

شماره ۱ • سال ۱ • پاییز ۹۰ • ۱۰۰ صفحه

پمپ های سانتریفیوژ

نشریه تحقیق و توسعه
شرکت آریا سپهر کیهان

ASX

ASX
Pumps & Electro Power Systems

نشریه

پمپ های سانتریفیوژ

نشریه تخصصی

سال یکم / شماره اول / پاییز ۱۳۹۰ / ۱۰۰ صفحه

۲	سرمقاله
۳	مفاهیم بنیادین پمپ ها
۸	تحلیل عددی و تجربی تداخل فرکانس گذر پره و فرکانس های طبیعی محفظه پمپ سانتریفیوژ OH2-25-200L
۱۴	معرفی وبلاگ
۱۵	منابع سر و صدای پمپ های سانتریفیوژ
۲۲	روش های تحلیلی اندازه گیری صدای پمپ
۲۶	تنظیم و همراستایی موتور و پمپ
۲۹	استانداردهای مرتبط با صنعت پمپ
۳۱	طراحی پروانه
۴۱	طراحی حلزونی
۵۰	طراحی محور
۵۷	نیروهای محوری و شعاعی
۶۲	محاسبات یاتاقان های غلتشی
۷۰	آنالیز پیچشی و جانبی
۷۴	کاربرد عملی استاندارد ISO 1940
۷۹	پمپ های سانتریفیوژ اسلاری
۹۵	پمپ های دوزینگ

نشانی: تهران، خیابان قائم مقام فراهانی، خیابان مشاهیر، کوچه زیبا، پلاک ۴ واحد ۶

تلفن: ۰۲۱-۸۸۸۱۳۴۶۱-۳

فکس: ۰۲۱-۸۸۸۱۳۴۶۴

صاحب امتیاز و مدیر مسئول: آقای رسول پایدار نوبخت

سردبیر: آقای مهندس عباس قلی نژاد

سرمقاله

دیباجه

خدا را شاکریم که بالاخره موفق شدیم اولین نشریه تحقیق و توسعه شرکت آریا سپهر کیهان را با نام پمپ های سانتریفیوژ منتشر کنیم. نشریه ای که پیش از این اولین مقالات آن تحت عنوان مقالات آموزشی در شش شماره به چاپ رسیده بود. هرچند تیراژ آن ناچیز می باشد اما نباید از تلاش ها، زحمات و کمکی های فکری و بی دریغ کلیه پرسنل شرکت در تهیه آن چشم پوشی کنیم.

نشریه پمپ های سانتریفیوژ اگرچه در اوایل پاییز سال جاری متولد شد، اما شاید آرزوی چندین ساله عوامل و دست اندرکاران آن بود. ایده و فکری بزرگ که اولین گام های آن در ماه های اخیر برداشته شد و نتیجه آن نشریه حاضر می باشد.

لازمه هر سازمان دانش بنیان ایجاد و استقرار مجموعه عوامل علمی و تخصصی در راستای فعالیت های اقتصادی در جهت نیل به تعالی سازمانی و اهداف تکنولوژیک می باشد. در این حین نباید از ایجاد سازوکارهای تسهیل دسترسی به علم و دانش غافل شد. نشریه پمپ های سانتریفیوژ تلاش دارد شرایطی را فراهم کند که اطلاعات و مقالات علمی در خصوص پمپ های سانتریفیوژ در دسترس همگان از جمله کارکنان شرکت قرار گیرد.

جا دارد از زحمات و تلاش های مسئول تحقیق و توسعه آقای مهندس عباس قلی نژاد به خاطر تلاش های صادقانه و بی دریغشان کمال تشکر بعمل آید. امیدواریم شماره های بعدی نشریه پربارتر و قدرتمندتر باشد.

کشور ایران در مرحله گذار به صنعتی شدن با چالش های جدی روبرو می باشد. جهش علمی و صنعتی دنیا در قرن ۲۱ به همراه سند چشم انداز بیست ساله کشور و سیاست های کلان اقتصادی و بین المللی باعث گردیده است سازوکارهای حمایتی و قانونی برای رشد و تعالی شرکت های تولیدی ایجاد شود. اما به نظر می رسد گام برداشتن در فضای تولید صنعتی علی رغم لزوم سیاست های امید بخش، بدون فرهنگ سازی و آموزش ره به جایی نخواهد برد. دانش، کیفیت، مهارت نیروی انسانی و بهره وری تولید ارتباط مستقیمی با قانون ندارد و هدفمندسازی یارانه ها به امید اجبار در بهره وری در تولید، مدیران بسیاری از واحدهای تولیدی را با چالش جدیدی مواجه ساخته است.

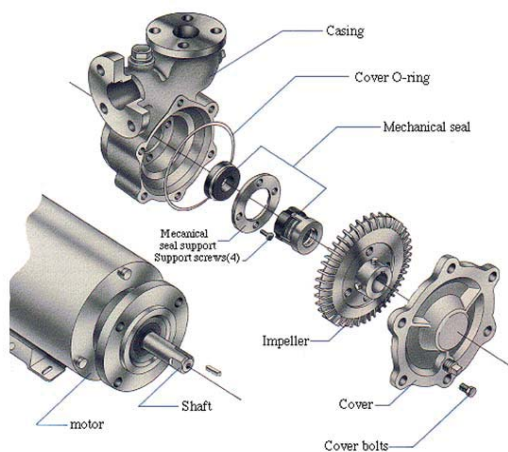
رقابت در عرصه ملی و بین المللی نیازمند حلقه هایی است که بهره وری تولید تنها بخشی از آن بوده و دانش، کیفیت و مهارت نیروی انسانی حلقه های فراموش شده آن می باشند. صد البته هیچ قانونی نمی تواند باعث ایجاد آن در عرصه صنعت باشد و به نظر می رسد که افزایش چشم گیر مراکز علمی و آموزش عالی نیز در چند ساله اخیر مرهمی بر دردهای این خلا نبوده است. شاید بیشتر از آنکه کشور به مراکز آکادمیک علمی نیازمند باشد- که البته وجود آنها لازم و ضروری است- و عجولانه خیل عظیمی از دانش آموختگان را بدون بسترسازی مناسب وارد کلاس های درس کند، مراکز فنی و حرفه ای پیشرفته مورد نیاز باشد. فرهنگ سازی و ایجاد سازوکارهای مناسب که باعث افزایش شأن اجتماعی صنعتگران، تولیدکنندگان و کارگران باشد، می تواند کمک بسیاری به این موضوع کند.

متأسفانه در نگاه بسیاری از مسئولین و مردم فعالیت های بازرگانی جایگاه رفیع تری نسبت به تولید پیدا نموده است و این موضوع باعث ضربه شدید به فعالیتهای تولیدی و صنعتگران در داخل کشور شده است. امیدواریم به جای تدوین قانون ها و بسته های حمایتی که کم کم ارزش آنها نیز در دید صنعتگران کاسته می شود و خیلی از آنها به دلیل تنوع و عدم ضمانت های اجرایی مسکوت مانده است، مسئولین به ایجاد و استقرار سازوکارهای لازم جهت افزایش دانش، کیفیت و مهارت نیروهای انسانی در دیدگاه کلان و همچنین به تدوین سیاست های فرهنگی در حوزه افزایش احترام و جایگاه صنعتگر و کارگر، بیشتر توجه کنند.

مفاهیم بنیادین پمپ ها

۱. ساختمان هیدرولیکی

منظور از ساختمان هیدرولیکی، قطعات در تماس با سیال پمپ ها و نحوه چیدمان آنها در کنار یکدیگر می باشد. پمپ هایی که از لحاظ طبقه بندی پمپ ها در یک طبقه می باشند (مانند تمامی پمپ های سانتریفیوژ) معمولاً ساختمان هیدرولیکی مشابهی دارند و تمامی قطعات در تماس با سیال آنها مشابهت زیادی با یکدیگر دارند. صرف نظر از نوع پمپ، هر پمپ از منظر ساختمان هیدرولیکی دارای سه جزء اساسی می باشد.



شکل شماره ۲- نمایی از یک پمپ تفکیک شده

۱.۱ اجزاء هیدرولیکی

۱.۱.۱. قطعه یا قطعاتی که به سیال انرژی می دهند و باعث حرکت آن می شود (مانند پروانه در پمپ های سانتریفیوژ، چرخ دنده در پمپ های دنده ای، دیافراگم در پمپ های دیافراگمی، پیستون در پمپ های جابجایی مثبت).

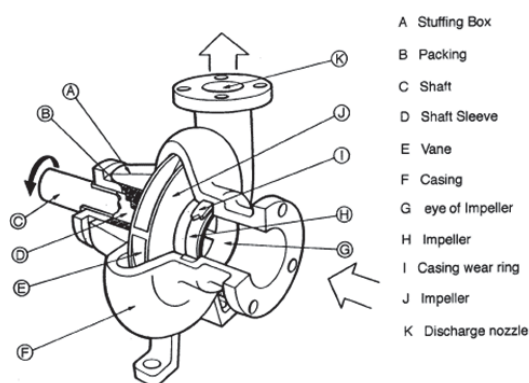
۱.۱.۱.۱ پروانه

پروانه نیز به عنوان بخشی اساسی، قسمت متحرک پمپ است که مایع ورودی را به علت داشتن حرکت دورانی به خارج می راند. پروانه ها با انواع مختلف یک دهنه، دودهنه و باز وجود دارند. اصولاً پروانه های دودهنه دارای نیروی محوری کمتر اما هزینه ساخت گرانتر میباشند. همچنین پروانه های باز و نیمه باز از نظر هزینه ساخت ارزانتر می باشند. مشخصه های مایع و وجود ذرات جامد، روان بودن و غیرروان بودن مایع و پارامترهایی از این قبیل درنوع استفاده از پروانه موثر هستند. پروانه های باز درپمپ های محوری و بسته در پمپ های شعاعی بکار میروند که برای نوع باز برای مایعات حاوی ذرات جامد و الیاف دار و نوع بسته برای مایع های تمیز و بدون ذرات شناور

پمپ دستگاهی است که سیال را از یک ارتفاع پایین تر به یک ارتفاع بالاتر انتقال می دهد. در تعریف فوق چهار مفهوم اساسی پمپ ها گنجانده شده است. اول اینکه پمپ دستگاهی است برای انتقال و جابجایی سیال. پس پمپ یک دستگاه می باشد. دوم اینکه پمپ مخصوص سیالات و مایعات می باشد. جهت انتقال گاز معمولاً از کمپرسور استفاده می گردد. سوم اینکه پمپ ها به سیال انرژی می دهند. این انرژی معمولاً به صورت فشار پمپاژ و یا همان هد پمپ بیان می شود. چهارم اینکه پمپ ها حجمی از سیال را انتقال می دهند. معمولاً این حجم سیال را در واحد زمان بیان می کنند که همان دبی پمپاژ است. علاوه بر چهار مورد بالا، برای شناخت و انتخاب صحیح پمپ می بایست کاربرد پمپ معلوم شود. چه حجمی از سیال در واحد زمان با چه فشاری و برای چه منظوری می بایست توسط پمپ پمپاژ شود؟ معمولاً این اولین سوال تمامی فروشندگان پمپ می باشد. پاسخ این سوال اولین دریچه به سوی دنیای شگفت انگیز پمپ ها می باشد.

همانطور که در بالا به آن اشاره شد مفاهیم اساسی پمپ ها به شرح زیر می باشد:

- ساختار و ساختمان پمپ
- دبی
- هد
- سیال
- کاربرد



شکل شماره ۱- شماتیکی از اجزای یک پمپ سانتریفیوژ

• ساختار و ساختمان پمپ

ساختار و ساختمان تمامی پمپ ها را صرف نظر از نوع آنها می توان به دو بخش اساسی تقسیم کرد:

- ساختمان هیدرولیکی
- ساختار انتقال قدرت

در منحنی های عملکرد پمپ ها مهمترین پارامترهای هیدرولیکی پمپ شامل دبی، هد، راندمان، توان مصرفی و همچنین NPSHr نمایش داده می شود.

۱.۲.۱. دبی

دبی یا همان مقدار حجم سیال در واحد زمان است که توسط پمپ جا به جا می شود. معمولاً برای پمپ های سانتریفیوژ و روتاری بر حسب متر مکعب بر ساعت m^3/hr ، گالن بر دقیقه gpm و یا لیتر بر ثانیه Lit/sec، برای پمپ های جابجایی مثبت بر حسب لیتر بر ساعت Lit/hr و یا لیتر بر دقیقه Lit/min بیان می شود. یکای علمی دبی بر حسب واحد SI، متر مکعب بر ثانیه m^3/sec می باشد.

۱.۲.۲. هد

هد، همان اختلاف ارتفاع پمپاژ و یا فشار پمپ می باشد. برای پمپ های سانتریفیوژ هد یا فشار پمپ بر حسب متر (m) و یا فوت (ft) بیان می شود و برای پمپ های روتاری و جابجایی مثبت معمولاً فشار پمپ بر حسب bar، پوند بر اینچ مربع (PSI)، کیلو پاسکال (kPa) بیان می شود. بیان هد به صورت متر معرف این موضوع می باشد که پمپ تا چه ارتفاعی سیال را بالا خواهد برد. مثلاً پمپی که هدی معادل ۳۰ متر دارد، قادر است سیال را تا ارتفاع حدودی ۳۰ متری بالا ببرد. بیان هد پمپ به صورت متر سیال درک نسبتاً ملموس تری نسبت به بیان هد به صورت فشار دارد. در پمپ های روتاری و جابجایی مثبت معمولاً هد پمپ به صورت بیشینه فشار قابل ایجاد توسط پمپ بیان می شود.

۱.۲.۳. راندمان و توان مصرفی

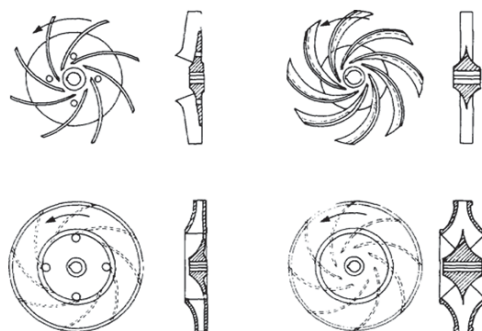
راندمان یا همان بازده پمپ بیانگر میزان اتلاف انرژی در عمل پمپاژ می باشد. هرچهقدر راندمان پمپ بالاتر باشد اتلاف انرژی کمتری صورت گرفته است. معمولاً راندمان پمپ را به صورت نسبت انرژی تحویل داده شده به سیال به انرژی مصرفی پمپ بیان می کنند. انرژی تحویل داده شده به سیال به صورت حاصلضرب دبی در فشار سیال بیان می شود. این انرژی (توان) را انرژی هیدرولیکی یا توان هیدرولیکی می نامند و با P_H نمایش می دهند.

۱.۲.۴. NPSH

کلمه NPSH مخفف هد مکش مثبت خالص است. به طور خلاصه می توان گفت سیال در لحظه ورود به پمپ چه مقدار انرژی داشته باشد تا بخار نشود؟ مقدار این انرژی را NPSH می گویند. در صورتی که انرژی هر سیال کمتر از میزان مشخصی شود سیال دیگر سیال نخواهد بود و بخار می گردد. در واقع اگر در یک دمای مشخص فشار سیال کمتر از فشار بخار آن گردد، سیال بخار می شود. مقداری از انرژی سیال در هنگام مکش تلف می شود. پمپ در هنگام مکش چه مقدار انرژی سیال مورد نیاز دارد تا سیال را بخار نکند؟ پاسخ این سوال همان $NPSH_r$ یا NPSH مورد نیاز می باشد. سیال در هنگام ورود

مناسب می باشند. نوعی از پروانه های باز نیز برای مخلوط مایع و جامد بکار میروند.

بنابراین ساده ترین نوع پروانه، پروانه باز بوده که برای انتقال مایعات حاوی ناخالصی جامد شناور بکار می رود. پروانه نیمه باز نیز برای مایعات رسوب زا بکار برده می شود. کاربرد پروانه بسته نیز در ظرفیت های بالا و به دو دسته یک چشمی و دوچشمی تقسیم میشود. لازم است که اشاره کنیم هرچه اندازه ذرات شناور بیشتر باشد تعداد پره ها کمتر خواهد بود. وضع قرار گرفتن پروانه در پوسته باید به نحوی باشد که فاصله بین آن و پوسته حداقل ممکن باشد. این فاصله باعث میشود که مایع بین پوسته و پروانه قرار گرفته و از یک طرف آن راروغن کاری کند و ازطرف دیگر مانع سایش پوسته و پروانه شود. به همین دلیل نباید این نوع پمپ را بدون مایع راه اندازی کرد. پمپ های گریز ازمرکز توانایی ایجاد فشار بالا را ندارند لذا برای رسیدن به فشار بالا از چند پروانه استفاده می شود. این پمپ برای حجم زیاد و فشار پایین بهترین راندمان را دارد. می توان جریان خروجی را بدون آنکه فشار در داخل بالا رود و بدون هیچ خطری متوقف کرد. همچنین این پمپ ها جریان خروجی یکنواختی دارند. اگر این نوع پمپ با خروجی بسته کارکند، درجه حرارت مایع درون پوسته افزایش یافته و با تولید بخار در قسمت داخلی دچار ارتعاش می شود که در این وضع می گویند پمپ هوا گرفته و باید هواگیری شود.



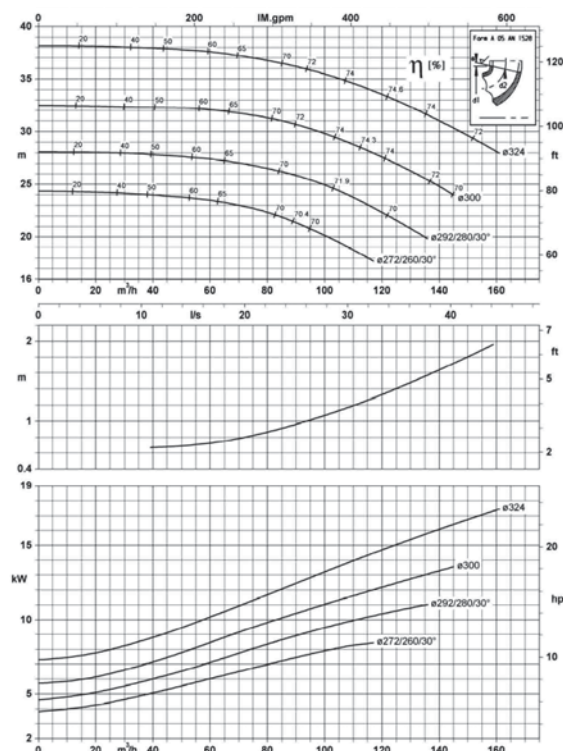
شکل شماره ۲- انواع پروانه های پمپ های سانتریفیوژ

۱.۱.۲. قطعه ای که سیال را داخل پمپ نگه می دارد(همان پوسته پمپ و حلزونی در پمپ های سانتریفیوژ).

۱.۱.۳. قطعه یا قطعاتی که باعث آب بندی سیال داخل پمپ از محیط خارج می گردد و جلوی نشت سیال به محیط اطراف را می گیرد (مانند آب بندهای مکانیکی و نوار گرافیتی و مانند آن).

