرادیان فشاری وجود دارد. تقریباً در تمامی نمونه

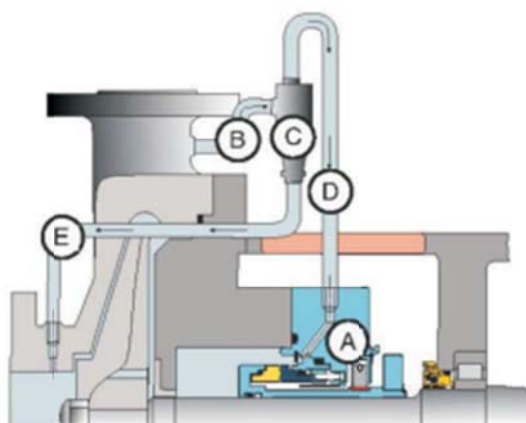
^۱ Vortex finder

^۲ Overflow nozzle

^۳ Underflow

های موجود، داخل هیدروسیکلون هسته ی گازی^۴ تشکیل می شود. عدم وجود هسته ی گازی منجر به افزایش مقدار افت فشار و کاهش بازده می شود.

کاربرد هیدروسیکلون در پلان های آب بندی ۳۱ و ۴۱ پمپ های استاندارد API، به تفصیل در استاندارد API682 بیان شده است. در این پلان ها، هیدروسیکلون ذرات جامد را از مایع جدا می کند و مایع تصفیه شده را به عنوان مایع فلاش سوی آب بند مکانیکی روانه می سازد. از طرفی ذرات جامد جدا شده دوباره به مکش پمپ وارد می شوند. در شکل ۲ نقش هیدروسیکلون در پلان آب بندی نشان داده شده است. جدول ۱ نمادهای به کار رفته در شکل ۲ را تبیین می کند. شایان ذکر است که هیدروسیکلون برای جدا سازی ذرات جامد از محلول هایی مناسب است که غلظت حجمی ذرات جامد کمتر از ۶٪ باشد.



شکل ۲- نقش هیدروسیکلون در پلان آب بندی

جدول ۱- نماد های به کار رفته در شکل ۲

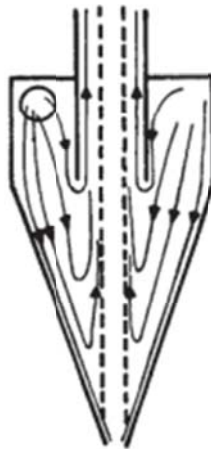
نماد	توضیحات
A	آب بند مکانیکی
B	مایع کثیف تغذیه کننده هیدروسیکلون
C	هیدروسیکلون
D	مایع تمیز خروجی (فلاش آب بند مکانیکی)
E	مایع کثیف بازگردانده شده به مکش پمپ

۲- الگوی جریان در هیدروسیکلون

الگوی جریان در یک هیدروسیکلون به صورت تقریبی در شکل ۳ نشان داده شده است. بنا بر قانون بقای ممنتوم زاویه ای، سرعت مماسی با کاهش شعاع افزایش می یابد. گذاره پیشین به این معناست که باید ثابت $V \cdot r =$ باشد ولی با توجه اصطکاک دیواره و

⁴ Gas core

اصطکاکات داخلی ناشی از آشفته‌گی و ویسکوزیته این عبارت نمی‌تواند درست باشد. اگر اتلافات اصطکاکی غالب باشد، سرعت مماسی متناسب با شعاع است، یعنی: ثابت $\frac{V}{r}$.



شکل ۳- الگوی تقریبی جریان در هیدروسیکلون

برای جداسازی ذرات جامد از سیال، به سرعت مماسی بالایی نیاز است. به همین منظور سطح داخلی هیدروسیکلون باید بسیار صاف و هموار باشد تا از اتلافات اصطکاکی و آشفته‌گی جلوگیری شود. در هیدروسیکلون‌های خوش ساخت هر قدر عدد رینولدز جریان ورودی بزرگتر باشد، پروفیل سرعت بیشتر مشابه مدل « $\frac{V}{r}$ = ثابت» است.

رفتار هیدرودینامیکی سیال داخل هیدروسیکلون با معادلات ناویر استوکس بررسی می‌شود. همانطور که مشخص است در حالت کلی معادلات ناویر استوکس قابل حل نمی‌باشد. در برخی موارد خاص با فرضیات خاصی معادلات ناویر استوکس ساده شده و حل می‌شود.

برای حل معادله ناویر استوکس جریان داخل هیدروسیکلون، از این معادله میانگین زمانی گرفته می‌شود و در نتیجه نوسانات آشفته‌گی حذف می‌شود. مربعات نوسانات آشفته‌گی با عبارت ویسکوزیته سینماتیکی آشفته‌گی (ϵ) نشان داده می‌شود و باید به ویسکوزیته معمولی سیال اضافه شود. نتیجه معادله ممنتوم زیر است:

$$U \frac{\partial V}{\partial r} + W \frac{\partial V}{\partial z} + \frac{UV}{r} = (\nu + \epsilon) \left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial V}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 V}{\partial z^2} - \frac{V}{r^2} \right\}$$

معادله‌ی فوق کماکان قابل حل نیست. به همین دلیل فرض می‌کنیم V مستقل از z است. صحت این فرض در نزدیکی دیواره نقض می‌شود. با توجه به این فرض معادله ممنتوم به شرح زیر است:

$$\frac{-U}{r} \frac{dV_r}{dr} + (\nu + \epsilon) \left\{ \frac{d}{dr} \left(\frac{1}{r} \frac{dV_r}{dr} \right) \right\} = 0$$

چند پارامتر به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\lambda = \frac{-U_0 R^*}{\nu + \epsilon}$$

$$\phi = \frac{V.r}{V_0.R}$$

$$\sigma = \frac{r}{R}$$

پس معادله ممنتوم فرم نهایی زیر را پیدا می کند :

$$\lambda \frac{U}{U_0} \frac{1}{\sigma} \frac{d\phi}{d\sigma} + \left[\frac{d}{d\sigma} \left(\frac{1}{\sigma} \frac{d\phi}{d\sigma} \right) \right] = 0$$

برای حل معادله دیفرانسیل درجه دوم فوق نیاز به دو شرایط مرزی داریم. یکی از شرایط مرزی روی دیواره اتفاق می افتد که در آن $\sigma = 1$ است، لذا $\phi = 1$.

شرایط مرزی دیگر روی سطح هسته گازی انتخاب می شود که در آنجا $\sigma = \sigma_1$ است و هیچ تنش برشی وجود ندارد. پس :

$$\frac{d(\phi/\sigma)}{d\sigma} = \frac{\phi}{\sigma^2}$$

آخرین فرض برای حل معادله ممنتوم، ثابت در نظر گرفتن سرعت شعاعی در تمام حجم داخل هیدروسیکلون است. یعنی : $U = U_0$

پاسخ نهایی به شرح زیر خواهد بود :

$$\phi = C_2 - C_1 e^{-\sigma\lambda} \left(\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\lambda^2} \right)$$

که در آن :

$$C_1 = \frac{\lambda^2}{-e^{-\lambda} - \lambda e^{-\lambda} + \left(\frac{\sigma_1^2}{2} \right) \lambda^2 e^{-\lambda\sigma_1} + \lambda\sigma_1 e^{-\lambda\sigma_1} + e^{-\lambda\sigma_1}}$$

$$C_2 = 1 + C_1 e^{-\lambda} \left(\frac{1}{\lambda} + \frac{1}{\lambda^2} \right)$$

۳- بررسی افت فشار در هیدروسیکلون

همانطور که پیش تر بیان شد، افت فشار یکی از مهمترین پارامترهای عملکردی هیدروسیکلون می باشد. اگر بخواهیم افت فشار را با استفاده از سرعت مماسی به دست آوریم، باید از رابطه ی $\frac{dP}{dr} = \rho \frac{V^2}{r}$ انتگرال گیری کرد ولی این انتگرال گیری عملاً غیرممکن است. زیرا دو پارامتر λ و شعاع هسته ی گازی به صورت نامشخصی با تغییر عدد رینولدز جریان ورودی و ساختار هیدروسیکلون تغییر می کنند و همانطور که بیان شد، این دو پارامتر تاثیر زیادی روی اندازه ی سرعت مماسی دارند. با توجه به توضیحات فوق نتیجه می شود که تنها راه دست یابی به مقدار افت فشار در هیدروسیکلون ها، استفاده از یک رابطه تجربی دقیق است.

به منظور دست یابی به رابطه ی تجربی آزمایشاتی تجربی روی هیدروسیکلونی با زاویه راس مخروط ثابت، قطر ۳ اینچ، طول متغیر و نازل های ورودی و سرریز و پاریز متغیر انجام شده است. همچنین تاثیرات ویسکوزیته و عدد رینولدز با استفاده از دو سیال آب و مخلوط آب و گلیسرین بررسی شده است. همچنین همواره هسته ی گازی داخل سیکلون وجود دارد. نتایج به دست آمده از این آزمایش نشان می دهد که افت فشار کلی را می توان به صورت زیر بیان کرد:

$$G = \frac{(\Delta P)_t}{\frac{1}{2}\rho V_0^2} = G\left(\frac{b}{D}, \frac{e}{D}, \frac{u}{D}, \frac{L_1}{D}, \frac{L_2}{D}, \frac{l}{D}, Re_{inlet}, C, \alpha, \frac{gD}{\frac{1}{2}V_0^2}\right)$$

که در آن :

G = عامل افت فشار کل

D = قطر هیدرو سیکلون

b = قطر ورودی هیدروسیکلون

e = قطر خروجی سر ریز

u = قطر نازل پاریز

L_1 = طول قسمت استوانه ای هیدرو سیکلون

L_2 = طول قسمت مخروطی هیدرو سیکلون

l = طول قسمت یابنده گردابه

Re_{inlet} = عدد رینولدز در ورودی هیدرو سیکلون

C = غلظت ذرات جامد در مخلوط

α = شیب محور هیدروسیکلون نسبت به محور عمودی

g = شتاب گرانش

در عمل همواره افت فشار استاتیکی درون هیدروسیکلون (ΔP_s) در مقایسه با فشار استاتیکی در اثر گرانش $(\rho g(L_1 + L_2)\cos\alpha)$ مقدار بسیار بیشتری دارد. به همین دلیل می توان از وابستگی افت فشار کل هیدروسیکلون به $\frac{gD}{\frac{1}{2}V_0^2}$ صرف نظر کرد.

به دلیل پیچیدگی و وابستگی به درجه غلظت و دبی جریان پاریز، از وابستگی افت فشار کل هیدروسیکلون به غلظت ذرات جامد در مخلوط صرف نظر می شود. تنها در صورتی که غلظت محلول آنقدر کم باشد که مخلوط مانند یک سیال نیوتونی رفتار کند، تاثیر

غلظت با جایگزینی چگالی مخلوط به جای چگالی آب در نظر گرفته می شود. در این حالت نیز در صورتی که غلظت ذرات جامد کمتر از ۱ باشد می توان از آن صرف نظر کرد.

در هیدروسیکلون ها نسبت $\frac{l}{D}$ همیشه مقدار کوچکی دارد و به همین دلیل از تاثیر آن نیز بر افت فشار صرف نظر می شود. از تاثیر $\frac{u}{D}$ نیز صرف نظر می شود زیرا در عمل هیچ گاه دبی پاریز با استفاده از اندازه دریچه ی مخروط پاریز مشخص نمی شود، بلکه با تنظیم اختلاف فشار مشخصی بین سر ریز و پاریز به دست می آید. به همین دلیل بهتر است که به جای آن از نسبت $\frac{O}{q}$ استفاده شود. O دبی سر ریز و q میزان دبی مستقیم از ورودی به خروجی هیدروسیکلون است.

به این ترتیب رابطه عملی مناسب برای افت فشار در هیدروسیکلون برابر است با:

$$F = \frac{(\Delta P)_s}{\frac{1}{2}\rho V_0^2} = F(Re_{inlet}, \frac{b}{D}, \frac{e}{D}, \frac{L}{D}, \frac{O}{q})$$

که در آن F عامل افت فشار هیدروسیکلون است.

علاوه بر این، رابطه ی مناسب برای بیان افت فشار کل هیدروسیکلون باید شامل سه بخش زیر هم باشد:

۱- هد سرعت ورودی $(\frac{1}{2}\rho V_0^2)$ که در واقع فشار دینامیکی است که پمپ باید برای شتاب دهی آب تغذیه از حالت ساکن تا سرعت V_0 تامین کند.

۲- اتلافات اصطکاکی در سیکلون.

۳- هد سانتریفیوژ (گریز از مرکز) که برابر است با: $\int_0^R \frac{\rho V^2}{r} dr$

بخش های ۲ و ۳ را می توان با افت فشار استاتیکی به صورت زیر نشان داد:

$$F = G - 1 = \frac{(\Delta P)_s}{\frac{1}{2}\rho V_0^2}$$

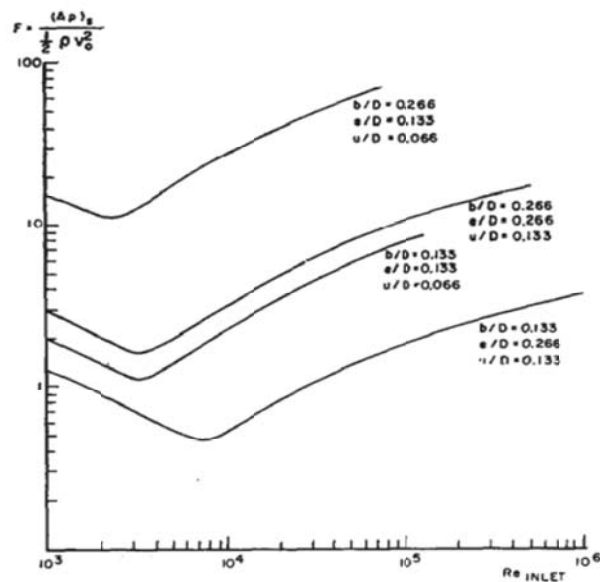
هنگامی که عدد رینولدز از ۱۰۰۰ تا ۱۰۰۰۰۰ افزایش می یابد، F ابتدا کاهش و سپس از رینولدز ۵۰۰۰ به بالا افزایش می یابد. به عبارت دیگر هنگامی که رینولدز جریان زیر ۵۰۰۰ است اتلافات اصطکاکی غالب است و بالای این رینولدز بحرانی هد گریز از مرکز برتری دارد. شکل ۴ نشان دهنده تغییرات F بر حسب رینولدز ورودی است.

در محدوده ی عدد رینولدزی که در کاربردهای عملی مورد استفاده قرار می گیرد، برای محاسبه افت فشار تنها از هد گریز از مرکز استفاده می کنند. زیرا که این هد به سرعت مماسی وابسته بوده و سرعت مماسی وابسته به اتلافات اصطکاکی دیواره فرض می شود.

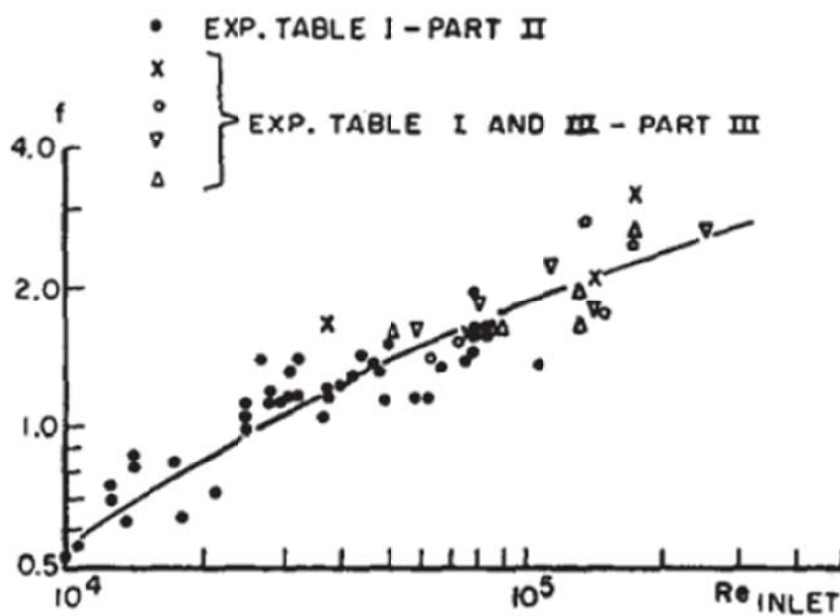
رابطه ی نهایی به دست آمده برای محاسبه ی افت فشار در هیدروسیکلون ها به صورت زیر است:

$$F = f \times \gamma \times \left(\frac{b}{e}\right)^n \times \left(\frac{D}{L}\right)^{0.7} \times \left(\frac{O}{q}\right) \times 0.8$$

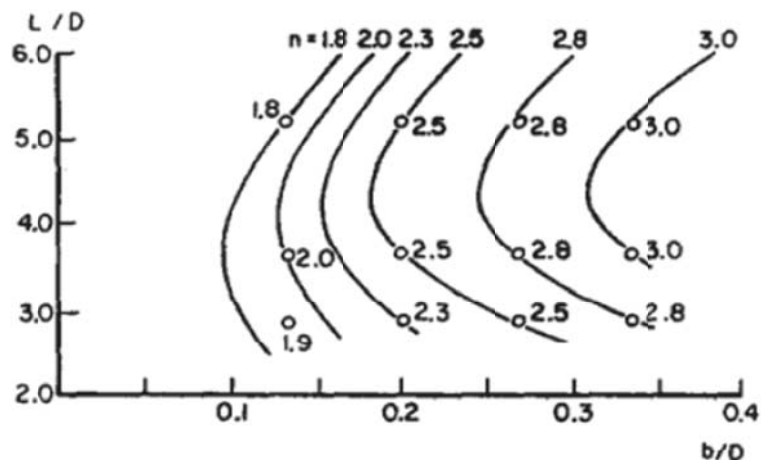
که ثوابت رابطه ی فوق از شکل های ۵ تا ۷ به دست می آید. همچنین رابطه فوق برای جریان های ورودی با رینولدز بزرگتر از ۸۰۰۰ معتبر است.



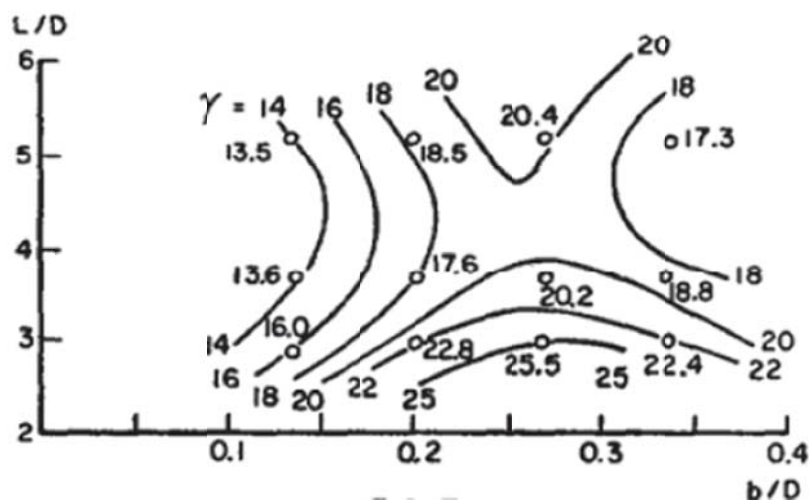
شکل ۴- تغییرات F بر حسب رینولدز ورودی



شکل ۵- نمودار f بر حسب رینولدز ورودی



شکل ۶- نمودار n بر حسب ابعاد



شکل ۷- نمودار γ بر حسب ابعاد

۴- قدرت جداسازی هیدروسیکلون

برای به دست آوردن قدرت جداسازی هیدروسیکلون، تئوری های زیادی ارائه شده است. اساس تئوری های پیشین به این شرح است که ذرات جامدی که قطر حالت پایدارشان کمتر از قطر سرریز باشد از آن تخلیه می شوند و آن هایی که قطرشان در حالت

پایدار بزرگتر از قطر سرریز باشد از طریق دهانه ی راس مخروط (پاریز) خارج می شوند. فرض این تئوری ها رسیدن ذرات به قطر پایدارشان در یک لحظه است. در واقع این تئوری ها هیدروسیکلون را در حالت تعادل بررسی می کردند.

تئوری کنونی که برتر از تئوری های پیشین است هیدروسیکلون را در حالت دینامیکی بررسی می کند. در این تئوری فرض می شود، ذراتی که قطرشان در حالت پایدار کمتر از قطر سرریز است ممکن است قبل از رسیدن به قطر پایدار، با حرکت به سمت دیواره هیدروسیکلون از جریان جدا شوند. بازده جداسازی برحسب قطر 50% (قطر ذره جامدی که شانس یکسانی برای جداسازی از جریان یا حفظ در جریان دارد) بیان می شود.

جداسازی در هیدروسیکلون ها در اثر نیروی گریز از مرکز ناشی از سرعت مماسی جریان ورودی صورت می پذیرد. به دلیل تفاوت چگالی ذرات جامد با آب، این ذرات سرعت شعاعی متفاوتی نسبت به سرعت شعاعی آب خواهند داشت. این سرعت شعاعی به سمت دیوار است و باعث جدایش این ذرات از آب می شود.

امکان اینکه ذرات به دیوار نرسند نیز وجود دارد که دلیل آن یکی از ۴ حالت زیر است:

- ۱- اگر سرعت شعاعی آب که به سمت محور هیدروسیکلون است بسیار زیاد باشد.
- ۲- اگر ورودی هیدروسیکلون فاصله ی زیادی از دیواره داشته باشد.
- ۳- اگر زمان مقاومت^۶ ذرات بسیار کوتاه باشد.
- ۴- آشفتگی جریان که باعث نفوذ ذرات جامد همراه با ادی ها و ایجاد گرادیان غلظت در هیدروسیکلون می شود.

ایده ی اصلی این تئوری وجود رابطه ای مشخص بین اختلاف فشار استاتیکی و جداسازی به دست آمده بر حسب قطر 50% درصد است که باعث به دست آمدن بازده هیدروسیکلون می شود. این ایده از این واقعیت که جداسازی مانند اختلاف فشار استاتیکی تحت تاثیر شتاب گریز از مرکز داخل هیدروسیکلون است نشأت می گیرد. روند به دست آوردن این رابطه با دو فرض شروع می شود:

- ۱- نفوذ ادی^۷ های آشفتگی در جداسازی قابل صرف نظر است.
- ۲- عدد رینولدز برای ذرات جامد جدا شده به قدری کم است که می توان برای تحلیل آن از قانون استوکس استفاده کرد.

پوسته ای مخروطی و هم محور با مخروط هیدروسیکلون را تصور کنید که ورودی را به دو قسمت مساوی تقسیم می کند. فرض می شود ذرات جامدی که از قسمت داخلی ورودی به هیدروسیکلون وارد می شوند مستقیماً از سرریز و ذراتی که از نیمه ی بیرونی آن وارد می شوند از پاریز خارج می شوند. ذراتی که دقیقاً از نیمه ی ورودی وارد هیدروسیکلون می شوند نیز به وسیله ی نیروی گریز از مرکز جدا می شوند. این تئوری به بررسی همین نوع از ذرات می پردازد.

فاصله ی ورودی از دیواره ی هیدروسیکلون برابر $\frac{1}{2}b$ است که در آن b قطر ورودی است. در لحظه ای که ذرات به راس مخروط برسند فاصله ی آنها از دیواره به صفر می رسد. سرعت شعاعی ذرات برابر خواهد بود با $U - U_p$ که در آن U سرعت شعاعی آب و U_p سرعت شعاعی ذره ی جامد نسبت به آب است. از قانون استوکس این سرعت نسبی به صورت زیر به دست می آید:

⁵ 50 percent diameter

⁶ resistance time

⁷ Eddy

$$U_p = \frac{d_{50}^2 \Delta \rho V^2}{18 \eta r}$$

که در آن:

$$\Delta \rho = \text{اختلاف چگالی ذرات جامد و آب}$$

$$V = \text{سرعت مماسی در هیدروسیکلون}$$

$$\eta = \text{ویسکوزیته ی دینامیکی آب}$$

$$r = \text{ضخامت شعاعی در هیدروسیکلون}$$

اگر زمان مقاومت آن T باشد، ذره ی جامد باید در این مدت زمان فاصله ی ورودی تا سر مخروط را طی کند پس:

$$\int_0^T (U - U_p) dt = R - \frac{1}{2} b - \frac{1}{2} a = R_1$$

که در آن a قطر هسته ی هوای داخل سیکلون است. همچنین فرض می شود که سرعت های شعاعی و محوری ثابت باشند. در نتیجه:

$$\int_0^T U dt = \int_0^T U \frac{dl}{W} = \frac{UL}{W}$$

که در آن L نماد طول هیدروسیکلون و W نماد سرعت محوری سیال داخل هیدرو سیکلون است. با جاگذاری مقدار سرعت نسبی ذرات جامد در رابطه ی اصلی به دست می آید:

$$\begin{aligned} \frac{d_{50}^2 \Delta \rho}{18 \eta} \int_0^T \frac{V^2}{r} dt &= \frac{U}{W} L - R_1 \\ \rightarrow \frac{d_{50}^2 \Delta \rho}{18 \eta} \int_{R-\frac{1}{2}b}^{\frac{1}{2}a} \frac{V^2}{r} \frac{dt}{dr} dr &= \frac{U}{W} L - R_1 \end{aligned}$$

در رابطه ی فوق $\frac{dt}{dr}$ بیانگر معکوس سرعت شعاعی ذره جامد است. با توجه به این فرض که سرعت محوری ذرات برابر با سرعت محوری آب است (و مانند آن ثابت است)، سرعت شعاعی ذره نیز باید ثابت باشد. زیرا در غیر این صورت ذره جامد ناحیه ی جداسازی را در نزدیکی دیواره ترک می کند و در نتیجه از آب جدا نخواهد شد. پس با میانگین گیری:

$$\frac{dr}{dt} = \frac{W}{L} R_1 \rightarrow \frac{dt}{dr} = \frac{L}{WR_1}$$

از طرفی فشار استاتیکی برابر است با:

$$(\Delta P)_s = \int_{R-\frac{1}{2}b}^{\frac{1}{2}a} \frac{\rho V^2}{r} dr$$

اکنون رابطه ی جدایش را می توان تبیین کرد:

$$\frac{d_{50}^2 \Delta \rho}{18 \eta} \times \frac{L}{W} \times \frac{1}{R_1} \times \frac{(\Delta P)_s}{\rho} = \frac{U}{W} L - R_1$$

همچنین رابطه مشخصی بین سرعت ورودی و سرعت محوری وجود دارد:

$$W = C_1 V_0 = C_1 \frac{4q}{\pi b^2}$$

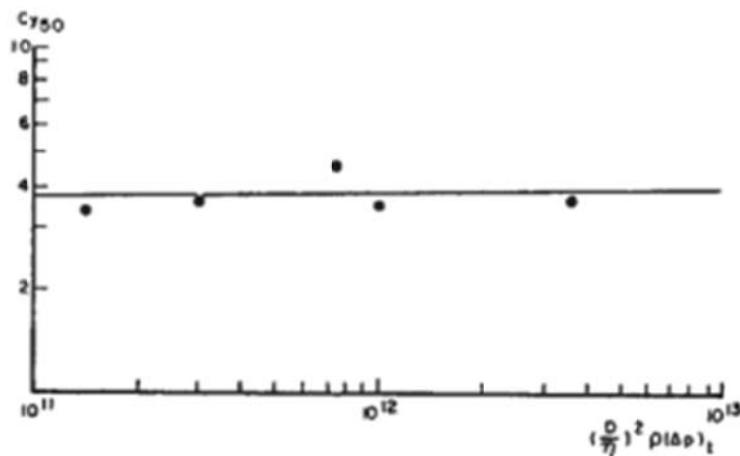
$$\rightarrow \frac{d_{50}^2 \Delta \rho}{\eta} L \frac{(\Delta P)_s}{\rho q} = \frac{72 C_1}{\pi} \frac{R_1}{b^2} \left(\frac{U}{W} L - R_1 \right)$$

که در آن ρ چگالی آب است. طرف راست رابطه ی فوق تنها شامل پارامترهای هندسی و سرعت است و برای یک هیدروسیکلون خاص این طرف از رابطه ثابت می ماند. با توجه به تساوی دو طرف رابطه، طرف چپ نیز ثابتی است که از ثوابت هیدروسیکلون است و عدد رابطه ی هیدروسیکلون بر اساس d_{50} نام دارد:

$$C_{y50} = \frac{d_{50}^2 \Delta \rho}{\eta} L \frac{(\Delta P)_t}{\rho q}$$

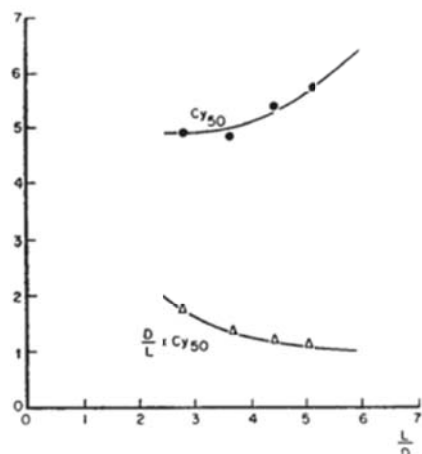
تعیین C_{y50} هر هیدروسیکلون نیازمند اطلاعات کاملی از سرعت هاست که به نظر غیر ممکن می آید. لذا روش عملی برای تعیین آن پیشنهاد می شود. در شکل های ۸ تا ۱۳ نمودارهای حاصل از آزمایشات تجربی نشان داده شده است. در بعضی از نمودارها منحنی $2b+e=0$ رسم شده است که بیانگر حد نقاط است. به عبارت دیگر اگر از این حد تجاوز شود جریان ورودی به یابنده گردابه برخورد کرده و ایجاد آشفستگی غیرمطلوبی می کند.