۱.۲. مفاهیم مرتبط با ساختمان هیدرولیکی

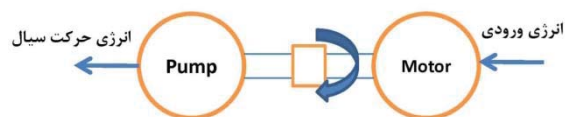
منحنی عملکرد پمپ ها معمولاً نمایشگر عملکرد هیدرولیکی پمپ ها می باشد. هر پمپ بسته به اینکه در کدامیک از طبقه بندی های پمپ قرار گیرد منحنی عملکرد متفاوتی دارد. اصولاً پمپ هایی که در یک طبقه بندی قرار می گیرند رفتار مشابهی از منظر منحنی های عملکردی دارند.



شکل شماره ۴ - منحنی عملکرد پمپ سانتریفیوژ مدل OH2 100 - 315

۲. ساختار انتقال قدرت

مکانیزم های انتقال قدرت در پمپ ها بسیار متنوع می باشد. وظیفه هر سیستم انتقال قدرت در پمپ ها تبدیل انرژی ورودی به انرژی حرکتی سیال می باشد. انرژی ورودی می تواند به صورت انرژی الکتریسیته، انرژی شیمیایی سوخت های فسیلی و یا در محدود مواردی انرژی بخار باشد.



شکل شماره ۵ - شماتیک عملکرد سیستم انتقال قدرت

هر سیستم انتقال قدرت می تواند شامل موارد زیر باشد:

۲.۱. محرکه

وظیفه تبدیل انرژی ورودی به انرژی مکانیکی محور چرخان را دارد. عموماً در پمپ ها از دو محرکه استفاده می گردد:

۲.۱.۱. موتورهای الکتریکی آسنکرون با ولتاژ متناوب (AC)

(سه فاز یا تک فاز)

۲.۱.۲. موتورهای احتراق داخلی بنزینی یا گازوئیلی (دیزل)

(موتور)

به پمپ چه مقدار انرژی بیشتر از انرژی بخار شدن دارد؟ پاسخ این سوال همان $NPSH_r$ یا $NPSH$ در دسترس می باشد.

$NPSH_r$ پارامتری است که توسط پمپ ساز گزارش می گردد. $NPSH_a$ بر اساس موقعیت نصب پمپ و شرایط مکش سیال محاسبه می شود و توسط خریدار می بایست گزارش شود. $NPSH$ معمولاً بر حسب متر سیال و یا فوت سیال بیان می شود. در انتخاب پمپ حتماً بایستی دقت شود که $NPSH_r$ کوچکتر از $NPSH_a$ باشد. یعنی انرژی در دسترس سیال در مکش پمپ بیش از انرژی مورد نیاز پمپ در مکش باشد تا سیال هنگام ورود به پمپ بخار نشود. تشکیل بخار در مکش پمپ ممکن است باعث گرفتگی و انسداد پمپ و همچنین باعث کاهش دبی و فشار خروجی پمپ شود. این پدیده را غالباً کاویتاسیون می گویند. موضوع کاویتاسیون در پمپ ها موضوع بسیار مهمی می باشد و معمولاً یکی از علل اساسی خرابی در پمپ های سانتریفیوژ می باشد.

در مواقعی که دمای سیال نزدیک نقطه جوش باشد و یا پمپ باید مکش منفی انجام دهد (سطح آب پایین تر از سطح تراز پمپ باشد) و یا به واسطه طولانی بودن خط مکش پمپ و وجود اتصالات متعدد در سمت مکش لوله کشی، انرژی سیال هنگام ورود به پمپ کم باشد، بررسی پمپ ها از نقطه نظر $NPSH$ و کاویتاسیون امری ضروری می باشد. همچنین در بعضی از کاربردهای خاص که فشار بخار سیال بالا می باشد و یا اصولاً سیال فرار می باشد بررسی پدیده کاویتاسیون اجتناب ناپذیر است.

۱.۳. منحنی های عملکرد

معمولاً منحنی های عملکرد پمپ ها را در یک دور خاص نمایش می دهند (مثلاً دور ۱۴۵۰ در بر دقیقه، ۲۹۰۰ دور بر دقیقه و مانند آن). ترسیم منحنی های عملکرد برای پمپ های روتاری و جابجایی مثبت معمولاً متداول نیست. عملکرد این پمپ ها عموماً به صورت دبی بیشینه و فشار بیشینه بیان می شود. در پمپ های سانتریفیوژ وضع به کلی متفاوت است. هر چقدر که در پمپ های روتاری و جابجایی مثبت سازندگان به اطلاعات کلی بسنده می کنند، در پمپ های سانتریفیوژ، ارائه منحنی های مشخصه دقیق و صحیح متداول می باشد. معمولاً محور x ها محور دبی می باشد و در محور y ها پارامترهایی مانند هد، $NPSH$ ، توان مصرفی و بازده پمپ نمایش داده می شود. در واقع منحنی های $H-Q$ ، $NPSH_r-Q$ ، $P_{BHP}-Q$ و $\eta-Q$ منحنی های عملکرد پمپ های سانتریفیوژ را تشکیل می دهند. در بیشتر مواقع منحنی $\eta-Q$ در منحنی $H-Q$ ادغام می شود.

از منحنی عملکرد پمپ های سانتریفیوژ اطلاعات دقیقتری نیز می توان بدست آورد. منحنی های عملکرد پمپ های سانتریفیوژ حاوی اطلاعات بسیار ارزشمندی می باشند که تنها چشم های تیزبین قادر به رویت و تشخیص آنها می باشد.

محرك و متحرك را نیز انجام می دهند. کوپلینگ های انعطاف پذیر به غیر از مدل چرخ دنده ای برای دورها و قدرت های پایین نیز استفاده می شوند.

۲.۳ گیربکس

گیربکس ها عموماً سه وظیفه اساسی را بر عهده دارند:

- کاهش یا افزایش دور
- تغییر جهت چرخش
- تغییر جهت خط انتقال قدرت (مانند گیربکس های ۹۰ درجه)

۲.۴ پولی و تسمه

عموماً در موارد زیر مورد استفاده قرار می گیرند:

- افزایش یا کاهش دور
- آفست خط انتقال قدرت
- دامپینگ و میرا کردن ارتعاشات (در پمپ های معدنی که عموماً جزو کاربردهای سنگین پمپ ها می باشد جهت اتصال پمپ و موتور از پولی و تسمه استفاده می شود. یکی از کاربردهای آن کاهش انتقال ارتعاشات پمپ به موتور می باشد)

۲.۵ اجزا متحرك پمپ

شامل محور و یاتاقان ها می باشد. ممکن است در بعضی از موارد خاص از گاردان ها و یونیورسال جوینت ها جهت انتقال حرکت موتور به پمپ نیز استفاده گردد.

۲.۵.۱ یاتاقان ها

وظیفه یاتاقان ها در پمپ، نگهداشتن شفت و روتور در مرکز اجزاء ثابت و تحمل بارهای شعاعی و محوری است. تحمل کننده بارهای شعاعی را یاتاقان های شعاعی و تحمل کننده بارهای محوری را یاتاقان های محوری می نامند.



شکل شماره ۸- نمایی از یاتاقان های یک پمپ سانتریفیوژ

البته یاتاقان های محوری در عین حال بار شعاعی را نیز تحمل می کنند. یاتاقان های مابین کوپلینگ و پمپ را به طرف داخل و یاتاقان های سمت دیگر را به سمت خارج گویند. در پمپ های آویخته، آن یاتاقانی که به پروانه نزدیکتر باشد را داخلی و دورتری را خارجی گویند. یاتاقان های محوری را در سمت خارجی نصب می کنند.



شکل شماره ۶- نمایی از یک الکتروموتور

توربین های بخار نیز در بعضی کاربردهای خاص و مواقعی که دسترسی به بخار داغ فراهم شده است مورد استفاده قرار می گیرد.

۲.۲ کوپلینگ

وظیفه انتقال گشتاور و دور را از محور محرکه به محور پمپ بر عهده دارد. در بعضی از پمپ ها محور پمپ و موتور یکی می باشد و کوپلینگ استفاده نمی شود (پمپ های Closed Coupled). وظیفه ی دیگر کوپلینگ از بین بردن ناهمراستایی، انتقال بارهای محوری مابین دو ماشین و تنظیم شفت های محرک و متحرك در مقابل سائیدگی می باشد.



شکل شماره ۷- نمایی از چند کوپلینگ

کوپلینگ ها بر دو نوعند:

۲.۲.۱ کوپلینگ صلب

در مواقعی که دقت همراستایی باید بالا باشد از این نوع کوپلینگ استفاده می کنند. همچنین در مواقعی که لازم باشد که یکی از روتورها توسط شفت دیگر نگهداشته شود، این کار را به وسیله کوپلینگ صلب انجام می دهند. در این نوع کوپلینگ ها اگر دقت هم محوری کم باشد باعث ایجاد مشکلات مکانیکی میگردد. انواع متداول کوپلینگ صلب عبارتند از: فلنجی با پیچ های مناسب (رایج در پمپ های عمودی)، کلمپی چاک دار و در امتداد محور.

۲.۲.۲ کوپلینگ انعطاف پذیر

این کوپلینگ ها علاوه بر این که وظیفه انتقال قدرت از موتور به پمپ (شفت) را دارند عمل از بین بردن ناهمراستایی بین دو شفت

نقش اساسی شفت انتقال گشتاور وارده، به هنگام راه اندازی و عملکرد و همچنین به عنوان نشیمنگاه و تکیه گاهی برای دیگر قطعات دوار است. حداکثر خیز شفت در شرایط دورانی می باید از حداقل لقی ما بین قطعات دوار و ثابت کمتر باشد. بارهای اعمالی به شفت عبارت است از: گشتاور، وزن قطعات، نیروی هیدرولیکی شعاعی. همچنین شفت ها می بایست تحمل بارهای ضربه ای ناشی از پیچش و عدم پیچش و تنش های حرارتی به هنگام سرد و گرم شدن را داشته باشند. شفت صلب، شفتی که سرعت (دور) عملکرد نرمال آن پایین تر از دور بحرانی نخست آن باشد. اگر دور عملکرد آن بالاتر از اولین دور بحرانی باشد آنرا شفت انعطاف پذیر گویند. معمولاً دور عملکرد را ۲۰٪ کمتر و ۲۰٪ تا ۴۰٪ بالاتر از دور بحرانی نگاه می دارند. هنگام راه اندازی و خاموش کردن دستگاه باید خیلی سریع از دور بحرانی عبور کرد.



شکل شماره ۹- نمایی از شفت یک پمپ سانتریفیوژ

پرسش و پاسخ

- پمپ های بدون آب بند مکانیکی چه پمپ هایی هستند؟

پمپ های بدون آب بند به کلاس خاصی از پمپ ها باز می گردد که به المان های آب بندی (مثل آب بند مکانیکی) جهت جلوگیری از نشت سیال پمپ شده به محیط نیاز ندارند. دلیل این امر آن است که روتور داخلی مونتاژ شده با پروانه، به محیط خارج از محفظه فشار ادامه نمی یابد. پس اتصال شفت به پوسته که می تواند منبع پتانسیلی برای نشت باشد، به طور کامل حذف می شود. پمپ های بدون آب بند به دو گروه کلی تقسیم می شوند:

۱. پمپ های مگنتی: روتور داخلی شامل یک مگنت دائمی می باشد.
۲. پمپ های با موتور محفظه دار (canned motor pumps): روتور داخلی شامل هسته القایی موتور با لایه آهنی می باشد.

این پمپ ها دارای محدودیت های خاصی در طراحی می باشند که کاربرانشان را محدود می کند، به عنوان مثال:

- به دلیل محدودیت در انتخاب و ضخامت مواد محفظه فشار، کاربرد این پمپ ها در فشارهای بالا را نامناسب می نمایند.
- روش های بالانس هیدرولیکی در این پمپ ها محدود می باشد، از این رو استفاده این پمپ ها در سرویس هایی با بار تراست بالا نامناسب می باشد.
- این پمپ ها در مقایسه با پمپ های مطابق استانداردهای ایزو و یا ANSI بسیار پرهزینه تر می باشند.

تحلیل عددی و تجربی تداخل فرکانس گذر پره و فرکانس های طبیعی محفظه پمپ سانتریفیوژ

OH2-25-200L

محقق: آقای مهندس عباس قلی نژاد

سرپرست تحقیق و توسعه شرکت آریا سپهر کیهان

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF BLADE PASS
FREQUENCY INTERACTION WITH VOLUTE NATURAL
FREQUENCIES IN A CENTRIFUGAL PUMP OH2-25-200L

تجربی فرکانس غالب در این محدوده را مشخص و با فرکانس های به دست آمده از تحلیل عددی اعتبارسنجی می کنیم. در پایان، این فرکانس را با فرکانس گذر پره مقایسه و روش های جلوگیری از تشدید فرکانسی بررسی می گردد.

کلمات کلیدی: پمپ سانتریفیوژ، فرکانس طبیعی، فرکانس گذر پره، رزونانس، آنالیز مودال

مقدمه

تمامی پمپ های سانتریفیوژ دارای محفظه ای هستند که سیال پمپ شده به وسیله پروانه را دریافت و سرعت سیال را کاهش می دهند. این محفظه غالباً حلزونی شکل است و با نزدیک شدن به قسمت تخلیه مساحت آن زیاد می شود. این محفظه انرژی جنبشی را به وسیله کاهش سرعت به فشار تبدیل می کند. فرکانس طبیعی خصوصی فیزیکی از هر سازه است، با صرف نظر از نیرویی که به سازه اعمال می شود. فرکانس طبیعی از جهات بسیاری مهم به شمار می رود که یکی از آنها در جلوگیری از پدیده تشدید است که در اثر انطباق فرکانس تحریک و فرکانس طبیعی اتفاق می افتد. تشدید آکوستیکی یک سیستم، تمایل سیستم به جذب انرژی بیشتر در زمانی است که نیرویی در فرکانسی که با یکی از فرکانس های طبیعی سیستم منطبق شده است به آن اعمال می شود. هر محفظه دارای فرکانس طبیعی مخصوص به خود است که این فرکانس بسته به ساختار و شکل محفظه از محفظه ای به محفظه دیگر متفاوت خواهد بود. روش های متفاوتی برای پیدا کردن این فرکانس های طبیعی وجود دارد که می توان از روش های تحلیلی، عددی و تست های فیزیکی نام برد. روش اول به ندرت استفاده می شود. این روش نیازمند مدلسازی های ریاضیاتی پیشرفته سیستم و نیز فرآیندهای پیشرفته ریاضیاتی برای حل این معادلات می باشد. روش دوم بر مبنای استفاده از کامپیوتر و به خصوص نرم افزار محاسباتی آنسیس (ANSYS) است. ابتدا به کمک نرم افزار، محفظه را به المان های بسیار کوچک تقسیم می کنیم که به این عمل مش بندی می گویند. سپس به نرم افزار داده های مورد نیاز محفظه از قبیل توزیع جرم، شرایط مرزی، نیروها و غیره داده می شود و نرم افزار با حل معادلات فیزیکی برای المان های کوچک محفظه و سپس ترکیب جواب این معادلات، به جواب نهایی می رسد. روش سوم نیز در مواردی که نیاز به اعتبارسنجی و دقت بالا باشد مورد استفاده قرار می گیرد. در این روش نیرویی تحریک کننده به سیستم اعمال و ارتعاشات سیستم اندازه گیری می شود. سپس نتایج بدست آمده با

Abstract

The noise of industrial equipments should be sympathetic with the international standards. The centrifugal pumps shall be designed to minimize the generation of noise and shall not exceed noise limits given in IPS-M-PM-105 (Iranian Petroleum standard). Its limitations are 85 dB for pumps and 90 dB for pump and driver (it is necessary to be considered that these criterions are for sound pressure level and the condition without back ground noise and reflection). Thus the prediction of generated noise and prevention of high noise level is the requirement of standard pump design. One of the noise sources is the interaction between blade pass frequency and volute natural frequencies that this interaction leads to resonance phenomena that creates undesired noises and vibrations. In this paper, at first we have done the volute modal analysis and we have determined the first 50 natural modes of the volute, then we have conducted an experimental method for validating these frequencies. At the end of this paper, we have discussed about prevention of resonance phenomenon due to interaction between volute natural frequencies and blade pass frequency.

Keywords: centrifugal pump, natural frequency, blade pass frequency, resonance, modal analysis

چکیده

صدای ناشی از هر گونه فعالیت صنعتی باید از استانداردهای بین المللی تبعیت کند. صدای تولید شده در پمپ های سانتریفیوژ طبق استاندارد IPS-M-PM-105(1) دارای محدودیت ۸۵ دسی بل برای پمپ و ۹۰ دسی بل برای پمپ و موتور می باشد (لازم به ذکر است که در این بررسی سطح فشار صوتی صدا مورد بررسی قرار می گیرد و همچنین این محدوده ها برای شرایط بدون انعکاس و بدون صدای پس زمینه است). لذا پیش بینی میزان صدای تولید شده توسط پمپ و همچنین جلوگیری از ایجاد صدای زیاد از ملزومات طراحی یک پمپ استاندارد به شمار می رود. یکی از منابع تولید صدا در پمپ تداخل فرکانسی بین فرکانس های طبیعی محفظه و فرکانس گذر پره است که در اثر این تداخل تشدید اتفاق می افتد که سبب ایجاد صدای بسیار زیاد در پمپ و لرزش های ناخواسته می شود. در این مقاله ابتدا ما به آنالیز مودال محفظه پمپ و تعیین محدوده فرکانس طبیعی و شکل مودهای آن می پردازیم. سپس توسط روش های

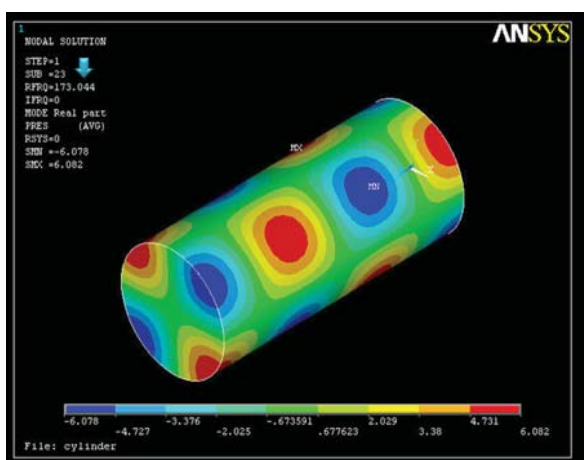
جدول ۲- مودهای نوسانی استوانه

مود نوسانی	Q	N	m
شعاعی (Radial)	0	0	m
مماسی (Tangential)	0	N	0
محوری (Axial)	Q	0	0
ترکیبی (Combination)	Q	N	m

فرضیات ما برای حل یک استوانه به شرح زیر می باشد:

$$\left\{ \begin{array}{l} T = 300 \text{ K} \\ P = 100 \text{ Kpa} \end{array} \right\} \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \rho \cong 1.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \text{ and } R = 1157.5 \text{ mm and } L \\ c \cong 340 \frac{\text{m}}{\text{s}} \\ = 5400 \text{ mm} \end{array} \right.$$

به عنوان مثال یکی از مودهای نوسانی این استوانه را در شکل زیر مشاهده می کنید:



شکل ۱- مود سوم طولی و مود دوم مماسی

با توجه به تحلیل ها و محاسبات انجام شده به صورت تحلیلی و عددی، نتایج این محاسبات در جدول زیر دیده می شود:

جدول ۳ مقایسه بین نتایج عددی و تحلیلی ۱۰ مود اول

شماره مود	فرکانس تحلیلی (هرتز)	فرکانس عددی (هرتز)	میزان اختلاف (%)
مود اول	۳۱.۴۸۱	۳۱.۴۸۶	۰٪
مود دوم	۶۲.۹۶۲	۶۴.۱۴۴	۱.۸٪
مود سوم	۸۶.۰۶	۸۶.۳۵	۰.۳۳٪
مود چهارم	۸۶.۰۶	۸۶.۳۶	۰.۳۴٪
مود پنجم	۹۱.۶۴	۹۱.۹۶	۰.۳۴٪
مود ششم	۹۱.۶۴	۹۱.۹۷	۰.۳۴٪
مود هفتم	۹۴.۴۴	۹۴.۷۴	۰.۳۱٪
مود هشتم	۱۰۶.۶۳	۱۰۷.۱۱	۰.۴۴٪
مود نهم	۱۰۶.۶۳	۱۰۷.۱۲	۰.۴۴٪
مود دهم	۱۲۵.۹۲	۱۲۶.۶۶	۰.۵۸٪

از آنجایی که اختلاف بین نتایج به دست آمده از دو روش تحلیلی و نرم افزار انسیس (ANSYS) بسیار کم و نامحسوس می باشد، می توان

نیروی اعمال شده مقایسه و فرکانس طبیعی سیستم محاسبه می شود.

به طور طبیعی بحرانی ترین فرکانس یک پمپ سانتریفیوژ، فرکانس گذر پره (blade pass frequency) آن است که به صورت تعداد پره ها در سرعت چرخش پروانه در ثانیه تعریف می شود:

$$f_{BP} = \frac{nN}{60} \quad (۱)$$

که در آن n تعداد پره ها و N تعداد دور الکتروموتور (تعداد چرخش پروانه در دقیقه) می باشد. با محاسبه فرکانس گذر پره و فرکانس ها و شکل مودهای طبیعی محفظه پمپ می توان تحلیلی برای جلوگیری از پدیده رزونانس ارائه داد.

محاسبات عددی

ما در این قسمت به آنالیز مودال محفظه یک پمپ سانتریفیوژ می پردازیم. آنالیز مودال به ما کمک می کند که فرکانس ها و شکل مودهای محفظه مورد نظرم را بیابیم. آنالیز مودال، پاسخ دینامیکی محفظه را که به وسیله فرکانس های تشدید (فرکانس های طبیعی)، شکل مودها و میرایی مشخص می شود به ما گزارش می دهد. مودها، ارتعاشات محفظه را در فرکانسی مخصوص به ما نشان می دهند. هر مود با فرکانسی به خصوص مشخص می گردد. هر مود به وسیله یک شکل خاص که شکل مود نام دارد مشخص می شود. این آنالیز به کمک نرم افزار انسیس (ANSYS) انجام می شود. جهت اطمینان از جواب های به دست آمده، پیش از تحلیل محفظه پمپ، از یک استوانه به عنوان مثالی بسیار ساده استفاده کرده، جواب های آن را از روش تحلیلی محاسبه و میزان خطای نرم افزار را تحلیل می کنیم.

در این روش روابط زیر جهت یک استوانه مورد استفاده قرار می گیرد:

$$f_{m,n,q} = \frac{a_{\infty}}{2} \sqrt{\left(\frac{\alpha_{mn}}{R}\right)^2 + \left(\frac{q}{L}\right)^2} \quad (۲)$$

در فرمول بالا R شعاع استوانه و L طول استوانه است و a_{∞} سرعت صوت و α ریشه تابع بسل است که از جدول زیر به دست می آید:

جدول ۱- مقادیر مختلف α_{mn}

$n \backslash m$	0	1	2	3	4
0	0	1.22	2.333	3.238	4.241
1	0.586	1.697	2.717	3.726	4.731
2	0.972	2.135	3.173	4.192	5.204
3	1.337	2.551	3.612	4.643	5.662
4	1.693	2.995	4.037	5.082	6.11

در جدول زیر مودهای نوسانی متفاوت را با اندیس مشخص کننده آنها مشاهده می کنید:

پایین به دست آمده برای محفظه پمپ، برای بدست آوردن فرکانس های حقیقی محفظه پمپ، انجام تست های تجربی ضروری می باشد.

جدول ۴- فرکانس های ۵۰ مود اول آکوستیکی محفظه پمپ

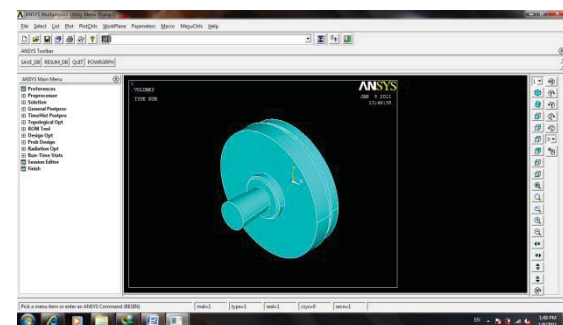
شماره	فرکانس	شماره	فرکانس	شماره	فرکانس
مود	(هرتز)	مود	(هرتز)	مود	(هرتز)
۱	۰	۱۸	۱۴.۱۲	۳۵	۱۷.۹۴
۲	۴۰.۵	۱۹	۱۴.۱۳	۳۶	۱۸.۲۶
۳	۴۰.۸	۲۰	۱۴.۴۶	۳۷	۱۸.۲۸
۴	۴۰.۸	۲۱	۱۴.۴۷	۳۸	۱۸.۹۴
۵	۶۶.۶	۲۲	۱۵.۳۷	۳۹	۱۸.۹۴
۶	۶۶.۶	۲۳	۱۵.۴۹	۴۰	۱۹.۲۵
۷	۸۰.۸	۲۴	۱۵.۴۹	۴۱	۱۹.۳۸
۸	۹۰.۱۶	۲۵	۱۵.۹۹	۴۲	۱۹.۶۴
۹	۹۰.۱۶	۲۶	۱۶.۲۳	۴۳	۱۹.۶۶
۱۰	۱۱۶.۶۱	۲۷	۱۶.۲۴	۴۴	۱۹.۸
۱۱	۱۱۶.۶۲	۲۸	۱۶.۴۹	۴۵	۲۰.۲۷
۱۲	۱۱۶.۶۷	۲۹	۱۶.۴۹	۴۶	۲۰.۲۸
۱۳	۱۱۶.۸	۳۰	۱۷.۱۷	۴۷	۲۰.۷۴
۱۴	۱۱۸.۴	۳۱	۱۷.۱۸	۴۸	۲۰.۷۴
۱۵	۱۴۰.۱	۳۲	۱۷.۸۶	۴۹	۲۱.۴۰
۱۶	۱۴۰.۵	۳۳	۱۷.۸۷	۵۰	۲۱.۴۱
۱۷	۱۴۰.۶	۳۴	۱۷.۹۳		

روش تجربی اندازه گیری فرکانس های طبیعی

فرکانس های طبیعی محفظه پمپ از روش های متعددی قابل اندازه گیری می باشد. یکی از این روش ها استفاده از مفهوم پدیده رزونانس می باشد. رزونانس هنگامی پیش می آید که فرکانس نیروی محرک وارده به سیستم به فرکانس طبیعی ارتعاش سیستم نزدیک باشد. یعنی در صورتی که پمپ در فرکانس مشخصی دارای نوسانات فشاری شدید یا یک پیک فشاری باشد به مفهوم آن است که فرکانس طبیعی پمپ با فرکانس گذر پره کوپل شده و این نوسان ایجاد شده است. نوسانات فشاری شدید در یک سرعت چرخش خاص، نتیجه همگیری فرکانس گذر از پره و فرکانس طبیعی محفظه پمپ می باشد. چرا که در این حالت، انرژی آکوستیکی حاصل از همگیری، به صورت امواج فشاری در طول جریان منتشر می شود. به عبارت دیگر، مهمترین اثر برهم نهی فرکانس طبیعی محفظه با فرکانس گذر از پره، ایجاد نوسانات دامنه دار فشاری در پمپ می باشد. البته لازم به ذکر است که این آزمایش باید در شرایطی بسیار پایدار و یکنواخت انجام شود و تا حد امکان بالاترین نوسانات فشاری (به دلیل امکان وجود نوسانات کوچکتر در اثر نامیزانی های شفت، پروانه و اختلالاتی از این دست) مورد ارزیابی قرار گیرد. همچنین باید یادآور شویم که شرایط دیگری که پدیده رزونانس در آن به وجود می آید، سرعت بحرانی اول شفت است. جهت جلوگیری از تست پمپ در این سرعت، پیش از انجام تست این سرعت مورد محاسبه قرار گرفته که در حدود ۳۸۷۰ دور بر دقیقه می باشد که فاصله بسیار زیادی از شرایط انجام تست دارد.

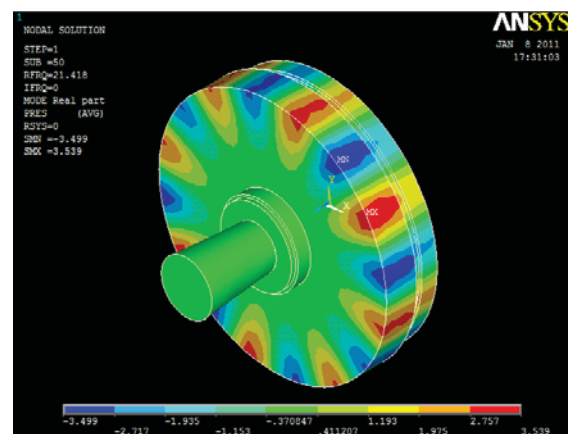
نتایج بدست آمده از این نرم افزار را مبنای مناسبی برای تحلیل عددی محفظه پمپ قرار داد.

پمپ مورد نظر ما یک پمپ سانتریفیوژ مدل OH2 25 - 200 L افقی است که دارای توان جذبی ۴ کیلو وات در نقطه کارائی بیشینه (BEP) است. از خصوصیات این پمپ می توان به هد بیشینه ۶۰ متر، دبی بیشینه ۱۰ متر مکعب بر ساعت و کارائی بیشینه ۳۲.۳٪ در دبی ۹ متر مکعب در ساعت اشاره کرد. برای تحلیل مودهای آکوستیکی محفظه و محدوده فرکانس های طبیعی این سیستم نیاز به فضای داخلی محفظه و همچنین حجمی که این فضا را پر می کند داریم. در شکل زیر محفظه پمپ مدل سازی شده در نرم افزار انسیس (ANSYS) دیده می شود:



شکل ۲- مدل سازی محفظه در نرم افزار

با توجه به تحلیل های انجام شده، ۵۰ مود اول این محفظه مورد تحلیل قرار گرفته و جدولی برای مودها ارائه می شود. از آنجایی که تمرکز ما بر روی تداخل بین مودهای طبیعی محفظه و فرکانس گذر پره است، مودهای شعاعی در محفظه از اهمیت بیشتری برای ما برخوردار می باشند.



شکل ۳- مود ۵۰ ام محفظه

از آنجایی که در حالت واقعی محفظه پمپ بدون پروانه و متعلقات آن مورد استفاده قرار نمی گیرد و نیز فرکانس گذر از پره تنها در شرایط حقیقی عملکرد پمپ، امکان همگیری (کوپلینگ) با فرکانس های طبیعی محفظه را دارد، لذا بررسی پمپ در حالت واقعی مورد نظر می باشد. پس از بررسی های عددی انجام شده و با توجه به فرکانس های

می‌کند. با توجه به تئوری این آزمایش و مبنای آن، فرکانس گذر از پره در این آزمایش، در فرکانس هایی که پدیده رزنانس مشاهده شود (یک نوسان فشار ناگهانی و غیر قابل پیش بینی)، برابر با فرکانس طبیعی محفظه می‌باشد.



شکل ۴- چیدمان سیستم مورد آزمایش

لازم به ذکر است که با توجه به استفاده از الکتروموتور ۱۴۵۰ دور بر دقیقه و ۵ پره بودن پروانه این پمپ، فرکانس گذر از پره این پمپ با توجه به فرمول شماره (۱) برابر با ۱۲۰.۸۳ هرتز می‌باشد.



شکل ۵- محل قرارگیری ترانسدیوسر فشار

جهت اطمینان از کارکرد ترانسدیوسر فشار و صحت نوسانات ثبت شده از یک فشار سنج بوردون ساده در کنار این ترانسدیوسر فشار استفاده می‌کنیم.

شکل بالا محل قرارگیری ترانسدیوسر فشار را نشان می‌دهد. تمامی مراحل آزمایش جهت اطمینان از صحت و تکرارپذیری، ۴ مرتبه تکرار شده و نتایج آن ثبت و تمامی نتایج با یکدیگر مقایسه شده است.

نتایج

آزمایش را تا ۱۵۰۸ دور بر دقیقه که فرکانسی در حدود ۱۲۵ هرتز ایجاد می‌کند ادامه می‌دهیم و نتایج را ثبت می‌کنیم. با توجه به داده های ثبت شده که در ادامه این بخش به صورت جدول و نمودار آورده شده است، مشاهده می‌شود که یک نوسان فشاری بزرگ در فرکانس حدود ۱۶ هرتز مشاهده می‌شود که با توجه به شکل مودهای به دست آمده از نرم افزار برابر با مود ۲۳ محفظه می‌باشد. نوسان قابل بررسی دیگر در محدوده ۷۷ هرتزی اتفاق می‌افتد

همچنین جهت اطمینان از صحت این تئوری، می‌توان از قانون تشابه، هد تئوری پمپ را در دورهای مختلف محاسبه و با هد حقیقی اندازه گیری شده در هنگام تست، مقایسه کرد. در قانون تشابه داریم:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \quad (۴)$$

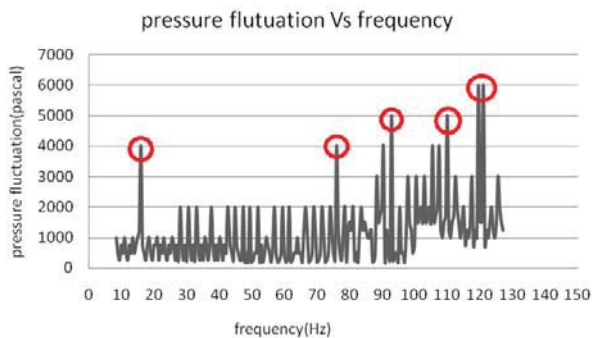
که در آن H_1 هد اولیه، H_2 هد ثانویه، N_1 دور اولیه پمپ و N_2 دور ثانویه پمپ می‌باشد. در این تست به قانون تشابه هیچ خدشه ای وارد نشده و در تمامی مراحل تست، این قانون رعایت می‌شود.

برای بدست آوردن فرکانس های طبیعی محفظه پمپ در حالت واقعی نیاز به ثبت نوسانات فشاری پمپ در کارکرد پمپ با دورهای مختلف است. پیش بینی می‌شود که پمپ در هر یک از این فرکانس ها دارای نوسانات فشاری در یک رنج خاص و با یک نظم خاص باشد. فرکانسی که در آن نوسان فشاری متفاوتی دیده شود می‌تواند بیانگر پدیده رزنانس باشد که این پدیده می‌تواند در اثر همگیری (کوپلینگ) بین فرکانس گذر از پره پروانه و فرکانس طبیعی محفظه باشد.

برای انجام این آزمایش از یک متناوب ساز (Inverter) برای تغییر دور الکتروموتور پمپ و در نتیجه ایجاد فرکانس های متفاوت استفاده می‌کنیم. برای ثبت نوسانات فشاری از یک ترانسدیوسر فشار پیزوالکتریک ساده با محدوده فرکانسی مشخص استفاده می‌کنیم. با توجه به ابعاد و اندازه پمپ و نیز میزان هد و دبی آن، پیش بینی می‌شود که نوسانات ما کوچکتر از ۱ بار باشند. لذا از ترانسدیوسر فشاری با محدوده فشار بسیار کوچک استفاده می‌کنیم که دارای دقت بالاتری در اندازه گیری ها و نوسانات بسیار کوچک باشد. محل نصب ترانسدیوسر فشار بهتر است در مسیر مستقیم جریان نباشد. لذا از محل نصب ترانسدیوسر فشار در خط تست معمول پمپ ها استفاده می‌کنیم. این ترانسدیوسر توسط یک فرستنده به کامپیوتر متصل بوده و داده های دریافتی در هنگام تست را ضبط و به کامپیوتر ارسال می‌کند.

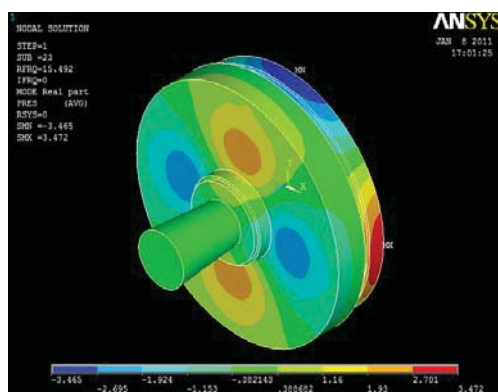
این پمپ توسط یک الکتروموتور زیمنس (SIEMENS) با ۱۴۵۰ دور بر دقیقه مورد آزمایش قرار می‌گیرد. از آنجایی که الکتروموتور با سیستم برق ۵۰ هرتز کار می‌کند، لذا استفاده از متناوب ساز برای تغییر فرکانس الکتروموتور به ازای هر یک هرتز، تغییری در حدود ۲۹ دور در الکتروموتور و ۲.۴ هرتز در فرکانس چرخش پروانه (فرکانس گذر از پره) ایجاد می‌کند. برای انجام آزمایش، از فرکانس ۳.۵ هرتز الکتروموتور، که چرخشی برابر با ۱۰۲ دور بر دقیقه ایجاد می‌کند و برابر با فرکانس ۸.۴۵ هرتز گذر از پره است، شروع می‌کنیم.

فرکانس الکتروموتور را توسط متناوب ساز با گام های ۱ هرتزی افزایش می‌دهیم. این افزایش تا حدود ۱۵۰۰ دور در دقیقه ادامه می‌یابد که فرکانسی در حدود ۱۲۶ هرتز را در فرکانس گذر از پره ایجاد



شکل ۶- نوسانات فشاری بر حسب فرکانس گذر از پره

تنها فرکانس قابل توجه، فرکانس ۱۲۰ هرتز است که از این فرکانس می توان نتیجه گرفت که در صورت استفاده از این الکتروموتور و ثابت بودن طراحی محفظه، جهت جلوگیری از تداخل فرکانس گذر از پره و فرکانس طبیعی محفظه پمپ، می توان از پروانه ای با تعداد پره های بالاتر استفاده کرد. در غیر این صورت می توان این پمپ را با الکتروموتور ۲۹۰۰ دور بر دقیقه راه اندازی کرد که در صورت استفاده از این پروانه، فرکانس گذر از پره در حدود ۲۴۲ هرتز خواهد بود که با فرکانس بحرانی محفظه، فاصله بسیار زیادی دارد.