نتایج تجربی نشان داده است که هر قدر C_{y50} کوچکتر باشد، عملکرد هیدروسیکلون بهینه تر است. به همین منظور برای طراحی یک هیدروسیکلون بهینه باید:

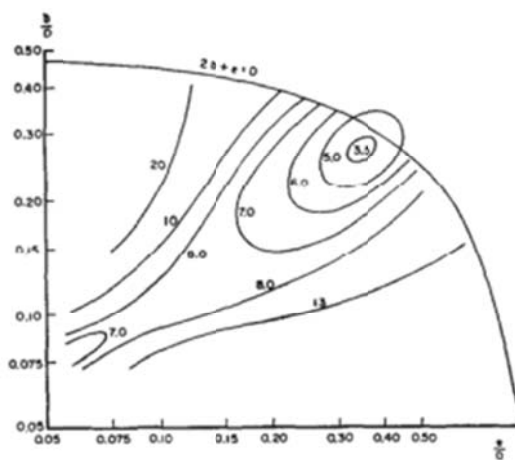


شکل ۸- وابستگی C_{y50} به افت فشار برای هیدروسیکلون با خصوصیت $\frac{L}{D} = 0.266$ و $\frac{b}{D} = 0.333$ و $e=0.333$

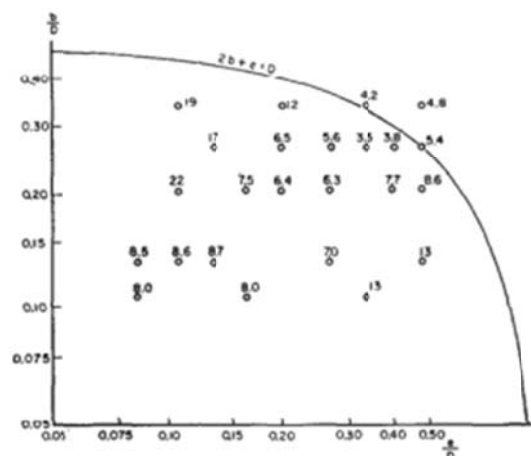
⁸ cyclone correlation number based on d_{50}



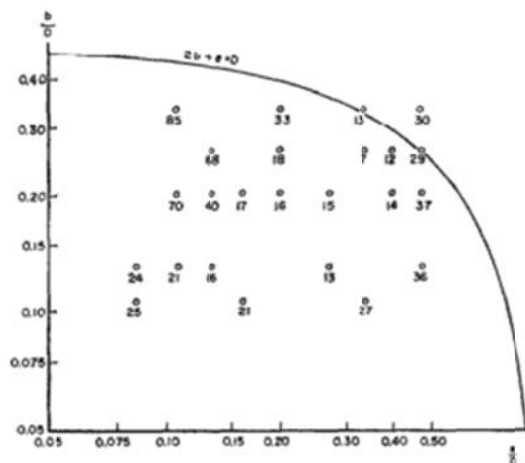
شکل ۹- وابستگی C_{y50} و $\frac{D}{L} C_{y50}$ به $\frac{L}{D}$ برای هیدروسیکلون با خصوصیت $\frac{b}{D} = 0.2$ و $\frac{e}{D} = 0.04$



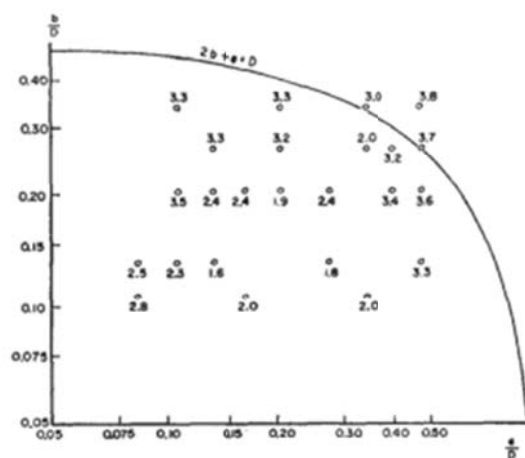
شکل ۱۰- کانتور C_{y50} ثابت برای $\frac{L}{D} = 5$



شکل ۱۱- مقادیر C_{y50} برای قطرهای ورودی و خروجی مختلف برای $D = 75mm$ و $L = 390mm$



شکل ۱۲- مقدار C_{y50} بر حسب $\frac{e}{D}$ و $\frac{b}{D}$



شکل ۱۳- طبقه بندی (بیان شده توسط $\frac{d_{80}}{d_{50}}$) بر حسب $\frac{e}{D}$ و $\frac{b}{D}$

۱- d_{50} و d_{80} در حد امکان کوچک باشند.

۲- $(\Delta P)_t$ تا حد امکان کوچک باشد.

۳- q تا حد امکان بزرگ باشد.

۴- L تا حد امکان بزرگ باشد.

همانطور که از نمودار شکل ۸ پیداست، C_{y50} از افت فشار کلی مستقل است. تاکنون سخنی از مقدار طول یابنده گردابه به میان نیامد. اگر طول آن خیلی کوتاه باشد، اتصال کوتاهی بین ورودی و سرریز به وجود می آید. اگر طول آن خیلی زیاد باشد مقدار اصطکاک به دلیل محل قرارگیری یابنده گردابه بسیار زیاد خواهد شد. با استفاده از آزمایشات تجربی بهترین مقدار آن $0.4 \frac{l}{D}$ خواهد بود.

با توجه به نمودار شکل ۹ مقدار ۵ برای بیشترین میزان $\frac{L}{D}$ معرفی شده است که نتیجه ی آن ثابت ماندن مقدار $\frac{D}{L} C_{y50}$ و در نتیجه d_{50} است. برای هیدروسیکلون باید $\frac{U}{W} = \frac{R}{L}$ باشد تا جریان گردابه موازی با دیواره باشد. لذا انتخاب $C_{y50} = 3.5$ به نظر منطقی می رسد. با توجه به عبارات فوق هیدروسیکلون بهینه دارای خصوصیات هندسی زیر است:

$$\frac{L}{D} = 5, \frac{b}{D} = 0.28, \frac{e}{D} = 0.34, \frac{l}{D} = 0.4$$

۵- طراحی هیدروسیکلون

عملکرد یک هیدروسیکلون که به منظور جداسازی ذرات جامد از آب طراحی شده است، با مقدار جریانی که مستقیماً از ورودی به سرریز رفته و از آنجا تخلیه می شود، تعیین می شود. به چنین جریانی تخلیه مستقیم^۹ می گویند. به عبارت دیگر در یک تخلیه مستقیم مشخص افت فشار و جدایش حاصل ثابت اند.

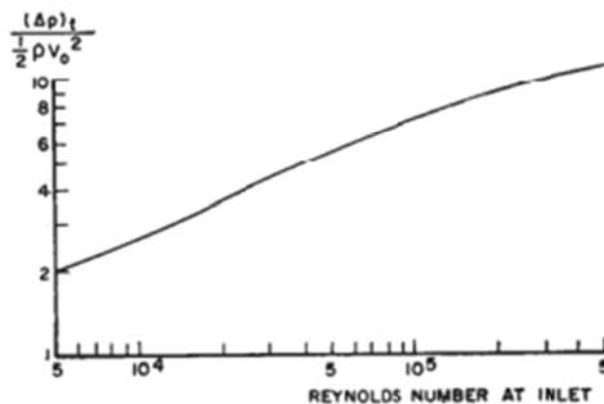
اگر جدایش بهتری مد نظر است (یعنی مطلوب است ذرات کوچکتری از جریان جدا شده و از پاریز تخلیه شوند) باید تخلیه مستقیم را افزایش داد. برای افزایش تخلیه مستقیم دو راه پیشنهاد می شود:

- ۱- مقدار افت فشار را داخل هیدروسیکلون افزایش دهیم.
- ۲- از هیدروسیکلون های بیشتری با ابعاد کوچکتری استفاده شود.

همانطور که در بخش های پیشین شرح داده شد، هیدروسیکلون بهینه باید ابعادی متناسب با روابط زیر داشته باشد:

$$\frac{L}{D} = 5, \frac{b}{D} = 0.28, \frac{e}{D} = 0.34, \frac{l}{D} = 0.4$$

لذا در ادامه هیدروسیکلونی با چنین ابعادی را مورد بررسی قرار می دهیم. لازم به یادآوری است که عدد جدایش چنین هیدروسیکلونی برابر با ۳/۵ است. افت فشار وابسته به عدد رینولدز است و تغییرات این دو بر حسب یک دیگر در شکل ۱۴ ارائه شده است.



شکل ۱۴- تغییرات افت فشار بر حسب رینولدز ورودی

^۹ throughput

برای طراحی مجموعه ی هیدروسیکلون ها باید فاکتورهای زیر کاملاً مشخص باشد:

- ۱- افت فشار موجود
- ۲- تخلیه مستقیم دلخواه
- ۳- جدایش قطر ۵۰ درصد دلخواه
- ۴- مشخصات فیزیکی سیستمی که جدایش در آن اتفاق می افتد.

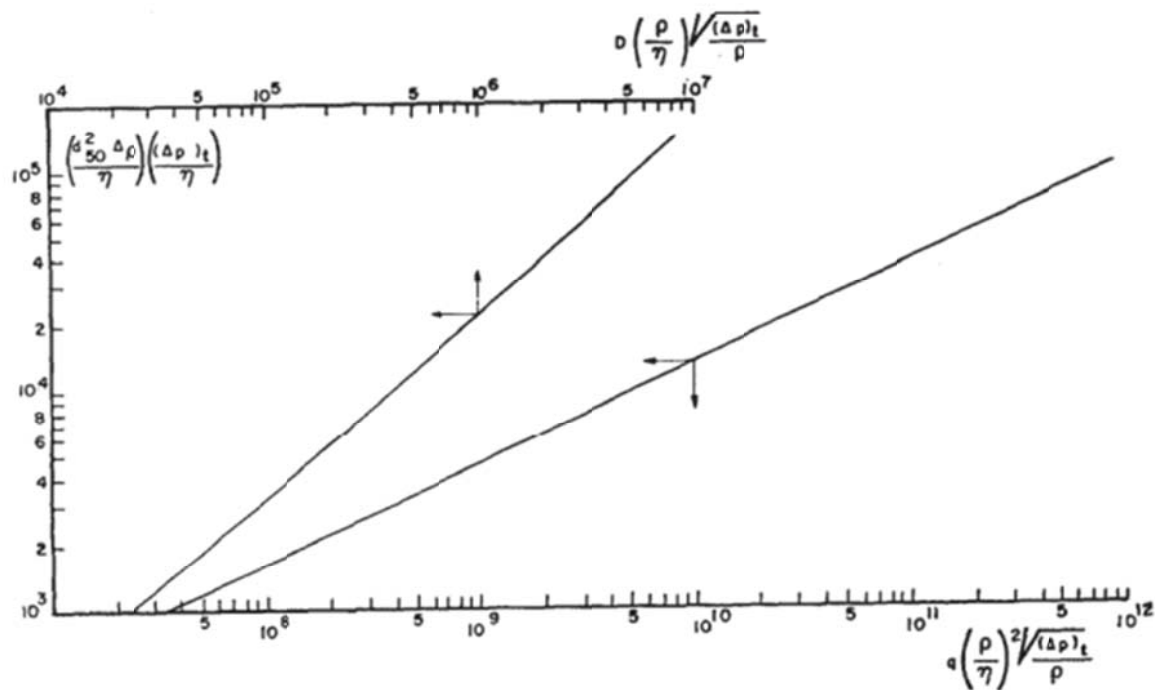
برای هرکدام از هیدروسیکلون های مجموعه عدد رینولدز ورودی برابر است با:

$$Re_{inlet} = \frac{b\rho V_0}{\eta} = \frac{4Ld_{50}^2\Delta\rho(\Delta P)_t}{\pi b c_{y_{50}}\eta^2}$$

برای هیدروسیکلون بهینه عدد رینولدز برابر خواهد بود با:

$$Re_{inlet} = 6.5 \frac{d_{50}^2\Delta\rho(\Delta P)_t}{\eta^2}$$

واضح است که با معلوم بودن ۴ فاکتور اشاره شده در سطور فوق مقدار عدد رینولدز هر هیدروسیکلون قابل محاسبه است. مقدار عامل افت فشار کل (G) مربوط به هیدروسیکلون مورد نظر را می توان از نمودار شکل ۳ به دست آورد. بنابراین مقدار V_0 محاسبه می شود. با استفاده از مقادیر به دست آمده به نمودار های شکل ۱۵ رفته و مقادیر D و q را که به ترتیب قطر هیدروسیکلون و جریان تخلیه هستند، به دست می آید.



شکل ۱۵- نمودارهای رابطه های به دست آمده برای پارامترهای طراحی

اکنون دو عدد بی بعد جدید معرفی می شود:

$$\frac{D}{b} \times Re_{inlet} \times \sqrt{\frac{G}{2}} = D \frac{\rho}{\eta} \sqrt{\frac{(\Delta P)_t}{\rho}}$$

$$\frac{\pi}{4} \times (Re_{inlet})^2 \times \sqrt{\frac{G}{2}} = q \left(\frac{\rho}{\eta}\right)^2 \sqrt{\frac{(\Delta P)_t}{\rho}}$$

این دو عدد بی بعد برای انتخاب D و q مناسب از نمودار شکل ۱۵ مفیدند. شایان ذکر است که نسبت های ابعادی هیدروسیکلون ثابت اند.

اگر کل جریان تخلیه با Q نشان داده شود، تعداد هیدروسیکلون های موازی، با جریان تخلیه q برابر است با:

$$n = \frac{Q}{q}$$

طراحی یک نمونه هیدرو سیکلون

برای تصفیه ی جریان روغن داغ حامل ذرات جامدی با غلظت وزنی تقریبی ۰/۱ درصد هیدروسیکلونی طراحی شود که غلظت وزنی آن را به ۰/۰۲ درصد کاهش دهد.

برای طراحی هیدروسیکلون مناسب ابتدا باید ۴ فاکتور ذکر شده در بخش گذشته مشخص شود :

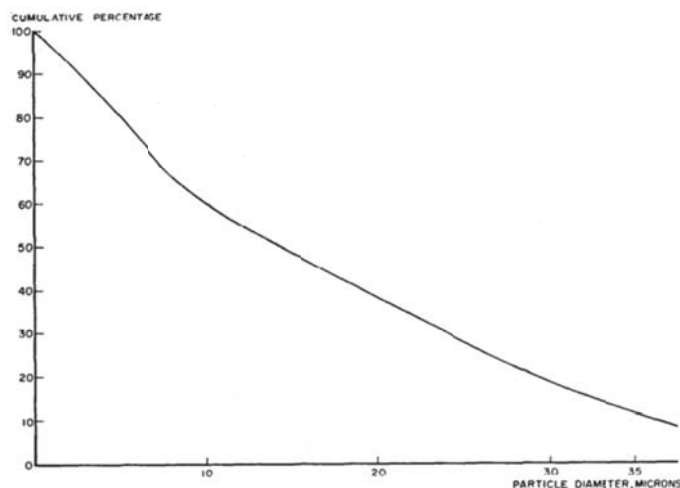
- ۱- افت فشار موجود ۴ اتمسفر لحاظ می شود.
- ۲- تخلیه مستقیم دلخواه ۱۰۰۰ تن در روز باید باشد.
- ۳- با توجه به شکل ۳ ذراتی با قطر بیشتر از ۵ میکرون باید از جریان جدا شوند. برای احتیاط بیشتر $d_{50} = 4\mu m$ انتخاب می شود.
- ۴- مشخصات فیزیکی عبارتند از:

اطلاعات روغن

دما ۲۴۰ درجه سانتیگراد
چگالی ۷۰۰ کیلوگرم بر متر مکعب
ویسکوزیته ۰/۰۰۰۷ کیلوگرم بر مترثانیه

اطلاعات ذرات جامد

چگالی ۱۸۰۰ کیلوگرم بر متر مکعب
طیف اندازه ذرات جامد ۱ تا ۵۰ میکرون (توزیع آن در شکل ۱۶ نشان داده شده است)
فشار وجود ۵ تا ۷ اتمسفر (مطلق)



شکل ۱۶- توزیع اندازه ذرات جامد

با توجه به اطلاعات فوق :

$$\frac{d_{50}^2 \Delta \rho (\Delta P)_t}{\eta^2} = 1.8 \times 10^4$$

از شکل ۱۴ مقادیر زیر به دست می آید:

$$D \frac{\rho}{\eta} \sqrt{\frac{(\Delta P)_t}{\rho}} = 5.6 \times 10^5$$

$$q \left(\frac{\rho}{\eta} \right)^2 \sqrt{\frac{(\Delta P)_t}{\rho}} = 10^{10}$$

با توجه به روابط فوق مقادیر قطر هیدروسیکلون و جریان تخلیه به دست می آید:

$$D = 22.5 \text{ mm}$$

$$q = 3.7 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 24 \frac{\text{tons}}{\text{day}}$$

با توجه به ثابت بودن نسبت های هیدروسیکلون ابعاد آن به دست می آید:

$$b = 0.28 \times D = 6.3 \text{ mm}$$

$$e = 0.34 \times D = 7.6 \text{ mm}$$

$$L = 5 \times D = 113 \text{ mm}$$

تعداد هیدروسیکلون های مورد نیاز برابر است با:

$$n = \frac{1000}{24} = 41.66 \rightarrow n = 42$$

ملاحظات ساخت

- ۱- ورودی باید دقیقاً مماس بر بدنه ی هیدروسیکلون باشد.
- ۲- دیواره ی داخلی هیدروسیکلون باید کاملاً صاف و صیقلی بوده تا از تولید آشفتگی و اصطکاک جلوگیری شود.
- ۳- ضخامت دیواره باید ۰/۱ قطر داخل هیدروسیکلون باشد.
- ۴- در حالتی که از چند هیدروسیکلون موازی به صورتی استفاده شود که همگی از یک خط تغذیه ی مشترک تغذیه شوند، قطر لوله ی ورودی باید حداقل ۴ برابر قطر هیدروسیکلون باشد.
- ۵- توصیه می شود در ساخت هیدروسیکلون ها از مواد بسیار سخت استفاده شود.

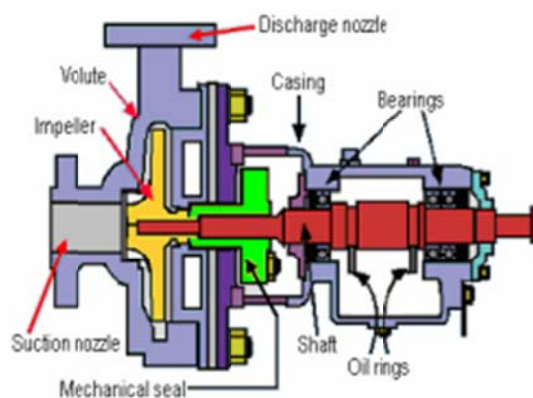
مراجع و منابع

- 1- K.Rietema, "Performance and design hydrocyclones (Part 1)- General considerations", Chemical engineering science, 1961, Vol15
- 2- K.Rietema, "Performance and design hydrocyclones (Part 2)- Pressure drop in the hydrocyclone", Chemical engineering science, 1961, Vol15
- 3- K.Rietema, "Performance and design hydrocyclones (Part 3)- Seperating power of hydrocyclone", Chemical engineering science, 1961, Vol15
- 4- K.Rietema, "Performance and design hydrocyclones (Part 4)- Design of hudroyclone", Chemical engineering science, 1961, Vol15

بررسی حرارت تولیدی در آب بند مکانیکی

۱- مقدمه

آب بند مکانیکی^{۱۰} قطعه ای است که برای کنترل نشتی در ادوات دوار مانند پمپ به کار می رود تا سیال از درون محفظه به محیط وارد نشود. در شکل ۱ نمایی از یک پمپ سانتریفیوژ و نحوه قرارگیری آب بند مکانیکی روی شفت آن نشان داده شده است.



شکل ۱- آب بند پمپ سانتریفیوژ

یک آب بند مکانیکی از دو جزء تشکیل شده است، یک جزء ثابت و یک جزء متحرک. یک آب بند مکانیکی در چهار قسمت عملیات آب بندی را انجام می دهد:

- ۱- آب بندی بین اجزای دوار و ثابت (آب بندی اولیه).
- ۲- آب بندی بین جزء ثابت و محفظه ی آب بندی (مثلا به وسیله ی یک گسکت^{۱۱})
- ۳- آب بندی بین جزء دوار و شفت (آب بند ثانویه) مثلا یک ا-رینگ^{۱۲}.
- ۴- آب بندی بین گلند^{۱۳} و محفظه ی آب بندی به وسیله ی گسکت یا ا-رینگ.

در تمامی این آب بندی ها حرارتی تولید می شود که محاسبه ی مقدار آن در این مقاله شرح داده شده است.

¹⁰ Mechanical Seal

¹¹ Gasket

¹² O-ring

¹³ Gland

۲- تخمین گرمای تولید شده در آب بند

برخلاف تصور اکثر مهندسين مبنی بر سادگی محاسبات گرمای تولید شده در آب بند مکانیکی، این محاسبات با در نظر گرفتن فرض های متعددی صورت می گیرد که نتیجه ی آن امکان بالای ایجاد انحراف در محاسبات و پاسخ به دست آمده است. دو متغیر که بیشترین درصد خطا را ایجاد می کنند ضریب افت فشار^{۱۴} (K) و ضریب تاثیر اصطکاک^{۱۵} (f) هستند.

K عددی بین ۰ و ۱ است که بیانگر میزان افت فشاری است که سیال هنگام عبور از آب بند با آن مواجه می شود. اگر سطوح آب بند صاف باشند و سیال غیرفلش^{۱۶} باشد K تقریباً برابر با ۰/۵ است. اگر سطوح آب بند محدب باشند و سیال فلش باشد، K بزرگتر از ۰/۵ است. برای سطوح آب بند مقعر ضریب افت فشار کمتر از ۰/۵ است. از دیدگاه فیزیکی، ضریب افت فشار برای محاسبه میزان تغییرات فشار در طول سطوح آب بند، که منجر به نیروهای وارد بر دهانه می شود تعریف می گردد. نیروهای وارد بر دهانه از رابطه زیر به دست می آید :

$$F_{opening} = A \times \Delta P \times K$$

که در آن A نشانگر مساحت سطح آب بند است که در واحد میلیمتر مربع گزارش می شود. واحد تغییرات فشار و نیروی وارد بر دهانه به ترتیب مگا پاسکال و نیوتون است.

در عمل، ضریب افت فشار بین ۰/۵ و ۰/۸ است. برای هر مایع غیر فلش این ضریب ۰/۵ در نظر گرفته می شود. این تنها یک فرض است و مهندس طراح باید بر فرض بودن مقدار ضریب واقف باشد.

مقدار ضریب تاثیر اصطکاک مشابه ضریب اصطکاک استاندارد است که اکثر مهندسين با آن آشنا هستند. ضریب استاندارد اصطکاک بیانگر نسبت نیروهای موازی بر نیروهای عمود در سطوحی است که نسبت به هم متحرکند. این سطوح می توانند از یک جنس یا غیر هم جنس باشند.

آب بند مکانیکی دارای دو سطح متحرک است. اگر سطوح خشک باشند محاسبه ی ضریب اصطکاک کاری آسان است ولی در آب بندها معمولاً سطوح به طرق مختلف روغن کاری می شوند که نتیجه ی آن انواع مختلفی از اصطکاک است. اگر سطح تماس خیلی زبر باشد، ضریب تاثیر اصطکاک به میزان زیادی وابسته به جنس سطح و از ویسکوزیته ی سیال مستقل می شود. اگر لایه ی بسیار نازکی از فیلم سیال بین دو سطح باشد ضریب تاثیر اصطکاک وابسته به سطح تماس بین فیلم سیال و سطح جامد خواهد بود. اگر فیلم کاملی از سیال بین دو سطح قرار گیرد تماسی بین دو سطح به وجود نمی آید و این ضریب تنها وابسته به تنش برشی خواهد بود.

ضریب تاثیر اصطکاک برای بیان تاثیر خالص تماس بین دو سطح لغزنده و فیلم سیال به کار می رود. طبق تست های عملی، آب بندهای معمولی با ضریب تاثیر اصطکاکی بین ۰/۰۱ و ۰/۱۸ کار می کنند. برای عملکرد معمول آب بندها ضریب تاثیر اصطکاک ۰/۰۷ در نظر گرفته می شود. استفاده از این مقدار برای آب و هیدروکربن های متوسط دقت بالایی دارد. سیالات ویسکوز مانند

¹⁴ Pressure drop coefficient

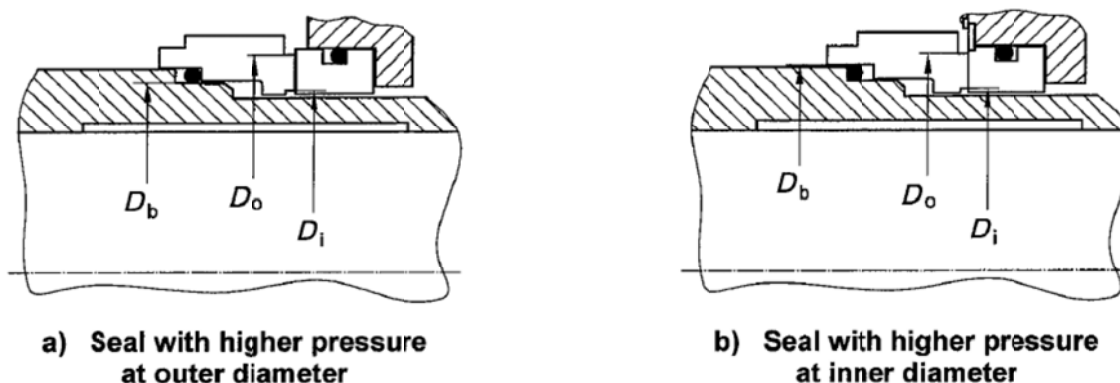
¹⁵ Effective coefficient of friction

¹⁶ سیال فلش سیالی است که تحت فشار ذخیره شده و پایین تر از نقطه ی جوش خود تبخیر می شود.

روغن ضریب اصطکاک بالاتری دارند در حالی که سیالات با ویسکوزیته ی پایین مانند هیدروکربن های سبک یا LPG مقادیر کمتری اختیار می کنند.

با در نظر گرفتن K و f به روش فوق، ترکیبی از فرض ها به وجود می آید که نتایج محاسبات را از نتایج عملی دور می کند. این انحراف باعث می شود که محاسبات انجام شده تنها جهت تخمین میزان گرمای تولید شده مورد استفاده قرار گیرد و هیچگونه تضمین عملی نخواهد داشت.

برای محاسبه ی میزان گرمای تولید شده در یک آب بند به اطلاعات اولیه ی جدول ۱ نیازمندیم. شکل ۱ نشان دهنده ی هندسه آب بند است.



شکل ۱- هندسه آب بند ها

جدول ۱- نیازمندی ها

نام پارامتر	نماد پارامتر	واحد	مقدار فرض شده
قطر خارجی آب بند	D_o	mm	-
قطر داخلی آب بند	D_i	mm	-
قطر موثر بالانس آب بند	D_b	mm	-
نیروی فنر در طول کارکردی	F_{sp}	N	-
تغییرات فشار در طول آب بند	ΔP	MPa	-
سرعت دورانی صفحه آب بند	n	rpm	-
ضریب اصطکاک	f	-	± 0.07
ضریب افت فشار	K	-	± 0.5

۳- فرآیند گام به گام محاسبه گرمای تولید شده در آب بند

گام اول : محاسبه سطح آب بند

$$A = \frac{\pi (D_o^2 - D_i^2)}{4} \quad (mm^2)$$

گام دوم : محاسبه نسبت بالانس آب بند

$$B = \frac{D_o^2 - D_b^2}{D_o^2 - D_i^2}$$

گام سوم : محاسبه فشار فنر

$$p_{sp} = \frac{F_{sp}}{A} \quad \left(\frac{N}{mm^2}\right)$$

گام چهارم : محاسبه فشار کل

$$p_{tot} = \Delta P (B - K) + p_{sp} \quad \left(\frac{N}{mm^2}\right)$$

گام پنجم : محاسبه قطر متوسط سطح آب بند

$$D_m = \frac{D_o + D_i}{2} \quad (mm)$$

گام ششم : محاسبه گشتاور حین عملکرد

$$T_r = p_{tot} \times A \times f \times \left(\frac{D_m}{2000}\right)$$

گام هفتم : محاسبه گشتاور آغاز به کار

$$T_s = 4T_r \quad (N.m)$$

گام هشتم : محاسبه توان

$$P = \frac{T_r \times n}{9550} \quad (KW)$$

۴- محاسبه افزایش دما در محفظه ی آب بند

با استفاده از تعادل ترمودینامیکی، دمای حالت پایای سیال درون محفظه آب بندی مشخص می شود. شار گرمایی وارده به سیال داخل محفظه آب بند منهای شار گرمای خروجی از محفظه، شار گرمایی خالص نام دارد. دما وابسته به مثبت یا منفی بودن شار گرمایی خالص به ترتیب افزایش یا کاهش می یابد. با وجود سادگی آنالیز فوق، آنالیز گرمایی واقعی آب بند بسیار پیچیده است.