شکل ۷- مود ۲۳ ام محفظه

نتیجه گیری

با توجه به حالت واقعی عملکرد پمپ که محفظه به صورت مجزا از پروانه تحت تاثیر جریان قرار نمی گیرد، استفاده از نرم افزارهای عددی، به تنهایی روشی مورد اطمینان نمی باشد. لذا در کنار این تحلیل ها، استفاده از تست های تجربی که به راحتی نیز قابل انجام می باشند، توصیه می گردد. پس از تست های تجربی و مشخص شدن فرکانس های طبیعی محفظه که در نتیجه همگیری فرکانس گذر از پره و فرکانس طبیعی محفظه به وجود می آیند و خود را در غالب پدیده رزونانس، همراه با یک نوسان ناگهانی نشان می دهند، جهت جلوگیری از تداخل فرکانس گذر از پره و فرکانس های طبیعی پمپ، راه های گوناگونی از قبیل تغییر تعداد پره های پروانه، تغییر

و همچنین دو نوسان قابل توجه دیگر در محدوده ۹۳ و ۱۰۹ هرتزی اتفاق می افتد. با توجه به جدول و نمودار، مهمترین و اساسی ترین نوسانات در محدوده فرکانسی ۱۲۰ هرتزی رخ می دهد که این نکته در این پمپ بسیار قابل توجه می باشد. از آنجایی که این نوسانات در این محدوده ۲ بار تکرار شده اند، و با توجه به تکرار آزمایش امکان خطای اندازه گیری بسیار کم می باشد. به دلیل نزدیکی این فرکانس به فرکانس گذر از پره پمپ (۱۲۰ هرتز)، در هنگام استفاده از الکتروموتور ۱۴۵۰ دور بر دقیقه، این نوسانات بسیار مهم و قابل توجه می باشند. در جدول زیر میزان نوسانات فشاری را با توجه به میزان تغییر فرکانس مشاهده می کنید:

جدول ۵- میزان نوسانات فشاری با توجه به میزان تغییر فرکانس

شماره	دور پمپ (دور)	فرکانس گذر پره (هرتز)	نوسان فشار (پاسکال)	شماره	دور پمپ (دور)	فرکانس گذر پره (هرتز)	نوسان فشار (پاسکال)
۱	۱۰۲	۸۴۵	۱۰۰۰	۲۶	۲۸۷	۶۸۸۷	۲۰۰۰
۲	۱۳۱	۱۰۸۷	۱۰۰۰	۲۷	۸۵۶	۷۱۲۹	۲۰۰۰
۳	۱۶۰	۱۳۲۹	۱۰۰۰	۲۸	۸۸۵	۷۳۷۰	۲۰۰۰
۴	۱۸۹	۱۵۷۰	۴۰۰۰	۲۹	۹۱۴	۷۶۱۲	۴۰۰۰
۵	۲۱۸	۱۸۱۲	۱۰۰۰	۳۰	۹۴۳	۷۸۵۴	۲۰۰۰
۶	۲۴۷	۲۰۵۴	۱۰۰۰	۳۱	۹۷۲	۸۰۹۵	۲۰۰۰
۷	۲۷۶	۲۲۹۵	۱۰۰۰	۳۲	۱۰۰۱	۸۳۳۷	۲۰۰۰
۸	۳۰۵	۲۵۳۷	۱۰۰۰	۳۳	۱۰۳۰	۸۵۷۹	۱۰۰۰
۹	۳۳۴	۲۷۷۹	۲۰۰۰	۳۴	۱۰۵۹	۸۸۲۰	۳۰۰۰
۱۰	۳۶۳	۳۰۲۰	۲۰۰۰	۳۵	۱۰۸۸	۹۰۶۲	۴۰۰۰
۱۱	۳۹۲	۳۲۶۲	۲۰۰۰	۳۶	۱۱۱۷	۹۳۰۴	۵۰۰۰
۱۲	۴۲۱	۳۵۰۴	۱۰۰۰	۳۷	۱۱۴۶	۹۵۴۵	۲۰۰۰
۱۳	۴۵۰	۳۷۴۵	۲۰۰۰	۳۸	۱۱۷۵	۹۷۸۷	۳۰۰۰
۱۴	۴۷۹	۳۹۸۷	۱۰۰۰	۳۹	۱۲۰۴	۱۰۰۲۹	۳۰۰۰
۱۵	۵۰۸	۴۲۲۹	۲۰۰۰	۴۰	۱۲۳۳	۱۰۲۷۰	۳۰۰۰
۱۶	۵۳۷	۴۴۷۰	۲۰۰۰	۴۱	۱۲۶۲	۱۰۵۱۲	۴۰۰۰
۱۷	۵۶۶	۴۷۱۲	۲۰۰۰	۴۲	۱۲۹۱	۱۰۷۵۴	۴۰۰۰
۱۸	۵۹۵	۴۹۵۴	۲۰۰۰	۴۳	۱۳۲۰	۱۰۹۹۵	۵۰۰۰
۱۹	۶۲۴	۵۱۹۵	۲۰۰۰	۴۴	۱۳۴۹	۱۱۲۳۷	۳۰۰۰
۲۰	۶۵۳	۵۴۳۷	۱۰۰۰	۴۵	۱۳۷۸	۱۱۴۷۹	۲۰۰۰
۲۱	۶۸۲	۵۶۷۹	۲۰۰۰	۴۶	۱۴۰۷	۱۱۷۲۰	۳۰۰۰
۲۲	۷۱۱	۵۹۲۰	۲۰۰۰	۴۷	۱۴۳۶	۱۱۹۶۲	۶۰۰۰
۲۳	۷۴۰	۶۱۶۲	۲۰۰۰	۴۸	۱۴۵۰	۱۲۰۸۳	۶۰۰۰
۲۴	۷۶۹	۶۴۰۴	۱۰۰۰	۴۹	۱۴۷۹	۱۲۳۲۵	۲۰۰۰
۲۵	۷۹۸	۶۶۴۵	۲۰۰۰	۵۰	۱۵۰۸	۱۲۵۶۶	۳۰۰۰

با توجه به نتایج به دست آمده، نمودار زیر نشان دهنده نوسانات فشار بر حسب فرکانس های مورد آزمایش می باشد:

با توجه به جدول و نمودار بالا، مشاهده می شود که فرکانسی که تاثیر بالایی در عملکرد پمپ، انتخاب الکتروموتور و انتخاب پروانه پمپ دارد، فرکانس ۱۲۰ هرتز می باشد.

در صورتی که فرکانس های محدوده ۱۶، ۷۳، ۹۳ و ۱۰۹ هرتز، به عنوان فرکانس های طبیعی محفظه باشند، با توجه به فرکانس بالای گذر از پره (۱۲۰ هرتز)، هیچ گونه تداخلی دیده نمی شود.

های متفاوتی می باشند که به طور جداگانه باید مورد بررسی قرار گیرند.

دور پمپ به وسیله تغییر الکتروموتور و در نهایت تغییر طراحی محفظه پمپ پیشنهاد می شود. هر یک از این راه ها دارای هزینه

مراجع

1. Velarde-Suárez, S., Ballesteros-Tajadura, R., Santolaria-Morros, C., and Hurtado-Cruz, J. P., 2006, "Experimental Determination of the Tonal Noise Sources in a Centrifugal Fan," J. Sound Vib., 295, pp 781–796.
2. Rzentkowski, G., Zbroja, S., 2000, "Experimental characterization of centrifugal pumps as an acoustic source at the blade-passing frequency", J. Fluids and Structures 14, pp. 529-558.
3. Parrondo, J.L., González, J., Fernández, J., 2002, "The effect of the operating point on the pressure fluctuations at the blade passage frequency in the volute of a centrifugal pump", ASME J. Fluids Engineering 124
4. Morgenroth, M., Weaver, D.S., 1998, "Sound generation by a centrifugal pump at blade passing frequency", ASME J. Turbomachinery, 120, pp. 736-743.
5. J. Parrondo, J. Pérez, J. Fernández, J. González, "A simple acoustic model to simulate the blade-p frequency sound pressure generated in the volute of centrifugal pumps", Forum Acusticum Sevilla (3rd European Cong. on Acoustics), paper ENV-Gen-011 (2002).

پرسش و پاسخ

• دلیل پیش گرم کردن پمپ در سرویس های دما بالا چیست؟

پمپ های مورد استفاده در سرویس های دما بالا، نیازمند پیش گرم کردن تدریجی قبل از استارت پمپ می باشند. عدم پیش گرم کردن کافی و مناسب قبل از استارت، در اثر شوک حرارتی، می تواند سبب پیچش، تغییر شکل و یا حتی شکست پوسته و دیگر قسمت ها شود. همچنین پمپ های مورد استفاده در سرویس های دما بالا نیازمند تنظیم همراستایی در دمای بالا می باشند. عملکرد یک سیستم قبل از رسیدن آن به دمای کاری یا نزدیک به آن، می تواند سبب عدم همراستایی روتور و یا یاتاقان، بار تراست بیش از حد و یا بار نازل بالا شود. پیش گرم کردن پمپ می تواند توسط گردش سیال دما بالا در پمپ انجام شود.

• بیشینه سرعت جانبی مجاز برای پروانه های چدنی چقدر می باشد؟

این موضوع به درجه خاص چدن به کار رفته شده بستگی دارد (کلاس ۳۰، ۴۰ یا ۵۰). شماره کلاس چدن، نشان دهنده کمترین قدرت کششی بر حسب پوند بر اینچ مربع می باشد. محاسبات سرعت جانبی، بر اساس فوت بر ثانیه، به ترتیب زیر می باشد:

$$S = \frac{D * N}{229}$$

که خواهیم داشت:

$$D = \frac{s * 229}{N}$$

$$N = \frac{s * 229}{D}$$

که در آن D قطر پروانه به اینچ، N سرعت چرخشی بر اساس دور بر دقیقه و S سرعت جانبی بر اساس فوت بر ثانیه می باشد.

پرسش و پاسخ

- نقطه بهترین کارایی چیست؟

نقطه بهترین کارایی (BEP) نرخ جریانی است که پمپ در آن بالاترین کارایی خود را دارد و بر اساس عملکرد پمپ در بیشترین قطر پروانه می باشد. نقطه بهترین کارایی به دلایل زیر بسیار مهم می باشد:

- پارامترهایی چون سرعت مخصوص (N_s)، سرعت مخصوص مکش (N_{ss})، اندازه هیدرودینامیک (Z)، تصحیح لزجت و غیره بر اساس اندازه گیری های انجام شده در این نقطه محاسبه می شود.

- بسیاری از کاربران ترجیح می دهند که جهت کم کردن بارهای شعاعی و محوری و جلوگیری از مشکلات ارتعاشی که توسط باز جریان کم اتفاق می افتد، پمپ را در محدوده ۸۰ تا ۱۱۰ درصدی نقطه بهترین کارایی برای عملکرد بهینه، استفاده کنند.

جریان در نقطه بهترین کارایی، ضرورتاً همانند جریانی که از پروانه طراحی شده انتظار می رود، نمی باشد. نقطه بهترین کارایی توسط پروانه و محفظه، کنترل می شود. یک پروانه مخصوص با نصب شدن در محفظه هایی با قطرهای متفاوت، می تواند منجر به عملکردهای متفاوتی شود.

وبلاگ پمپ های سانتریفیوژ وبلاگ رسمی بخش تحقیق و توسعه شرکت آریا سپهر کیهان می باشد. این وبلاگ با هدف اطلاع رسانی علمی و تخصصی در حوزه پمپ های سانتریفیوژ سعی دارد به مهمترین و کاربردی ترین مباحث در این زمینه بپردازد. نویسندگان این وبلاگ عقیده دارند که با آگاهی بخشیدن به تمامی متخصصین و تکنسین های پمپ و پمپاژ می توانند خلا علمی موجود در این زمینه را در داخل کشور کاهش دهند و همزمان کمکی به توسعه و تولید دانش در داخل کشور کنند. کلیه مقالات وبلاگ پمپ های سانتریفیوژ به صورت ترجمه، تألیف و یا نگارش می باشد و از هیچ منبعی کپی برداری نشده است. همه روزه در بخش تحقیق و توسعه شرکت آریا سپهر کیهان مقالات تخصصی و بروز دنیا در حوزه پمپ ها، جمع آوری و دسته بندی می شوند و کاربردی ترین مطالب آنها به طور رایگان در اختیار تمامی متخصصین و علاقه مندان پمپ در وبلاگ گذاشته می شود.

بخش مهمی از وبلاگ اختصاص به مقالات آموزشی در حوزه نصب، نگهداری و راه اندازی پمپ های سانتریفیوژ دارد. مقالات کاملی در خصوص پمپ های سانتریفیوژ اسلاری، انواع پمپ های دوزینگ و کاربردهای آن و همچنین استانداردهای پمپ در وبلاگ پمپ های سانتریفیوژ گنجانده شده است.

نویسندگان وبلاگ از مقالات درخواستی خوانندگان استقبال ویژه ای می کنند و امیدوارند مقالاتی در وبلاگ گنجانده شود که مورد نیاز اکثر خوانندگان آن و متخصصین باشد.

در صورت درخواست مقالات و یا داشتن هرگونه سوال و یا همچنین همکاری در تهیه مقالات می توانید از طریق پست الکترونیک info@aryask.com و یا شماره تلفن های ۰۲۱-۸۸۸۱۳۴۶۱-۳ آقای مهندس عباس قلی نژاد با ما تماس حاصل فرمایید.

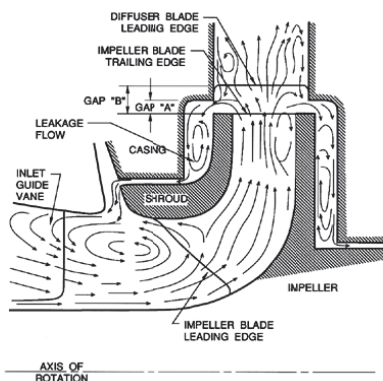
منابع سر و صدای پمپ های سانتریفیوژ

Centrifugal pump Noise sources

شدن، پی در پی ضربه زدن آب، جدایش جریان و تداخل پروانه با کات واتر پمپ (محل نزدیکترین فاصله پروانه به حلزونی پمپ) تولید شود. ضربات فشاری و مدولاسیون جریان می تواند اجزای با فرکانس گسترده یا پهن باند را تولید کند. اگر فرکانس های تولید شده هر یک از اجزای سازه (شامل لوله کشی) را تحریک کند یا از طریق اجزای پمپ به ارتعاشات مکانیکی منجر شود، می تواند سر و صدا را به محیط پیرامون خود منتقل کند.

چهار نوع از منابع ضربه ای که به طور معمول در پمپ های سانتریفیوژ اتفاق می افتد:

- اجزای فرکانس گسترده تولید شده توسط پروانه پمپ مثل فرکانس گذر پره و مضرب های این فرکانس
- ضربه های القایی جریان تولید شده توسط آشفتگی مثل عبور جریان از شاخه های جانبی و محدودیتهای سیستم لوله کشی
- انرژی آشفته پهن باند که در نتیجه سرعت های بالای جریان ایجاد می شوند
- انفجارهای متناوب انرژی با پهنای زیاد که توسط کاویتاسیون، نوسان عملکرد پمپ و ضربه آب (ضربه قوچ) ایجاد می شوند



شکل شماره ۱- جریان های ثانویه اطراف پروانه پمپ

وقتی پمپ در شرایط خارج از نقطه طراحی کار می کند جریان های ثانویه ای ایجاد می شود که سبب تولید نوسانات فشاری می شود. در شکل شماره ۱ انواع مکانیزم های ممکن حرکت سیال داخل پروانه نشان داده شده است. این مکانیزم ها عبارتند از:

- ۱- واماندگی
- ۲- گردش دوباره (جریان ثانویه)
- ۳- گردش
- ۴- نشست
- ۵- نوسانات جریان ناپایا

• بررسی و تحلیل آکوستیکی پمپ های سانتریفیوژ

اگر چه مقدار مشخصی از سر و صدا در پمپ های سانتریفیوژ و موتورهای آنها انتظار می رود، اما سر و صدا های بالا و غیر معمول (بیش از ۱۰۰ دسی بل)، خصوصا فرکانس های بالا (مثل جیغ کشیدن و ناله کردن سیستم پمپ) می تواند به سادگی نشانه بروز خرابی های مکانیکی یا مشکلات ارتعاشاتی در پمپ های سانتریفیوژ باشد.

هدف از ارائه این مقاله تمرکز بر روی مکانیزم هایی است که سبب تولید سر و صدا به عنوان یک محصول جانبی می شود و همچنین در ادامه روش های برای جلوگیری از این تشدید یا تولید این سر و صداهای ناخواسته ارائه می شود.

تعریف منبع و دلیل ایجاد سر و صدا اولین گام در تعیین آن است که سر و صدا طبیعی است یا آنکه مشکلی وجود دارد. سر و صدا در سیستم های پمپ می تواند از حرکت های مکانیکی اجزای پمپ و حرکت سیال در پمپ و سیستم های لوله کشی تولید شود. سر و صدا از منابع مکانیکی و سیالاتی داخل پمپ می تواند به محیط ارسال شود. تشخیص و اصلاح موثر منابع سر و صدا برای کنترل سر و صدای پمپ، نیازمند دانش سیالاتی و مکانیکی مکانیزم های تولید سر و صدا و مسیرهای هدایت سر و صداست.

• منابع سر و صدای پمپ

۱- منابع سر و صدای مکانیکی

منابع معمولی مکانیکی تولید سر و صدا شامل اجزا یا سطوح ارتعاشاتی پمپ است که به خاطر تغییرات فشاری که در مایع یا جامد تولید می شود بروز می نماید. پروانه یا سائیدگی های آب بند، یاتاقان های از کار افتاده، دیواره های لوله های مرتعش و روتورهای نامتعادل از مثالهای منابع مکانیکی می باشند.

در ماشین های سانتریفیوژ، نصب نامناسب کوپلینگ اغلب سبب ایجاد سر و صدا در سرعتی معادل دوبرابر سرعت پمپ می شود (هم محور نبودن). اگر سرعت پمپ در نزدیکی یا در حال عبور از سرعت بحرانی عرضی (سرعتی است که در آن بیشترین پاسخ های ارتعاشاتی اتفاق می افتد) باشد، سر و صدا می تواند در نتیجه ارتعاشات زیاد حاصل از عدم توازن، سایش یاتاقان ها، آب بندها یا پروانه تولید شود. اگر سایش اتفاق بیافتد مشخصه آن یک صدای جیغ با زیر و بمی بسیار بالاست. المان های چرخشی آسیب دیده یاتاقان، سر و صداهایی فرکانس بالا، مرتبط با اندازه و سرعت یاتاقان ها تولید می کنند.

۲- منابع سر و صدای سیالاتی

نوسانات فشاری وجود دارند که مستقیما توسط حرکت سیال تولید می شود. سر و صدای سیال می تواند توسط تشکیل گرداب در جریان های با سرعت بالا (آشفتگی)، نوسانات، کاویتاسیون، روشن و خاموش

۶- جریان های حلقوی (گرداب ها)

۷- آشفستگی

۸- کاویتاسیون

• دلایل ارتعاشات

دلایل ارتعاش در کانون توجه ما قرار دارد زیرا آسیب های وارده به پمپ و سیستم های لوله کشی از ارتعاشات بیش از اندازه حاصل می شود. ارتعاشات در پمپ می تواند در نتیجه نصب و نگه داری غیرصحیح، بهره برداری های غیر اصولی، تداخل هیدرولیکی با سیستم لوله کشی یا کاستی های طراحی و ساخت باشد. برخی از دلایل ایجاد ارتعاشات بیش از اندازه عبارتند از:

• نصب و نگه داری

۱- عدم توازن

۲- همراستا نبودن محور پمپ و موتور

۳- سایش آب بندی محور

۴- شکستگی های پوسته ناشی از بارهای لوله کشی

۵- پاسخ دینامیکی سیستم لوله کشی (پایه ها و قیدها)

۶- جواب های سازه ای پایه ها (فونداسیون)

۷- محکم نبودن اتصالات و بست ها

۸- مونتاژ نامناسب

• بهره برداری

۱- عملکرد پمپ در شرایط خارج از نقطه طراحی

۲- سرعت/جریان نامناسب

۳- هد مکش مثبت خالص ناکافی

۴- ورود هوا

• هیدرولیک

۱- تداخل پمپ با رزناس های لوله کشی

۲- ناپایداری های هیدرولیکی

۳- رزناس های آکوستیکی (ضربه های فشاری)

۴- ضربه های آب (ضربه قوچ)

۵- مشکلات پخش آب

۶- باز چرخش

۷- کاویتاسیون

۸- تحریک القایی جریان (آشفستگی)

۹- سرعت بالای جریان

• طراحی و ساخت

۱- سرعت بحرانی عرضی

۲- سرعت بحرانی پیچشی

۳- آب بندها یا یاتاقان های نامناسب

۴- ناپایداری روتورها

۵- هم محور نبودن یاتاقان ها

۶- رزناس پروانه

۷- رزناس قسمت ثابت یاتاقان ها/ سرپیچ ها

بسیاری از این دلایل در نتیجه تداخل پمپ با سیال یا بدنه و ساختار است. این روابط فعل و انفعالی نیازمند آن است که کل سیستم قبل از آنکه تک تک اعضاء در هنگام بروز مشکل بررسی شوند، مورد ارزیابی قرار گیرد. اگرچه معمولاً پمپ های با طراحی جدید و یا پمپ هایی که برای اولین بار ساخته می شوند دچار این مشکلات می شوند، اما طراحی استاندارد نیز از این مشکلات در امان نمی باشند.

• اثرات نصب/نگه داری

۱- عدم توازن

عدم توازن شفت می تواند سبب ایجاد ارتعاشات بزرگ عرضی در سرعت های به خصوصی، به عنوان سرعت بحرانی شود، که با فرکانس های طبیعی عرضی محور همزمان می شود. ارتعاشات عرضی با توجه به عدم توازن، بیشترین دلیل خرابی و از کارافتادگی در پمپ های سانتریفیوژ می باشد. آسیب های مربوط به پاسخ عدم توازن می تواند از ساییدگی های یاتاقان ها یا آب بندها تا خرابی های فاجعه بار روتور باشد. عدم توازن بیش از اندازه می تواند از قوس روتور، کوپلینگ نامتوازن، شکست های حرارتی یا قطعات لق باشد.

اگرچه روتور پمپ ممکن است در آغاز کار به اندازه کافی تراز (بالانس) شده باشد، اما مدتی پس از عملکرد پمپ، روتور پمپ بر اثر فرسایش و خوردگی ممکن است نامتوازن شود. این عدم توازن می تواند از رسوب غیر یکنواخت سیال پمپ شده به روی سطح پروانه ایجاد شود. در این مورد تمیز کردن پروانه می تواند توازن و تعادل را به سیستم باز گرداند. خوردگی های پروانه که به وسیله کاویتاسیون یا واکنش های شیمیایی با سیال ایجاد می شود می تواند سبب ایجاد عدم توازن دائمی در سیستم شود که تنها با تعویض پروانه برطرف می شود. خوردگی های پروانه یا شفت که به وسیله سایش ایجاد شده، نیازمند تعمیر یا تعویض اجزاء می باشد. دلیل دیگر عدم توازن می تواند آن باشد که کوپلینگ های روان کاری شده، از گریس ها یا رسوب های ناصاف پوشیده شده باشند.

عملیات ساخت یا مونتاژ می تواند در حالتی که روتور به طور دقیق در مرکز قرار نگرفته باشد، سبب ایجاد عدم توازن شود. عملیات آهنگری و ریخته گری می تواند سبب ایجاد تفاوت های محلی در دانسیته فلز با توجه به گنجایش ها و خلل و فرج ها شود. در قطعه ریخته گری بزرگی مثل پروانه، قطر شفت نباید به طور دقیق با اندازه های ریخته گری هم مرکز شود. مونتاژ یک روتور می تواند سبب شکست و پیچش حرارتی شفت یا پروانه شود که موجب تولید یک پروانه کج می شود. عدم تقارن در حدود چند هزارم اینچ که توسط این روش های مونتاژ و ساخت ایجاد می شود، می تواند سبب نیروی قابل ملاحظه ای شود که توسط روتور در سرعت های بالا ایجاد می شود. اکثر این عدم تقارن ها به وسیله تراز کردن روتور می تواند جبران شود.

۲- روی یک خط نبودن (هم راستا نبودن)

هم خط نبودن زاویه ای بین دو شفت متصل شده به وسیله یک کوپلینگ انعطاف پذیر، یک نیروی رانشی اضافه تولید می کند که می

های بلبرینگ ها مربوط به آلودگی های موجود در روان کارهاست که پس از شروع به کار دستگاه راه خود را به بلبرینگ ها پیدا می کنند. اکثر این آلودگی ها شامل رطوبت، خاکریزه و دیگر ذرات متفرقه است که وقتی در داخل یاتاقان ها گیر می کنند می توانند سبب سائیدگی یا تورفتگی دائمی ساچمه ها و مسیر گردش ساچمه ها، تحت فشار بسیار زیاد تولید شده در شرایط عملیاتی شوند.

۲- آب بندها

دینامیک سیالات جریان در عبور از آب بندها اثرات دراماتیکی بر دینامیک چرخشی می گذارد. نیروهای هیدرودینامیکی مورد بحث، در پایداری یا ناپایداری ماشین های چرخشی نقش اساسی دارند. آب بندها با جریان محوری زیاد در محدوده جریان آشفته، مثل پمپ های آب تغذیه، تمایل به تولید ضربه استهلاک و سختی بالایی دارند که برای ارتعاشات روتور و پایداری آن مفید است. سائیدگی آب بندها فواصل را افزایش می دهد و سبب نشت بیشتر می گردد و نیز ممکن است سبب تغییرات در مشخصات روتوردینامیکی آب بندها شود که منجر به افزایش ارتعاشات می شود.

۳- اثرات هیدرولیکی

اثرات هیدرولیکی و ضربات نوسانی می تواند منجر به ایجاد هر نوع فرکانسی از ارتعاشات پمپ یا سیستم لوله کشی، از اولین دور تا فرکانس گذر از پره و هارمونیک آن شود. فرکانس های زیر سرعت مداوم (حرکت) می توانند توسط رزناس های آکوستیکی تولید شوند. معمولاً این اثرات می تواند با توجه به پروانه گذرنده از دیفیوزر تخلیه یا دیگر ناپیوستگی ها موجود در پوسته باشد. هر گونه عدم تقارن در ورودی پمپ ممکن است یک توزیع فشار متغییر ایجاد کند که سبب وارد آمدن نیروهایی به روتور شود.

۴- ناپایداری ها

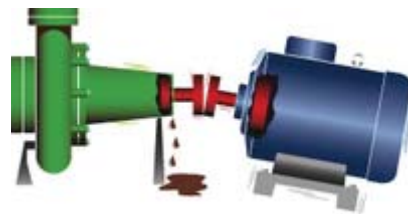
روشن کردن و متوقف کردن پمپ همراه با باز و بسته کردن دریچه های مربوط، دلیل اصلی ناپایداری های شدید در سیستم لوله کشی است. ضربه فشار نتیجه، منتسب به ضربه قوچ، می تواند یک نیروی شدید را به پمپ، داخل آن و لوله کشی وارد کند. ضربه قوچ شدید می تواند سبب ترک هایی در سازه های به هم پیوسته در محل اتصال لوله ها شود.

بستن ناگهانی دریچه های مورد استفاده در خطوط سیستم تغذیه آب می تواند سبب ایجاد ضربه قوچ شدید شود. افزایش زمان بستن این دریچه ها می تواند شدت ضربه فشار را کاهش دهد. روش های تحلیلی برای تعیین میزان ضربه قوچ در یک شکل مخصوص لوله کشی و برای نرخ های متفاوت بستن دریچه ها وجود دارد.

۵- کاویتاسیون و فلاشینگ

برای بسیاری از سیستم های لوله کشی پمپ، بسیار متداول است که درجاتی از کاویتاسیون و فلاشینگ وابسته به پمپ یا دریچه های کنترل فشار، در سیستم لوله کشی اعمال شود. نرخ بالای جریان، سبب ایجاد کاویتاسیون شدیدتر، به دلیل افت جریان بیشتر در گذر از محدودیت ها می شود.

تواند ارتعاشات پیچشی یا عرضی تولید کند. نیروها در کوپلینگ صنعتی معمولی به نیروها در یونیورسال جوینت شبیه است. وقتی یک ناهمراستایی زاویه ای کوچک اتفاق می افتد، نسبت سرعت در گذر از این اتصال ثابت نیست. اگر سرعت یک شفت ثابت فرض شود، شفت دیگر دارای نرخ گردشی بیشتری می باشد. اختلاف سرعت چرخشی موجب ارتعاشات هارمونیک دوم می شود (دو برابر سرعت شفت).



شکل شماره ۲- اثرات ناهمراستایی بین پمپ و الکتروموتور

۳- لوله کشی وسازه

پمپ باید به طور تقریبی از سیستم لوله کشی ایزوله شود. بارگذاری حرارتی و وزنی بر روی اتصالات مکش و تخلیه باید کمینه شود. نیروهای استاتیکی از سیستم لوله کشی می تواند پمپ را نسبت به موتورش کج و غیر متوازن کند یا در بارگذاری بیش از اندازه، محفظه پمپ می تواند تاب بردارد و سبب ایجاد سائیدگی در آب بندها و ایجاد خسارت و آسیب در یاتاقان ها شود. آنالیز انعطاف پذیری حرارتی لوله ها باید برای اندازه گیری میزان بار و طراحی پایه ها و قیدهای لازم برای کمینه کردن انتقال بار لوله کشی به تجهیزات عملیاتی انجام شود. ارتعاشات لوله کشی یا پایه های سازه می تواند به صورت مکانیکی به پمپ منتقل شوند. لوله کشی و سازه نباید دارای فرکانس های رزناس به طور همزمان با هر یک از فرکانس های تحریک پمپ مثل فرکانس گذر از پره باشند. ارتعاشات منتقل شده از لوله کشی به سازه می تواند با به کارگیری مواد ویسکو-الاستیک بین لوله ها و بسط لوله ها کم شود.

• کاربردها

اولین مرحله طراحی پمپ باید شامل تعریف شرایط محدوده عملیاتی شامل فشار، جریان، دما و خصوصیات سیال باشد. کاربری غلط یا تغییر شرایط می تواند منجر به مشکلات متعددی شود. عملکرد در شرایط جریان بالا با هد کم، می تواند سبب ارتعاش در روتور و پوسته شود. هد مکش مثبت خالص غیر کافی سبب کاویتاسیون می شود که می تواند منجر به سر و صدا و ارتعاشات در درجات مختلفی شود.

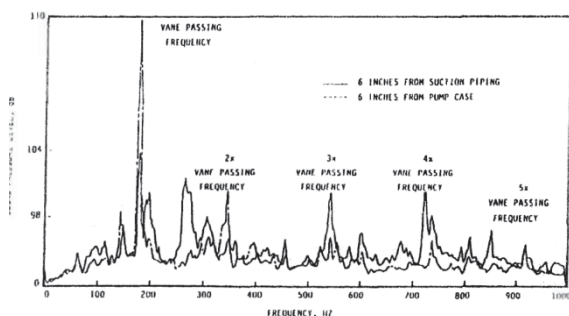
۱- یاتاقان ها

سر و صدا و ارتعاش به طور معمول نتیجه خوردگی یاتاقان ها می باشد. با خوردگی اجزای چرخشی یا قاب آنها، سطوح سائیده یا معیوب به طور ابتدایی ایجاد سر و صدا و ارتعاش می کنند و با افزایش سائیدگی این ارتعاشات و سر و صداها می توانند به میزان قابل توجهی افزایش یابند. بعضی از فرکانس های ارتعاشاتی وابسته به ابعاد اجزای یاتاقان ها و سرعت چرخشی آنهاست. معمولاً این فرکانس ها بالاتر از سرعت عملیاتی پمپ می باشند. بسیاری از خرابی

ورودی بیشتر از هد مکش مثبت خالص مورد نیاز باشد و این یک مشکل بسیار پیچیده است.

سر و صداهای کم، فرکانس تصادفی ولی با شدت بالا، از جریان برگشتی در چشم پروانه یا در خروجی پروانه و یا هر دو اتفاق می افتد. هر پمپ سانتریفیوژ تحت شرایط مشخصی از کاهش جریان این بازچرخش را دارد. عملکرد پمپ تحت شرایط بازچرخش می تواند به قسمت فشار ورودی یا قسمت تخلیه پره های پروانه آسیب بزند (همچنین پره های محفظه). شاهد و گواهی این بازچرخش جریان، افزایش سر و صدای ناپیوسته امواج فشاری در اتمسفر و افزایش ضربات فشاری مکش یا تخلیه با کاهش جریان است. در شکل زیر سطوح صوتی اندازه گیری شده در پوسته یک پمپ ۸۰۰۰ hp و در نزدیکی لوله مکش، در خلال یک کاویتاسیون دیده می شود. کاویتاسیون سبب ایجاد یک شوک با پهنای باند زیاد می شود که بسیاری از فرکانس ها را تحریک می کند. به هر حال در این مورد، فرکانس گذرنده از پره (تعداد گردش پره های پروانه در هر ثانیه) و چند برابر آن مود غالب می باشد. سر و صدای کاویتاسیون از این نوع، سر و صدایی با فرکانس بالا می باشد که بیشتر به صدایی شبیه به ترق کردن می باشد.

فلاشینگ به طور معمول در سیستم های آب گرم اتفاق می افتد (سیستم های تغذیه آب)، زمانی که آب گرم و پر فشار در عبور از محدودیت هایی چون دریچه و غیره، کاهش فشاری را تجربه کند. این کاهش فشار به سیال اجازه می دهد که به طور ناگهانی بخار شود و ایجاد یک ضربه شدید کند که منجر به ایجاد سر و صدایی شبیه به سر و صدای حاصل از کاویتاسیون می شود. برای جلوگیری از فلاشینگ پس از یک محدودیت هندسی، فشار پشتی به میزان کافی باید تامین شود. متناوباً، محدودیت می تواند در انتهای خط قرار گیرد که این انرژی فلاشینگ در حجمی بزرگتر ناپدید گردد.



شکل شماره ۴- طیف سر و صدای یک پمپ سانتریفیوژ

۶- آشفته گی جریان

منابع فشار دینامیکی تولیدی پمپ شامل آشفته گی (آشفته گی ها یا گردابه ها)، در فضای خالی بین نوک پره پروانه و دیفیوزر ثابت یا لبه های محفظه ایجاد می شود. نوسانات فشار دینامیکی یا ضرباتی که از این طریق تولید می شوند، می توانند سبب ارتعاشات پروانه شوند و یا با برخورد ضربات فشاری بر روی پروانه سبب ارتعاشات شفت شوند.

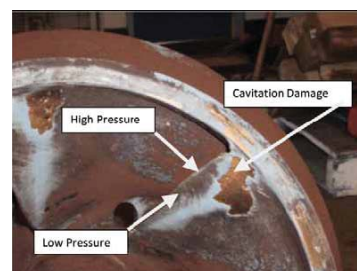
جریان با عبور از یک مانع یا محدودیت در لوله کشی، ممکن است ضربات ناشی از آشفته گی یا جریان القایی ایجاد کند. این ضربات می

کاویتاسیون فشار محلی بالایی تولید می کند که می تواند مستقیماً به پمپ یا سیستم لوله کشی و یا از طریق سیال به دیگر نقاط سیستم لوله کشی منتقل شود. کاویتاسیون یکی از متداولترین و آسیب رسانترین رخداد های موجود در پمپ است. اصطلاح کاویتاسیون، به تشکیل و متلاشی شدن سریع حباب بخار در مایع به دلیل اختلافات فشار در نزدیکی فشار بخار، برمی گردد. کاویتاسیون می تواند سبب ایجاد سر و صدا، ارتعاش، افت هد و ظرفیت، به علاوه سایش پروانه و سطوح پوسته شود.

قبل از آنکه فشار مایع در حال عبور از پمپ سانتریفیوژ افزایش یابد، سیال ممکن است افت فشاری را در داخل محفظه پمپ تجربه کند. این موضوع با توجه به شتاب سیال در چشم پروانه و جدایش جریان در پره های ورودی پروانه است. اگر جریان در طراحی افراطی یا زاویه پره ضمنی ناصحیح باشد، ادی های فشار کم، سرعت بالا شکل می گیرند. اگر فشار سیال به فشار بخار کاهش یابد، سیال فلاش خواهد کرد (به صورت ناگهانی جهش خواهد کرد). سپس در مسیر جریان فشار افزایش می یابد. انفجاری اتفاق می افتد که به دنبال آن عواقبی به وجود می آید که به عنوان سر و صدای کاویتاسیون شناخته می شوند. متلاشی شدن حباب های بخار، به طور معمول در قسمت بدون فشار پره های پروانه، آسیب های شدیدی (سایش پره ها) را علاوه بر سرو صدا ایجاد می کنند.

اگر پمپ سانتریفیوژی در نقطه ای دور از نقطه بهترین راندمان خود کار کند، سرو صدا اغلب از پوسته پمپ به گوش می رسد. شدت و فرکانس این سر و صدا از پمپی به پمپ دیگر متغیر است و به میزان هدی که پمپ تولید می کند، نسبت هد مکش مثبت خالص مورد نیاز به هد مکش مثبت در دسترس و میزانی که جریان واقعی از جریان ایده آل منحرف می شود بستگی دارد. سر و صدا معمولاً زمانی تولید می شود که زاویه پره های دهانه ورودی، پروانه و دیفیوزر برای نرخ جریان واقعی نادرست باشند.

بهترین راه تشخیص کاویتاسیون از مشاهده امواج مختلط یا اختلاف فشار دینامیکی با استفاده از یک اسیلوسکوپ و یک ترانسدیوسر فشار است. شکل موج فشاری یک موج غیر سینوسی با بیشترین تیزی در اوج (کوتاه مدت و نوک تیز) و بیشترین گردی در اوج در زمانی که فشار بخار اتفاق می افتد است. با افت فشار ممکن نیست مکشی کمتر از فشار بخار تولید شود.



شکل شماره ۳- اثرات کاویتاسیون بر یک پروانه

سر و صداهای شبیه به کاویتاسیون، در جریان های پایین تر از طراحی شنیده می شود، حتی در زمانی که هد مکش مثبت خالص

تقارن روتور پمپ و پوسته بستگی دارد تولید می شود. به دلیل آنکه این ابعاد به درستی شناخته نشده اند، پیش بینی دامنه نوسانات بسیار مشکل می باشد. حتی پمپ های شناخته شده نیز دارای دامنه نوسانات نامشخصی هستند.

حتی پمپی که در بهترین نقطه عملکردی خود و در شرایط مناسب فعالیت می کند، ممکن است دارای نوساناتی باشد که به وسیله سرعت های بالای جریان و آشفتگی در نوک پره ها یا محل برش آب (جایی که پروانه و پوسته کمترین فاصله را با یکدیگر دارند) ایجاد شود. با فاصله گرفتن شرایط کاری از شرایط طراحی، منابع دیگری چون کلویتاسیون، گردش دوباره جریان و ناپایداری های جریان پدیدار می شوند.