منابع زیادی برای انتقال گرما به سیال وجود دارد که عبارتند از :

- ۱- گرمای تولید شده در آب بند به دلیل اصطکاک و تنش برشی
- ۲- گرمای تولید شده به دلیلی آشفته‌گی جریان به وجود آمده توسط اجزای دوار آب بند
- ۳- گرمای رسانشی پمپ از طریق محفظه آب بند و شفت
- ۴- گرمای ناشی از منابع گرمای خارج از محفظه آب بند (گرمای رسانشی از شفت و محفظه به پمپ و اتلافات گرمایی به اتمسفر به طریق جابجایی و تابش)

در بعضی موارد می توان فرض هایی مطرح کرد تا مدل ساده تر نگاشته شود. یک آب بند با پلان ۱۱، ۱۲، ۱۳ و ۳۱ در نظر بگیرید. با این پلان ها، سیال تزریق شده به محفظه ی آب بند در دمای پمپ قرار می گیرد و می توان از گرمای رسوخ کرده^{۱۷} صرف نظر کرد. همچنین از گرمای اتلافی به اتمسفر می توان صرف نظر کرد، مگر اینکه پمپ در دمای خیلی بالایی کار کند. برای محاسبه ی افزایش دما باید نیاز مندی های جدول ۲ را داشته باشیم.

جدول ۲- نیازمندی ها

واحد	نماد پارامتر	نام پارامتر
KW	Q	گرمای تولید شده در آب بند
Lit/min	q_{inj}	نرخ جریان تزریق شده
-	d	چگالی نسبی سیال تزریق شده
J/Kg.K	c_p	ظرفیت گرمایی ویژه سیال تزریق شده در دمای پمپ

اختلاف دما برابر است با :

$$\Delta T = \frac{60000 \times Q}{d \times q_{inj} \times c_p}$$

در حالتی که از پلان های ۲۱، ۲۲، ۳۲ یا ۴۱ استفاده شود، سیال تزریق شده به محفظه آب بند معمولا در دمای پایین تری از دمای پمپ قرار دارد. در این مواقع مقدار قابل ملاحظه ای گرما از پمپ به سیال منتقل می شود. محاسبه ی میزان گرمای رسوخ

¹⁷ Soak heat

کرده بسیار پیچیده است. این محاسبه نیازمند تست های دقیق و اطلاعات جزئی از ساختار پمپ و سیال پمپ شده است. اگر اطلاعات مذکور در دسترس نبود گرمای رسوخ کرده با تقریب برابر است با :

$$Q_{heatsoak} = U \times A \times D_b \times \Delta T$$

که در آن U ضریب خصوصیات ماده اولیه^{۱۸} است. مقدار تخمینی $U \times A$ برای بوش محوری و گلند^{۱۹} از فولاد ضد زنگ و پمپ فولادی مقدار ۰/۰۰۰۲۵ است. با توجه به سطور فوق محاسبه ی گرمای رسوخ کرده تخمینی است. اگر گرمای رسوخ کرده مشخص باشد، افزایش دما به وسیله ی رابطه ی زیر قابل تعیین است :

$$\Delta T = 60000 \times \frac{Q + Q_{heatsoak}}{d \times q_{inj} \times c_p}$$

افزایش دمای ارائه شده در رابطه فوق، متوسط افزایش دمای سیال داخل محفظه ی آب بند است. در محفظه ی آب بند نواحی خاصی وجود دارد که دمایشان بسیار بیشتر و یا بسیار کمتر از سطح محفظه ی آب بندی است. تزریق باید مستقیماً به حد فاصل آب بند و یا به صورت تزریق در چند ناحیه متفاوت باشد تا این اطمینان حاصل شود که ناحیه ی اطراف سطح آب بند کاملاً خنک است.

در بعضی از کاربردها لازم است که مقدار تزریق مشخص شود تا دمای محفظه ی آب بند زیر مقدار مشخصی حفظ شود. در این حالت، ماکزیمم افزایش دمای مجاز از تفریق مقدار دمای ماکزیمم مجاز سطح محفظه ی آب بند از دمای تزریق به دست می آید. برای عملکرد مطلوب آب بند، ماکزیمم افزایش دما باید حدود ۲/۸ تا ۵/۶ کلوین باشد.

برای پلان های ۱۱، ۱۲، ۱۳ یا ۳۱ رابطه ی زیر برقرار است :

$$q_{inj} = \frac{60000 \times Q}{d \times \Delta T \times c_p}$$

برای پلان های ۲۱، ۲۲، ۳۲ یا ۴۱ رابطه ی زیر برقرار است :

$$q_{inj} = \frac{60000 \times (Q + Q_{heatsoak})}{d \times \Delta T \times c_p}$$

برای مقدار دبی تزریق شده حداقل ضریب طراحی ۲ لحاظ شود.

افزایش دمای محاسبه شده در رابطه های ارائه شده، افزایش دمای سطح محفظه ی آب بند است و مقدار افزایش دمای سطوح آب بند مقداری بیشتر از مقادیر ارائه شده است.

۵- محاسبات گرمایی در یک نمونه از آب بند مکانیکی

اطلاعات زیر از یک آب بند مکانیکی که سیال آن آب است و با دور ۳۰۰۰ دور در دقیقه می چرخد، در دسترس است:

¹⁸ Material property coefficient

¹⁹ gland

$$\Delta P = 20 \text{ bar}$$

$$D_o = 61.6 \text{ mm}$$

$$D_i = 48.9 \text{ mm}$$

$$D_b = 52.4 \text{ mm}$$

$$F_{sp} = 190 \text{ N}$$

$$f = 0.07$$

$$K = 0.5$$

با توجه به این اطلاعات گرمای تولید شده در این آب بند را محاسبه می کنیم:

گام اول : محاسبه سطح آب بند

$$A = \frac{\pi (D_o^2 - D_i^2)}{4} = \frac{\pi (61.6^2 - 48.9^2)}{4} = 1102 \quad (\text{mm}^2)$$

گام دوم : محاسبه نسبت بالانس آب بند

$$B = \frac{D_o^2 - D_b^2}{D_o^2 - D_i^2} = \frac{61.6^2 - 52.4^2}{61.6^2 - 48.9^2} = 0.746$$

گام سوم : محاسبه فشار فنر

$$p_{sp} = \frac{F_{sp}}{A} = \frac{190}{1102} = 0.172 \quad \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)$$

گام چهارم : محاسبه فشار کل

$$p_{tot} = \Delta P (B - K) + p_{sp} = 2(0.746 - 0.5) + 0.172 = 0.664 \quad \left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)$$

گام پنجم : محاسبه قطر متوسط سطح آب بند

$$D_m = \frac{D_o + D_i}{2} = \frac{61.6 + 48.9}{2} = 55.25 \quad (\text{mm})$$

گام ششم : محاسبه گشتاور حین عملکرد

$$T_r = p_{tot} \times A \times f \times \left(\frac{D_m}{2000}\right) = 0.664 \times 1102 \times 0.07 \times \left(\frac{55.25}{2000}\right) = 1.42 \text{ N.m}$$

گام هفتم: محاسبه گشتاور آغاز به کار

$$T_s = 4T_r = 5.68 \text{ N.m} \quad (N.m)$$

گام هشتم: محاسبه توان

$$P = \frac{T_r \times n}{9550} = \frac{1.42 \times 3000}{9550} = 0.446 \quad (KW)$$

مراجع و منابع

استاندارد *ANSI/API 682*، ویرایش سوم، سپتامبر ۲۰۰۴

Pumps- shaft sealing systems for centrifugal and rotary pumps

استاندارد ISO معادل:

ISO: 21049:2004

📖 لغت نامه ی تسمه و پولی V

۱- مقدمه

در اکثر موارد پمپ های سانتریفیوژ اسلاری، با پولی و تسمه به الکتروموتور کوپل شده اند. علت آن است که در پمپ های سانتریفیوژ جهت تنظیم هد پمپ از تراش پروانه استفاده می شود. هرچقدر قطر پروانه کوچک تر باشد هد پمپاژ کمتر خواهد بود. اما در پمپ های سانتریفیوژ اسلاری امکان تراش پروانه برای تنظیم هد وجود ندارد. سازنده پمپ به دلیل استفاده از پوشش های لاستیکی امکان تراش پروانه را ندارد و یا در مواقعی که از آلیاژهای ضد سایش استفاده می کند به دلیل سختی بالای قطعه، ماشینکاری پروانه با مشکلات زیادی همراه است. بنابراین برای تنظیم هد، دور پمپ را تغییر می دهند. با کاهش دور، هد پمپ کاهش و با افزایش دور، هد پمپ افزایش می یابد. به همین دلیل غالباً این پمپ ها با پولی تسمه و یا اینورتور راه اندازی می شوند.

سیستم های انتقال قدرت تسمه-پولی V شامل تسمه V و پولی با شیار V شکل است. اندازه ی شیارهای V شکل پولی از دو طریق تعیین می شوند: مبتنی بر پهناى مبنا^{۲۰} و مبتنی بر پهناى موثر^{۲۱}. در نتیجه دو سیستم برای تعریف پارامترهای مربوط به تسمه و پولی وجود دارد که از هم مستقل اند.

در این مقاله ابتدا به بررسی لغات و اصطلاحات کلی سیستم تسمه-پولی پرداخته می شود و سپس لغات و اصطلاحات به صورت جداگانه بر اساس سیستم مبتنی بر پهناى مبنا و پهناى موثر تعریف شده و تفاوت آنها با هم بررسی می شود.

۲- لغات و اصطلاحات کلی

۲-۱- اصطلاحات تسمه V

۲-۱-۱- تسمه V

تسمه V به تسمه ای گفته می شود که سطح مقطع آن تقریباً به شکل یک دوزنقه است. اگر سطح جانبی تسمه V مستقیم باشد (یعنی منحنی وار نباشد)، دوزنقه به قاعده، سطوح جانبی و سر آن محدود می شود. گونه های دیگری از تسمه V وجود دارد که در آنها لبه های پروفیل های قاعده، سطح جانبی و سر زود تر از موعد قطع یا گرد شده اند. در شکل ۱ چهار گونه از این تسمه ها نشان داده شده است.

²⁰ Datum width

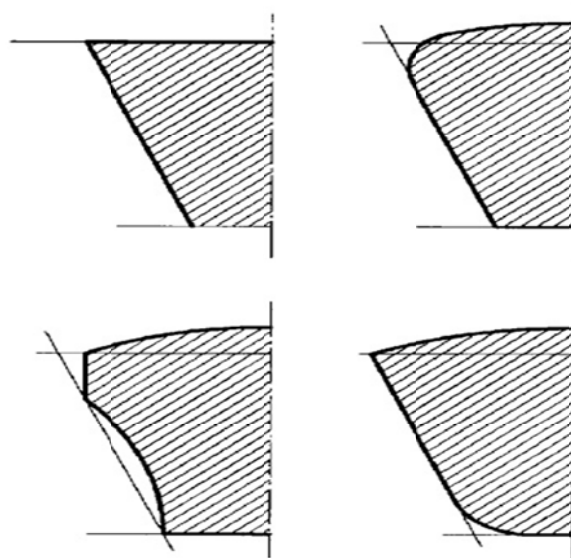
²¹ Effective width

۲-۱-۲- تسمه ی شش گوش^{۲۲}

نوع ویژه ای از تسمه های V است که سطح مقطع آن متشکل از دو دوزنقه ی متساوی الساقین است که از قاعده ی عریض تر به هم وصل شده اند.

۲-۱-۳- تسمه ی V متصل^{۲۳}

نوعی از تسمه های V است که در آن دو تسمه ی V دوزنقه ای مشابه در فاصله ای مشخص کنار یکدیگر قرار می گیرند و توسط یک نوار پوششی^{۲۴} به هم متصل می شوند.



شکل ۱- نمونه هایی از تسمه های V

۲-۱-۴- خط گام^{۲۵}

وقتی تسمه حول محوری قائم بر قاعده ی خود خم می شود، هر خطی در تسمه که طولش کم و زیاد نمی شود خط گام نام دارد. در شکل ۲ یک خط گام نشان داده شده است.

^{۲۲} Hexagonal belt

^{۲۳} Joined V belt

^{۲۴} Covering band

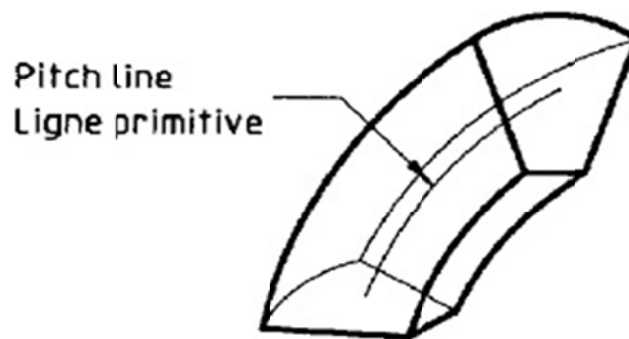
^{۲۵} Pitch line

۲-۱-۵- ناحیه گام^{۲۶}

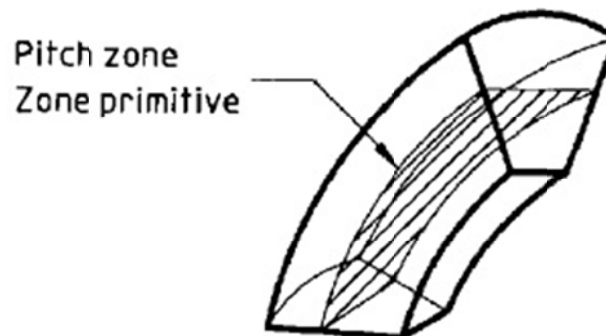
ناحیه ی گام ناحیه ای هندسی است که تمامی خطوط گام را شامل می شود. در شکل ۳ این ناحیه نشان داده شده است.

۲-۱-۶- پهنای گام^{۲۷}

پهنای گام پهنای تسمه در ناحیه ی گام است. این پهنای مانند طول گام همواره ثابت می ماند. پهنای گام با نماد W_p نشان داده می شود.



شکل ۲-نمایی از خط گام



شکل ۳-نمایی از ناحیه گام

۲-۱-۷- پهنای سر^{۲۸}

به عرض بزرگتر دوزنقه ی سطح مقطع تسمه پهنای سر گفته می شود که با نماد W نشان داده می شود.

²⁶ Pitch zone

²⁷ Pitch width

²⁸ Top width

۲-۱-۸- ارتفاع تسمه

ارتفاع تسمه، ارتفاع دوزنقه ی سطح مقطع آن است که با نماد T نشان داده می شود.

۲-۱-۹- ارتفاع نسبی

ارتفاع نسبی مقدار بی بعدی است که از نسبت ارتفاع تسمه بر پهنای گام به دست می آید. شایان ذکر است که مقدار عددی ارتفاع نسبی برای ۴ نوع متداول تسمه های ۷ مطابق جدول ۱ است.

در شکل ۴ ارتفاع تسمه ، پهنای سر و پهنای گام نشان داده شده است.

جدول ۱- مقادیر عددی ارتفاع نسبی برای تسمه های ۷

ارتفاع نسبی	نوع تسمه ۷
۰/۹	نازک ^{۲۹}
۰/۷	کلاسیک ^{۳۰}
۰/۵	نیمه پهن ^{۳۱}
۰/۳	پهن ^{۳۲}

۲-۲-۱- اصطلاحات پولی ۷

۲-۲-۱- پولی با شیار ۷

به پولی هایی که روی سطح خارجی آن ها یک یا چند شیار ۷ شکل وجود داشته باشد پولی با شیار ۷ می گویند. این شیارها به وسیله ی چرخش ناقص یا کامل یک پروفیل حول محور پولی، به وجود آمده است.

۲-۲-۲- زاویه ی شیار پولی

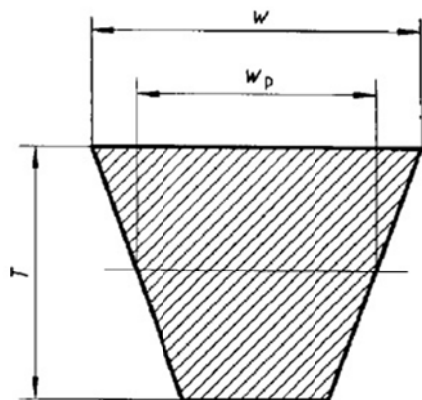
زاویه ای که از برخورد امتداد سطوح شیار به دست می آید زاویه ی شیار پولی نام دارد. در شکل ۵ زاویه ی شیار با نماد α نشان داده شده است.

²⁹ Narrow

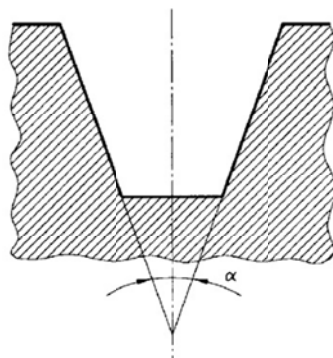
³⁰ Classical

³¹ Half wide

³² Wide



شکل ۴- ارتفاع تسمه، پهنای سر و پهنای گام



شکل ۵- زاویه شیار پولی

۳-۲-۲- پهنای گام شیار پولی

پهنای قسمتی از شیار پولی است که مقدار آن با اندازه ی پهنای گام تسمه ی مورد استفاده ی آن پولی برابر است. این پهنای با نماد w_p نشان داده می شود.

۴-۲-۲- قطر گام^{۳۳}

قطر پولی تا مکانی که پهنای شیار برابر با پهنای گام می شود، قطر گام نام دارد و با نماد d_p نشان داده می شود.

۵-۲-۲- محیط گام^{۳۴}

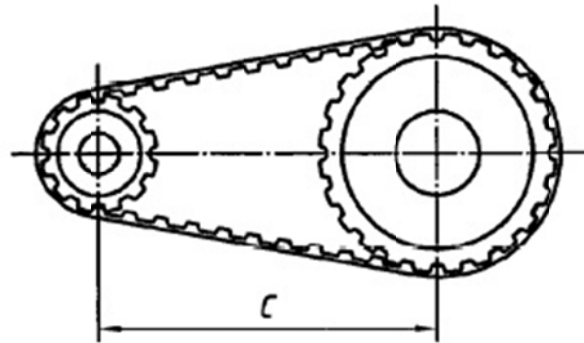
محیط گام، محیط دایره ای است که قطر آن برابر با قطر گام است و با نماد C_p نشان داده می شود.

³³ Pitch diameter

³⁴ Pitch circumference

۲-۲-۶-فاصله ی مرکزین^{۳۵}

فاصله ی مرکزین، کمترین فاصله ی بین مرکزهای دو پولی است هنگامی که تسمه ی روی پولی تحت بار مشخصی قرار گرفته شده باشد. فاصله ی مرکزین با نماد C نشان داده می شود. در شکل ۶ فاصله مرکزین در یک پولی هماهنگ ساز نشان داده شده است.



شکل ۶- فاصله ی مرکزین

۲-۳-۱-اصطلاحات سیستم انتقال قدرت

۲-۳-۱-۱-سیستم حرکت تسمه ی V^{۳۶}

سیستمی است متشکل از یک یا چند تسمه ی V که روی پولی های شیاردار نصب شده است. پروفیل تسمه و پولی به گونه ای است که تسمه تنها با سطح جانبی شیار تماس دارد و هیچ تماسی با کف شیار ندارد.

۲-۳-۲-نسبت سرعت

نسبت سرعت زاویه ای پولی ها است که از طریق نسبت قطر گام پولی ها به دست می آید. در محاسبه ی نسبت سرعت، لغزش تسمه روی پولی یا خزش آن در نظر گرفته نمی شود.

۲-۴-۱-لغات و اصطلاحات بر اساس سیستم مبتنی بر پهنای مبنا

۲-۴-۱-۱-اصطلاحات پولی

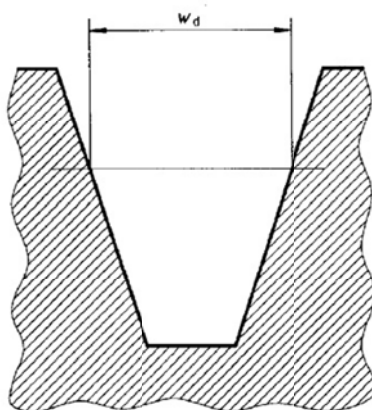
۲-۴-۱-۱-۱-پهنای مبنا

پروفیل شیار با توجه به پهنای شیار که دارای مقداری مشخص است و تابعی از تلورانس نیست، مشخص می شود. پهنای شیار معمولاً هم اندازه با پهنای گام در نظر گرفته می شود. زیرا مقدار پهنای شیار باید با تلورانس قابل قبولی بر پهنای تسمه V منطبق باشد.

³⁵ Centre distance

³⁶ V belt drive

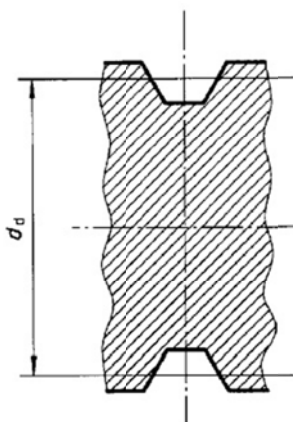
پهنای مبنای شیار سابقا با عنوان پهنای گام و با نماد p نشان داده می شود ولی باید در نظر داشت که پهنای مبنا با پهنای گام تنها در حالتی برابر می شود که ناحیه ی گام تسمه هم تراز با پهنای مبنای پولی باشد. در شکل ۷ پهنای مبنا نشان داده شده است.



شکل ۷ - نمایی از پهنای مبنا

۲-۴-۱-۲- قطر مبنا

قطر پولی تا مکانی که پهنای شیار برابر پهنای مبنای شیار پولی شود، قطر مبنا نامیده می شود که با نماد d_d نشان داده می شود. در شکل ۸ قطر مبنا مشخص گردیده است.



شکل ۸- قطر مبنا

۲-۴-۱-۳- محیط مبنا

محیط دایره ای که اندازه ی قطر آن با اندازه ی قطر مبنا برابر است، محیط مبنا نامیده می شود و با نماد C_d نشان داده می شود.

۲-۳-۱-۴- اختلاف خط مبنا^{۳۷}

فاصله ی شعاعی محل پهنای مبنا و پهنای گام اختلاف خط مبنا نام دارد که در شکل ۹ با نماد b_d نشان داده شده است.

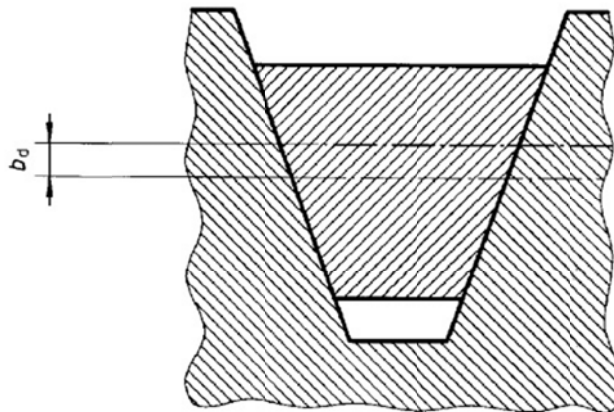
اختلاف خط مبنا در واقع عبارتی جهت تصحیح نسبت سرعت، هنگامی که خط مبنا به عنوان معیار در نظر گرفته شده باشد به کار برده می شود. بدیهی است که در صورت انطباق ناحیه ی گام تسمه و پهنای مبنا مقدار اختلاف خط مبنا صفر خواهد بود.

۲-۳-۲- اصطلاحات تسمه

۲-۳-۱-۲- طول مبنا

طول مبنا، طول خطی است که با در نظر گرفتن قطر مبنا به عنوان قطر پولی، تسمه را در یک کشش مشخص احاطه می کند. طول مبنا با نماد L_p نشان داده می شود. سابقاً به طول مبنا، طول گام گفته و با نماد L_p نشان داده می شد. برای اندازه گیری طول مبنای یک تسمه V باید از دو پولی با قطر مبنای یکسان استفاده کنیم. بدین صورت که طول مبنا برابر می شود با مجموع محیط مبنا و دو برابر فاصله ی بین مراکز دو پولی (فاصله ی مرکزین).

$$L_p = 2C + C_d$$



شکل ۹- اختلاف خط مبنا

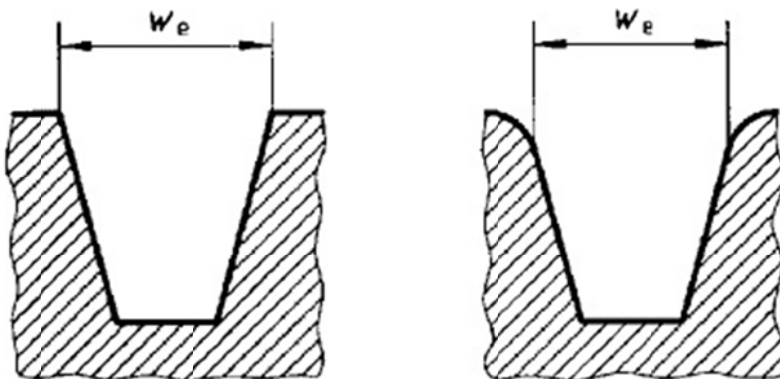
³⁷ Datum line differential

۲-۵- لغات و اصطلاحات بر اساس سیستم مبتنی بر پهنای موثر

۲-۵-۱- اصطلاحات پولی

۲-۵-۱-۱- پهنای موثر

پروفیل شیار با توجه به پهنای شیار که دارای مقداری مشخص است و تابعی از تلورانس نیست، مشخص می شود. پهنای شیار معمولاً هم اندازه با پهنای شیار پولی در دورترین نقطه ی آن نسبت به قاعده در نظر گرفته می شود. برای تمام پولی های اندازه گیر تسمه و برای اکثر پولی های صنعتی با تلورانس قابل قبولی این پهنای معادل پهنای شیار در بالاترین نقطه ی آن (سرشیار) در نظر گرفته می شود. پهنای موثر را با نماد W_e نشان می دهند. در شکل ۱۰ پهنای موثر برای دو تسمه V نشان داده شده است.



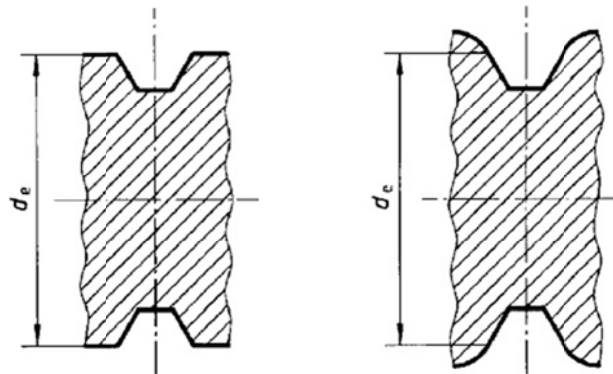
شکل ۱۰- پهنای موثر

۲-۴-۱-۲- قطر موثر

قطر پولی تا مکانی که پهنای شیار برابر پهنای موثر شود، قطر موثر نامیده می شود که با نماد d_e نشان داده می شود. در شکل ۱۱ قطر موثر مشخص گردیده است.

۲-۴-۱-۳- محیط موثر

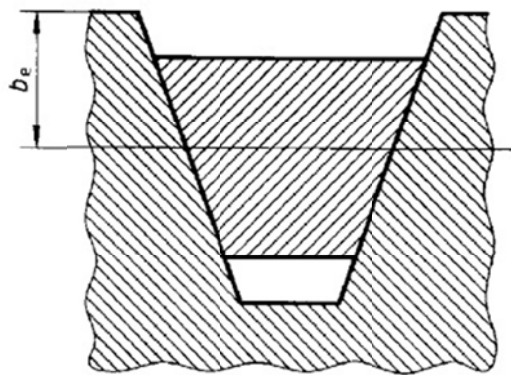
محیط دایره ای با قطری به اندازه ی قطر موثر محیط موثر نامیده می شود و با نماد C_e نشان داده می شود.



شکل ۱۱- قطر موثر

۲-۴-۱-۴- اختلاف خط موثر

فاصله ی شعاعی محل پهنای موثر و پهنای گام اختلاف خط موثر نام دارد که در شکل ۱۲ با نماد b_e نشان داده شده است.



شکل ۱۲- اختلاف خط موثر

اختلاف خط موثر در واقع عبارتی جهت تصحیح نسبت سرعت هنگامی که خط موثر به عنوان معیار در نظر گرفته شده باشد، است.

۲-۴-۲- اصطلاحات تسمه

۲-۴-۲-۱- طول موثر

طول موثر، طول خطی است که با در نظر گرفتن قطر موثر به عنوان قطر پولی، تسمه را در یک کشش مشخص احاطه می کند. طول موثر با نماد l_e نشان داده می شود. برای اندازه گیری طول موثر یک تسمه V باید از دو پولی با قطر

موثر یکسان استفاده کنیم. بدین صورت که طول موثر برابر می شود با مجموع محیط موثر و دو برابر فاصله ی بین مراکز دو پولی (فاصله ی مرکزین).

$$L_e = 2C + C_e$$

مراجع و منابع

۱- استاندارد ISO 1081 ، ویرایش دوم ، ۱۹۹۵

Belt drives – V-belts and V-ribbed belts, and corresponding grooved pulleys –
Vocabulary

شماره ی ارجاع :

ISO 1081 : 1995 (E/F)

مقایسه ی استانداردهای مختلف در رابطه با ارتعاشات پمپ

۱- مقدمه

متأسفانه یا خوشبختانه، تنوع استانداردهای کاربردی در زمینه ی ارتعاشات در صنعت پمپ سازی بیشتر از سایر زمینه هاست. به نظر می رسد که این استانداردها در مورد شیوه های تعیین حدود ارتعاشی و مقدار آن با هم تناقض دارند. هدف از این مقاله، ارائه ی نقاط تعیین کننده ی هر استاندارد و مشخص کردن پاسخ این سوال است که « برای تعیین حدود ارتعاشی یک پمپ، در کجا باید از کدام استاندارد استفاده کرد؟ »

شایان ذکر است که در این مقاله تمامی شرایط و ملاحظات استانداردهای مورد نظر، بررسی نشده است بلکه تنها از محتویات این استانداردها جمع بندی صورت گرفته است.

۲- جمع بندی استانداردها

۱-۲- ISO 9908- خصوصیات فنی پمپ های سانتریفیوژ- کلاس ۳

این استاندارد شامل احتیاجات پمپ های سانتریفیوژ یک مرحله ای، چند مرحله ای، افقی یا عمودی می شود. احتیاجات کلاس ۳ با تسامح بیشتری نسبت به استاندارد ISO 5199 تعیین شده است.

- شرایط:
- ❖ شدت ارتعاش به مقادیر اندازه گیری شده در تاسیسات تست منسوب می شود.
- ❖ بین پمپ ها بنا بر ارتفاع خط محور آنها (بالتر از ۲۲۵ میلیمتر یا پایین تر از آن) و سرعت آنها (تا ۱۸۰۰ دور در دقیقه یا از ۱۸۰۰ تا ۴۵۰۰ دور در دقیقه) تفاوت قائل می شود.
- ❖ مقادیر در Bearing housing، به صورت شعاعی در یک نقطه عملکردی در سرعت ($\pm 5\%$) و شدت جریانی ($\pm 5\%$) که پمپ بدون کاویتاسیون کار می کند، اندازه گیری می شود.
- ❖ هنگامی که در پمپ هایی با لاین شفت عمودی از کوپلینگ های صلب استفاده می شود، قرائت کننده ها در فلنج بالایی و هنگامی که از کوپلینگ های انعطاف پذیر استفاده می شود، نزدیک بیرینگ بالایی پمپ قرار دارند.
- ❖ حد بالای سرعت چه برای بیرینگ های غلتشی و چه برای بوش ها $7.1 \frac{mm}{s}$ است.

برای دستیابی به حدهای ارتعاشی این استاندارد به جدول ۱ مراجعه شود.

جدول ۱- حد های شدت ارتعاش برای پمپ های افقی با چند پره

سرعت دورانی n	ارتفاع محور h_1 در مقیاس rms	بیشینه ی سرعت ارتعاشی برای شفتی با (mm/s)
min^{-1}	$h_1 \leq 225\text{mm}$	$h_1 > 225\text{mm}$
$n \leq 1800$	2.8	4.5
$1800 < n \leq 4500$	4.5	7.1

توضیحاتی در باره ی مقدار h_1 :

- ❖ تعیین مقدار آن بر اساس ISO2372 است.
- ❖ برای پمپ های افقی، h_1 فاصله ی بین baseplate در تماس با پمپ و محور شفت پمپ است.

کاربرد این استاندارد

این استاندارد برای تمامی پمپ های سانتریفیوژ light duty (پمپ هایی که هد و دبی پایینی دارند) مناسب است ولی بیشتر برای پمپ های مکش از انتها مطابق استاندارد EN733 کاربرد دارد.

۲-۲- ISO 5199- خصوصیات فنی پمپ های سانتریفیوژ- کلاس ۲

این استاندارد شامل خصوصیات پمپ های سانتریفیوژ یک مرحله ای، چند مرحله ای، افقی و عمودی کلاس ۲ با هر کاربرد، نحوه نصب و نوع موتوری می باشد. پمپ های مورد استفاده در صنایع شیمیایی بیشترین سهم را در این استاندارد دارند.

- شرایط:
- ❖ تمامی اجزای دوار اصلی باید بالانس شده باشند.
- ❖ حدود ارتعاش باید با بالانس کردن اجزا با درجه ی G6.3 با توجه به استاندارد ISO1940-1 تعیین شوند.
- ❖ شدت ارتعاش به مقادیر اندازه گیری شده در تاسیسات تست منسوب می شود.
- ❖ بین پمپ ها بر حسب ۴ فاکتور تمایز قائل می شود:
- ۱- ارتفاع محور بالا و پایین ۲۲۵ میلیمتر
- ۲- صلب افقی
- ۳- انعطاف پذیر افقی
- ۴- تمامی پمپ های عمودی

برای دستیابی به حدهای ارتعاشی این استاندارد به جدول ۲ مراجعه شود.

جدول ۲- حد های شدت ارتعاش

	سرعت در مقیاس rms (mm/s)		
	عمودی	افقی انعطاف پذیر	افقی صلب
$\frac{C}{L} \leq 225mm$	7.1	5.5	3
$\frac{C}{L} > 225mm$	7.1	7.1	4.5

برای تعریف C/L به استاندارد مراجعه شود.

کاربرد این استاندارد

این استاندارد برای تمامی پمپ های سانتریفیوژ medium duty مناسب است ولی برای پمپ های مکش از انتها طبق استاندارد ISO 2858 کاربرد بیشتری دارد. از این پمپ ها در صنایع شیمیایی استفاده می شود و سیال آن خورنده، سمی و دما بالا است.

۲-۳- ISO 9908- خصوصیات فنی پمپ های سانتریفیوژ- کلاس ۱

این استاندارد شامل (سختگیرانه ترین) احتیاجات پمپ های سانتریفیوژ کلاس ۱ در صنایع مختلف است ولی شامل پمپهای صنایع نفت و پتروشیمی و گاز طبیعی نمی شود.

- شرایط:
- ❖ تمامی اجزای دوار اصلی باید بالانس شده باشند.
- ❖ حدود ارتعاش باید با بالانس کردن اجزا با درجه ی G6.3 با توجه به استاندارد ISO1940-1 تعیین شوند.
- ❖ شدت ارتعاش به مقادیر اندازه گیری شده در تاسیسات تست منسوب می شود.
- ❖ عملکرد ارتعاشی پمپ و موتور به خوبی عملکرد یک فوندانسیون دائمی روی جایگاه تست است.
- ❖ بین پمپ ها بنا بر ارتفاع خط محور آنها (بالتر از ۲۲۵ میلیمتر یا پایین تر از آن) و سرعت آنها (تا ۱۸۰۰ دور در دقیقه یا از ۱۸۰۰ تا ۴۵۰۰ دور در دقیقه) تفاوت قائل می شود.
- ❖ مقادیر در Bearing housing، به صورت شعاعی در یک نقطه عملکردی در سرعت ($\pm 5\%$) و شدت جریانی ($\pm 5\%$) که پمپ بدون کاویتاسیون کار می کند، اندازه گیری می شود.
- ❖ هنگامی که در پمپ هایی با لاین شفت عمودی از کوپلینگ های صلب استفاده می شود، Reading ها در فلنج بالایی و هنگامی که از کوپلینگ های انعطاف پذیر استفاده می شود، نزدیک بیرینگ بالایی پمپ قرار دارند.
- ❖ حد بالای سرعت چه برای بیرینگ های غلتشی و چه برای بوش ها $7.1 \frac{mm}{s}$ است.

برای دستیابی به حدهای ارتعاشی این استاندارد به جدول ۳ مراجعه شود.

جدول ۳- حد های شدت ارتعاش برای پمپ های افقی با چند پره (بر اساس ISO 2372)

سرعت دورانی N	ارتفاع محور h_1 در مقیاس rms	بیشینه ی سرعت ارتعاشی برای شفتی با (mm/s)
$\min^{-1}$	$h_1 \leq 225mm$	$h_1 > 225mm$
$n \leq 1800$	2.8	4.5
$1800 < n \leq 4500$	4.5	7.1

کاربرد این استاندارد

این استاندارد برای پمپ های سانتریفیوژ heavy duty با وظایف سخت مثلا کار در فشار و دمای بالا مناسب است ولی همانطور که پیش تر اشاره شد در صنایع نفت و پتروشیمی و گاز کاربرد ندارد.

۲-۴- ISO 10816-3- ارتعاشات مکانیکی- ارزیابی ارتعاشات ماشین با اندازه گیری ارتعاش

قطعات غیر دوار

(بخش سوم- ماشین های صنعتی با قدرت نامی بالاتر از ۱۵ کیلو وات و سرعت نامی بین ۱۲۰ و ۱۵۰۰ دور در دقیقه اندازه گیری شده در محل کارکرد طبیعی)

کاربرد این استاندارد

این قسمت از استاندارد ISO 108116 دیگر در صنعت پمپ کاربردی ندارد. اکنون به جای این استاندارد از بخش هفتم آن استفاده می شود.

۲-۵- ISO 10816-7- ارتعاشات مکانیکی- ارزیابی ارتعاشات ماشین با اندازه گیری ارتعاش

قطعات غیر دوار

(بخش هفتم- پمپ های روتودینامیکی برای کاربردهای صنعتی- اندازه گیری از روی شفت دوار)

این استاندارد ماشین های صنعتی با قدرت نامی بالاتر از ۱۵ کیلو وات را شامل می شود. اندازه گیری ارتعاشات اجزای دوار و غیر دوار در این استاندارد بیان شده و راهنمایی برای شدت ارتعاش در محل کارکرد طبیعی و تاسیسات تولیدی ها، در دامنه های عملکردی «ترجیح داده شده» و «مجاز» ارائه شده است.

تفاوت بخش هفتم با بخش سوم در این است که برخلاف بخش سوم، در بخش هفتم تفاوتی بین نصب صلب یا انعطاف پذیر وجود ندارد.

پمپ ها به دو دسته تقسیم می شوند:

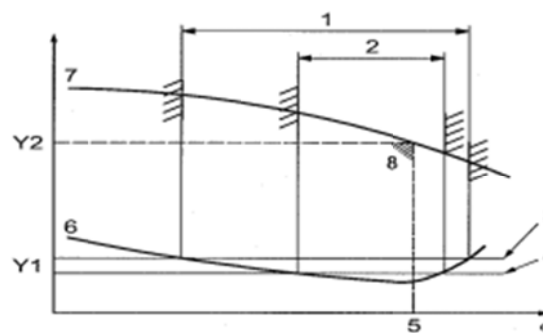
دسته ی اول : پمپ های نیازمند به پایداری (اطمینان پذیری)، در دسترس بودن و نکات امنیتی بالا (مثلا پمپ هایی برای سیالات سمی و زیان آور، کاربردهای مهم، نفت و گاز، نیروگاه های هسته ای و...)

دسته ی دوم : پمپ هایی برای کاربرد عام (مثلا پمپ های معلق عمودی (VS) با سرعتی بیش از ۶۰۰ دور در دقیقه)

استاندارد برای ارتعاش اجزای غیر دوار پمپ های روتودینامیکی با توان بالای ۱ کیلو وات و تعداد پره های پروانه بیشتر از ۳، نواحی ای را جهت تعیین حدود ارتعاشی مشخص می کند.

نواحی عبارتند از:

- ناحیه A: ارتعاشات ماشین های تازه به کار گرفته شده
- ناحیه B: مناسب برای عملکردهای طولانی مدت یا نامحدود
- ناحیه C: نامناسب برای عملکردهای طولانی مدت یا نامحدود
- ناحیه D: ارتعاشات با شدت ارتعاشی بالای منجر به خسارت



شکل ۱- نواحی ارتعاشی

در شکل ۱ این نواحی نشان داده شده اند. نقاط مشخص شده در شکل نشانگر حدود نواحی اند که در زیر معرفی می شوند:

- | | |
|---|---------------------------------------|
| ۱ | ناحیه عملکرد مجاز |
| ۲ | ناحیه عملکرد ترجیح داده شده |
| ۳ | حد ارتعاش ناحیه عملکرد مجاز |
| ۴ | حد ارتعاش ناحیه عملکرد ترجیح داده شده |
| ۵ | شدت جریان در نقطه ی بهترین عملکرد |

۶	منحنی مشخصه ارتعاش
۷	منحنی هد - دبی
۸	نقطه بهترین راندمان BEP
X	جریان
Y_1	ارتعاش
Y_2	هد

نقاط ناحیه عملکرد مجاز (AOR) و ناحیه عملکرد ترجیح داده شده (POR) باید توسط تولید کننده ی پمپ مشخص شود. معمولاً حدود ۷۰ تا ۱۲۰ درصد نقطه بهترین عملکرد (BEP) است. ارتعاشاتی خارج از ناحیه ی AOR باعث خسارت می شود. در نتیجه می توان از این ارتعاشات به صورت کوتاه مدت به عنوان تلورانس ارتعاشی استفاده کرد ولی به صورت دائم یا بلند مدت قابل استفاده نیستند.

شایان ذکر است که اگر هنگامی که پمپ کار نمی کند ارتعاشات زمین بیشتر از ۲۵٪ مقدار ارتعاش اندازه گیری شده در هنگام عملکرد پمپ باشد، نیاز به اصلاح کننده ای برای کاهش ارتعاشات زمین وجود دارد.

جدول ۴ حدود ارتعاشات اندازه گیری شده در اجزای غیردوار را نشان می دهد.

کاربرد این استاندارد

این استاندارد آخرین نسخه از استانداردهای مشابه است که بیشترین مورد استفاده را در کارخانجات دارد. این استاندارد برای بیشتر پمپ های پروانه دار چند پره مناسب است.

این استاندارد دسته بندی ۱ و ۲ را معرفی می کند و پمپ هایی با سیال سمی را در دسته ی ۱ قرار می دهد که با استاندارد ISO5199 در تناقض است. بیشتر تولید کنندگان توصیه می کنند که پمپ های شیمیایی تولید شده مطابق با استاندارد ISO2858 که کاملاً نکات فنی استاندارد ISO5199 را برآورده می کنند، باید محدودیت های ارتعاشی بیان شده در استاندارد ISO10816-7 را نیز بر آورده کنند.

طبق استاندارد، پمپ های عمودی کلا در دسته ی دوم قرار می گیرند. این دسته بندی کلی باعث شده است که این استاندارد برای پمپ های عمودی چندان مناسب نباشد. به همین دلیل برای پمپ های عمودی از استاندارد ISO5199 استفاده می شود.

جدول ۴- حدود ارتعاشات اندازه گیری شده در اجزای غیردوار

		در مقیاس rms (mm/s)		ارتعاشی	حد سرعت
		اول	دسته	دوم	دسته
		$\leq 200KW$	$> 200KW$	$\leq 200KW$	$> 200KW$
ناحیه	توضیحات				
A	ارتعاشات ماشین های تازه به کار گرفته شده در POR	2.5	3.5	3.2	4.2
B	مناسب برای عملکردهای طولانی مدت یا نامحدود در AOR	4	5	5.1	6.1
C	عملکرد محدود	6.6	7.6	8.5	9.5
D	خسارت آور	>6.6	>7.6	>8.5	>9.5
	حداکثر حد (= ۱/۲۵ برابر حد ALARM ^{۳۸} بالای ناحیه B)	5	6.3	6.4	7.6
	حداقل حد TRIP (= ۱/۲۵ برابر حد بالای ناحیه C)	8.3	9.5	10.6	11.9
تست در محل	POR	2.5	3.5	3.2	4.2
عملکرد	AOR	3.4	4.4	4.2	5.2
تست در	POR	3.3	4.3	4.2	5.2
خانه	AOR	4	5	5.1	6.1

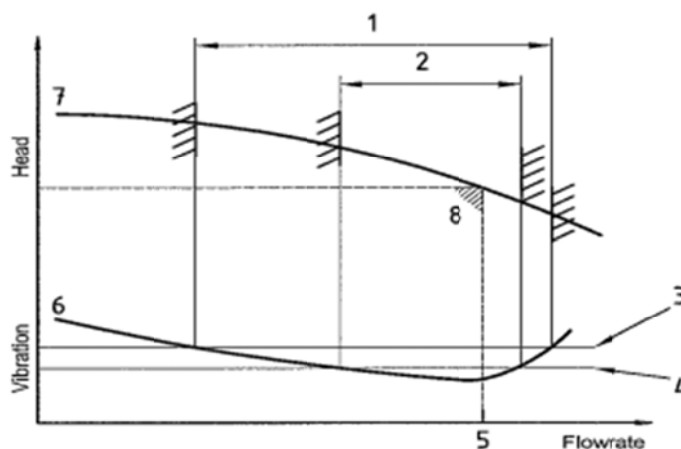
۲-۶- ISO13709:2009 پمپ های سانتریفیوژ برای صنایع نفت، پتروشیمی و گاز طبیعی (API 610)

در این استاندارد حدود ارتعاشات حین تست های عملکرد با توجه به رابطه ی بین شدت جریان و ارتعاشات تعیین می شود و در نتیجه دامنه ی مجاز عملکرد و دامنه ی ترجیح داده شده ی عملکرد معرفی می شوند. ناحیه ی مجاز عملکرد باید تعیین شود. اگر ناحیه ی مجاز عملکرد توسط فاکتوری غیر از ارتعاشات محدود شده است، آن فاکتور نیز باید مشخص شود. شکل ۲ رابطه ی بین شدت جریان و ارتعاشات را نشان می دهد که در آن:

- ۱ ناحیه ی مجاز عملکردی جریان
- ۲ ناحیه ی ترجیح داده شده ی عملکردی جریان
- ۳ حد ماکزیمم ارتعاشات مجاز در حد شدت جریان
- ۴ حد ارتعاشات مبنا
- ۵ نقطه بهترین عملکرد، شدت جریان
- ۶ ارتعاشات بر حسب منحنی شدت جریان نوعی که نشاندهنده ی ماکزیمم ارتعاشات مجاز است
- ۷ منحنی هد-شدت جریان

^{۳۸} مقادیر توصیه شده. اندازه ی ارتعاشات باید ۱۰ ثانیه قبل از آژیر یا آزاد شدن تریپ بالای این مقادیر باشد تا از آژیرها یا تریپ های غلط جلوگیری کند.

۸ نقطه بهترین راندمان BEP



شکل ۲- رابطه ی بین شدت جریان و ارتعاشات

در این استاندارد موارد زیر تعیین شده است:

- ۱- حدود ارتعاشات برای پمپ های OH و BB که توانی تا ۳۰۰ کیلووات در هر مرحله دارند و سرعت آنها تا ۳۶۰۰ دور در دقیقه است، با هر نوع بیرینگ (اندازه گیری شده از bearing housing):

سرعت (mm/s RMS)	POR	AOR
مجموع	۳	۳/۹
فرکانس های گسسته	۲	۲/۶

- ۲- حدود ارتعاشات برای پمپ های OH و BB با ژورنال بیرینگ هیدرودینامیکی (اندازه گیری شده از شفت پمپ):

اندازه (میکرومتر مضاعف)	حد بالا
مجموع	۵۰
فرکانس های گسسته	۱۶/۵۰

ضوابط بالا افزایش مجاز در ارتعاشات ۳۰٪ جریان را بیرون از ناحیه ی ترجیح داده شده (ولی داخل ناحیه ی مجاز) نشان می دهد.

- ۳- حدود ارتعاشات پمپ های VS با هر بیرینگ (اندازه گیری شده از بیرینگ کف گرد):

سرعت (mm/s RMS)	POR	AOR
مجموع	۵	۶/۵
فرکانس های گسسته	۳/۴	۴/۴

۴- حدود ارتعاشات برای پمپ های VS با ژورنال بیرینگ هیدرودینامیکی (اندازه گیری شده از شفت پمپ) :

حد بالا	اندازه (میکرومتر مضاعف)
۱۰۰	مجموع
۷۵	فرکانس های گسسته

ضوابط بالا افزایش مجاز در ارتعاشات ۳۰٪ جریان را بیرون از ناحیه ی ترجیح داده شده (ولی داخل ناحیه ی مجاز) نشان می دهد.

۵- حدود ارتعاشات برای پمپ های افقی با توان جذبی بیش از ۳۰۰ کیلو وات در هر مرحله یا کارکرد در دور بیش از ۳۶۰۰ دور در دقیقه

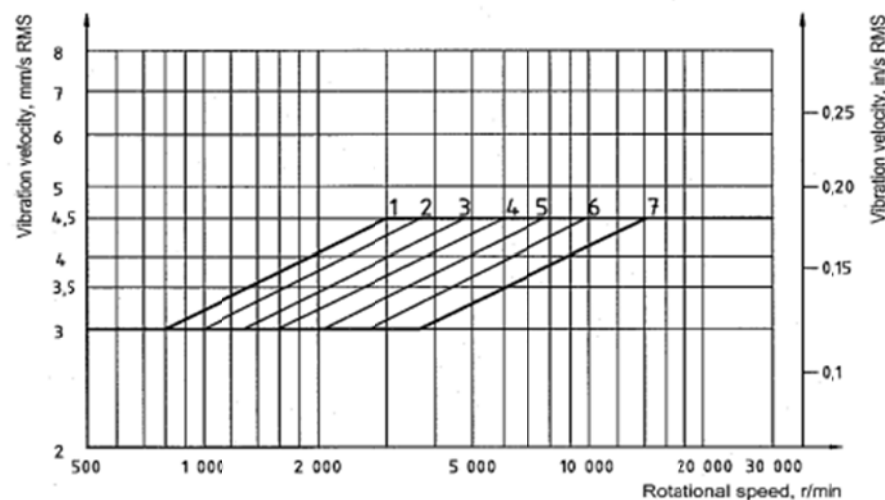
در شکل ۳ حدود ارتعاشات برای چنین پمپ هایی نشان داده شده است.

برای تمام پمپ ها و انواع بیرینگ:

- در هر سرعتی بزرگتر از ماکزیمم سرعت پیوستگی (تا سرعت تریپ که شامل خود آن هم می شود) ارتعاشات نباید از ۱۵۰٪ ماکزیمم ماکزیمم های سرعت پیوستگی تجاوز کند.
- پمپ های سرعت متغیر می توانند خارج از محدوده ی سرعت مشخص شده ی خود، بدون اینکه از حدود ارتعاشاتی تجاوز کنند کار کنند.

کاربرد این استاندارد

این استاندارد کاربرد بسیار زیادی در صنایع نفت و پتروشیمی و گاز دارد. این استاندارد معمولاً برای پمپ هایی به کار می رود که از احتیاجات استانداردهای دیگر مانند استانداردهای ISO 2858 یا ANSI B73.1 پیروی نمی کنند. برای استفاده از این استاندارد باید هزینه های اضافه شده ی ناشی از آن را نیز در نظر گرفت.



شکل ۴- حدود ارتعاشات برای پمپ های افقی با توان جذبی بیش از ۳۰۰ کیلو وات در هر مرحله یا کارکرد در دور بیش از ۳۶۰۰ دور در دقیقه

در شکل ۴:

$P \geq \frac{3000KW}{stage}$	۱
$P = \frac{2000KW}{stage}$	۲
$P = \frac{1500KW}{stage}$	۳
$P = \frac{1000KW}{stage}$	۴
$P = \frac{700KW}{stage}$	۵
$P = \frac{500KW}{stage}$	۶
$P \leq \frac{300KW}{stage}$	۷

مراجع و منابع

: the European Association of Pump Manufacturers official website www.europump.org

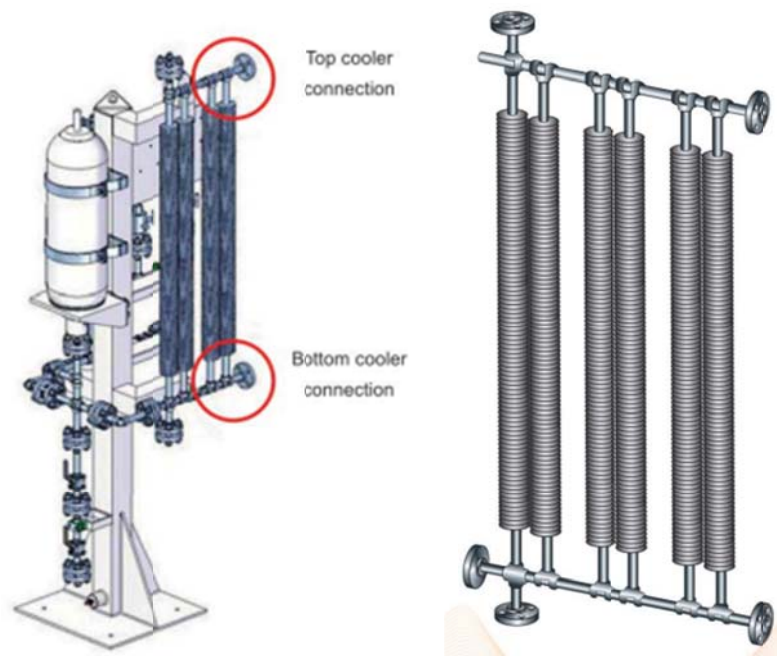
وبسایت رسمی اتحادیه ی تولید کنندگان پمپ اروپا

تحلیل انتقال حرارت در فین تیوب

۱- مقدمه

پره^{۳۹} یا سطح گسترده^{۴۰} قسمتی متصل به بدنه ی قطعه ی جامد است که به وسیله ی رسانش گرما را از آن قطعه می گیرد و به وسیله ی جابجایی آن گرما را به سیال پیرامونش منتقل می کند. لوله ی پره دار^{۴۱}، همانطور که از اسمش پیداست، لوله ای است که در سطح خارجی آن پره هایی تعبیه شده است. معمولا این پره ها به دو گونه ی صفحه ای یا دایروی به لوله افزوده می شوند. در این مقاله به بررسی انتقال حرارت لوله پره دار با پره ی دایروی پرداخته می شود.

لوله های پره دار در پمپ های API در پلان های ۲۲، ۲۳، ۲۱ و ۵۳B جهت خنک کاری به کار می روند. در این پلان ها به دلیل عدم امکان استفاده از سیستم های خنک کاری آب خنک از لوله های پره دار به عنوان قطعه ی هواخنک استفاده می شود. بسته به میزان گرمای دفع شده ی مطلوب، تعداد این لوله های پره دار ۴ و ۶ است و به دو صورت جابجایی اختیاری و جابجایی اجباری (با کمک فن) مورد استفاده قرار می گیرد. در شکل دو تصویر از این لوله های پره دار نشان داده شده است.



شکل ۱- کاربرد لوله پره دار در پلان های آب بندی پمپ های API

^{۳۹} Fin

^{۴۰} Extended surface

^{۴۱} Fin-tube

۲- انتقال حرارت در پره (فین)

انتقال حرارت در پره شامل دو قسمت زیر است:

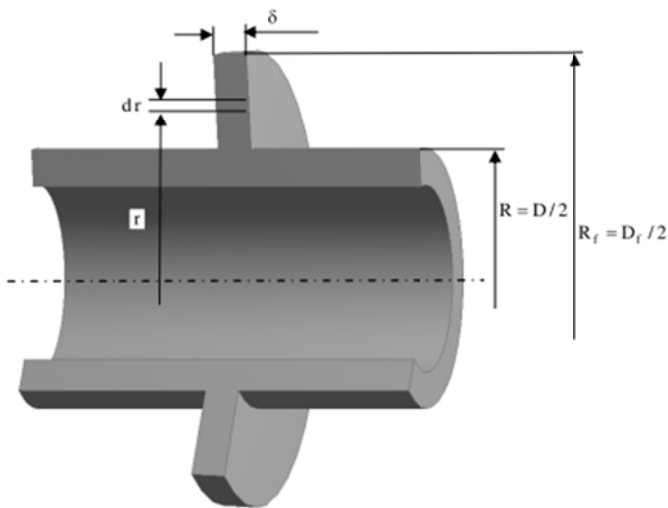
۱- انتقال حرارت از بدنه ی قطعه ی جامد به فین از طریق رسانش

۲- انتقال حرارت از فین به سیال پیرامون از طریق جابجایی

جهت ساده سازی تحلیل انتقال حرارت در یک پره فرض های زیر را در نظر می گیریم:

- ۱- شار گرمایی و دما با زمان تغییر نمی کند. (پایا)
- ۲- فین همگن است و ضریب رسانش گرمایی آن ثابت و ایزوتروپ است.
- ۳- انتقال حرارت جابجایی در تمامی سطوح آن فین ثابت و یکسان است.
- ۴- دمای میانگین اطراف فین ثابت است.
- ۵- ضخامت فین نسبت به ارتفاع آن ناچیز است. در نتیجه گرادیان دما در جهت ضخامت آن ناچیز بوده و قابل صرف نظر است.
- ۶- دمای پایه ی فین ثابت است.
- ۷- در محل اتصال فین به قطعه هیچگونه مقاومت حرارتی تماسی وجود ندارد.
- ۸- هیچ منبع تولید حرارتی ای در فین وجود ندارد.
- ۹- حرارت منتقل شده از نوک پره قابل صرف نظر کردن است.
- ۱۰- حرارت منتقل شده از فین متناسب با اختلاف دمای سطح فین و سیال اطراف آن است.
- ۱۱- از انتقال حرارت تابشی صرف نظر می شود.