این نوسانات می توانند با فرکانس های طبیعی آکوستیکی یا هیدرولیکی سیستم لوله کشی برای تقویت نوسانات تداخل داشته باشند. فرکانس های طبیعی در سیستم لوله کشی تابعی از خصوصیات سیال، لوله کشی و ابعاد پمپ می باشند. تداخل آکوستیکی می تواند با رزونانس لوله که در آن آشفتگی در لبه به یک صدای قابل شنیدن تقویت شده است مقایسه شود. متشابهات، نوسانات پمپ، به صورت نوسانات فشاری تقویت می شوند که در زانویی ها و محدودیت ها، دریچه های بسته و تغییرات اندازه در لوله کشی سبب ایجاد نیروهای دینامیکی تکان دهنده می شوند. این تغییرات نیروی هیدرولیکی به مکانیکی می تواند منجر به ارتعاشات در پمپ، لوله کشی و سازه های نگهدارنده آنها شود.

در مرحله طراحی، فرکانس های طبیعی آکوستیکی به وسیله روش های مدل سازی آنالوگ و یا دیجیتال می تواند محاسبه شود.

در این جا به بیان فرمولی برای فرکانس گذرنده از پره می پردازیم:

$$f = \frac{nN}{60} \quad (3)$$

که در آن n تعداد پره ها و N تعداد دور الکتروموتور (تعداد چرخش پروانه در دقیقه) می باشد.

به عنوان مثال وقتی موتوری با فرکانس گذر از پره ۳۶۰ هرتز (یعنی دارای ۶ پره با تعداد دور ۳۶۰۰ دور بر دقیقه) با پاسخ آکوستیکی ۳۶۰ هرتزی پمپ کوپل می شود، پمپ دچار ناپایداری می شود. از این رو برای اصلاح این موضوع از پروانه ای با ۷ پره استفاده می کنیم که به ما فرکانسی در حدود ۴۲۰ هرتز می دهد.

۸- رزونانس آکوستیکی

وقتی یک نوسان فشاری دینامیکی از لوله عبور می کند و به یک محدودیت یا تغییر اندازه در لوله ها می رسد، نوسان منعکس می شود. زمانی که یک سری از این نوسانات فشاری همچنان بازتابانده شوند، یک موج ایستا تشکیل می شود که در یک نقطه از لوله، فشار به صورت تناوبی به بالا و پایین خط میانگین فشار افزایش و کاهش می یابد (تغییرات ساده هارمونیک). بر هم نهدی یک نوسان پیش رونده و یک نوسان بازگشتی، یعنی جمع دو نوسان متحرک در خلاف جهت یکدیگر، یک موج ایستا تولید می کند.

توانند باعث تولید سر و صدا و ارتعاش در یک باند فرکانسی گسترده شوند. فرکانس ها وابسته به سرعت جریان و ابعاد موانع هستند. این ضربات می توانند دچار تداخل رزونانسی با دیگر اجزای سیستم های لوله کشی آکوستیکی شوند.

اکثر این مسیرهای جریان ناپایدار به وسیله برش در مرز بین محدوده سرعت بالا و سرعت پایین در میدان سیال ایجاد می شوند. مثال های معمول از این نوع آشفتگی، جریان دور موانع یا در گذر از محدوده آب مانده یا جریان دوطرفه است. عمل برش، آشفتگی یا ادی هایی تولید می کند که می تواند به توزیع فشار در دیواره لوله تبدیل شوند که این ارتعاشات سبب تحریک ارتعاشاتی محلی لوله یا اجزای پمپ می شوند. مودهای پاسخ طبیعی آکوستیکی سیستم لوله کشی و محل آشفتگی، اثرات زیادی بر دامنه و فرکانس این پخش گردابه دارند. اندازه گیری های تجربی نشان می دهد که جریان گردابه وقتی که رزونانس آکوستیکی یک سیستم همزمان با تولید فرکانس یک منبع باشد، شدید است. گردابه ها یک انرژی آشفته پهن باند را با فرکانسی تولید می کنند که این فرکانس می تواند از طریق عدد بی بعد اشتروهل از ۰.۲ تا ۰.۵، از طریق زیر تعیین گردد:

$$f = \frac{S_n}{VD} \quad (1)$$

که:

f = فرکانس گردابه (Hz)

S_n = (0.2 – 0.5) عدد بی بعد اشتروهل

V = $\left(\frac{ft}{sec}\right)$ سرعت جریان در لوله

D = (ft) یک بعد مشخصه مانع

برای جریان های گذرنده از لوله، D قطر لوله، و برای تحریک به وسیله جریان گذرنده از یک شاخه جریان، D قطر داخلی شاخه لوله است.

که عدد اشتروهل نیز به صورت زیر تعریف می شود:

$$St = \frac{fL}{V} \quad (2)$$

که در آن f فرکانس انتشار گردابه، L طول مشخصه و V سرعت سیال است.

دریچه های کنترل جریان و رگولاتورهای فشار می توانند سبب تولید سر و صدای مربوط به آشفتگی و جدایش جریان شوند. وقتی این دریچه ها در افت فشار شدید و جریان سرعت بالا کار کنند آشفتگی قابل ملاحظه ای تولید می شود.

۷- ضربات نوسانی

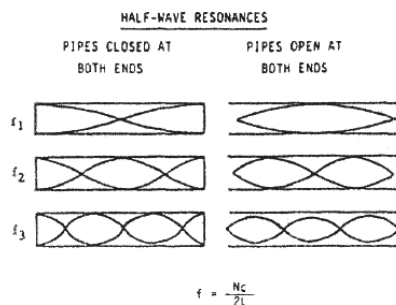
سیستم های پمپ، نوسانات فشار دینامیکی تولید می کنند و یا نوساناتی را در کارکرد معمولی پمپ به وجود می آورند. منابع عمومی این نوسانات ضربه ای از مکانیزم هایی در داخل پمپ به وجود می آیند. دامنه این نوسانات در پمپ های سانتریفیوژ به وسیله انرژی آشفته که به فضای باز بین نوک پره پروانه و دیفیوزرهای ثابت و یا لبه ی محفظه، فضای باز نصب آب بندها، رینگ های سائیده شده و

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad (۶)$$

در زیر به بیان چند مدل از انواع رزناس ها می پردازیم:

۱- رزناس نیم موج (در لوله های دو سر باز و یا در لوله های دو سر بسته)

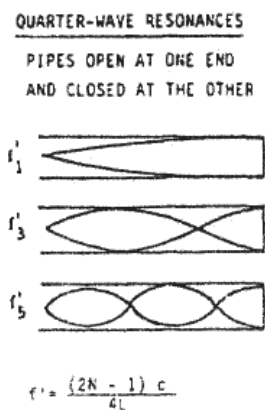
در شکل زیر مدهای حرکت موج را در این حالت مشاهده می کنید:



شکل شماره ۵- مدهای رزناس نیم موج

۲- رزناس ۱/۴ موج (در لوله های یک سر باز و یک سر بسته)

در شکل زیر مدهای حرکت موج را در این حالت مشاهده می کنید:



شکل شماره ۶- مدهای رزناس ۱/۴ موج

وجود فرکانس های طبیعی نیم موج یا ۱/۴ موج به تنهایی سبب ایجاد فرکانس رزناس نمی شوند. برای آنکه رزناس اتفاق بیافتد، یک نوسان دینامیکی باید در فرکانسی مساوی با فرکانس آکوستیکی طبیعی تولید شود. تقویت دامنه به این دلیل اتفاق می افتد که یک موج بازتابی در زمانی مناسب، برای تقویت موج تولید شده در پمپ می رسد. رسیدن موج بازتابی به خصوصیات و طول لوله وابسته است. بنابر این، دامنه مسیر موج ایستا تقویت می شود از این رو که شدت موج نوسانی بیشینه حقیقی اساسا بزرگتر از سطح القایی است.

رزناس آکوستیکی سیستم های لوله کشی برای پمپ های سرعت ثابت، معمولا می تواند برای خارج از فرکانس رزناس قرار دادن آنها از سرعت عملیاتی پمپ و فرکانس های گذر از پره و جلوگیری از تقویت نوسانات تنظیم شوند. به هر حال اگر پمپ فراتر از محدوده سرعت خود عمل کند و باند فرکانس تحریک آن گسترده شود، نیازمند دقت بیشتری در جایگذاری فرکانس رزناس است.

۹- ناپایداری ها

ناپایداری های هیدرولیکی می تواند نتیجه تداخل دینامیکی یک پمپ سانتریفیوژ و پاسخ آکوستیکی سیستم لوله کشی باشد. عملکرد

اگر زمان (فاز) یک موج بازتابی با یک موج جدید هم زمان شود، دو نوسان به یکدیگر اضافه می شوند یا تقویت می شوند. فاز نوسان ها وابسته به سرعت پمپ (فرکانس گذرنده از پره)، طول لوله و خصوصیات فیزیکی سیال است. سرعت آکوستیکی، تابعی از چگالی سیال و مدول بالک، که فاکتور مهمی در تعیین فرکانس رزناس طول لوله است.

سرعت آکوستیکی سیالات از رابطه زیر بدست می آید:

$$c = 8.615 \sqrt{\frac{K_s}{Sp. gr}} \quad (۴)$$

که در آن c سرعت آکوستیکی بر حسب فوت بر ثانیه، $Sp. gr$ گرانش مخصوص و K_s مدول بالک ایزنتروپیک است.

که در فرمول بالا مدول بالک از رابطه زیر بدست می آید:

$$K_s = 1000K_0 + 3.4P \quad (۵)$$

که K_0 در آن ثابتی است که از جدول زیر برای آب بدست می آید و P فشار بر حسب Psi است.

ثابت K_0	دما بر حسب فارنهایت
۲۸۹	۳۲
۳۰۸	۵۰
۳۲۳	۶۸
۳۳۳	۸۶
۳۴۰	۱۰۴
۳۴۵	۱۲۲
۳۴۸	۱۴۰
۳۴۸	۱۵۸
۳۴۱	۱۷۶
۳۴۲	۱۹۴
۳۳۶	۲۱۲

جدول شماره ۱- ثابت K_0 برای تصحیح فشار برای مدول بالک آب

شرایط رزناس زمانی وجود دارد که دامنه موج ایستا تقویت شود پس دامنه فشار دینامیکی بیشینه حقیقی اساسا بزرگتر از نوسانات القایی است. بدینگونه در فرکانس های (سرعت های پمپ) مربوط به رزناس، سطح انرژی بالاتری نسبت به شرایط دور از رزناس تولید می شود.

اگر فرکانس های موج به گونه ای باشد که امواج رفت و برگشتی قابل جمع باشند، نوسانات تقویت می شوند. اگر هیچ استهلاکی وجود نداشته باشد، دامنه های فشاری در شکم ها به صورت تئوری به سمت بی نهایت می رود. اما در سیستم های لوله کشی حقیقی استهلاک به دلایل زیر وجود دارد:

- عملکرد سیال لزج
- انتقال، نبود انعکاس کل در انتهای یک خط (این انتقال سبب کاهش میزان نوسان می شود)
- مقاومت لوله کشی، زبری های لوله، محدودیت ها و اریفیس ها

مفهوم امواج آکوستیکی، بازتابش و رزناس می تواند برای تشریح طول کلاسیک رزناس استفاده شود. در زیر رابطه بین سرعت آکوستیکی و طول موج و فرکانس را مشاهده می کنید:

های یاتاقان گردها و شفت ها، مشخصه های دینامیکی آب بندها می تواند اثرات مشخصی بر سرعت بحرانی، حساسیت عدم توازن و پایداری روتور داشته باشد.

در این جا به بیان اثری به نام اثر لوماکین می پردازیم:

اثر صلبیت لوماکین انحراف شفت را در زمانی که پمپ در حال انجام عملیات است کم می کند. در بعضی موارد اثر لوماکین می تواند شدت کافی را برای جلوگیری از رسیدن به سرعت بحرانی روتور داشته باشد. افت فشار در طول آب بندها با توان دوم سرعت پمپ افزایش می یابد و همچنین صلبیت آب بندها با مربع سرعت افزایش می یابد.

تحلیل سرعت بحرانی جانبی برای توسعه طراحی یک پمپ قابل اطمینان و بدون مشکل بسیار ضروری است. موارد بررسی طراحی به ترتیب زیر می باشد:

- نقشه سرعت بحرانی
- فرکانس های طبیعی نامیرا و شکل مودها
- صلبیت یاتاقان ها و خواص میرایی
- صلبیت آب بندها و خواص میرایی
- پاسخ روتور به عدم توازن
- اثرات فونداسیون و پایه ها بر پاسخ
- پایداری روتور
- صلبیت یاتاقان ها و میرایی

صلبیت دینامیکی و ضرائب میرایی یاتاقان ها می تواند به وسیله ۸ ضریب خطی شبیه سازی شود. $(K_{xx}, K_{yy}, K_{xy}, k_{yx}, C_{xx}, C_{yy}, C_{xy}, C_{yx})$ صلبیت یاتاقان ها و ضرائب میرایی آنها تابعی از نوع یاتاقان، طول قطر آن، لزجت، بار، سرعت، فاصله و عدد سامرفیلد است که به صورت زیر تعریف می شود:

$$S = \frac{\mu NDL}{W} \left(\frac{R}{C}\right)^2 \quad (7)$$

که در آن μ لزجت روان کننده، N سرعت روتور، D قطر یاتاقان، L طول یاتاقان، R شعاع یاتاقان، W بار یاتاقان و C شعاع فاصله تراشکاری شده است.

معمولا کمترین صلبیت در شرایط بیشترین فاصله، کمترین پیش بار و بالاترین دمای روغن تعریف می شود و بالعکس.

مراجع

1. Kinsler, L. E. and Frey, A. R., "Fundamentals of Acoustics", John Wiley & Sons, New York, 3rd Ed., 1982, Chapters 9-10.
2. Karassik, Igor, "Centrifugal Pump Construction", Section 2.2, *Pump Handbook*, 2nd Ed., McGraw-Hill, 1986, pp. 2-69.
3. Val S. Lobanoff and Robert R. Ross, "Centrifugal pumps design and applications", 2nd Ed., Butterworth-Heinemann, 1985.

یک پمپ سانتریفیوژ برای تقویت یا کاهش اغتشاشات فشاری گذرنده از پمپ، وابسته به پارامترهای زیر است:

- شیب منحنی هد و نقطه عملکرد
- استهلاک جریان سیستم
- وجود رزناس واکنشی قوی در سیستم لوله کشی(مخصوصا اگر با فرکانس های گردابه ها همزمان شوند)
- محل قرار گرفتن پمپ در میدان موج ایستا(در سرعت بیشینه نسبت به فشار بیشینه)
- تراکم پذیری سیال

دامنه نوسانات به شرایط کاری مثل سرعت، نرخ جریان و افت ها به همان اندازه فرکانس طبیعی آکوستیکی و خصوصیات سیال وابسته است. پس در نهایت، شدت نوسانات معمولا از تغییرات در شرایط کاری یا ترکیب سیال تاثیر می پذیرد. نوسانات معمولا به وسیله آشفته گری جریان در تغییرات سطح مقطع و محدودیت ها یا در پروانه پمپ آغاز می شود. وقتی فرکانس این انرژی آشفته یکی از رزناس های سیستم لوله کشی را تحریک کند و یا اگر پمپ در نزدیکی سرعت بیشینه در رزناس سیستم لوله کشی قرار داشته باشد، سپس نوسانات شدت بالا به خودی خود ایجاد می شوند.

این نوع از ناپایداری ها در جریان های با دبی کمتر امکان پذیرترند زیرا استهلاک آکوستیکی تولید شده توسط اثرات اصطکاک جریان در جریان های با نرخ بالا بیشترند.

• طراحی و ساخت

پاسخ دینامیکی اجزای پمپ به نیروهای محرک در محدوده فرکانس عملیاتی، می تواند سبب ایجاد مشکلاتی شود که منجر به تعمیرات و نگه داری بیشتر و خرابی های فاجعه بار شود. ساخت و یا مونتاژ نامناسب می تواند سبب عدم توازن شود که منجر به ارتعاشات آسیب زننده در زمانی که سرعت پمپ به فرکانس طبیعی سیستم روتور برسد شود. بررسی روتوردینامیکی طراحی روتور پمپ، در اجتناب از سرعت مربوط به ارتعاشات، بسیار تعیین کننده است. فاکتورهای توضیح داده شده در زیر نقش بسیار مهمی را در کنترل پاسخ های روتور دینامیکی پمپ های سانتریفیوژ دارا می باشند.

• تحلیل روتور دینامیکی

سرعت بحرانی جانبی به عنوان سرعتی است که در آن بالاترین پاسخ ارتعاشاتی(پیکی از ارتعاش) اتفاق می افتد. در سرعت بحرانی نسبت به سرعت های دیگر، روتور به عدم تعادل بسیار حساس تر است. باید از رسیدن به سرعت بحرانی پمپ برای نگه داشتن دامنه های ارتعاشاتی قابل قبول، اجتناب کرد.

• تحلیل سرعت بحرانی جانبی

روتور دینامیک پمپ به تعداد متغیرهای بیشتری از طراحی نسبت به دیگر نمونه های تجهیزات چرخشی بستگی دارد. در کنار مشخصه

روش های تحلیلی اندازه گیری صدای پمپ

Analytical Methods for measuring pump noise

مقدمه

$$10 \log \frac{(4\pi)P_{ref}^2}{\rho_0 c W_{ref}} = 10 \log 12.30 = 10.9 \text{ dB} \quad (6)$$

پس برای انتشار صوت در محیط خارج خواهیم داشت:

$$L_p = L_w + DI - 20 \log r - 4.343 \text{ mr} - 10.9 \text{ dB} \quad (7)$$

و برای انتقال صوت داخلی داریم:

$$L_p = L_w + 10 \log \left(\frac{4}{R} + \frac{Q}{4\pi r^2} \right) + 10 \log \frac{\rho_0 c W_{ref}}{P_{ref}^2} \quad (8)$$

که در آن r فاصله از منبع صوتی بر حسب متر و R ثابت اتاق می باشد. با ارائه این توضیحات به سراغ چند نمونه محاسبات تحلیلی کاربردی می رویم.

۲. صدای فن

نمونه های زیادی از انواع مختلف فن در صنعت مورد استفاده قرار می گیرد. فن ها می توانند با توجه به طبیعت جریان و اندازه تیغه ها طبقه بندی شوند. برای هر کدام از این انواع، محاسبات صوت متفاوت می باشد. در زیر طبقه بندی فن ها را مشاهده می کنید:

- ۱- فن های سانتریفیوژ، تیغه های ایرفویلی
- ۲- فن های سانتریفیوژ، تیغه های خمیده به عقب
- ۳- فن های سانتریفیوژ، تیغه های شعاعی
- ۴- فن های سانتریفیوژ، تیغه های خمیده به جلو
- ۵- فن های سانتریفیوژ بلند و گرد
- ۶- فن های تیغه محوری
- ۷- فن های لوله محوری
- ۸- فن های پروانه ای

راه های مختلفی برای انتشار صوت از فن وجود دارد.

- توان صوتی به صورت مستقیم از خروجی یا ورودی فن انتشار یابد (اگر هیچ اتصالی به ابتدا یا انتهای فن متصل نشده باشد).

- توان صوتی به صورت مستقیم از پوسته فن انتشار یابد.
- صدا به وسیله ارتعاشات انتقال یافته از فن به وسیله پایه های نگه دارنده فن به ساختار نگه دارنده انتقال یابد.

اگر سطح توان صوتی تولید شده داخلی فن را L_w بنامیم، مقادیر سطح صوتی خروجی و ورودی و غیره را می توان از طریق زیر محاسبه کرد:

$$L_w(\text{outlet}) = L_w - 3 \text{ dB} \quad (9)$$

$$L_w(\text{inlet}) = L_w - 3 \text{ dB} \quad (10)$$

وقتی یک طراحی انجام می شود، اغلب پیش بینی میزان صدای ایجاد شده توسط دستگاه طراحی شده ضروری به نظر می رسد. برای انجام هرگونه تست و آزمایشات تجربی پیش از هرچیز نیاز به پیش بینی های تحلیلی در مورد نتایج مورد نظر است که این تحلیل ها می تواند ما را به روش های آزمایش، تجهیزات آزمایش و نحوه استفاده از آنها هدایت کند. در این مقاله به بررسی چند روش و مثال عینی صنعتی از روش های تحلیلی اندازه گیری صدا می پردازیم.

۱. اندازه گیری صدا در داخل و خارج محیط

کاربردی ترین تناسب در صدای منتشر شده از یک سیستم، تناسب آن با سطح توان صوتی (L_w) به عنوان تابعی از مشخصه های مورد اندازه گیری سیستم است. سطح فشار صوتی (L_p) تولید شده به وسیله صدای انتشار یافته، به فاصله از منبع و یا قرار گرفتن آن در داخل یا خارج محیط و دیگر فاکتورها بستگی دارد. در این قسمت بهتر است که دو رابطه کلی را که برای پیش بینی سطح فشار صوتی در هنگامی که سطح توان صوتی قابل تعیین است بپردازیم.

برای انتشار صوت در خارج، شدت آکوستیکی برای امواج صوتی، که ضرورتاً امواج کروی نیستند، از رابطه زیر محاسبه می شود که در آن Q فاکتور جهت می باشد:

$$I = \frac{QW_0}{4\pi r^2} e^{-2\alpha r} = \frac{P^2}{\rho_0 c} \quad (1)$$

اگر ما این مساله را برای مربع ریشه میانگین فشار آکوستیکی حل کنیم و این مساله شامل المان های توان و فشار باشد، خواهیم داشت: ($m = 2\alpha$)

$$\frac{P^2}{P_{ref}^2} = \frac{W_0 Q e^{-mr} \rho_0 c W_{ref}}{W_{ref} r^2 (4\pi) P_{ref}^2} \quad (2)$$

که با گرفتن لگاریتم مبنای ۱۰ از دو طرف معادله بالا خواهیم داشت:

$$L_p = L_w + 10 \log Q - 10 \log r^2 + 10 \log e^{-mr} + 10 \log \frac{\rho_0 c W_{ref}}{(4\pi) P_{ref}^2} \quad (3)$$

$$L_p = L_w + DI - 20 \log r + 10 \log e^{-mr} - 10 \log \frac{(4\pi) P_{ref}^2}{\rho_0 c W_{ref}} \quad (4)$$

امپدانس مشخصه برای حالتی که هوای اتمسفریک در دمای ۳۰۰ درجه کلوین و فشار ۱۰۱.۳۲۵ کیلو پاسکال است برابر است با:

$$Z_0 = \rho_0 c = 408.6 \text{ rayl} \quad (5)$$

با قرار دادن این مقدار در ترم آخر معادله ۴ و نیز ساده سازی آن، برای این ترم خواهیم داشت:

که در آن n_r سرعت چرخشی فن در ثانیه و N_b تعداد تیغه های فن است.

مثال شماره ۱- یک فن سانتریفیوژ با تیغه های خمیده رو به جلو در سرعت ۵۲۲ دور در دقیقه در مقابل فشاری ۱۹۰ پاسکالی برای رساندن ۱.۸۰ متر مکعب بر ثانیه کار می کند. این فن در محیط خارج (دمای ۳۰۰ درجه کلوین) قرار دارد و فن در ورودی و خروجی دارای مجرای می باشد و تنها صدای آن از طریق پوسته آن انتقال می یابد. مقدار افت انتقال در جدول زیر داده شده است. مقدار اندیس جهت برای تمامی فرکانس ها در حدود ۳ دسی بل تخمین زده شده است. سطح فشار صوتی کلی تولید شده به وسیله فن را در فاصله ۳ متری از فن تعیین کنید.

راه حل:

برای فرکانس گذر از تیغه داریم:

$$f_B = \left(\frac{522}{60}\right)(64\text{blades}) = 589 \text{ Hz}$$

این فرکانس در اکتاو باند ۵۰۰ هرتز (۳۵۴-۷۰۷ هرتز) قرار می گیرد.

مولفه صدای تیغه این فن از جدول شماره ۱ بدست می آید:

$$B_T = 2 \text{ dB in the } 500 \text{ Hz octave band}$$

$$B_T = 0 \text{ dB for all other octave band}$$

سطح توان صوتی صدای تولید شده داخلی برای اکتاو باند ۵۰۰ هرتز از رابطه زیر بدست می آید:

$$L_w = 34 + 10 \log \frac{1800}{0.47195} + 20 \log \frac{190}{248.8} + 2 = 69.5 \text{ dB}$$

برای اکتاو باند ۲۵۰ هرتز داریم:

$$L_w = 38 + 33.5 + 0 = 71.5 \text{ dB}$$

بقیه مقادیر در جدول زیر مشاهده می شود:

	Octave band center frequency, Hz							
	63	125	250	500	1,000	2,000	4,000	8,000
L_w , dB	73.5	71.5	71.5	69.5	61.5	57.5	54.5	48.5
TL , dB	15	21	27	33	39	40	40	40
$L_w(\text{housing})$, given	58.5	50.5	44.5	36.5	22.5	17.5	14.5	8.5
$L_p(\text{octave band})$, dB	41.1	33.1	27.1	19.1	5.1	0.1	-2.9	-8.9

جدول شماره ۲- جواب های مثال شماره ۱

توان صوتی منتشر شده از فن برای هر اکتاو باند را می توان با توجه به میزان افت انتقال آن بدست آورد:

$$L_w(\text{housing}) = L_w - TL = 69.5 - 33 = 36.5 \text{ dB}$$

سطح فشار صوتی نیز از رابطه زیر بدست می آید:

$$L_p = L_w + DI - 20 \log r = 4.343 \text{ mr} - 10.9 \text{ dB}$$

که با توجه به آنکه در فاصله ۳ متری می خواهیم اندازه گیری کنیم، می توان از کاهش های اتمسفریک صرف نظر کرد. پس خواهیم داشت:

$$L_p = L_w(\text{housing}) + DI - 20 \log r - 10.9 \text{ dB} \\ = 36.5 + 3 - 20 \log 3 - 10.9 = 19.1 \text{ dB}$$

$$L_p = L_w(\text{housing}) + DI - 20 \log r - 10.9 \text{ dB} \\ = 36.5 + 3 - 20 \log 3 - 10.9 = 19.1 \text{ dB}$$

سطح فشار توان صوتی کلی اکتاو باندها از ترکیب مقادیر انرژی آکوستیکی اکتاو باندها بدست می آید.

$$L_p(\text{overall}) = 10 \log_{10} \sum 10^{\frac{L_{(OB)}}{10}} \\ = 10 \log_{10}(10^{4.11} + 10^{3.31} + 10^{2.71} + \dots) = 41.9 \text{ dB}$$

$$L_w(\text{housing}) = L_w - TL \quad (۱۱)$$

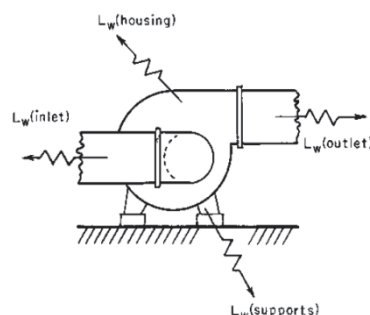
در فرمول ۱۰ مقدار TL افت انتقال را نشان می دهد.

که TL برابر است با:

$$TL \equiv 10 \log_{10} \frac{1}{a_t} \quad (۱۲)$$

که در آن a_t ضریب انتقال توان صوتی است.

برای درک بهتر راه های انتشار، به شکل زیر توجه کنید:



شکل شماره ۱- مسیرهای صدای فن

صدای تولید شده داخلی توسط یک فن از دو قسمت تشکیل شده است: صدای تولید شده به وسیله انتشار گردابه های تیغه های فن و صدای ناپیوسته (صدای تیغه) تولید شده از گذر تیغه از ورودی یا خروجی باز فن. سطح توان صوتی صدای تولید شده به وسیله فن، برای هر اکتاو باندی از فرمول زیر تخمین زده می شود:

$$L_w = L_w(B) + DI - 10 \log \frac{Q}{Q_0} + 20 \log \frac{P}{P_0} + B_T \quad (۱۳)$$

ترم $L_w(B)$ ، سطح توان صوتی پایه می باشد که برای هر یک از فن های ذکر شده در این قسمت متفاوت می باشد. Q نرخ جریان حجمی گذرنده از فن و Q_0 نرخ جریان حجمی مرجع می باشد ($Q_0 = 0.47195 \text{ m}^3/\text{s}$). P افزایش فشار در گذر از فن و P_0 افزایش فشار مرجع می باشد. مقدار فشار مرجع برابر است با ۲۸۴.۸ پاسکال B_T مولفه صدای تیغه می باشد که در همه حال صفر است مگر برای اکتاو باندی که فرکانس گذر از پره در آن قرار داشته باشد. به جدول زیر توجه فرمائید. تمامی مقادیر برای اعداد ثابت فرمول ۱۲، برای انواع فن ها در این جدول وجود دارد.

Fan type	Blade tone, B_T , dB	Octave band center frequency, Hz							
		63	125	250	500	1,000	2,000	4,000	8,000
Centrifugal fans:									
Airfoil blade	3	35	35	34	32	31	26	18	10
BCB	3	35	35	34	32	31	26	18	10
Radial blade	5-8	48	45	45	43	38	33	30	29
FCB	2	40	38	38	34	28	24	21	15
Tubular	4-6	46	43	43	38	37	32	28	25
Vaneaxial	6-8	42	39	41	42	40	37	35	25
Tubeaxial	6-8	44	42	46	44	42	40	37	30
Propellor	5-7	51	48	49	47	45	45	43	31

جدول شماره ۱- طیف سطح توان صوتی برای انواع فن ها

برای اکتاو باندی که در آن مولفه صدای تیغه غیر صفر است، مقادیر مولفه صدای تیغه در جدول بالا داده شده است. فرکانس گذر تیغه (f_B) تعداد دفعاتی است که یک تیغه از یک مجرای فن می گذرد.

$$f_B = n_r N_b \quad (۱۴)$$

- صدای حاصل از کاهش دور وسیله گردنده در اثر پسای هوای فن خنک کاری موتور
- صدای ناشی از شیارهای پوسته الکتروموتور و روتور
- صدای ناشی از روتور-استاتور
- صدای ناشی از تغییر دانسیته جریان مغناطیسی
- صدای ناشی از عدم توازن دینامیکی
- صدای ناشی از یاتاقان ها

در یک تقسیم بندی اولیه دو نوع الکترو موتور وجود دارند: الکتروموتور ضد آب که خود را به وسیله القا کردن جریان هوای اطراف موتور و چرخاندن این هوا به دور کانداکتورهای الکتریکی خنک می کند. نوع دوم الکتروموتورهای خنک شونده به وسیله فن می باشند که از یک فن داخلی برای خنک کاری موتور استفاده می کنند.

برای موتورهای ضد آب داریم:

$$L_w(A) = 65 \text{ dBA} \quad (17) \\ (\text{for } hp < 7hp)$$

$$L_w(A) = 20 \log hp + 15 \log n_r - 3 \quad (18) \\ (\text{for } hp \geq 7hp)$$

و برای الکتروموتورهای خنک شونده به وسیله فن داریم:

$$L_w(A) = 78 \text{ dBA} \quad (19) \\ (\text{for } hp < 5hp)$$

$$L_w(A) = 20 \log hp + 15 \log n_r + 13 \quad (20) \\ (\text{for } hp \geq 5hp)$$

تمامی فرمول های بالا برای حالت وزنی A می باشد. در این فرمول ها hp اسب بخار اسمی الکتروموتور و n_r سرعت چرخشی الکتروموتور می باشد.

برای تبدیل حالت وزنی A به حالت کلی از تبدیل های زیر استفاده می کنیم:

$$1hp \text{ to } 250hp, \quad L_w = L_w(A) + 1.1 \quad (21)$$

$$251hp \text{ to } 300hp, \quad L_w = L_w(A) + 1.2 \quad (22)$$

$$301hp \text{ to } 400hp, \quad L_w = L_w(A) + 1.3 \quad (23)$$

$$401hp \text{ to } 450hp, \quad L_w = L_w(A) + 1.5 \quad (24)$$

$$451hp \text{ and larger}, \quad L_w = L_w(A) + 1.7 \quad (25)$$

حال برای تبدیل سطح توان صوتی کلی وزنی A به سطوح توان صوتی اکتاو باند، از ضرایب تبدیل موجود در جدول زیر استفاده می شود:

$$L_w(\text{octave band}) = L_w(A) - CF_1 \quad (26)$$

در ادامه این مبحث و برای درک بهتر مطالب گفته شده به حل مثالی در مورد یک پمپ و الکتروموتور آن می پردازیم.

$$L_p(\text{overall}) = 10 \log_{10} \sum 10^{\frac{L(\text{oB})}{10}} \\ = 10 \log_{10}(10^{4.11} + 10^{3.31} + 10^{2.71} + \dots) = 41.9 \text{ dB}$$

با فرض آنکه مجرای ورودی برداشته شود، صدای فن می تواند از مجرای ورودی نیز خارج شود. پس برای اکتاو باند ۵۰۰ هرتز داریم:

$$L_w(\text{inlet}) = 69.5 - 3 = 66.5 \text{ dB}$$

و برای توان کلی منتشر شده در فرکانس ۵۰۰ هرتز داریم:

$$L_w = 10 \log_{10}(10^{3.65} + 10^{6.65}) = 66.5 \text{ dB}$$

۳. صدای پمپ ها

پمپ های استاندارد به طور معمول وقتی در سرعت و ظرفیت مشخص و استاندارد خود مورد استفاده قرار بگیرند به عنوان منابع شدید سر و صدا نیستند. سرو صدای ناشی از پمپ ها شامل سر و صدای ناشی از منابع هیدرولیکی و منابع مکانیکی می شود. بعضی از منابع سر و صدا در پمپ شامل کلویتاسیون، نوسانات فشاری سیال، اثرات سطوح جامد و عدم تعادل دینامیکی روتور می باشد. منابع هیدرولیکی معمولاً منابع مهمتری در تولید سر و صدا می باشند مگر در شرایطی که یک مشکل مکانیکی وجود داشته باشد به عنوان مثال یک عدم تعادل در روتور. سر و صدای پمپ می تواند به محیط اطراف و یا لوله کشی و سازه نگه دارنده پمپ انتقال یابد. سر و صدای هوایی (انتقال یافته از طریق هوا) برای یک پمپ را با دقت ۳ دسی بل از طریق زیر می توان محاسبه کرد:

$$L_w = K_0 + 10 \log_{10} h_p \quad \text{within } \pm 3 \text{ dB} \quad (15)$$

مقدار h_p اسب بخار اسمی برای پمپ می باشد. برای پمپ های دارای سرعت بالای ۱۶۰۰ دور بر دقیقه مقادیر ثابت K_0 طبق روابط زیر می باشد:

$$K_0 = 65 \text{ dB} \quad \text{برای پمپ های سانتریفیوژ}$$

$$K_0 = 70 \text{ dB} \quad \text{برای پمپ های پیچی}$$

$$K_0 = 68 \text{ dB} \quad \text{برای پمپ های رفت و برگشتی}$$

برای پمپ هایی که با سرعتی زیر ۱۶۰۰ دور بر دقیقه کار می کنند، از مقادیر ثابت بالا ۵ دسی بل باید کم کرد. برای تبدیل سطح توان صوتی کلی به سطح توان صوتی در اکتاو باند خاص باید از تبدیل زیر استفاده کرد:

$$L_w(\text{octave band}) = L_w - CF_2 \quad (16)$$

ضرایب CF_2 در جدول زیر برای اکتاو باندهای مختلف دیده می شود:

Octave band center frequency, Hz							
63	125	250	500	1,000	2,000	4,000	8,000
CF_2 , dB	10	9	9	8	6	9	12
	17						

جدول شماره ۳- ضرایب تبدیل برای اکتاو باندهای مختلف

۴. سر و صدای الکتروموتورها

صدایی که توسط یک الکتروموتور تولید می شود به تنهایی زیاد نمی باشد. سر و صدایی که از یک الکتروموتور ایجاد می شود می تواند تابعی از چند فاکتور فیزیکی باشد که در این قسمت به چند مورد از آنها اشاره می کنیم:

راه حل:

اسب بخار اسمی موتور از رابطه زیر به دست می آید:

$$hp = (18kw) \cdot \left(1.3410 \frac{hp}{kw}\right) = 24.14 hp$$

از معادله ۱۸ داریم:

$$\begin{aligned} L_w(A) &= 20 \log hp + 15 \log n_r - 3 \\ &= 20 \log 24.14 + 15 \log 1800 - 3 \\ &= 73.5 dBA \end{aligned}$$

برای حالت کلی و بدون وزن این الکتروموتور و طبق معادله ۲۱

داریم:

$$1hp \text{ to } 250 hp, \quad L_w = 73.5 + 1.1 = 74.6 dBA$$

برای سطح توان صوتی پمپ از رابطه ۱۵ داریم:

$$L_{w,p} = 65 + 10 \log_{10} 20 = 77 dBA$$

حال برای بدست آوردن توان صوتی مجموع داریم:

$$L_w = 10 \log \left(10^{\frac{74.6}{10}} + 10^{\frac{77}{10}} \right) = 78.97 dBA$$

پس می توان نتیجه گرفت که الکتروموتور بر روی سر و صدای این

پمپ بی تاثیر می باشد. سطح فشار صوتی کل با توجه به سر و صدای

پمپ و الکتروموتور از رابطه ۸ بدست می آید:

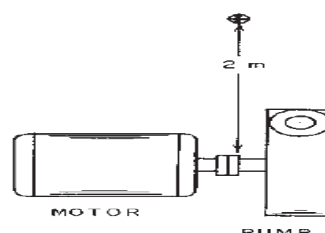
$$L_p = 78.97 + 10 \log \left(\frac{4}{50} + \frac{4}{4\pi(2)^2} \right) + 0.1 = 71.07 dBA$$

مثال شماره ۲- یک الکتروموتور ۱۸ کیلو واتی از نوع ضد آب در پمپ سانتریفیوژ ۲۰ اسب بخاری با سرعت ۱۸۰۰ دور بر دقیقه استفاده می شود.

Motor Size	Octave band center frequency, Hz						
	63	125	250	500	1,000	2,000	4,000
1 to 250 hp	16	12	8	4	4	8	12
300 to 400 hp	21	15	9	3	3	8	15
450 hp and above	19	13	7	3	3	8	14

جدول شماره ۴- ضرایب تبدیل برای تبدیل سطح توان

وزنی به سطح توان اکتاوباند



شکل شماره ۲- شماتیکی از پمپ و الکتروموتور

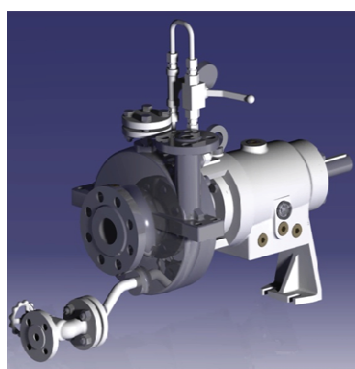
فاکتور جهت برای تمامی فرکانس ها در این پمپ ۴ است ($Q = 4$).