فینی با ضخامت ثابت و با پروفیلی دایروی روی سطح خارجی یک لوله در شکل ۲ نشان داده شده است.



شکل ۲- فین روی سطح خارجی لوله

اکنون المانی از فین را در نظر گرفته و به نوشتن معادله تعادل گرمایی آن می پردازیم.

$$(q \ 2\pi r \ \sigma)_r - (q \ 2\pi r \ \sigma)_{r+dr} - 2h(2\pi r)dr(T - T_\infty) = 0$$

که در آن :

$$q = -k_f \frac{dT}{dr}$$

k_f = رسانایی گرمایی فین

δ = ضخامت فین

T_∞ = دمای سیال اطراف فین

با استفاده از بسط تیلور، ترم دوم عبارت فوق را گسترش می دهیم. عبارت فوق به عبارت زیر ساده می شود:

$$\frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) - \frac{2hr}{\sigma k_f} (T - T_\infty) = 0 \quad (*)$$

برای سادگی دو پارامتر تعریف می کنیم:

$$\theta(x) = T(x) - T_s$$

$$m^2 = \frac{h P}{k_f A_k} = \frac{h [2(2\pi r)]}{k_f (2\pi r) \sigma} = \frac{2h}{k_f \sigma}$$

با استفاده از پارامترهای فوق، رابطه ی (*) به صورت زیر ساده می شود:

$$\frac{d^2\theta}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d\theta}{dr} - m^2\theta = 0$$

پاسخ عمومی رابطه فوق برابر است با :

$$\theta = C_1 I_0(mr) + C_2 K_0(mr)$$

که در آن I_0 و K_0 توابع بسل اصلاح شده از درجه صفر^{۴۲} هستند. دو شرایط مرزی در نظر گرفته شده برای حل معادله ی فوق بر این اساس است که پایه ی فین هم دما با بدنه ی لوله است و به دلیل ضخامت کم فین، انتقال حرارتی از لبه ی آن وجود ندارد. نتیجه ی دو گزاره ی فوق عبارات زیر می شود:

$$r = R \rightarrow T = T_0 \rightarrow \theta_0 = T_0 - T_s$$

$$r = R_f \rightarrow \frac{dT}{dr} \Big|_{r=R_f} = 0 \rightarrow \frac{d\theta}{dr} \Big|_{r=R_f}$$

⁴² Zero Order Modified Bessel

که در آن R شعاع لوله و R_f شعاع فین است. بعد از اعمال شرایط مرزی بر معادله، پاسخ زیر حاصل می شود:

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{I_0(mr)K_1(mR_f) + K_0(mr)I_1(mR_f)}{I_0(mR)K_1(mR_f) + K_0(mR)I_1(mR_f)}$$

که در آن I_1 و K_1 توابع بسل اصلاح شده ی درجه ی ۱ نوع اول و دوم می باشد. با استفاده از توزیع دمای به دست آمده، گرمای دفع شده توسط فین از رابطه ی زیر قابل استنتاج است:

$$Q = -k_f A_k \left. \frac{dT}{dr} \right|_{r=R}$$

که با جاگذاری توزیع دما نتیجه می دهد:

$$Q = 2\pi R \sigma k_f \theta_0 m \frac{K_1(mR)I_1(mR_f) + I_1(mR)K_1(mR_f)}{K_0(mR)I_1(mR_f) + I_0(mR)K_1(mR_f)} \quad (**)$$

بازده فین از رابطه زیر به دست می آید :

$$\eta_f = \frac{\dot{Q}}{2h\pi(R_f^2 - R^2)\theta_0} = \frac{2R}{m(R_f^2 - R^2)} \frac{K_1(mR)I_1(mR_f) + I_1(mR)K_1(mR_f)}{K_0(mR)I_1(mR_f) + I_0(mR)K_1(mR_f)}$$

۳- گرمای دفع شده توسط لوله ی فین دار مورد نظر

لوله ی پره داری با خصوصیات آورده شده در جدول ۱ مدنظر است. جنس لوله ی آن از فولاد ضد زنگ 304L و جنس فین ها از آلومینیوم است. با توجه به ساکن بودن هوای اطراف فین ضریب انتقال حرارت جابجایی هوا $\frac{W}{m^2K}$ ۵ در نظر گرفته می شود. ضریب انتقال حرارت رسانشی آلومینیوم نیز $\frac{W}{mK}$ ۲۱۰ در نظر گرفته می شود. پس :

$$m^2 = \frac{2h}{k_f \sigma} = \frac{2 \times 5}{210 \times 0.0005} = 95.24 \rightarrow m = 9.76$$

جدول ۱- خصوصیات لوله پره دار

واحد	مقدار	نماد	پارامتر
mm	۱۱	R_{in}	شعاع داخلی
mm	۱۴	R_{out}	شعاع خارجی
mm	۲۸/۵	R_{fin}	شعاع فین
m	۱	L	طول لوله
-	۴۰۰	N	تعداد فین
mm	۰/۵	σ	ضخامت فین
°C	۵۲	T_{amb}	دمای محیط
°C	۸۰	$T_{fluid-in}$	دمای سیال ورودی

با فرض دمای ثابت سطح در دمای میانگین سیال ورودی و هوای اطراف فین ها ($T_s = 66^\circ\text{C}$) و با استفاده از رابطه ی (***) گرمای دفع شده به وسیله ی فین عبارت است از :

$$Q = 2\pi \times (14 \times 10^{-3}) \times (5 \times 10^{-4}) \times 210 \times (66 - 52) \\ \times 9.76 \times \frac{K_1(9.76 \times 14 \times 10^{-3})I_1(9.76 \times 28.5 \times 10^{-3}) + I_1(9.76 \times 14 \times 10^{-3})K_1(9.76 \times 28.5 \times 10^{-3})}{K_0(9.76 \times 14 \times 10^{-3})I_1(9.76 \times 28.5 \times 10^{-3}) + I_0(9.76 \times 14 \times 10^{-3})K_1(9.76 \times 28.5 \times 10^{-3})} \\ \rightarrow Q = 1.26 \times \frac{(7.14 \times 0.14) + (0.07 \times 3.33)}{(2.12 \times 0.14) + (1 \times 3.33)} = 1.26 \times \frac{1.2327}{3.6268} = 0.43W$$

دمای دفع شده ی کل برابر است با :

$$Q = 400 \times 0.43 = 172W$$

به عبارت دیگر، وابسته به دمای سطح لوله میزان گرمای دفع شده برابر است با :

$$Q = 12.28 (T_s - 52) \quad W$$

۴- تحلیل کلی لوله پره دار مورد نظر

ضریب انتقال حرارت کلی سیستم لوله پره دار از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$\frac{1}{U.A} = \frac{1}{h_{\infty}(A_{out} + \eta_f A_f)} + \frac{\ln(R_{out}/R_{in})}{2\pi L k_{tube}} + \frac{1}{h_{in} A_{in}}$$

که در آن :

$$h_{\infty} = \text{ضریب انتقال حرارت جابجایی هوای ساکن} = \frac{W}{m^2 K}$$

$$A_{out} = \text{سطح خارجی لوله} = 2\pi R_{out} L = 0.88 \text{ m}^2$$

$$\eta_f = \text{بازده فین} = \text{تقریباً برابر ۱}$$

$$A_f = \text{سطح فین ها} = 2 \times \pi (R_f^2 - R_{out}^2) \times N = 1.55 \text{ m}^2$$

$$k_{tube} = \text{ضریب انتقال حرارت رسانشی لوله} = \frac{W}{m K}$$

$$h_{in} = \text{ضریب انتقال حرارت جابجایی سیال داخل لوله} = ???$$

$$A_{in} = \text{سطح داخلی لوله} = 2\pi R_{in} L = 0.69 \text{ m}^2$$

همانطور که از سطور فوق پیداست، تمامی پارامترها به جز ضریب انتقال حرارت جابجایی سیال داخل لوله مشخص هستند. برای به دست آوردن مقدار پارامتر مجهول فرض می کنیم سطح لوله در اثر خنک کاری فین و گرمای سیال ورودی در مقدار ثابتی بماند. با این فرض و با توجه به عدد رینولدز جریان داخل لوله که مشخص می کند با جریانی آرام روبرو هستیم، عدد بی بعد نوسلت و در نتیجه مقدار ضریب انتقال حرارت جابجایی سیال داخل لوله از روابط زیر به دست می آید.

$$Nu = 3.66$$

$$h = Nu \cdot \frac{k_{water}}{D} = 3.66 \times \frac{0.67}{22 \times 10^{-3}} = 111.46 \frac{W}{m^2 K}$$

اکنون با تکمیل اطلاعات پیرامون جریان و خصوصیات ترموفیزیکی لوله، ضریب انتقال حرارت کلی به دست می آید :

$$\frac{1}{U.A} = \frac{1}{5 \times (0.088 + 1.55)} + \frac{\ln\left(\frac{14}{11}\right)}{2\pi \times 15.81 \times 1} + \frac{1}{111.46 \times 0.069}$$

$$U.A = 3.93$$

اکنون می توان با استفاده از رابطه $Q = U.A.\Delta T_{lm}$

$$Q = U.A. \frac{(T_{\infty} - T_{fluid-out}) - (T_{\infty} - T_{fluid-in})}{\ln((-T_{\infty} + T_{fluid-out})/(-T_{\infty} + T_{fluid-in}))}$$

$$Q = 3.93 \times \frac{(52 - T_{fluid-out}) - (52 - 80)}{\ln((T_{fluid-out} - 52)/(80 - 52))}$$

که با مساوی قرار دان این عبارت با حداکثر گرمای تلف شده از فین، نتیجه ای غیر قابل قبول می دهد. لذا نتیجه گیری می شود که دمای سیال خروجی برابر دمای محیط ($52^{\circ}C$) می شود. زیرا دو طرف عبارت صفر می شود.

مراجع و منابع

- 1- A.J.Croft, P.B.Tebby, "The design of finned-tube cryogenic heat exchangers", Cryogenics, 1910.
- 2- Piotr Wais, "Fin-tube heat exchanger optimization", ISBN: 978-953-51-0278-6.

📖 تحلیل و بررسی Throat bushing و طراحی آن

۱- مقدمه

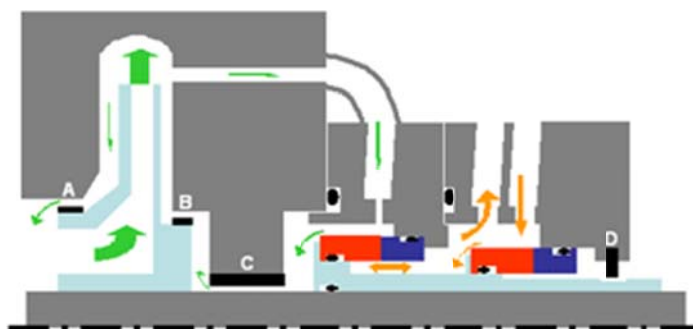
تقریباً تمام پمپ های روتاری و گریز از مرکز، جهت یکپارچگی پروانه و شفت و همچنین جلوگیری از نشت سیال پمپ شده و تاثیرات محیط اطراف پمپ، نیازمند سیستم آب بندی^{۴۳} می باشند. سیستم های آب بندی طیفی از نوارهای سنتی تا آب بند های مدرن را شامل می شود.

استاندارد پمپ API610 بیان می کند که محفظه ی پمپ نیازمند است مطابق با استاندارد API682 آب بندی شود. یکی از اجزای سیستم های آب بندی استاندارد API682، بوش Throat است. بوش Throat بوشی با لقی بسیار ناچیز است که روی شفت، بین پروانه و آب بند (داخلی) نصب می شود.

با وجود نقش کلیدی بوش Throat در آب بندی پمپ ها، هیچ گونه اشاره ای به نحوه طراحی آن در استانداردهای API610 یا API682 نشده است. بنابراین برای شناخت و طراحی دقیق تر این بوش نیاز به بررسی جزئیات بیشتری است.

۲- وظایف بوش Throat

مهمترین وظیفه ی بوش Throat ایجاد یک مانع بین سیالی که توسط پروانه پمپ شده و سطح آب بند است، به گونه ای که جریان سیال عبوری از این بوش به صورت کنترل شده ای کاهش یابد. این کاهش می تواند منجر به قطع کامل جریان شود تا مانع از آلودگی محفظه ی آب بند به ذرات ریز شود. بوش Throat باید به گونه ای طراحی شود که شرایط محیطی بهینه ای هم برای آب بند و هم برای پمپ ایجاد شود. در شکل ۱ نمایی از جزئیات مورد نظر نشان داده شده است. جزئی که با نماد C نشان داده شده است بوش Throat می باشد.



شکل ۱- نمایی از جریان مورد نظر

⁴³ Seal system

۳- طراحی لقی بوش Throat

طراحی لقی دقیق بین بوش Throat و شفت باعث افزایش بازده پمپ و آب بند می شود. کاهش لقی بین بوش و شفت باعث می شود ریسک تماس این دو جزء (مخصوصا در مواقع شروع به کار) افزایش یابد. علاوه بر این مشکل، موارد دیگری نیز در کاهش لقی وجود دارد که عبارتند از :

- ۱- سائیدگی دو سطح
- ۲- بسته شدن لقی بین دو جزء در اثر ذرات ریز معلق در سیال
- ۳- ایجاد گرما در لقی که باعث افزایش دمای آب بند می شود.

وظیفه ی بوش Throat تقریبا مشابه رینگ پوششی است. در نتیجه انتخاب جنس آن مشابه انتخاب جنس رینگ پوششی که در استاندارد API682 به آن اشاره شده است، می باشد.

۴- مدل کردن بوش Throat

همانطور که در شکل ۱ مشخص است، افت فشار جریان گذرنده از بوش Throat در دو ناحیه اتفاق می افتد:

- ۱- در دهانه ورودی جریان به لقی
- ۲- در طول لقی

برای بررسی سهم هر یک از این دو قسمت در افت فشار به مدل کردن هر یک از این دو پرداخته ایم. به همین منظور ابتدا به روش عددی و با استفاده از نرم افزار تجاری Ansys Fluent 14.0 جریان سیال در طول لقی را مدل می کنیم. مدل ارائه شده یکی از بوش های گلوبی مورد استفاده در کارخانه با مشخصات جدول ۱ است.

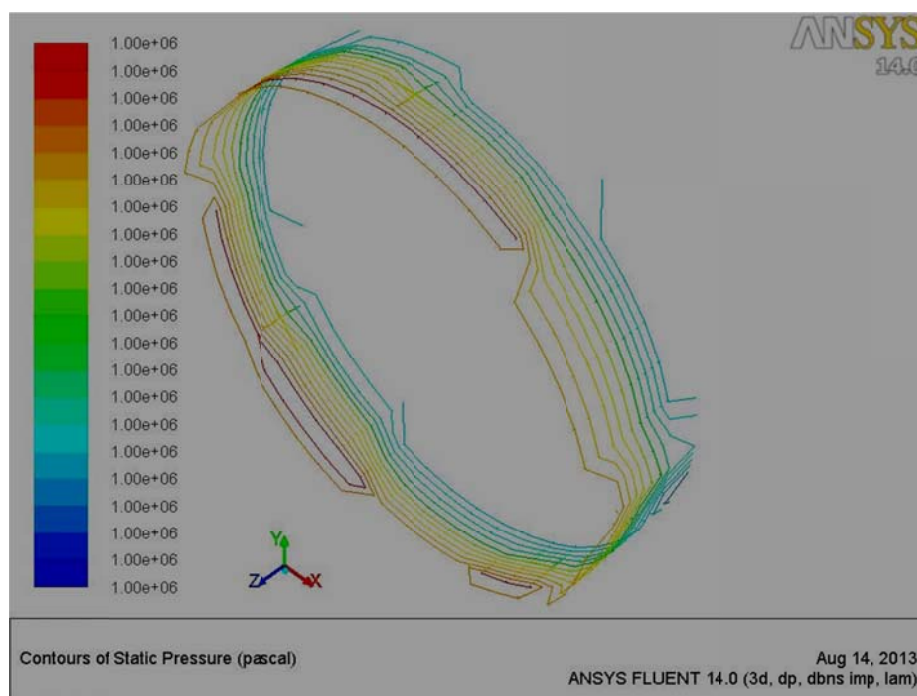
جدول ۱- مشخصات عملکردی بوش

اندازه	پارامتر
60(mm)	قطر
0.4(mm)	لقى
15(mm)	طول بوش
10(bar)	فشار ورودی

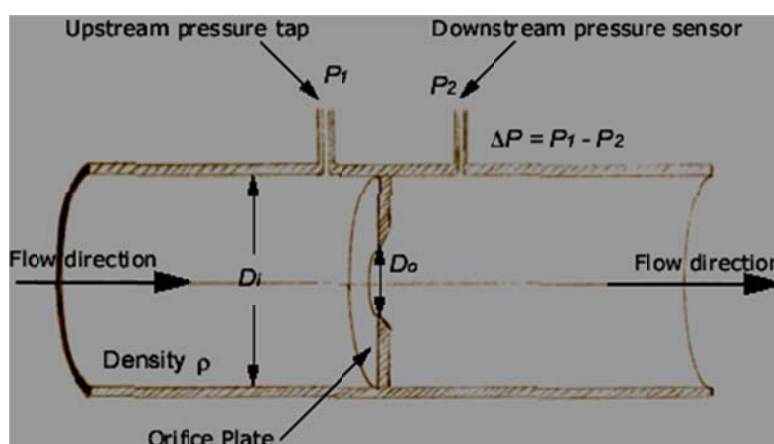
در شکل ۲ کانتور فشار به دست آمده از شبیه سازی مشاهده می شود. کانتور بیان می کند که تغییرات فشار در طول بوش کمتر از ۱۰ پاسکال است که مقداری ناچیز بوده و قابل صرف نظر کردن است. لذا افت فشار اصلی در دهانه ی بوش اتفاق می افتد. با صرف نظر کردن از ضخامت بوش می توان دهانه ی آن را با یک اورفیس مدل کرد.

۴-۱- اورفیس

اورفیس وسیله ای است که جریان با عبور از آن دچار افت فشار می شود. در شکل ۳ نمایی از یک اورفیس نشان داده شده است.



شکل ۲- کانتور فشار در بوش



شکل ۳- اورفیس

در اورفیس سرعت سیال مافوق صوت بوده و معادلات برنولی برای جریان تراکم ناپذیر بر آن حاکم است. با اعمال این معادله بر جریان رابطه ی زیر به دست می آید:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \frac{1}{2}\rho V_2^2 - \frac{1}{2}\rho V_1^2$$

که در آن همانطور که از شکل ۳ پیداست، نقطه ۱ بالادست جریان و نقطه ۲ پایین دست آن است. برای اندازه گیری دقیق فشار و جریان توصیه می شود که نقطه ۱ به اندازه قطر لوله اورفیس، در بالا دست آن و نقطه ۲ به اندازه نصف قطر اورفیس در پایین دست آن قرار گیرد.

با توجه به پیوستگی جریان، می توان به جای سرعت از مساحت و دبی حجمی استفاده کرد. نتیجه معادله زیر است:

$$\Delta P = \frac{1}{2}\rho Q^2 \frac{1}{A_2^2} \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]$$

$$Q = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \frac{A_2}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2}}$$

معادله ی فوق تنها برای جریانات غیرلزج و آرام معتبر است و برای جریانات واقعی آب و هوا و ... انحراف دارد. لذا برای تصحیح این انحراف از ضریب تصحیح تخلیه استفاده شده و معادله به شکل زیر در می آید:

$$Q = C_d \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \frac{A_2}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2}}$$

همچنین تعیین مساحت نقطه ۲ با توجه به پیچیدگی جریان کاری بس دشوار است. به همین دلیل انبساط پذیری و مساحت موثر آن را در نظر می گیریم:

$$\frac{\varepsilon A_0}{\sqrt{1 - \beta^4}} = \frac{A_2}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2}}$$

که در آن انبساط پذیری برابر است با:

$$\varepsilon = 1 - (0.351 + 0.256\beta^4 + 0.93\beta^8) \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \right]$$

که در آن ضریب افت فشار به صورت زیر است:

$$K = \left(\frac{\sqrt{1 - \beta^4 (1 - C^2)}}{C\beta^2} - 1 \right)^2$$

نسبت بتا نیز مطابق زیر تعریف می شود:

$$\beta = \frac{D_o}{D_{inlet}}$$

و A_0 مساحت دهانه اورفیس است. یعنی:

$$A_0 = \pi \frac{D_o^2}{4}$$

لذا رابطه ی نهایی دبی و افت هد به صورت زیر نتیجه می شود:

$$Q = \frac{\varepsilon A_0}{\sqrt{1-\beta^4}} C_D \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}$$

ضریب تخلیه از رابطه زیر به دست می آید:

$$C_d = 0.5961 + 0.0261\beta^2 - 0.216\beta^8 + 0.000521 \left(\frac{10^6\beta}{Re_D}\right)^{0.7} + (0.0188 + 0.0063A)\beta^{3.5} \left(\frac{10^6}{Re_D}\right)^{0.3} + (0.043 + 0.08e^{-10L_1} - 0.123e^{-7L_1})(1 - 0.11A) \frac{\beta^4}{1-\beta^4} - 0.031(M'_2 - 0.8M'_2{}^{1.1})\beta^{1.3}$$

که در آن Re_D رینولدز جریان $\left(Re_D = V \cdot \frac{D}{\nu}\right)$ ، L_1 نسبت فاصله محل مته کاری از ورودی بالادست نسبت به قطر اورفیس $\left(L_1 = \frac{25.4}{D}\right)$ ، L'_2 نسبت فاصله محل مته کاری از ورودی پایین دست نسبت به قطر اورفیس $\left(L'_2 = \frac{25.4}{D}\right)$ ، $A = \left(\frac{19000\beta}{Re_D}\right)^{0.8}$ و $M'_2 = \frac{2L'_2}{1-\beta}$

شایان ذکر است که برای مدل کردن بوش باید به جای مساحت اورفیس مساحت لقی را به صورت زیر قرار دهیم:

$$D_0^2 = (D_{Bushing}^2 - D_{shaft}^2)$$

منابع و مراجع

۱- استاندارد ISO 5167-2، ویرایش اول، سال ۲۰۰۳

Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full – Part two: orifice plates

مجله پمپ <http://pump-magazine.com/> 2-

اورفیس : مبانی و طراحی

۱- مقدمه

دبی سنج وسیله ای است که با اندازه گیری منفرد، کمیت سیال عبوری از یک سطح در واحد زمان را تعیین می کند. از جمله دبی سنج ها می توان از اورفیس، نازل، ونتومتر و سرریز نام برد.

یک اورفیس را می توان جهت اندازه گیری دبی خروجی از یک مخزن یا لوله به کار برد. اورفیس می تواند روی جداره یا در کف مخزن قرار گیرد. معمولاً اورفیس روزنه ای مدور است که سیال از میان آن جریان می یابد. گاهی این روزنه دارای لبه های تیز است و گاهی نیز لبه های آن مدور است.

اورفیس با لبه های غیر مدور باعث ایجاد انقباض فواره در پایین دست دهانه اورفیس در مسیر لوله می شود. جریان ناپایدار اورفیس از مخازن عملاً در مواردی به کار برده می شود که بخواهیم زمان لازم جهت پایین آمدن سطح مخزن تا حدی معین را معلوم کنیم. همچنین در مواردی (مانند کاربرد اورفیس در آب بندی پمپ) جهت کاهش فشار سیال از اورفیس استفاده می شود.

۲- اجزای اورفیس

گلویی اورفیس:

گلویی، دریچه ای با حداقل سطح مقطع در اورفیس است.

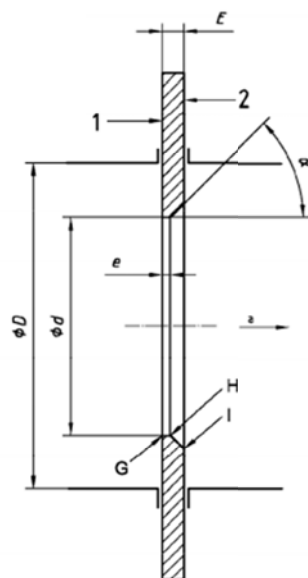
صفحه اورفیس:

صفحه ی نازکی که گلویی روی آن ماشینکاری شده است، صفحه ی اورفیس نام دارد. صفحات اورفیس های استاندارد، نازک و با لبه هایی مربعی و تیز هستند. زیرا ضخامت صفحه اورفیس در مقایسه با قطر گلویی بسیار کمتر است. در شکل ۱ نمایی از اورفیس نشان داده شده است.

در شکل ۱: a جهت جریان

A صفحه ی بالادست جریان

B صفحه پایین دست جریان



شکل ۱- نمایی از اورفیس

۳- نمادهای مورد استفاده در اورفیس

نمادهای مورد استفاده قرار گرفته شده در تعاریف، در جدول ۱ آورده شده است. همچنین زیروند ۱ به بالادست جریان و زیروند ۲ به پایین دست جریان تعلق دارد.

جدول ۱- نمادها

نماد	مقدار معرفی شده	واحد SI
a	قطر سوراخ شیر فشار	m
C	ضریب تخلیه	-
d	قطر اورفیس	m
D	قطر داخلی لوله در بالادست	m
	جریان	
e	ضخامت قطری	m
E, E_1	ضخامت صفحه اورفیس	m
F_E	ضریب تصحیح	-
k	زبری نسبی یکنواخت	m
P	فشار استاتیکی سیال	Pa
q_m	دبی حجمی جرمی جریان	kg/s
Ra	انحراف میانگین حسابی زبری	m
R_a	معیار زبری	m
Re	عدد رینولدز	-
Re_D	عدد رینولدز با توجه به D یا d	-

β	نسبت قطرهای ^۱	-
ΔP	اختلاف فشار	Pa
ε	ضریب انبساط	-
κ	نمای ایزنتروپیک	-
ρ	چگالی سیال	kg/m ³
τ	نسبت فشار ^۲	-
C_{mp}	ظرفیت گرمایی مولی در فشار ثابت	J/mol.K
H	آنتالپی	J/mol
K	ضریب اتلاف فشار	-
l	فاصله شیر فشار	m
L	فاصله نسبی شیر فشار	-
R	شعاع	m
R_u	ثابت جهانی گازها	J/mol.K
t	دمای سیال	°C
T	دمای مطلق سیال	K
U'	خطای تخمینی نسبی	-
V	سرعت محوری متوسط سیال	m/s
Z	ضریب تراکم پذیری	-
γ	نسبت ظرفیت های گرمایی	-
δ	خطای تخمینی مطلق	-
λ	ضریب اصطکاک	-
μ	ویسکوزیته دینامیکی سیال	Pa.s
ν	ویسکوزیته سینماتیکی سیال	m ² /s
ξ	افت فشاری نسبی	-
μ_{JT}	ضریب ژول-تامسون	K/Pa
ϕ	زاویه ی بخش همگرا	Rad

$$\beta = \frac{d}{D} \quad ۱$$

$$\tau = \frac{P_2}{P_1} \quad ۲$$

۴- لغت نامه اورفیس

فشار استاتیکی جریان گذرنده از لوله (P)

فشاری است که با اتصال فشارسنج به شیر فشار دیوار قابل محاسبه است.

اختلاف فشار (ΔP)

تفاوت فشار استاتیکی اندازه گیری شده از شیرهای فشار دیوار که یکی از آن ها در بالادست جریان و دیگری در پایین دست آن تعبیه شده است.

نسبت فشار (τ)

نسبت فشار استاتیکی مطلق اندازه گیری شده در پایین دست جریان به فشار استاتیکی مطلق اندازه گیری شده در بالا دست جریان، نسبت فشار نام دارد.

$$\tau = \frac{P_2}{P_1}$$

نسبت قطر (β)

نسبت قطر گلویی اورفیس به قطر داخلی لوله ی حامل جریان، نسبت قطر نام دارد.

$$\beta = \frac{d}{D}$$

دبی حجمی جریان (q)

حجم سیالی است که در واحد زمان از سطح مقطع گلویی اورفیس عبور می کند.

دبی جرمی جریان (q_v)

جرم سیالی است که در واحد زمان از سطح مقطع گلویی اورفیس عبور می کند.

عدد رینولدز جریان لوله (Re_D)

$$Re_D = \frac{V_1 D}{\nu_1} = \frac{4q_m}{\pi \mu_1 D}$$

عدد رینولدز اورفیس (Re_d)

$$Re_d = \frac{Re_D}{\beta}$$

نمای ایزنتروپیک (κ)

نسبت تغییرات نسبی فشار به تغییرات نسبی چگالی، تحت فرآیندی برگشت پذیر آدیاباتیک نمای ایزنتروپیک نام دارد. مقدار نمای ایزنتروپیک با توجه به ماهیت گاز و دمای کارکرد تغییر می کند.

ضریب ژول-تامسون (μ_{JT})

ضریب ژول-تامسون بیانگر نسبت تغییرات دما به تغییرات فشار در آنتالپی ثابت است. یعنی :

$$\mu_{JT} = \left. \frac{\partial T}{\partial p} \right|_H = \frac{R_u T^2}{p C_{m,p}} \left. \frac{\partial Z}{\partial T} \right|_P$$

که در آن:

T = دمای مطلق

P = فشار استاتیکی جریان داخل لوله

H = آنتالپی

R_u = ثابت جهانی گازها

$C_{m,p}$ = ظرفیت حرارتی مولی در فشار ثابت

Z = ضریب تراکم پذیری

بدیهی است که ضریب ژول-تامسون وابسته به دما و فشار است.

ضریب تخلیه (C)

ضریب تخلیه ضریبی است که برای سیالات غیرقابل تراکم تعریف می شود تا دبی حجمی جریان واقعی را به دبی حجمی جریان به دست آمده از تئوری مربوط سازد. این ضریب از رابطه ی زیر قابل محاسبه است:

$$C = \frac{q_m \sqrt{1-\beta^4}}{\frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2 \Delta P} \rho_1}$$

ضریب تخلیه برای یک اورفیس خاص تنها وابسته به مقدار عدد رینولدز است. همچنین خطاهای تخمینی محاسبه ی آن به وسیله ی کالیبراسیون در لابراتوارها قابل کاهش است. مقدار $\frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}}$ ضریب دسترسی جریان نام دارد. همچنین مقدار $\frac{1}{\sqrt{1-\beta^4}} C$ ضریب جریان نام دارد.

طبق معادله ی ریدر هریس/گلکر^{۴۴} ضریب تخلیه ی اورفیس برابر است با:

⁴⁴ Reader-Harris/Gallagher

$$C_d = 0.5961 + 0.0261\beta^2 - 0.216\beta^8 + 0.000521\left(\frac{10^6\beta}{Re_D}\right)^{0.7} + (0.0188 + 0.0063A)\beta^{3.5}\left(\frac{10^6}{Re_D}\right)^{0.3} + (0.043 + 0.08e^{-10L_1} - 0.123e^{-7L_1})(1 - 0.11A)\frac{\beta^4}{1-\beta^4} - 0.031(M'_2 - 0.8M'^{1.1}_2)\beta^{1.3}$$

وقتی $D < 71.12mm$ باشد، ترم زیر به معادله ی بالا اضافه می شود:

$$+0.011(0.75 - \beta)(2.8 - \frac{D}{25.4})$$

که در آن:

$$M'_2 = \frac{2L'_2}{1-\beta}$$

$$A = \left(\frac{19000\beta}{Re_D}\right)^{0.8}$$

$$L_1 = \frac{l_1}{D}$$

$$L_2 = \frac{l_2}{D}$$

برای شیر فشار گوشه ای: $L_1 = L'_2 = 0$

برای شیر فشار فلنج: $L_1 = L'_2 = \frac{25.4}{D}$

برای شیر فشار D و $D/2$:

$$L_1 = 1, L'_2 = 0.47$$

ضریب انبساط (ϵ)

ضریب انبساط جهت ارائه کردن تاثیر تراکم پذیری سیال معرفی می شود:

$$\epsilon = \frac{q_m \sqrt{1-\beta^4}}{\frac{\pi}{4} d^2 C \sqrt{2\Delta P} \rho_1}$$

بدیهی است که در صورت غیر قابل تراکم بودن سیال (مایع) ضریب انبساط ۱ و در غیر این صورت (گاز) ضریب انبساط کمتر از ۱ خواهد بود. مقادیر گزارش شده ی ضریب انبساط از آزمایشات عملی به دست آمده است.

انحراف میانگین حسابی پروفیل زبری (R_a)

خط متوسط خطی است که مجموع مربعات فواصل مابین آن و سطوح موثر حداقل است. برای لوله ها زبری یکنواخت معادل مورد استفاده قرار می گیرد که با نماد k نشان داده می شود.

ضریب انبساط

رابطه مناسب برای محاسبه ی ضریب انبساط برابر است با:

$$\varepsilon = 1 - (0.351 + 0.256\beta^4 + 0.93\beta^8) \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{1/\kappa} \right]$$

معادله فوق برای $\frac{P_2}{P_1} \geq 0.75$ معتبر است.

اتلاف فشار

اتلاف فشار که با نماد $\Delta\omega$ نشان داده می شود، با رابطه ی زیر به افت فشار مرتبط است:

$$\Delta\omega = \frac{\sqrt{1-\beta^4(1-C^2)} - C\beta^2}{\sqrt{1-\beta^4(1-C^2)} + C\beta^2} \Delta P$$

اتلاف فشار عبارت است از اختلاف فشار استاتیکی بین فشار اندازه گیری شده از روی دیواره ی طرف بالادست جریان اورفیس و فشار اندازه گیری شده از روی دیواره ی طرف پایین دست جریان اورفیس.

ضریب اتلاف فشار

ضریب افت فشار به صورت زیر تعریف می شود:

$$K = \frac{\Delta\omega}{\frac{1}{2}\rho_1 V^2}$$

که برای یک اورفیس برابر است با:

$$K = \left(\frac{\sqrt{1-\beta^4(1-C^2)}}{C\beta^2} - 1 \right)^2$$

۵- اصول روش های اندازه گیری و محاسبه در اورفیس هااصول روش های اندازه گیری

روش های اندازه گیری بر اساس نصب اورفیس بر روی لوله ای که سیال تماماً در آن جریان می یابد، بنا شده است. نصب اورفیس باعث اختلاف فشار بین بالادست جریان و گلویی اورفیس می شود. دبی حجمی جریان را می توان با استفاده از محاسبه ی همین اختلاف فشار به دست آورد. بدیهی است که برای به دست آوردن دبی حجمی رابطه ی زیر معرفی می گردد:

$$q_V = C\varepsilon \frac{\frac{\pi}{4}d^2\sqrt{2\Delta P}\rho_1}{\rho\sqrt{1-\beta^4}}$$

اصول تعیین نسبت قطرهای استاندارد

در عمل هنگامی که نسبت قطرهای اورفیس تعیین می شود C و ε نامعلومند. لذا ابتدا باید دبی حجمی جریان و افت فشار مشخص شود. سپس با استفاده از تکرار (روش آزمون و خطا) نسبت قطرها از رابطه ی زیر به دست می آید :

$$\frac{C\varepsilon\beta^2}{\sqrt{1-\beta^4}} = \frac{4q_m}{\pi d^2\sqrt{2\Delta P}\rho_1}$$

محاسبه دبی حجمی جریان

محاسبه ی دبی حجمی جریان با استفاده از رابطه ی بیان شده در سطور فوق، با جایگزینی مقادیر عددی بعضی عبارات دستخوش تغییراتی می شود. برای تعیین دبی حجمی دانستن مقادیر ویسکوزیته و چگالی سیال ضروری است. برای سیالات تراکم پذیر دانستن مقدار نمای ایزنتروپیک نیز ضروری است.

تعیین مقادیر چگالی، فشار و دما

هر روش معمول و قابل اعتمادی برای تعیین چگالی، فشار استاتیک و دمای سیال قابل قبول است مگر اینکه آن روش اندازه گیری باعث اغتشاش در جریان در هر مقطع اندازه گیری شود.

چگالی

دانستن مقدار چگالی در شیر فشار بالا دست جریان بسیار مهم است. این چگالی را می توان مستقیماً اندازه گیری یا با استفاده از معادلات حالت مناسب محاسبه کرد.

فشار استاتیکی

فشار استاتیکی را می توان با استفاده از شیرهای فشار دیوار یا بسیاری ادوات دیگر اندازه گیری کرد. در شکل ۲ نمایی از شیرهای فشار Triple-T نشان داده شده است که در آن چهار شیر فشار به هم متصل تعبیه شده اند تا فشارهای بالادست، پایین دست و گلوبی اورفیس را اندازه گیری کنند. شیرهای فشار تعبیه شده برای اندازه گیری فشار استاتیکی باید متفاوت از شیرهای فشار تعبیه شده برای اندازه گیری اختلاف فشار باشد. البته مضرات استفاده از یک شیر فشار برای دو وسیله ی اندازه گیری که یکی فشار استاتیکی را اندازه گیری می کند و دیگری اختلاف فشار را، قابل اغماض است.

دما

ترجیح داده می شود که دمای سیال در پایین دست جریان اندازه گیری شود. اندازه گیری دما نیازمند مراقبت های خاصی است به صورتی که دماسنج به کار رفته شده باید از نظر ابعادی بسیار کوچک باشد. همچنین فاصله ی آن از گلویی اورفیس باید حداقل ۵ برابر قطر لوله در بالادست جریان باشد. اگر سیال گاز باشد، این مقدار به ۱۵ برابر قطر لوله در بالا دست جریان هم می رسد. اگر دماسنج در بالادست جریان نصب شده باشد برای تعیین فاصله به استانداردهای ISO5167-2، ISO5167-3 و ISO5167-4 رجوع شود.

۶- خصوصیات هندسی

با توجه به شکل ۱:

- ❖ مقدار ضخامت e باید در محدوده ی $0.005D$ تا $0.02D$ باشد. همچنین تفاوت بین مقادیر اندازه گیری شده ی e در هر نقطه از اورفیس نباید از $0.01D$ بیشتر باشد.
- ❖ ضخامت E اورفیس باید بین e و $0.05D$ باشد. همچنین اگر قطر D بین 50 تا 64 میلیمتر باشد، تنها مقادیر E بیشتر از $3/2$ میلیمتر قابل قبول است. اگر D بزرگتر از 200 میلیمتر باشد، تفاوت مقادیر اندازه گیری شده ی E در هر نقطه از صفحه اورفیس نباید از $0.01D$ تجاوز کند. اگر D کمتر از 200 میلیمتر باشد، تفاوت مقادیر اندازه گیری شده ی E در هر نقطه از صفحه اورفیس نباید از 0.2 میلیمتر بیشتر باشد.
- ❖ زاویه پخ α در صورتی به وجود می آید که مقدار ضخامت E بیشتر از e باشد. این زاویه باید بین 30 تا 60 درجه باشد.
- ❖ لبه ی بالادست جریان که با G نشان داده می شود نباید در اثر ماشین کاری زبر باشد ولی می تواند تیز باشد. همچنین شعاع لبه ی G نباید بیشتر از $0.004d$ باشد. اگر قطر d بزرگتر از 25 میلیمتر باشد، لبه ی G مطلوب لبه ای است که در هنگام بازرسی با چشم غیرمسلح نوری از خود بازتاب نکند. اگر قطر آن کمتر از 25 میلیمتر باشد با چشم نمی توان بازرسی کرد. زاویه ی این لبه لزوماً باید قائم باشد. میزان تلورانس این زاویه 0.3 درجه است.
- ❖ لبه های پایین دست جریان H و I از حساسیت و اهمیت بیشتری نسبت به لبه ی بالادست جریان G برخوردارند.
- ❖ قطر d همواره باید بزرگتر از $12/5$ میلیمتر باشد. بنابراین نسبت قطرها (β) همواره باید بین 0.1 و 0.75 باشد. در محدوده ی یاد شده انتخاب مقدار نسبت قطرها بر عهده طراح خواهد بود.
- ❖ قطر اورفیس در هیچ نقطه ای نباید اختلافی بیشتر از 0.05 درصد از قطر میانگین آن داشته باشد. به عبارت دیگر اورفیس باید لزوماً یک سیلندر باشد.
- ❖ اورفیس می تواند از هر جنسی ساخته شود و حساسیتی در این باره وجود ندارد.

برای یک اورفیس می توان از انواع مختلف شیرهای فشار به صورت همزمان استفاده کرد ولی باید این محدودیت را مد نظر قرار داد که آفست آنها نسبت به هم حداقل 30 درجه باشد. برای شیرهای D و $D/2$ و فلنج:

❖ در نصب شیر فشار D و $D/2$ فاصله ی l_1 شیر فشار بالادست جریان، مقدار نامی ای برابر D دارد ولی معمولاً مقداری بین $0.9D$ و $1.1D$ را اختیار می کند. فاصله ی l_2 شیر فشار بالادست مقدار نامی ای برابر $0.5D$ را دارد ولی با توجه به هندسه ی اورفیس حالت های زیر برای آن در نظر گرفته می شود:

۱- اگر $\beta \leq 0.6$ باشد، بین $0.48D$ و $0.52D$ اتخاذ می شود.

۲- اگر $\beta > 0.6$ باشد، بین $0.49D$ و $0.51D$ اتخاذ می شود.

شایان ذکر است که هم فاصله l_1 و هم فاصله l_2 از صفحه ی بالادست اورفیس اندازه گیری می شوند.

❖ برای اورفیس هایی با شیر فشار فلنج مقدار l_1 شیرفشار بالادست جریان $25.4/4$ میلیمتر در نظر گرفته می شود. l'_2 هم که در شکل ۳ نشان داده شده است، مقدار نامی برابر با مقدار l_1 دارد. در کل، مقدار l_1 و l'_2 بدون در نظر گرفتن ضریب تخلیه به شرح زیر است:

۱- اگر $\beta > 0.6$ و $D < 150mm$ باشد، $l_1 = l'_2 = 25.4 \pm 0.5mm$

۲- در غیر این صورت، $l_1 = l'_2 = 25.4 \pm 1mm$

❖ خط محوری شیر فشار باید عمود بر محور لوله اورفیس باشد.

❖ قطر شیرهای فشار باید کمتر از 13 میلیمتر و یا $0.13D$ باشد. به عبارت دیگر هیچ محدودیتی در حداقل قطر شیرفشار وجود ندارد.

شکل هندسی شیرفشار لزوماً باید استوانه ای باشد که طول آن حداقل $2/5$ برابر قطر داخلی آن باشد.

برای شیرهای گوشه ای:

❖ فاصله ی خط محوری شیر فشار و صفحه ی مربوطه برابر است با نصف قطر یا نصف ضخامت خود شیر.

❖ شیر فشار می تواند به صورت تکی یا حلقوی در لوله یا فلنج آن یا در رینگ های حامل^{۴۵} آن نصب شود. در شکل ۴ نمونه ای از این نوع شیر های فشار نشان داده شده است.

❖ قطر شیر فشاری تکی و ضخامت شیرهای حلقوی که هر دو با a نشان داده می شود به شرح زیر است:

۱- برای سیال تمیز و بخارها:

ا. برای $\beta \leq 0.65$ باید $0.005D \leq a \leq 0.03D$

ب. برای $\beta > 0.65$ باید $0.01D \leq a \leq 0.02D$

❖ اگر $D \leq 100mm$ باشد، مقدار a برای هر مقدار β تا مرز 2 میلیمتر قابل قبول است. برای هر مقدار β :

۱- برای سیال تمیز: $1mm \leq a \leq 10mm$

۲- برای بخارها درحالتی که از محفظه حلقوی مورد استفاده قرار گیرد: $1mm \leq a \leq 10mm$

۳- برای بخارها و گازهای مایع درحالتی که از شیر فشار تکی استفاده شده باشد: $4mm \leq a \leq 10mm$

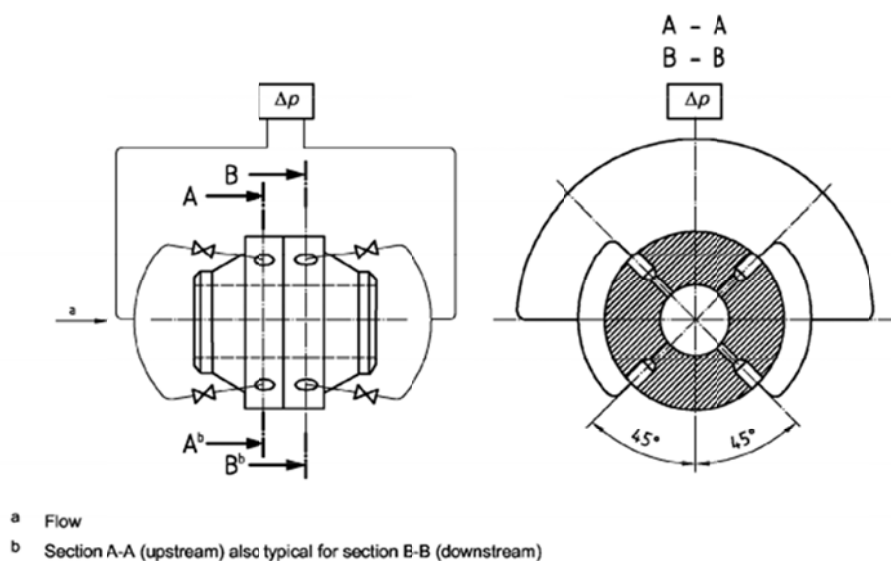
❖ فاصله C و C' رینگ های بالادست و پایین دست جریان نباید از $0.5D$ بزرگتر باشند.

⁴⁵ carrier ring

- ❖ قطر داخلی رینگ حامل b باید بزرگتر یا مساوی با قطر لوله باشد. همچنین ترجیح داده می شود که این قطر از $1/0.4D$ کوچکتر باشد. در کل شرط زیر باید ارضا شود:

$$\frac{b-D}{D} \times \frac{c}{D} \times 100 < \frac{0.1}{0.1+2.3\beta^4}$$

- ❖ f که نماد ضخامت شیر است، باید بزرگتر یا مساوی دو برابر ضخامت شیر حلقوی (a) باشد.
- ❖ مساحت سطح مقطع محفظه حلقوی (gh) باید بزرگتر یا مساوی نصف مجموع سطح های اتصال دهنده ی این محفظه به جداره درونی لوله باشد.
- ❖ خط محوری شیر فشار باید عمود بر محور لوله اورفیس باشد.
- ❖ شکل هندسی شیرفشار لزوما باید استوانه ای باشد که طول آن حداقل $2/5$ برابر قطر داخلی آن باشد.
- ❖ شیر فشار بالادست و پایین دست جریان باید قطری برابر هم داشته باشند.



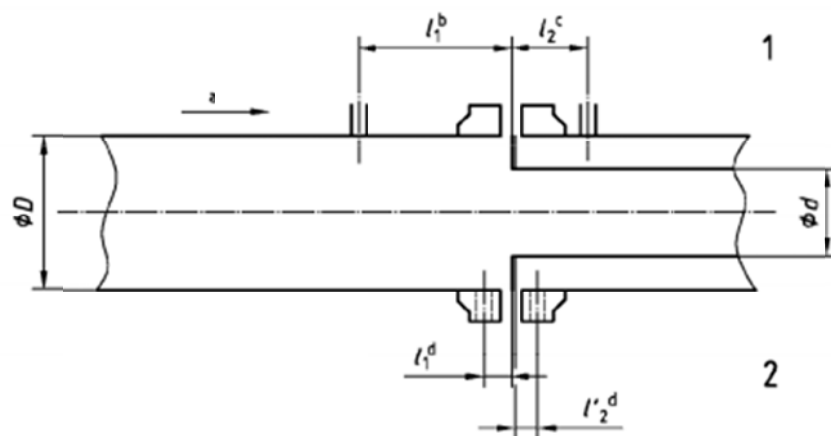
شکل ۲ - شیر فشار Triple-T

در شکل ۳:

۱ شیر فشار D و $D/2$

۲ شیر فشار فلنج

a جهت جریان



شکل ۳- فواصل تعیین شده در اورفیس

در شکل ۴:

۱	رینگ حامل با شیر حلقوی
۲	شیر فشار تکی
۳	شیر فشار
۴	رینگ حامل
۵	صفحه اورفیس
f	ضخامت شیر
c	طول رینگ بالادست جریان
c'	طول رینگ پایین دست جریان
b	شعاع رینگ حامل
a	ضخامت شیر حلقوی یا قطر شیر فشار تکی
s	فاصله صفحه بالادست جریان تا شیر حامل
g, h	ابعاد محفظه حلقوی
ϕ_j	قطر محفظه شیر فشار

۷- محدوده استفاده

برای اورفیس هایی با شیر فشار گوشه ای یا D و $D/2$:

$$d \geq 12.5mm \quad -1$$

$$50mm \leq D \leq 1000mm \quad -2$$

$$0.1 \leq \beta \leq 0.75 \quad -3$$

$$Re_D \geq 5000 \quad \text{برای } 0.1 \leq \beta \leq 0.56 \quad -4$$

$$Re_D \geq 16000\beta^2 \quad \text{برای } \beta > 0.56 \quad -5$$

-۶ شایان ذکر است که برای محاسبه ی عدد رینولدز از قطر در واحد میلیمتر استفاده می شود.

برای اورفیس هایی با شیرفشار فلنج:

$$d \geq 12.5mm \quad -1$$

$$50mm \leq D \leq 1000mm \quad -2$$

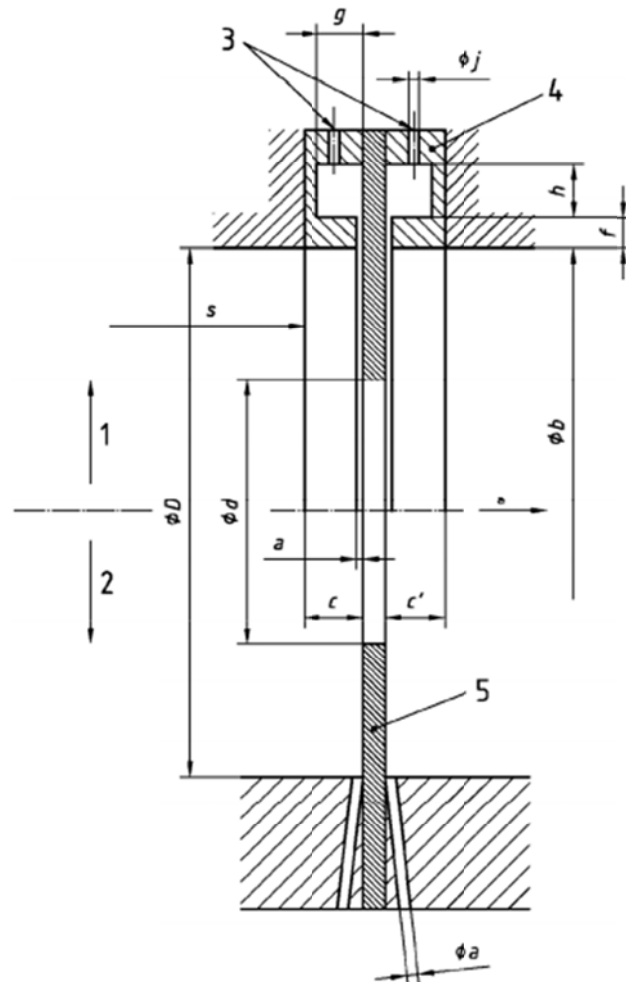
$$0.1 \leq \beta \leq 0.75 \quad -3$$

$$Re_D \geq 170\beta^2 D \quad \text{یا } Re_D \geq 5000 \quad -4$$

زبری داخلی لوله باید به گونه ای باشد که دو جدول ۲ و ۳ را ارضا کند.

جدول ۲- حداکثر مقدار $\frac{Re_D}{D} \times 10^4$

β	Re_D								
	$\leq 10^4$	3×10^4	10^5	3×10^5	10^6	3×10^6	10^7	3×10^7	10^8
≤ 0.2	15	15	15	15	15	15	15	15	15
0.3	15	15	15	15	15	15	15	14	13
0.4	15	15	10	7.2	5.2	4.1	3.5	3.1	2.7
0.5	11	7.7	4.9	3.3	2.2	1.6	1.3	1.1	0.9
0.6	5.6	4	2.5	1.6	1	0.7	0.6	0.5	0.4
≥ 0.65	4.2	3	1.9	1.2	0.8	0.6	0.4	0.3	0.3



شکل ۴- شیر فشار گوشه ای

جدول ۳- حداقل مقدار $\frac{Re_D}{D} \times 10^4$

β	Re_D			
	3×10^6	10^7	3×10^7	10^8
≤ 0.5	0	0	0	0
0.6	0	0	0.003	0.004
≥ 0.65	0	0.013	0.016	0.012

۸- رابطه ی کاربردی-تخصصی اورفیس در پمپ های آریا سپهر کیهان

اورفیس در پلان های آب بندی مختلف پمپ های سانتریفیوژ مورد استفاده قرار می گیرد تا فشار سیال پشت پروانه را کاهش دهد. برای این منظور می توان از بعضی پیچیدگی های روابط فوق صرف نظر کرد. در مصارف مورد نظر $\beta = 0.26$ است و ضریب تخلیه حدوداً ۰/۶ است. سیال غیرقابل تراکم است لذا $\varepsilon = 1$. در نتیجه:

$$q_V = C\varepsilon \frac{\frac{\pi}{4}d^2\sqrt{2\Delta P}\rho_1}{\rho\sqrt{1-\beta^4}} = 0.6 \times 1 \times \frac{\frac{\pi}{4} \times d^2 \times \sqrt{2 \times 1000 \times \Delta P}}{1000 \times \sqrt{1-0.26^4}}$$

$$q_V = 0.6 \times 1 \times \frac{\frac{\pi}{4} \times d^2 \times \sqrt{2 \times 1000 \times \Delta P}}{1000 \times \sqrt{1-0.26^4}} = 0.02 d^2 \Delta P$$

رابطه ی فوق نشان می دهد که با معلوم بودن گلوئی اورفیس، دبی جریان و افت فشار حاصل رابطه ای خطی با یکدیگر دارند. هر اندازه قطر گلوئی کوچکتر باشد، برای دبی حجمی ثابت، افت فشار بیشتری حاصل می شود.

مراجع و منابع

۱- استاندارد ISO 5167-1، ویرایش اول، سال ۲۰۰۳

Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full – Part one: General principles and requirements

۲- استاندارد ISO 5167-2، ویرایش اول، سال ۲۰۰۳

Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full – Part two: orifice plates

📖 فرآیند گام به گام طراحی سیستم تسمه و پولی ۷

۱- مقدمه

در این مقاله نحوه ی انتخاب و طراحی سیستم تسمه-پولی که شامل انتخاب و طراحی دو پولی و تعدادی تسمه است، به صورت گام به گام شرح داده شده است تا طراح بتواند بدون سردرگمی و تنها با طی کردن ۱۴ مرحله هر سیستم تسمه-پولی مورد نیاز را طراحی و انتخاب کند.

شایان ذکر است که تعدادی از جداول معرفی شده در فرآیند طراحی، به صورت نمونه وار می باشد و برای هر مورد باید جداول کمپانی سازنده تسمه مورد استفاده قرار گیرد. در پیوست این مقاله، به دلیل در دسترس بودن تسمه های کانتیننتال^{۴۶} در بازار ایران، نمونه هایی از جداول مخصوص به این کمپانی آورده شده است.

۲- فرآیند طراحی سیستم تسمه و پولی

گام اول : انتخاب ضریب سرویس (K)

نیازمندی : محل کارکرد، مدت کارکرد و گشتاور قابل انتقال

نحوه ی انتخاب : ضریب سرویس با توجه به صنعتی که سیستم انتقال قدرت برای آن طراحی می شود و در نتیجه میزان گشتاوری که با این سیستم قابل انتقال است انتخاب می شود. برای پمپ های سانتریفیوژ این ضریب با استفاده از جداول تخصصی آن انتخاب می شود.

گام دوم : محاسبه ی نسبت سرعت (i)

نیازمندی : سرعت دورانی هر دو شفتی که پولی ها روی آن ها نصب شده اند.

نحوه ی محاسبه :

نسبت سرعت = سرعت دورانی شفت با سرعت دورانی بالاتر / سرعت دورانی شفت با سرعت دورانی پایین تر

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

گام سوم : محاسبه ی توان طراحی (P_d)

نیازمندی : توان مورد انتظار از سیستم انتقال قدرت (P_r)

⁴⁶ Continental

نحوه ی محاسبه : در انتخاب و طراحی سیستم های تسمه و پولی باید به این نکته مهم توجه کرد که توان مورد نیاز با توان طراحی متفاوت است. توان طراحی به وسیله ی ضریب سرویسی که در گام دوم انتخاب شد با رابطه ی زیر به توان مورد نیاز مربوط می شود.

$$P_d = K \times P_r$$

شایان ذکر است که P_r همان توان مصرفی الکترو موتور و توان جذبی پمپ در شرایط کاری می باشد.

گام چهارم : انتخاب سطح مقطع تسمه

نیازمندی : توان طراحی (از گام سوم) و سرعت دورانی شفت با سرعت دورانی بالاتر

نحوه انتخاب : با در دست داشتن توان طراحی و سرعت دورانی شفت سریعتر وارد نمودار انتخاب نوع تسمه می شویم و تسمه ی توصیه شده را انتخاب می کنیم.

نحوه ی کار با نمودار : مقدار توان طراحی را روی محور افقی و مقدار سرعت دورانی شفت با سرعت دورانی بالاتر را روی محور عمودی مشخص می کنیم. از این دو نقطه خطوطی مستقیم و عمود بر محور رسم می کنیم تا در نقطه ای همدیگر را قطع کنند. نقطه ی تقاطع، نقطه ی عملکرد نام دارد. نقطه ی عملکرد میان دو منحنی قرار گرفته شده که ناحیه ای را محدود کرده است. روی ناحیه نام سطح مقطع مورد نظر نوشته شده است.

✓ نکته : نمودار انتخاب تسمه برای هر کمپانی تولید کننده متفاوت است. پس برای رجوع به این نمودار ابتدا باید بدانیم که از کدام کمپانی تسمه تهیه می شود.

گام پنجم : انتخاب قطر گام پولی ها (d_p)

نیازمندی : سطح مقطع تسمه (از گام چهارم) و نسبت سرعت (از گام دوم)

نحوه انتخاب : با انتخاب سطح مقطع تسمه، محدوده ای از گزینه های ممکن برای انتخاب قطر گام پولی به دست می آید. انتخاب هر یک از این گزینه ها درست است و پاسخ یکتایی برای قطر گام پولی وجود ندارد. برای انتخاب بهتر قطر گام رعایت نکات زیر ضروری است :

- ۱- نسبت قطر گام پولی ها همان نسبت سرعتی است که در گام اول به دست آمد. یعنی با انتخاب قطر پولی اول، قطر پولی دوم با ضرب نسبت سرعت در قطر پولی اول به دست می آید.
- ۲- در انتخاب پولی تاکید بر این است که از پولی های استاندارد استفاده شود. ولی معمولاً با استفاده از پولی های استاندارد تفاوتی در اندازه ی نسبت سرعت به دست آمده با نسبت سرعت محاسبه شده در گام اول به وجود می آید. لذا در کاربردهایی که حفظ نسبت سرعت ضروری است می توان پولی ای خارج از استاندارد انتخاب و طراحی کرد.
- ۳- اگر با انتخاب قطر گام پولی اول از جداول استاندارد، اندازه ی قطر گام پولی دوم در آن جداول موجود نبود، نزدیک ترین قطر از جدول انتخاب می شود.

۴- انتخاب قطر گام بزرگتر باعث صرفه ی اقتصادی می شود. زیرا با قطرهای بزرگتر به تسمه ی کوتاه تری نیاز می شود و نیرو بر روی یاتاقان ها کمتر می شود.

۵- هر سطح مقطع تسمه، محدودیتی در حداقل قطر گام پولی ایجاد می کند که با مراجعه به جداول استاندارد قابل حصول است.

۶- ترجیح بر این است که قطر گام پولی ها طوری انتخاب شود که سرعت خطی تسمه حدود ۲۰ متر بر ثانیه (۴۰۰۰ فوت بر دقیقه) باشد. همچنین سرعت خطی تسمه نباید از محدوده ی ۵ تا ۲۵ متر بر ثانیه تجاوز کند. شایان ذکر است که سرعت خطی تسمه از رابطه ی زیر محاسبه می شود :

$$V = \frac{d_p}{2} \times n(rpm) \times \frac{\pi}{30}$$

قطر پولی های استاندارد بر طبق استاندارد ISO4183 انتخاب می شود. همچنین بر اساس همان استاندارد حداقل قطر پولی ها برای تسمه ی انتخاب شده موجود است.

گام ششم : بررسی فاصله ی مرکزین (C)

نیازمندی : قطر گام پولی ها (از گام پنجم)

نحوه ی بررسی : برای تسمه های تخت محدودیتی در فاصله ی مرکزین وجود ندارد ولی برای تسمه های V هرقدر فاصله ی مرکزین بیشتر باشد ارتعاشات تسمه بیشتر شده و عمر آن کاهش می یابد. در حالت کلی می توان محدودیت زیر را برای انتخاب فاصله ی مرکزین مناسب اعمال کرد :

$$D < C < 3 \times (D + d)$$

که در آن D قطر پولی بزرگتر و d قطر پولی کوچکتر است.

✓ نکته : در موارد خاصی که نواحی نصب شفت ها مشخص است، فاصله ی مرکزین ثابت و غیرقابل طراحی است. در این موارد بعد از انتخاب قطر گام پولی ها، آنها را در رابطه ی فوق قرار می دهیم. اگر رابطه ی بالا برقرار بود که به ادامه ی طراحی می پردازیم. در غیر این صورت با بازگشت به گام پنجم قطر گام های جدیدی انتخاب می کنیم.

گام هفتم : محاسبه طول گام تسمه (Lp)

نیازمندی : قطر گام پولی ها (از گام پنجم) و فاصله ی مرکزین (از گام ششم)

نحوه ی محاسبه : طول گام تسمه از رابطه ی زیر به دست می آید :

$$L_p = 2C + \pi \frac{(d+D)}{2} + \frac{(D-d)^2}{4C}$$

گام هشتم: انتخاب تسمه (شماره تسمه)

نیازمندی: نوع تسمه (از گام چهارم) و طول تسمه (از گام هفتم)

نحوه انتخاب: با توجه به نوع تسمه انتخاب شده در گام چهارم و با استفاده از جداول نزدیک ترین طول استاندارد تسمه به طول محاسبه شده از گام هفتم انتخاب می شود.

گام نهم: محاسبه فاصله مرکزین جدید

نیازمندی: طول تسمه ی استاندارد (از گام هشتم) و قطر پولی ها (از گام پنجم)

نحوه محاسبه: فاصله مرکزین جدید از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$C_{\text{جدید}} = \frac{1}{4} \times \left\{ \left[L_{p\text{جدید}} - \frac{\pi}{2} (D + d) \right] + \sqrt{\left[L_{p\text{جدید}} - \frac{\pi}{2} (D + d) \right]^2 - 2(D - d)^2} \right\}$$

گام دهم: محاسبه اندازه کمان تماس و ضریب تصحیح (C_1)

نیازمندی: قطر گام پولی ها (از گام پنجم) و فاصله ی مرکزین (از گام نهم)

نحوه ی محاسبه: برای محاسبه ی اندازه ی کمان تماس از رابطه ی زیر استفاده می کنیم:

$$\beta = 2 \cos^{-1} \left(\frac{D-d}{2C} \right)$$

سپس با استفاده از اندازه ی کمان تماس به دست آمده، از جدول مخصوص ضریب تصحیح را پیدا می کنیم.

گام یازدهم: محاسبه ضریب تصحیح طول تسمه (C_2)

نیازمندی: نوع تسمه (از گام چهارم) و طول آن (از گام هشتم)

نحوه ی محاسبه: برای محاسبه ی ضریب تصحیح طول تسمه با استفاده از نوع و طول تسمه وارد جدول کمپانی سازنده می شویم و ضریب تصحیح را از آن می خوانیم. جداول مربوط به ضریب تصحیح طول تسمه در کنار جداول توان هر تسمه آورده شده است.

گام دوازدهم: محاسبه توان انتقالی هر تسمه (P)

نیازمندی: نسبت سرعت (از گام)، قطر پولی کوچکتر (از گام پنجم) و دور موتور پولی کوچکتر

نحوه ی محاسبه: توان برای هر تسمه توسط کمپانی سازنده ی تسمه در جداولی ارائه می شود. پس برای تعیین مقدار آنها باید مشخص باشد که تسمه از چه کمپانی ای تهیه می شود.

گام سیزدهم: محاسبه توان تصحیح شده برای هر تسمه (P_{di})

نیازمندی: ضریب تصحیح طول تسمه (از گام یازدهم)، ضریب تصحیح طول کمان تماس تسمه (از گام دهم) و توان برای هر تسمه (از گام دوازدهم)

نحوه ی محاسبه: توان تصحیح شده از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$P_{di} = C_1 \times C_2 \times P$$

گام چهاردهم: محاسبه تعداد تسمه های مورد نیاز (N)

نیازمندی: توان تصحیح شده برای هر تسمه (از گام سیزدهم) و توان طراحی (از گام سوم)

نحوه ی محاسبه: تعداد تسمه مورد نیاز از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$N = \frac{P_d}{P_{di}}$$

۳- نمونه ای از انتخاب پمپ و طراحی سیستم تسمه و پولی مناسب آن

شرکت NIPEC پمپی درخواست کرد که سیالی با خصوصیات زیر را روزانه ۲۴ ساعت با گشتاور بالا پمپاژ کند:

درصد ذرات جامد (C_v) = ۵۰٪

گرانیش ویژه ذرات (SG_s) = ۲/۵۱

اندازه متوسط ذرات (d_{50}) = ۱۵۰ μm

چگالی مخلوط = ۱۴۳۰ kg/m^3

میزان دبی درخواستی ۲۳۶/۴۴ متر مکعب در ساعت و هد مورد نظر ۲۷/۱ متر می باشد.

برای درخواست بالا پمپی مناسب انتخاب کرده و سپس سراغ انتخاب سیستم تسمه و پولی آن می رویم.

طراحی و انتخاب**۳-۱- انتخاب پمپ اسلاری مناسب****گام اول : انتخاب پمپ فرضی برای پمپاژ آب**

با توجه به اینکه نمودارهای موجود برای دبی و هد آب رسم شده اند و همچنین با توجه به این نکته که دبی و هد داده شده از طرف شرکت، متعلق به سیال اسلاری می باشد؛ ابتدا فرض می کنیم که هد و دبی داده شده برای آب بوده و پمپی با این هد و دبی انتخاب می کنیم و با این فرض اولیه و تصحیح آن در مراحل بعد فرایند طراحی پمپ را آغاز می کنیم.

برای دبی ۲۳۶/۴۴ متر مکعب آب در ساعت و هد ۲۷/۱ متر آب، با استفاده از جداول و نمودارهای انتخاب پمپ مشخص می شود که پمپ OH1/SL F150-400 پمپی مناسب برای این منظور است. نمودار و جدول مربوط به این پمپ در شکل ۱ آورده شده است.

گام دوم : تعیین ثوابت اسلاری

با انتخاب پمپ فرضی، قطر پروانه مشخص می شود که در این مثال ۴۰۰ میلیمتر است. با استفاده از این قطر و درصد ذرات جامد (CV)، گراناش ویژه ذرات (SG_s) و اندازه متوسط ذرات (d_{50}) ثوابتی با روابط زیر تعیین می شود:

$$a = 0/114SG_s = 0/28614$$

$$b = 0/26 + 0/8(SG_s - 1/1) = 1/338$$

$$c = 0/21 + 0/05(CV - 5) = 2/46$$

$$d = 1/5e^{221(\frac{d_{50}}{D})} - 1 = 0/63$$

$$e = 1 + 0/014(CV - 20) = 1/42$$

گام سوم : تعیین نسبت هد و نسبت بازده

نسبت هد و نسبت بازده به ترتیب بیانگر نسبت های هد و بازده اسلاری به هد و بازده آب هستند. برای به دست آوردن مقدار آنها از روابط زیر استفاده می کنیم:

$$Head Ratio = HR = 1 - \{0/1cd[a \ln(d_{50}) + b]\} = 0/869$$

$$Efficiency Ratio = ER = 1 - \{0/1cde[a \ln(d_{50}) + b]\} = 0/814$$

گام چهارم : تعیین هد و دبی و بازده آب معادل اسلاری

با تقریب خوبی دبی آب معادل اسلاری را می توان معادل با دبی آب در نظر گرفت. برای تعیین دبی و بازده آب معادل اسلاری می توان از نسبت هد و بازده استفاده کرد:

$$H_{water} = \frac{H_{slurry}}{HR} = 31/18$$

برای به دست آوردن بازده آب ابتدا باید توان برای پمپاژ آب معادل را با میانمایی از جدول شکل ۱ به دست آورد. با میانمایی این مقدار توان $P_w = 40KW$ به دست می آید. اکنون با استفاده از رابطه ی زیر بازده آب معادل را به دست می آوریم:

$$\eta_w = \frac{\rho_s \times g \times Q_w \times H_w}{P_w} = \frac{1000 \times 9/81 \times 236/44 \times 31/18}{40000} = 50/22\%$$

گام پنجم : انتخاب پمپ اسلاری مناسب

باز هم با رجوع به جداول و نمودارهای انتخاب پمپ، از انتخاب در مرحله اول اطمینان حاصل می شود که خوشبختانه در این مورد پمپ OH1/SL F150-400 تایید می شود.

گام ششم : تعیین دور پمپ

با میان یابی از اطلاعات دور پمپ، هد و دبی ارائه شده در جدول شکل ۱ مقدار دوری که پمپ در آن کار می کند به دست می آید. برای درک مراحل میانمایی به شکل ۲ توجه شود. مقدار دور پمپ به دست آمده rpm ۱۲۳۱ می باشد.

گام هفتم : انتخاب الکتروموتور مناسب

برای انتخاب الکترو موتور مناسب به محاسبه توان مورد نیاز می پردازیم:

$$\eta_{slurry} = ER \times \eta_{water} = 0/814 \times 0/5022 = 40/80\%$$

$$P_{BHP} = \frac{\rho_s \times g \times Q_s \times H_s}{\eta_s} = \frac{1430 \times 9/81 \times (236/44 \times \frac{1}{3600}) \times 27/1}{0/4080} = 61/197KW$$

$$P_N = P_{BHP} \times \frac{F_s \times F_A \times F_T}{\eta_T} = 61/197 \times \frac{1/1 \times 1 \times 1}{0/92} = 73/17KW$$

با توجه به الکترو موتور های استاندارد ، اولین الکتروموتور مناسب با توان بیشتر و نزدیک به مقدار به دست آمده، ۷۵KW است.

لذا پمپ مناسب به شرح زیر است :

OH1/SL F 150-400/ 75 4 R1 (P1/08) AC/ 0/85

OH1/SL F 150 – 400

(Water performance)

1700 rpm

Q (m ³ /hr)	0.0	234.5	410.3	527.6	703.4
H (m)	61.9	60.5	58.0	55.0	48.1
P (kW)	56.4	96.6	111.8	121.6	151.2

1600 rpm

Q (m ³ /hr)	0.0	220.7	386.2	496.6	662.1
H (m)	54.8	53.6	51.4	48.7	42.6
P (kW)	47.0	80.5	93.2	101.4	126.0

1450 rpm

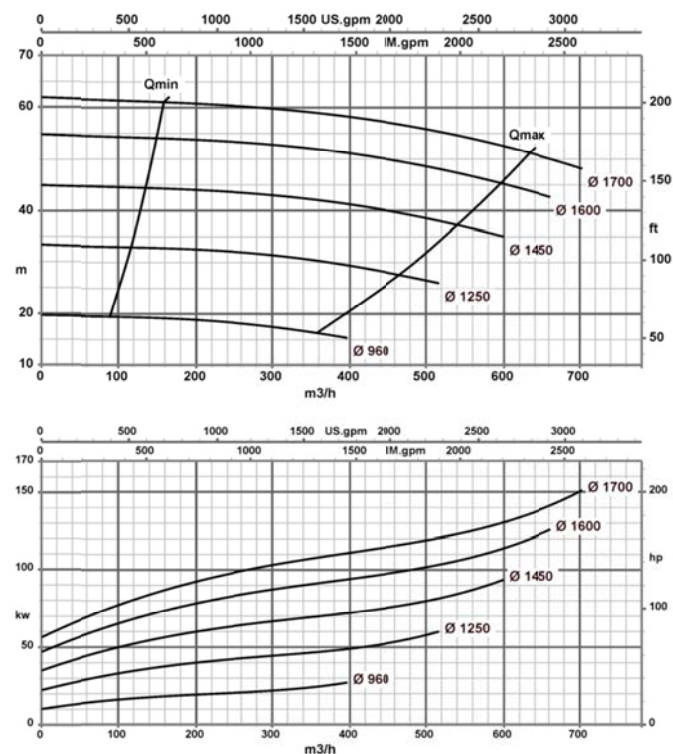
Q (m ³ /hr)	0.0	200.0	350.0	450.0	600.0
H (m)	45.0	44.0	42.2	40.0	35.0
P (kW)	35.0	60.0	69.4	75.5	93.8

1250 rpm

Q (m ³ /hr)	0.0	172.4	301.7	387.9	517.2
H (m)	33.4	32.7	31.4	29.7	26.0
P (kW)	22.4	38.4	44.5	48.3	60.1

960 rpm

Q (m ³ /hr)	0.0	132.4	231.7	297.9	397.2
H (m)	19.7	19.3	18.5	17.5	15.3
P (kW)	10.2	17.4	20.1	21.9	27.2



شکل ۱- مشخصات عملکردی پمپ OH1/SL F150-400

دور موتور ۹۶۰ rpm			
Q (m ³ /hr)	۲۳۱/۷	۲۳۶/۴۴	۲۹۷/۹
H (m)	۱۸/۵	H _r =?	۱۷/۵
دور موتور ۱۲۵۰ rpm			
Q (m ³ /hr)	۱۷۲/۴	۲۳۶/۴۴	۳۰۱/۷
H (m)	۳۲/۷	H _r =?	۳۱/۴
دبی ۲۳۶/۴۴ m ³ /hr			
H (m)	۱۸/۴۲۸	۳۱/۱۸	۳۲/۰۵۶
n (rpm)	۹۶۰	n=?	۱۲۵۰

$$H_1 = 18/428 \text{ m} \quad \& \quad H_r = 32/056 \text{ m} \quad \rightarrow \quad n = 1237 \text{ rpm}$$

شکل ۲- طریقه ی میانابی هد

۳-۲- فرآیند گام به گام طراحی سیستم تسمه و پولی

گام اول : انتخاب ضریب سرویس (K)

با توجه به ساعت کارکرد بیشتر از ۱۶ ساعت در روز و الکتروموتور سه فاز قفسه سنجابی و گشتاور بالا ضریب سرویس ۱/۳ انتخاب می شود.

گام دوم : محاسبه ی نسبت سرعت (i)

نسبت سرعت عبارت است از :

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1450}{1300} = 1/12$$

گام سوم : محاسبه ی توان طراحی (Pd)

توان مورد نیاز ۷۵ کیلو وات است. با استفاده از این توان و ضریب سرویس توان طراحی را به دست می آوریم.

$$P_d = K \times P_r = 1/3 \times 75 = 97/5KW$$

گام چهارم : انتخاب سطح مقطع تسمه

با توجه به توان نسبتا بالا و دور موتور ۱۴۵۰rpm تسمه های نازک برای این مقصود مناسب است. از بین تسمه های نازک، تسمه های SPC انتخاب می شوند.

گام پنجم : انتخاب قطر گام پولی ها (dp)

انتخاب قطر پولی ها اختیاری است. دامنه ی گسترده ای از پولی های استاندارد را می توان انتخاب کرد. با لحاظ کردن ابعاد موتور و پمپ برای پولی کوچکتر قطر ۲۵۰mm انتخاب می شود. برای قطر پولی بزرگتر مقدار ۲۷۸/۸۸mm به دست می آید که مقدار استاندارد نیست. به همین دلیل نزدیکترین قطر استاندارد به آن (که ۲۸۰mm می باشد) را انتخاب می کنیم. به این ترتیب ضریب سرویس و سرعت دورانی پولی بزرگتر تغییر کرده و به شرح زیر است.

$$i = \frac{d_2}{d_1} = \frac{280}{250} = 1/12$$

$$n_1 = \frac{n_2}{i} = \frac{1450}{1/12} = 1294/6rpm$$

سرعت تسمه برابر است با :

$$V = \frac{d_p}{2} \times n(rpm) \times \frac{\pi}{30} = \frac{0/25}{2} \times 1450 \times \frac{\pi}{30} = 19 \frac{m}{s}$$

که مقداری ایده آل است.

گام ششم: بررسی فاصله ی مرکزین (C)

فاصله ی مرکزین را همان مقدار روی نقشه در نظر می گیریم: $C = 712mm$

این مقدار با محدودیت $D < C < 3 \times (D + d)$ که برابر است با $280mm < C < 1590mm$ مطابقت دارد.

گام هفتم: محاسبه طول گام تسمه (L_p)

طول گام تسمه از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$L_p = 2C + \pi \frac{(d+D)}{2} + \frac{(D-d)^2}{4C} = (2 \times 712) + \pi \frac{(250+280)}{2} + \frac{(280-250)^2}{4 \times 712} = 2256mm$$

گام هشتم: انتخاب تسمه (شماره تسمه)

تسمه ی استاندارد ی با طول $2256mm$ وجود ندارد. پس نزدیک ترین طول تسمه ی استاندارد که $2240mm$ است را انتخاب می کنیم.

گام نهم: محاسبه فاصله مرکزین جدید

فاصله مرکزین جدید از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$C_{\text{جدید}} = \frac{1}{4} \times \left\{ \left[L_{p\text{جدید}} - \frac{\pi}{2} (D + d) \right] + \sqrt{\left[L_{p\text{جدید}} - \frac{\pi}{2} (D + d) \right]^2 - 2(D - d)^2} \right\}$$

$$C_{\text{جدید}} = \frac{1}{4} \times \left\{ \left[2240 - \frac{\pi}{2} (250 + 280) \right] + \sqrt{\left[2240 - \frac{\pi}{2} (250 + 280) \right]^2 - 2(280 - 250)^2} \right\} = 703/6mm$$

گام دهم: محاسبه اندازه کمان تماس و ضریب تصحیح آن (C_1)

برای محاسبه ی اندازه ی کمان تماس از رابطه ی زیر استفاده می کنیم:

$$\beta = 2 \cos^{-1} \left(\frac{280-250}{2 \times 703/6} \right) = 177/56$$

سپس با استفاده از اندازه ی کمان تماس به دست آمده، از جدول مخصوص آن ضریب تصحیح را پیدا می کنیم که برابر است با ۰/۹۹.

گام یازدهم : محاسبه ضریب تصحیح طول تسمه (C₂)

با استفاده از جداول توان هر تسمه می توان مقدار این ضریب را به دست آورد. مقدار آن ۰/۸۶ به دست می آید.

گام دوازدهم : محاسبه توان انتقالی هر تسمه (P)

باز هم به جدول توان رجوع می کنیم و با توجه به نسبت سرعت ۱/۱۲، قطر پولی کوچکتر ۲۵۰mm و سرعت دورانی ۱۴۵۰rpm با میان یابی مقدار توان انتقالی هر تسمه ۲۳/۳۰۸ به دست می آید.

گام سیزدهم : محاسبه توان تصحیح شده برای هر تسمه (P_{di})

توان تصحیح شده از رابطه ی زیر به دست می آید :

$$P_{di} = C_1 \times C_2 \times P = \frac{99}{100} \times \frac{86}{100} \times 23.3 = 19/84KW$$

گام چهاردهم : محاسبه تعداد تسمه های مورد نیاز (N)

تعداد تسمه مورد نیاز از رابطه ی زیر به دست می آید :

$$N = \frac{P_d}{P_{di}} = \frac{97/5}{19/84} = 4/91$$

پس تعداد تسمه های مورد نیاز ۵ تسمه است که کوچکترین عدد صحیح بعد از ۴/۹۱ است.

نتیجه :

۵ تسمه SPC به طول ۲۲۴۰ میلی متر با نام تجاری SPC2240-LW

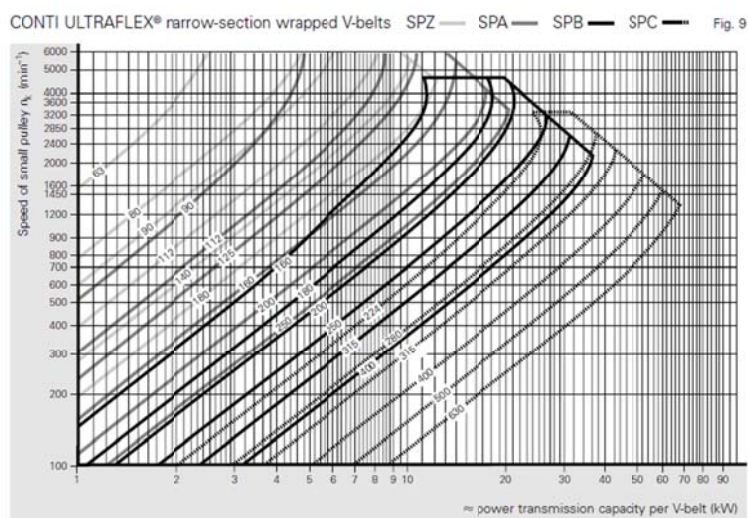
۱ پولی استاندارد به قطر ۲۵۰mm

۱ پولی استاندارد به قطر ۲۸۰mm

پیوست (نمونه جداول)

جدول پ-۱- نمونه ی ضریب سرویس

نوع الکترو موتور	موتور های تک فاز و سه فاز AC
ساعت روزانه	بیشتر از ۱۶ ساعت
ضریب سرویس	۱/۳



نمودار پ-۲- نمونه ی نمودارهای انتخاب نوع تسمه

جدول پ-۳- نمونه ای از طول تسمه های استاندارد

Section SPC

Datum length L_d (mm)

2000	5300
2120	5600
2240	6000
2340	6300
2360	6700
2500	7100
2650	7500
2900	8000
3000	8500
3150	9000
3350	9500
3550	10000
3750	10600
4000	11200
4250	12000
4500	12250
4750	12500
5000	

جدول پ-۴- قسمتی از جدول تعیین ضرایب تصحیح

$\frac{d_{bg} - d_{bk}}{a}$	Arc of contact β °(degrees)	Arc of contact factor c_1
0	180	1.00
0.05	177	0.99
0.10	174	0.99
0.15	171	0.98
0.20	169	0.97
0.25	166	0.97
0.30	163	0.96
0.35	160	0.95
0.40	157	0.94

جدول پ-۵- قسمتی از نمونه جداول توان تسمه و ضریب تصحیح طول (SPC)

CONTI ULTRAFLEX® SPC

Table 36

d_{mk} (mm)	i or 1:i	Speed of small pulley n_k (min ⁻¹)																		
		50	100	200	350	500	700	800	950	1200	1300	1450	1600	1700	1800	2000	2500	2850	3500	
2240	1.00	1.07	1.97	3.61	5.83	7.86	10.35	11.51	13.14	15.57	16.45	17.64	18.69	19.31	19.86	20.74	21.54	20.78	16.00	
	1.05	1.08	1.99	3.65	5.90	7.96	10.49	11.67	13.33	15.81	16.70	17.93	19.01	19.64	20.21	21.13	22.04	21.34	16.09	
	1.20	1.13	2.10	3.86	6.27	8.50	11.24	12.53	14.35	17.10	18.10	19.49	20.73	21.47	22.15	23.28	24.73	24.41	20.45	
	1.50	1.16	2.16	3.98	6.47	8.78	11.64	12.98	14.89	17.78	18.84	20.31	21.64	22.44	23.17	24.42	26.14	26.03	22.44	
	3.00	1.18	2.20	4.06	6.62	9.00	11.94	13.32	15.29	18.30	19.40	20.93	22.32	23.17	23.94	25.27	27.22	27.25	23.94	
2500	1.00	1.30	2.41	4.45	7.24	9.81	12.98	14.46	16.54	19.66	20.77	22.30	23.63	24.41	25.10	26.18	27.01	25.78		
	1.05	1.31	2.43	4.49	7.31	9.91	13.12	14.61	16.73	19.89	21.03	22.58	23.95	24.75	25.45	26.57	27.50	26.34		
	1.20	1.36	2.54	4.70	7.68	10.45	13.87	15.48	17.75	21.19	22.43	24.14	25.67	26.58	27.39	28.73	30.19	29.41		
	1.50	1.39	2.60	4.82	7.88	10.73	14.27	15.93	18.29	21.87	23.17	24.97	26.58	27.54	28.41	29.86	31.61	31.03		
	3.00	1.41	2.64	4.90	8.03	10.95	14.57	16.27	18.70	22.38	23.72	25.59	27.26	28.27	29.18	30.72	32.68	32.25		
2800	1.00	1.56	2.92	5.41	8.85	12.04	15.97	17.80	20.38	24.22	25.58	27.43	29.02	29.94	30.72	31.90	32.27	30.04		
	1.05	1.57	2.94	5.45	8.92	12.13	16.10	17.96	20.57	24.46	25.84	27.72	29.34	30.27	31.08	32.30	32.77	30.61		
	1.20	1.63	3.04	5.66	9.29	12.67	16.86	18.82	21.59	25.75	27.24	29.28	31.06	32.10	33.02	34.45	35.46	33.67		
	1.50	1.65	3.10	5.78	9.49	12.96	17.25	19.27	22.13	26.43	27.98	30.10	31.97	33.07	34.04	35.58	36.87	35.29		
	3.00	1.68	3.14	5.86	9.64	13.17	17.55	19.61	22.54	26.95	28.54	30.72	32.66	33.80	34.81	36.44	37.95	36.51		
3150	1.00	1.87	3.50	6.52	10.71	14.60	19.39	21.62	24.74	29.34	30.94	33.08	34.87	35.86	36.67	37.75	38.87			
	1.05	1.88	3.52	6.56	10.78	14.70	19.52	21.77	24.93	29.57	31.20	33.36	35.18	36.19	37.03	38.15	39.36			
	1.20	1.93	3.63	6.78	11.15	15.23	20.28	22.63	25.95	30.86	32.60	34.92	36.91	38.02	38.97	40.30	40.05			
	1.50	1.96	3.68	6.89	11.35	15.52	20.68	23.09	26.49	31.54	33.33	35.75	37.81	38.99	39.99	41.44	41.47			
	3.00	1.98	3.73	6.98	11.50	15.73	20.98	23.43	26.90	32.06	33.89	36.37	38.50	39.72	40.76	42.29	42.54			
3500	1.00	2.21	4.16	7.78	12.81	17.48	23.21	25.87	29.56	34.88	36.68	39.04	40.91	41.86	42.58	43.25				
	1.05	2.22	4.18	7.82	12.88	17.58	23.35	26.02	29.75	35.12	36.95	39.33	41.22	42.20	42.94	43.64				
	1.20	2.28	4.29	8.04	13.25	18.12	24.11	26.89	30.77	36.41	38.35	40.89	42.94	44.03	44.87	45.79				
	1.50	2.31	4.35	8.15	13.45	18.40	24.50	27.34	31.31	37.09	39.09	41.71	43.85	44.99	45.90	46.93				
	3.00	2.33	4.39	8.24	13.60	18.62	24.80	27.68	31.71	37.61	39.64	42.33	44.54	45.72	46.67	47.78				

Belt length correction factor c_3

Table 37

L_w mm	2000	2240	2500	3000	3350	3750	4000	4500	5000	5600	6000	6700	7500	8000	8500	9000	9500	12250
c_3	0.85	0.86	0.88	0.91	0.92	0.94	0.95	0.97	0.98	1.00	1.01	1.03	1.04	1.05	1.06	1.07	1.08	1.12

مراجع و منابع

۱- استاندارد ISO 4183، ویرایش سوم، ۱۹۹۵

Belt drives- Classical & narrow V-belts- Grooved Pulleys (system based on datum width)

شماره ارجاع :

ISO 4183 : 1995 (E)

۲- استاندارد ISO 4184، ویرایش دوم، ۱۹۹۲

Belt drives- Classical & narrow V-belts- Length in datum system

شماره ارجاع :

ISO 4184 : 1992

هد مثبت خالص مکش ^{۴۸}(NPSH)^{۴۷}

۱- مقدمه

در مبحث پمپ ها دو نوع هد مثبت خالص مکش NPSH قابل بررسی می باشد:

- هد مثبت خالص مکش در دسترس $NPSH_a$ که در ارتباط با سیستم لوله کشی در سمت مکش پمپ می باشد.
- هد مثبت خالص مکش مورد نیاز $NPSH_r$ که در ارتباط با خود پمپ است.

هد مثبت خالص مکش مورد نیاز $NPSH_r$ فقط به ساختار پمپ وابسته است و تعریف تئوری آن مبتنی بر هندسه پمپ و تلفات هد (ناشی از اصطکاک، شتاب سیال و ورود نامناسب سیال به پره های پروانه پمپ) است. لیکن در ادامه تنها هد مثبت خالص مکش در دسترس $NPSH_a$ که صرفاً به مسیر مکش پمپ مرتبط است، بررسی خواهد شد.

هد مثبت خالص مکش در دسترس $NPSH_a$ را به دو صورت می توان تعیین نمود:

- به صورت عملی یا کاربردی
 - با در نظر گرفتن فشار هوا، ارتفاع یا عمق منبع مکش، تلفات مسیر مکش و عوامل دیگر.
- در روش کاربردی فرض بر این است که پمپ در محل قرار گیری خود نصب گردیده و سیستم لوله کشی مرتبط با آن اجرا شده است. لیکن روش دوم مبتنی بر حالتی است که پمپ و سیستم لوله کشی متصل به آن اجرا نشده باشد.

۲- روش کاربردی:

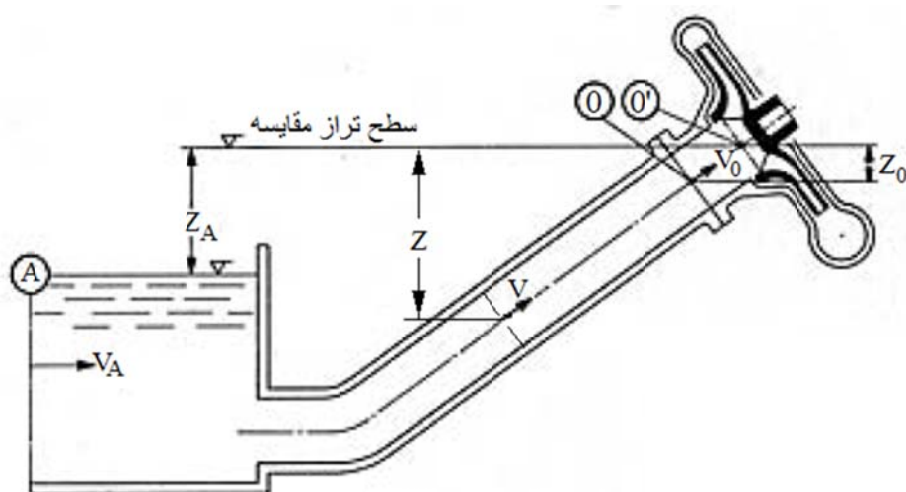
۱-۲- هد مثبت خالص مکش ($NPSH_a$)

هد مثبت خالص مکش در دسترس اختلاف هد سیال در دهانه مکش پمپ H_0 نسبت به هد نظیر فشار بخار سیال در درجه حرارت سیال پمپاژی H_{vap} است. فرض بر این است که صفحه مبنا (سطح تراز مقایسه هد) از مرکز چشم پروانه (نقطه ۰) عبور نموده و موازی با سطح افق باشد. (شکل ۱)

$$NPSH_a = H_0 - H_{vap}$$

^{۴۷} Net Positive Suction Head

^{۴۸} نگارش این مقاله توسط جناب آقای مهندس امیر هوشنگ ندر زاده صورت گرفته است.



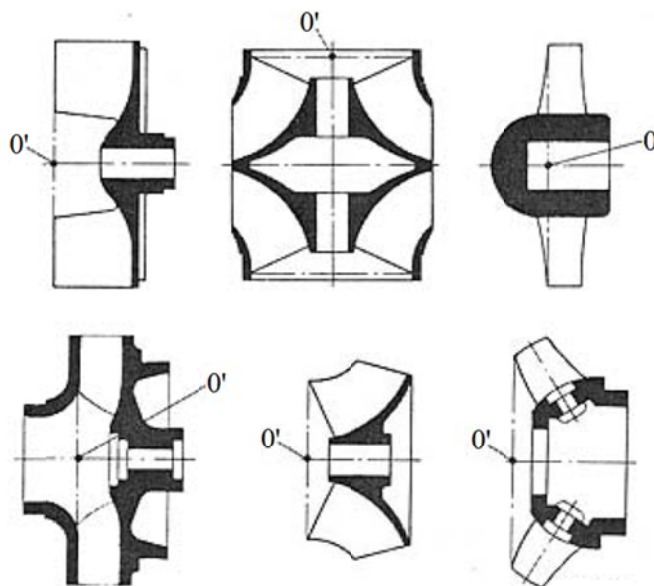
شکل ۱- مکان نقطه مبنا (نقاط مرجع)

0': مرکز چشم پروانه

0: مرکز دهانه مکش پمپ

با توجه به این که اندازه گیری $NPSH_a$ در دهانه مکش پمپ انجام می گیرد کمیت هایی که در این مقطع اندازه گیری می شوند به طور خاص با اندیس 0 نشان داده خواهد شد.

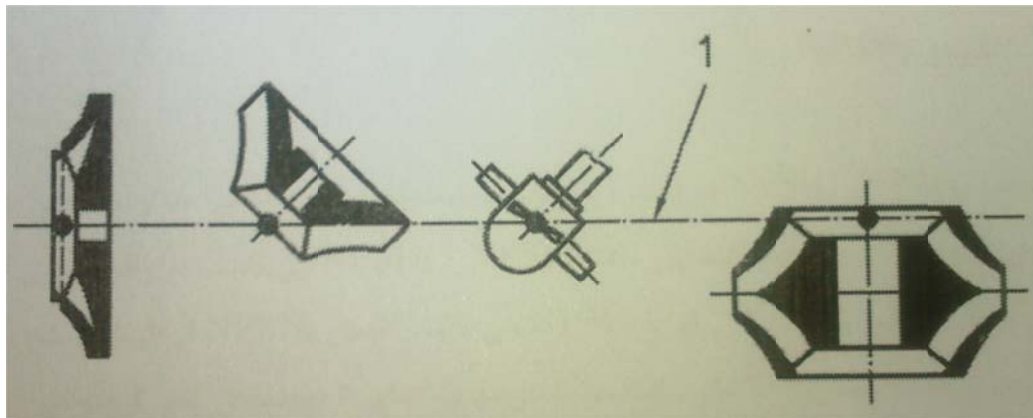
الف- چشم پروانه ، صفحه مدور گذرنده از لبه های ورودی پره های پمپ است. محل چشم پروانه پمپ ، بسته به نوع پروانه متفاوت هست. (شکل ۲)



شکل ۲- چشم پروانه و مرکز آن در چند نوع مختلف پمپ

ب- صفحه مبنا (NPSH datum plane):

در شکل زیر موقعیت صفحه مبنا NPSH برای انواع مختلف پمپ نشان داده شده است:



1 NPSH datum plane

شکل ۳- صفحه مبنا NPSH

به منظور تعیین عملی $NPSH_a$ در یک پمپ متصل به سیستم لوله کشی، دارا بودن مفروضات و ابزارهای اندازه گیری مشروحه زیر الزامی است:

۱- قطر دهانه مکش D_0

۲- جدول ترمودینامیکی مایع- بخار اشباع سیال پمپاژ شونده

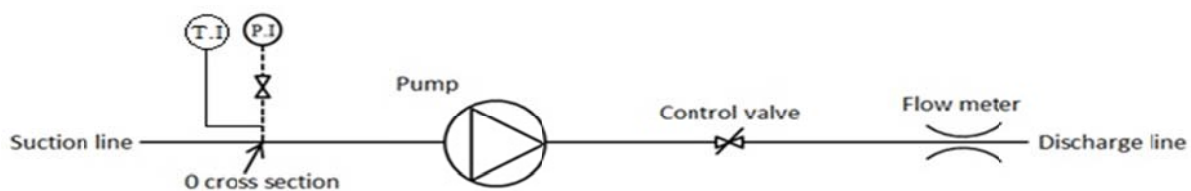
۳- بارومتر

۴- مانومتر در دهانه مکش پمپ

۵- فلومتر در مسیر دهش (تخلیه) پمپ

۶- ترمومتر جهت سنجش دما در دهانه مکش

جهت قرائت مقادیر دبی، فشار و دما توسط این ابزارها، رعایت اصول نصب و کالیبراسیون آن ها می بایست مورد توجه قرار گیرد تا مقادیر خوانده شده از روی نشانگر آن ها دقیق باشند.



شکل ۴- موقعیت مانومتر و فلومتر و اندازه گیری دما در مقطع 0

۲-۲- ابزارهای اندازه گیری

۲-۲-۱- بارومتر:

از این نوع فشارسنج جهت اندازه گیری فشار مطلق هوای محل نصب پمپ (فشار اتمسفر محلی P_{atm}) استفاده می شود.

لازم به ذکر است که فشار اتمسفر محلی ممکن است با فشار اتمسفر در سطح دریا برابر نباشد.

۲-۲-۲- مانومتر:

فشار مطلق هوا از محلی به محل دیگر می تواند متفاوت باشد. لیکن عقربه کليه مانومترها، فشار مطلق هوا را در هر محلی صفر نمایش می دهند.

وظیفه این وسیله نشان دادن فشار نسبی (P_{gauge}) در مقطعی از مسیر عبور سیال است که مانومتر بر روی آن نصب شده است. خصوصاً اگر مانومتر در دهانه مکش پمپ نصب گردیده باشد فشارنسبی (P_0) را در این مقطع اندازه گیری می نماید.

تذکر: با توجه به این که فشار مطلق سیال پمپاژ شونده در دهانه مکش پمپ می تواند کمتر از فشار مطلق هوای محل سنجش (P_{atm}) باشد، در این مقطع باید از مانومتری که قادر به اندازه گیری فشار منفی می باشد (مانومتر فشار منفی) استفاده نمود.

۲-۲-۱- رابطه فشار اتمسفر محلی با فشار نسبی:

از آنجا که در تعریف $NPSH_a$ ، فشار بخار P_{vap} به صورت فشار مطلق، وارد تعریف می گردد، لذا در دهانه مکش پمپ، می بایست فشار را به صورت فشار مطلق (P_{abs}) در نظر گرفت.

رابطه بین فشار اتمسفر محلی (P_{atm}) و فشار نسبی (P_{gauge}) به منظور تعیین فشار مطلق P_0 در دهانه مکش پمپ عبارت است از:

$$P_{0(abs)} = P_{gauge} + P_{atm}$$

$P_{0(abs)}$: فشار مطلق در دهانه مکش پمپ می باشد.

۲-۲-۳- فلومتر:

طبق رابطه پیوستگی دبی عبوری در تمامی مقاطع سیستم لوله کشی پمپ (از جمله در محل نصب فلومتر و دهانه مکش پمپ) برابر می باشد.

$$Q_0 = Q_f$$

که در این رابطه Q_f ، دبی عبوری از فلومتر است.

جهت محاسبه سرعت متوسط در مقطع مکش (V_0) داریم:

$$Q_0 = A_0 \cdot V_0 = \frac{\pi}{4} \cdot D_0^2 \cdot V_0$$

$$V_0 = \frac{4Q_0}{\pi D_0^2}$$

با داشتن دبی فلومتر Q_f و قطر مقطع دهانه مکش پمپ سرعت متوسط در این مقطع از رابطه زیر محاسبه خواهد شد:

$$V_0 = \frac{4Q_f}{\pi D_0^2}$$

۲-۲-۴- ترمومتر:

از این وسیله جهت اندازه گیری دمای سیال در دهانه مکش پمپ و در پی آن به دست آوردن فشار بخار سیال و جرم حجمی سیال در دمای پمپاژ از طریق جداول ترمودینامیکی استفاده می کنیم. جهت سهولت اندازه گیری از ترمومتر لیزری استفاده می شود.

۲-۳- تعاریف

۲-۳-۱- هد نظیر فشار سیال (H_p)

هد نظیر فشار سیال در هر نقطه ای از جریان از رابطه زیر به دست می آید:

$$H_p = \frac{P_{(abs)}}{\rho g}$$

P_{abs} : فشار مطلق سیال در نقطه مورد نظر

ρ : جرم حجمی سیال در درجه حرارت سیال پمپاژی

g : شتاب ثقل محل نصب پمپ

۲-۳-۲- هد نظیر فشار سیال در دهانه مکش پمپ (H_{p_0}):

با اندازه گیری فشار توسط مانومتر فشار منفی، فشار نسبی (P_{gauge}) در دهانه مکش پمپ هد نظیر فشار در این دهانه به صورت زیر تعریف می گردد.

$$H_{p_0} = \frac{P_{0(abs)}}{\rho g} = \frac{P_{gauge} + P_{atm}}{\rho g}$$

۲-۳-۳- هد نظیر سرعت سیال (H_v)

هد نظیر سرعت در هر مقطعی از جریان از رابطه زیر محاسبه می گردد:

$$H_v = \frac{V^2}{2g}$$

۲-۳-۴- هد نظیر سرعت سیال در دهانه مکش پمپ (H_{V_0})

هد نظیر سرعت در دهانه مکش پمپ از رابطه زیر محاسبه می گردد:

$$H_{V_0} = \frac{V_0^2}{2g}$$

با اندازه گیری دبی توسط فلومتر و رابطه آن با سرعت متوسط در دهانه مکش پمپ، هد نظیر سرعت در این دهانه به صورت زیر به دست می آید:

$$H_{V_0} = \frac{\left(\frac{4Q_f}{\pi D_0^2}\right)^2}{2g} = \frac{8Q_f^2}{g\pi^2 D_0^4}$$

۲-۳-۵- هد نظیر ارتفاع هندسی (Z)

هد نظیر ارتفاع هندسی در هر مقطع دلخواهی از جریان سیال نسبت به سطح تراز مقایسه اندازه گیری می شود.

۲-۳-۶- هد نظیر ارتفاع هندسی در دهانه مکش پمپ (Z_0)

این هد، هد ناشی از ارتفاع هندسی در دهانه مکش پمپ نسبت به یک سطح تراز مقایسه می باشد.

۲-۳-۷- هد سیال در هر مقطعی از جریان (H)

در هر مقطعی از جریان عبور سیال هد سیال توسط رابطه زیر تعریف می گردد:

$$H = H_p + H_v + Z$$

که در این رابطه :

H_p : هد نظیر فشار مطلق سیال در مقطع مورد نظر

H_v : هد نظیر سرعت سیال در مقطع مورد نظر

Z : ارتفاع هندسی مقطع مورد نظر نسبت به صفحه مبنا

۲-۳-۸- هد سیال در دهانه مکش پمپ (H_0)

هد سیال در این مقطع عبارت خواهد بود از:

$$H_0 = H_{P_0} + H_{V_0} + Z_0$$

H_{P_0} : هد نظیر فشار مطلق در دهانه مکش پمپ

H_{V_0} : هد نظیر سرعت سیال در دهانه مکش پمپ

Z_0 : ارتفاع هندسی دهانه مکش پمپ نسبت به صفحه مبنا

بنابراین هد سیال در دهانه مکش پمپ:

$$H_0 = \frac{P_{\text{gauge}} + P_{\text{atm}}}{\rho g} + \frac{8Q_f^2}{g\pi^2 D_0^4} + Z_0$$

۲-۳-۹- فشار بخار سیال (P_{vap}):

نقطه جوش هر مایعی از فشار آن تبعیت می نماید. فشار مایع- بخار اشباع متناظر به این دما را فشار بخار آن مایع می گویند.

$$P_{\text{vap}} = P_{\text{sat.}} @ T_{\text{liq.}}$$

$P_{\text{sat.}}$: فشار مایع- بخار اشباع (جداول ترمو دینامیکی)

$T_{\text{liq.}}$: درجه حرارت سیال

فشار اشباع متناظر به یک دمای مشخص از سیال به صورت فشار مطلق در جداول ترمودینامیکی ثبت گردیده است، بدیهی است

که این مقدار مستقل از دبی سیال عبوری بالاخص در دهانه مکش پمپ می باشد و صرفاً به دمای سیال بستگی دارد.

۲-۳-۱۰- هد نظیر فشار بخار سیال (H_{vap}):

$$H_{\text{vap}} = \frac{P_{\text{vap}}}{\rho g}$$

هد نظیر فشار بخار سیال از رابطه رو به رو به دست می آید:

در نهایت خواهیم داشت:

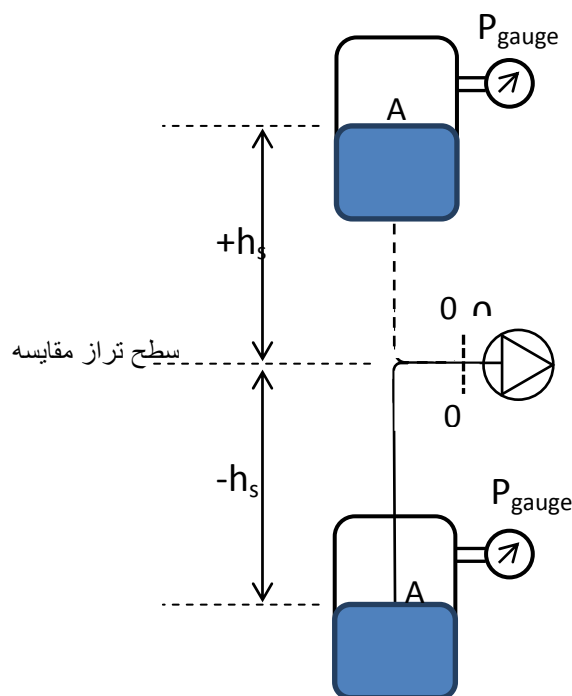
$$NPSH_a = \frac{P_{gauge} + P_{atm}}{\rho g} + \frac{8Q_f^2}{g\pi^2 D_0^4} + Z_0 - \frac{P_{vap}}{\rho g}$$

۳- روش تئوریک:

با تعریف $NPSH_a$ و قرار دادن مقادیر متناظر همدا خواهیم داشت:

$$NPSH_a = H_0 - H_{vap}$$

که در رابطه فوق H_0 : هد سیال نسبت به سطح تراز مقایسه می باشد.



$$NPSH_a = \frac{P_0}{\rho g} + \frac{V_0^2}{2g} - \frac{P_{vap}}{\rho g}$$

در این روش تعریف $NPSH_a$ را بر حسب مشخصات سیستم لوله کشی مکش می نویسیم. بدین منظور رابطه بالانس انرژی را بین دو مقطع دهانه مکش پمپ (که با اندیس 0 نمایش می دهیم) و سطح آزاد سیال داخل منبع مکش (با اندیس A) با فشارهای مطلق می نویسیم:

$$\frac{P_{A(abs)}}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} + Z_A = \frac{P_0}{\rho g} + \frac{V_0^2}{2g} + H_{loss}.$$

حال با توجه به بزرگی سطح آزاد سیال در مخزن مکش $V_A=0$ و مقدار Z_A بسته به این که سطح تراز پمپ بالاتر از سطح آزاد سیال داخل مخزن و یا پایین تر باشد به ترتیب $-h_s$ یا $+h_s$ خواهد بود.

$$\frac{P_{A(abs)}}{\rho g} \pm h_s = \frac{P_0}{\rho g} + \frac{V_0^2}{2g} + H_{loss}.$$

هرگاه مقدار هد سیال $\left(\frac{P_0}{\rho g} + \frac{V_0^2}{2g}\right)$ را از تعریف $NPSH_a$ به دست آورده یعنی:

$$\frac{P_0}{\rho g} + \frac{V_0^2}{2g} = NPSH_a + \frac{P_{vap}}{\rho g}$$

و در رابطه قبلی قرار دهیم:

$$NPSH_a = \frac{P_{A(abs)}}{\rho g} \pm h_s - H_{loss} - \frac{P_{vap}}{\rho g}$$

که در این رابطه:

$P_{A(abs)}$: فشار مطلق در سطح آزاد سیال داخل مخزن

h_s : فاصله سطح آزاد سیال داخل مخزن تا سطح تراز مقایسه

H_{loss} : تلفات کلیه المان های سیستم لوله کشی سمت مکش (اعم از لوله، اتصالات و شیر آلات)

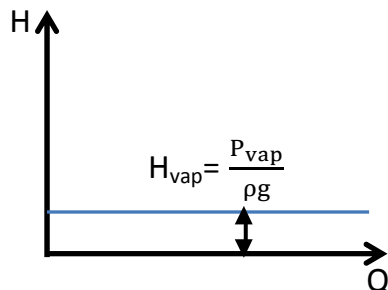
۴- ترسیم نمودار $NPSH_a$ بر حسب دبی

به منظور ترسیم نمودار $NPSH_a$ در یک دستگاه مختصات که محور افقی آن دبی Q و محور قائم آن $NPSH_a$ می باشد با توجه به تعریف آن:

$$NPSH_a = \frac{P_0}{\rho g} + \frac{V_0^2}{2g} - \frac{P_{vap}}{\rho g}$$

به ترتیب مراحل زیر عمل می نماییم:

الف- ترسیم نمودار هد نظیر فشار بخار بر حسب دبی



هد نظیر فشار بخار H_{vap} کمیتی مستقل از دبی سیال عبوری از سیستم لوله کشی است

و مقدار آن همواره عدد ثابت $\frac{P_{vap}}{\rho g}$ می باشد. لذا این تابع خطی به موازات محور دبی

است و نمودار آن در دستگاه مختصات هد بر حسب دبی به شکل رو به رو می باشد.

ب- ترسیم نمودار هد سیال در دهانه مکش پمپ بر حسب دبی

در رابطه بالانس انرژی:

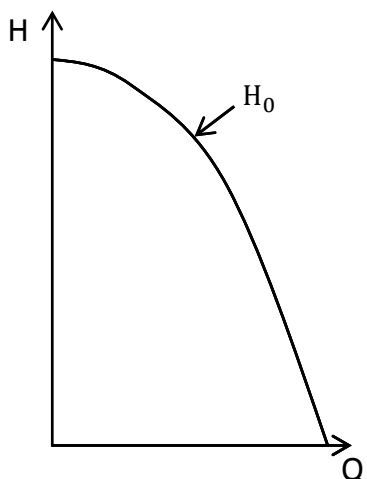
$$\frac{P_{A(ABS)}}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} + Z_A = \frac{P_0}{\rho g} + \frac{V_0^2}{2g} + H_{loss}.$$

هرگاه رابطه را برحسب هد سیال (H_0) مرتب نماییم، داریم:

$$\frac{P_0}{\rho g} + \frac{V_0^2}{2g} = \frac{P_{A(ABS)}}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} + Z_A - H_{loss}.$$

سه ترم اول سمت راست تساوی معمولاً جزو شرایط غیر متغیر سیستم لوله کشی می باشد و مجموع آن ها مقدار ثابتی (B) است و H_{loss} تابعی درجه دوم برحسب دبی Q می باشد بنابراین:

$$H_0 = -KQ^2 + B$$



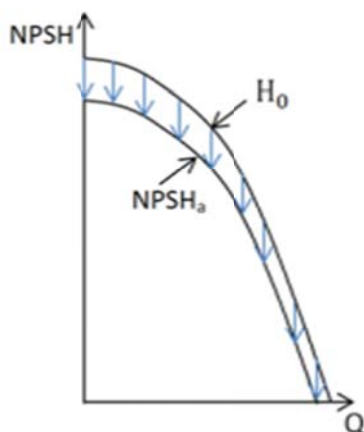
معادله این سهمی به دلیل منفی بودن ضریب Q^2 تقعری به سمت پایین دارد و به ازای

$$Q=0 \text{ مقدار آن برابر با } B = \frac{P_{A(ABS)}}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} + Z_A \text{ می باشد.}$$

ج- ترسیم نمودار $NPSH_a$

با توجه به تعریف $NPSH_a = H_0 - H_{vap}$ هرگاه نمودار H_0 را به اندازه H_{vap}

در جهت منفی محور هد انتقال دهیم نمودار $NPSH_a$ بر حسب دبی Q در دستگاه مختصات $NPSH-Q$ ترسیم خواهد شد.



📖 اخبار پمپ جهان

تولید نسل جدیدی از پمپ های مستغرق هیدرولیکی توسط برند SPX

پمپ های HSP^{۴۹} راه حلی هیدرولیکی برای جایگزینی الکترو موتورها هستند که به دلیل استفاده از توان سیال به جای توان تولیدی الکتروموتور، طول عمر بالاتر و اطمینان پذیری بیشتری را به ارمغان می آورد. در این پمپ ها دیگر از آب بند و rubbing bearing استفاده نمی شود. این پمپ های در دور بالا کار می کنند و دانسیته ی انرژی بالاتری نسبت به پمپ های متداول دارند. یعنی برای یک کاربرد مشخص ابعاد کوچکتری نسبت به پمپ های الکتروموتوری دارند. برای مقابله با اصطکاک و خوردگی، متریال استفاده شده در ساخت این پمپ ها از بالاترین درجه است.

منبع : www.worldpumps.com

SPP: بهترین تولید کننده ی پمپ جهان در سال ۲۰۱۳

همایش سالانه جوایز صنعت پمپ (PIA) جهت تعیین برگزیدگان و اهدای جوایز به آنها برگزار شد و منتخبین در زمینه های مختلف معرفی شدند. از مهم ترین برگزیدگان می توان به موارد زیر اشاره کرد:

جایزه ی برترین تولید کننده ی پمپ جهان : کمپانی SSP

در سال ۲۰۱۳ کمپانی انگلیسی SSP با استفاده از سه اصل علم، تجربه ی فنی و تقاضای بازار، پمپ هایی تولید کرد که مورد استقبال گسترده ای قرار گرفت. این کمپانی با ایجاد جلسات مهندسی با خریداران پمپ های خود، پشتیبانی فنی همه جانبه از تمامی محصولات فروخته شده و ایجاد شبکه ی بازاریابی قوی توانست روندی ثابت و قدرتمند از طراحی تا خدمات پس از فروش را در کمپانی خود نهادینه کند.

جایزه ی برترین نوآوری فنی در محصول: کمپانی گراندفوس / محصول S Tube

طراحی و تولید پروانه ی S Tube توسط کمپانی دانمارکی گراندفوس توانست نسل جدیدی از پروانه های پر بازده را به صنعت پمپ معرفی کند. این پروانه ها با بازده هیدرولیکی حدود ۸۴٪ و هزینه ی ساخت پایین و همچنین با خصوصیات هندسی منحصر به فرد، توانایی بالایی در مواجهه با ذرات جامد دارد.

منبع : مرجع رسمی همایش سالانه جوایز صنعت پمپ (PIA)

⁴⁹ Hydraulic Submersible Pump

شرکت آریا پخش کاشانه

آدرس دفتر مرکزی: تهران، میدان آرژانتین، خیابان زاگرس، شماره ۹، ساختمان شرق، واحد ۳۰۳

تلفن: ۰۲۱-۸۸۸۷۷۱۳۵

تلفکس: ۰۲۱-۸۸۶۶۱۸۰۹