سیستم در اتاقی با ثابت ۵۰ متر مربع قرار داده شده است. سطح فشار

صوتی کلی را در فاصله ۲ متری از سیستم تعیین کنید.

OH2 25 – 160 L معرفی محصول

پمپ OH2 25 – 160 L کوچکترین پمپ ساخت شرکت آریا سپهر کیهان مطابق با API 610 می باشد. طراحی هیدرولیکی و مکانیکی این پمپ به گونه ای می باشد که قادر است غالب سیالات شناخته شده در فرآیند پالایش و انتقال نفت را پمپاژ کند. با توجه به سایز پمپ، مناسب جهت Loading و Unloading گازوئیل و انتقال انواع سوخت می باشد. طراحی مکانیکی و دینامیکی قدرتمند این پمپ باعث شده است سطح ارتعاش این پمپ حداکثر ۲.۵ میلیمتر بر ثانیه در مقیاس RMS و نویز آن ماکزیمم ۸۱ دسی بل باشد. خمش محور در محل نشیمن آبیندی محور در شرایط بد کارکرد بیشتر از ۵۰ میکرون نخواهد بود و در عین حال دمای یاتاقانها و سطح ارتعاش و نویز پمپ در حد استاندارد و قابل قبول باقی خواهد ماند. تا کنون این پمپ جهت پمپاژ سیالاتی مانند گازوئیل، سوخت بویلر، MEG، آب های فرآیندی، VCM، آمونیوم سولفید، سودیوم سیانید، NaHS، Wash Oil و اتیلن دی کلراید و تا دمای ماکزیمم ۱۸۰ درجه سانتیگراد، با موفقیت استفاده شده است.



0.14 – 10 m ³ /hr	محدوده دبی
3 – 60 m	محدوده هد
0.75 – 4 kW	محدوده توان
Up to 3000 rpm	سرعت دوران (rpm)
مطابق با جدول شماره H.1 استاندارد API 610	متریال ساخت
چدن، برنز، کربن استیل، انواع آلیاژهای استنلس استیل	پروانه
چدن، برنز، کربن استیل، انواع آلیاژهای استنلس استیل	حلزونی
کربن استیل، انواع آلیاژهای استنلس استیل	محور
نوار گرافیتی، مکانیکال سیل تک	نوع آبیندی
بلبرینگ شماره ۶۳۰۸	نوع یاتاقان ها
روغن توربین (استاندارد)، گریس	روانکاری یاتاقان ها
۲ اینچ در ۱ اینچ	سایز فلنج مکش و رانش
ASME B 16.5 / 300# / RF	استاندارد فلنج ها
مکانیکال سیل : ندارد / محفظه یاتاقان : دارد	ژاکت خنک کننده
دارد	فلنج تخلیه و هواگیری
۲۴ بار	فشار تست هیدرواستاتیکی

تنظیم و همراستایی موتور و پمپ

● توجه

* از دستورالعمل های همراستا نمودن محور پیروی نمایید تا از خرابی های مصیبت بار اجزای پمپ و الکتروموتور و یا سایش قطعات دوار جلوگیری بعمل آید. از دستورالعمل های سازنده کوپلینگ جهت نصب آن پیروی نمایید.

* همیشه و همیشه قبل از انجام هرگونه نصب و یا تعمیرات، برق الکتروموتور را خاموش و دکمه آن را قفل کنید. عدم توجه به این موضوع آسیب های فیزیکی شدیدی به همراه خواهد داشت.

● تذکر

تنظیم و همراستایی مناسب از جمله مسئولیت های نصاب و بهره بردار می باشد. شما باید قبل از راه اندازی دستگاه، تراز بودن مجموعه را بررسی نمایید. عدم توجه به این تذکر ممکن است باعث خرابی دستگاه و یا کاهش عملکرد آن شود.

۱. روش های همراستایی

سه روش متداول جهت همراستا نمودن وجود دارد:

۱. روش نمایشگر عقربه ای Dial Indicator

۲. روش نمایشگر عقربه ای معکوس Reverse Dial Indicator

۳. روش لیزر Laser

در این دستورالعمل ما روش نمایشگر عقربه ای را مورد بررسی قرار می دهیم. برای روش های دوم و سوم به دستورالعمل های سازنده آن تجهیزات مراجعه نمایید.

۲. بررسی همراستایی

بررسی های همراستایی در مواقع زیر انجام می شود:

❖ دمای فرآیند تغییر می کند.

❖ لوله کشی ها تغییر می کند.

❖ پمپ تعمیر و سرویس شده باشد.

۲.۱. انواع بررسی های همراستایی

انواع بررسی ها	چه موقع استفاده می شود؟
همراستایی اولیه (بررسی همراستایی سرد)	قبل از کارکرد، وقتی پمپ و موتور در دمای محیط کار می کنند.
همراستایی نهایی (بررسی همراستایی گرم)	بعد از کارکرد، وقتی پمپ و موتور در دمای کاری خود هستند.

۲.۱.۱. بررسی همراستایی اولیه (همراستایی سرد)

چه وقت	چرا
قبل از گروت ریزی شاسی	ایجاد اطمینان از اجرای همراستایی
بعد از گروت ریزی شاسی	ایجاد اطمینان از اینکه هیچ تغییری حین گروت ریزی اتفاق نیفتاده است.
بعد از اتصال لوله کشی ها	ایجاد اطمینان از اینکه تنش ها و کشش های لوله کشی تأثیری بر همراستایی نگذاشته است. اگر همراستایی از بین رفته باشد، شما باید لوله کشی را مورد بازبینی قرار دهید تا هر گونه تنش و کرنش اضافی در فلنج پمپ از بین برود.

۲.۱.۲. بررسی همراستایی نهایی (همراستایی گرم)

چه وقت	چرا
بعد از اولین راه اندازی	ایجاد اطمینان از همراستایی صحیح وقتی پمپ و موتور در دمای کاری خود می باشند.
به صورت تناوبی	این موضوع از دستورالعمل های عملکرد واحد (plant) پیروی می کند.

۳. مقادیر مجاز ساعت نمایشگر برای بررسی همراستایی

تذکر مقادیر مجاز مشخص شده تنها برای دمای کاری اعتبار دارند. برای تنظیم سرد، مقادیر دیگری مجاز خواهند بود. شما باید از تفرانس های صحیح استفاده کنید. عدم توجه به این موضوع ممکن است منجر به عدم همراستایی و کاهش قابلیت اعتماد دستگاه گردد.

● مهم

❖ برای موتورهای الکتریکی، تنظیم همراستایی عمودی

موازی اولیه (سرد) محور موتور می بایست 0.002 تا

0.004 اینچ و یا 0.05 تا 0.1 میلیمتر کمتر از محور پمپ

باشد.

❖ برای محرکه های دیگر مانند توربین و یا دیزل موتور، از

توصیه های سازنده آن پیروی نمایید.

❖ وقتی برای بررسی همراستایی نهایی از نمایشگر عقربه ای

(ساعت نمایشگر) استفاده می شود، پمپ و موتور به طور

صحیح همراستا شده اند اگر شرایط زیر اتفاق بیفتد:

- انحراف کلی عقربه نمایشگر (total indicator run-

out) در حالت بیشینه 0.002 اینچ و یا 0.05

میلیمتر در دمای کاری باشد.

- تفرانس نمایشگر 0.0005 in/in و یا 0.0127

mm/mm جدایش عقربه در دمای کاری باشد.

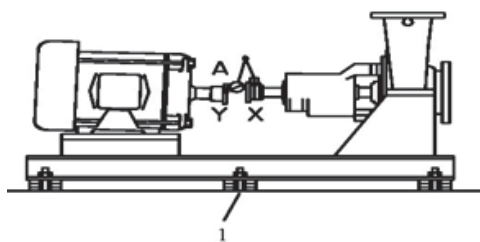
بدین معنی که در هر میلیمتر، بیشینه انحراف

عقربه 0.0127 میلیمتر باشد به شرطی که انحراف

کلی عقربه نمایشگر از 0.05 میلیمتر تجاوز نکند.

۴. دستورالعمل های اندازه گیری همراستایی

دستورالعمل	توضیح
فک کوپلینگ پمپ و فک کوپلینگ موتور را با همدیگر بچرخانید به طوری که میله نمایشگر تنها با یک نقطه از فک کوپلینگ موتور در تماس باشد.	از اندازه گیری ناصحیح جلوگیری می کند.
برای تنظیم، تنها زیر موتور شیم گذاری نمایید و یا تنها الکتروموتور را حرکت دهید.	از ایجاد کرنش در لوله کشی جلوگیری می کند.
مطمئن شوید که پیچ های پایه موتور در حین اندازه گیری ساعت محکم بسته شده اند.	بستن پیچ ها از حرکت الکتروموتور که باعث اندازه گیری ناصحیح می باشد، جلوگیری می کند.
مطمئن شوید که پیچ های پایه موتور حین اصلاحات همراستایی باز شده اند.	این موضوع اجازه حرکت الکتروموتور را برای تنظیم می دهد.
همراستایی را بعد از هرگونه تنظیم مکانیکی مجدداً بررسی نمایید.	این اقدام هرگونه ناهمراستایی را حین تنظیم اصلاح می کند.



همراستایی عمودی ناصحیح (نمای جانبی)

۵. گام های قبلی را تکرار کنید تا مقادیر مجاز بدست آید.

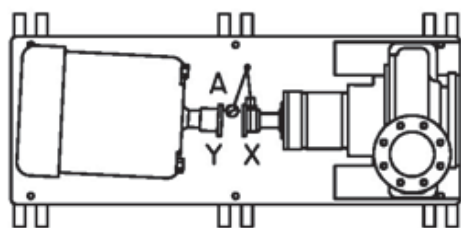
۴.۳. انجام همراستایی زاویه ای (اصلاح افقی)

۱. نمایشگر همراستایی زاویه ای را سمت چپ فک کوپلینگ موتور قرار دهید به طوری که با بالای کوپلینگ زاویه ۹۰ درجه داشته باشد (ساعت ۹) و عدد آن را صفر کنید.
۲. نمایشگر را ۱۸۰ درجه بچرخانید (ساعت ۳) به طوری که از قسمت بالایی کوپلینگ عبور کند.
۳. عدد نمایشگر را ثبت کنید.

مقدار قرائت شده	موقعیت فک های کوپلینگ
منفی باشد	فاصله قسمت سمت راست (ساعت ۳) فک های کوپلینگ نسبت به قسمت سمت چپ بیشتر است
مثبت باشد	فاصله قسمت سمت راست (ساعت ۳) فک های کوپلینگ نسبت به قسمت سمت چپ کمتر است

۴. اعمال زیر را انجام دهید.

اگر مقدار قرائت شده	آنگاه ...
منفی باشد	* انتهای محور موتور را به سمت چپ ببرید. و یا * سمت دیگر را به راست ببرید.
مثبت باشد	* انتهای محور موتور را به سمت راست ببرید. و یا * سمت دیگر را به چپ ببرید.



مثالی از همراستایی افقی ناصحیح (نمای بالا)

۵. گام های قبلی را تکرار کنید تا مقادیر مجاز بدست آید.

۴.۴. انجام همراستایی موازی (اصلاح عمودی)

قبل از اینکه این دستورالعمل را اجرا کنید، مطمئن شوید که نمایشگر عقربه ای به درستی نصب شده است.
دستگاه از لحاظ موازی تراز است اگر نمایشگر P (نمایشگر موازی) بیش از 0.002 اینچ و یا 0.05 میلیمتر در چهار نقطه با زاویه ۹۰ درجه در دمای کاری تغییر نکند.

۴.۱. اتصال نمایشگر های عقربه ای برای همراستایی

برای تکمیل این دستورالعمل شما نیازمند دو نمایشگر عقربه ای می باشید.

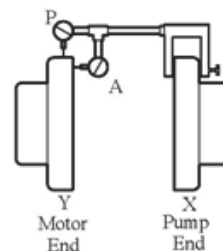
۱. دو نمایشگر عقربه ای را روی فک کوپلینگ پمپ نصب کنید.

الف) نمایشگر اول را طوری نصب کنید که میله نمایشگر در تماس با پیرامون فک کوپلینگ موتور باشد. این نمایشگر برای اندازه گیری ناهمراستایی موازی استفاده می شود.

ب) نمایشگر دوم را طوری نصب کنید که میله نمایشگر در تماس با انتهای سطح داخلی فک کوپلینگ موتور باشد. این نمایشگر برای اندازه گیری ناهمراستایی زاویه ای استفاده می شود.

۲. فک کوپلینگ پمپ را بچرخانید و بررسی نمایید که نمایشگرها در تماس با فک کوپلینگ موتور می باشند.

۳. اگر لازم شد نمایشگرها را تنظیم نمایید.



دستورالعمل های همراستایی پمپ و موتور

۴.۲. انجام همراستایی زاویه ای (اصلاح عمودی)

۱. نمایشگر همراستایی زاویه ای را در مرکز و بالای فک کوپلینگ موتور قرار دهید (ساعت ۱۲) و عدد آن را صفر کنید.

۲. نمایشگر را بچرخانید تا قسمت مرکزی و انتهایی فک کوپلینگ موتور (ساعت ۶)

۳. عدد نمایشگر را ثبت کنید.

مقدار قرائت شده	موقعیت فک های کوپلینگ
منفی باشد	فاصله قسمت پایینی فک های کوپلینگ نسبت به قسمت بالایی بیشتر است.
مثبت باشد	فاصله قسمت پایینی فک های کوپلینگ نسبت به قسمت بالایی کمتر است.

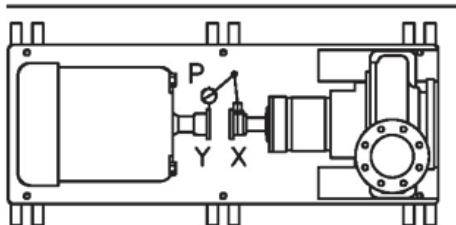
۴. اعمال زیر را انجام دهید.

اگر مقدار قرائت شده	آنگاه ...
منفی باشد	* پایه موتور زیر محور را بالا بیاورید (شیم اضافه کنید). و یا * سمت دیگر را پایین بیاورید (از سمت دیگر پایه شیم ها را کم کنید).
مثبت باشد	* پایه موتور زیر محور را پایین بیاورید (شیم ها را کم کنید). و یا * پایه موتور را از سمت دیگر بالا بیاورید (شیم اضافه کنید).

اگر مقدار قرائت شده	آنگاه ...
مثبت و یا منفی	موتور را به دقت به سمت مناسب حرکت دهید (بلغزانید).

● تذکر

مطمئن شوید که موتور را به صورت صاف و هموار حرکت می دهید. عدم توجه به این موضوع ممکن است تأثیر منفی بر همراستایی زاویه ای افقی داشته باشد.



مثالی از همراستایی افقی غلط (نمای بالا)

۵. گام های قبلی را تکرار کنید تا مقادیر مجاز بدست آید.

۴.۶. انجام همراستایی کامل (اصلاح عمودی)

دستگاه در تراز کامل است اگر هر دو نمایشگر A (نمایشگر زاویه ای) و نمایشگر P (نمایشگر موازی) بیش از 0.002 اینچ و یا 0.05 میلیمتر در چهار نقطه با زاویه ۹۰ درجه در دمای کاری تغییر نکنند.

۱. دو نمایشگر زاویه ای و موازی را در موقعیت مرکز و بالا (ساعت ۱۲) فک کوپلینگ موتور قرار دهید و عدد آن را صفر کنید.
۲. نمایشگرها را ۱۸۰ درجه بچرخانید (ساعت ۶).
۳. اعداد نمایشگرها را ثبت کنید.
۴. با استفاده از دستورالعمل هایی که در بالا بیان شد اصلاحات زاویه ای و موازی را انجام دهید تا مقادیر مجاز بدست آید.

۴.۷. انجام همراستایی کامل (اصلاح افقی)

دستگاه در تراز کامل است اگر هر دو نمایشگر A (نمایشگر زاویه ای) و نمایشگر P (نمایشگر موازی) بیش از 0.002 اینچ و یا 0.05 میلیمتر در چهار نقطه با زاویه ۹۰ درجه در دمای کاری تغییر نکنند.

۱. دو نمایشگر زاویه ای و موازی را در موقعیت سمت چپ (ساعت ۹) فک کوپلینگ موتور قرار دهید و عدد آن را صفر کنید.
۲. نمایشگرها را ۱۸۰ درجه بچرخانید (ساعت ۳) به طوری که از قسمت بالایی فک کوپلینگ عبور نمایند.
۳. اعداد نمایشگرها را ثبت کنید.
۴. با استفاده از دستورالعمل هایی که در بالا بیان شد اصلاحات زاویه ای و موازی را انجام دهید تا مقادیر مجاز بدست آید.

۱. نمایشگر زاویه ای را در قسمت مرکزی و بالای (ساعت ۱۲) فک کوپلینگ موتور قرار دهید و عدد آن را صفر کنید.

۲. نمایشگر را ۱۸۰ درجه بچرخانید (ساعت ۶).

۳. عدد نمایشگر را ثبت کنید.

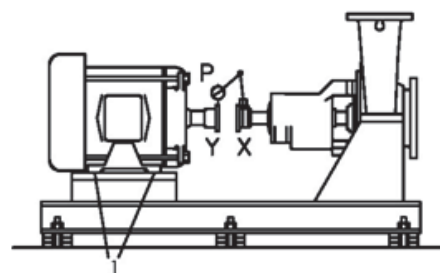
مقدار قرائت شده	موقعیت فک های کوپلینگ
منفی باشد	فک کوپلینگ پمپ پایین تر از فک کوپلینگ موتور می باشد.
مثبت باشد	فک کوپلینگ پمپ بالاتر از فک کوپلینگ موتور می باشد.

۴. اعمال زیر را انجام دهید.

اگر مقدار قرائت شده	آنگاه ...
منفی باشد	از هر طرف پایه موتور به ضخامت نصف عدد نمایشگر شیم ها را بردارید.
مثبت باشد	به هر طرف پایه موتور به ضخامت نصف عدد نمایشگر شیم اضافه کنید.

● تذکر:

شما باید به هر طرف پایه موتور به یک میزان شیم اضافه و یا کم کنید تا از ایجاد ناهمراستایی جلوگیری شود. عدم توجه به این موضوع ممکن است موجب خرابی دستگاه و یا کاهش عملکرد آن شود.



مثالی از همراستایی عمودی ناصحیح (نمای جانبی)

۵. گام های قبلی را تکرار کنید تا مقادیر مجاز بدست آید.

۴.۵. انجام همراستایی موازی (اصلاح افقی)

دستگاه از لحاظ موازی تراز است اگر نمایشگر P (نمایشگر موازی) بیش از 0.002 اینچ و یا 0.05 میلیمتر در چهار نقطه با زاویه ۹۰ درجه در دمای کاری تغییر نکنند.

۱. نمایشگر را در قسمت سمت چپ فک کوپلینگ موتور (ساعت ۹) قرار دهید و عدد آن را صفر کنید.
۲. نمایشگر را ۱۸۰ درجه بچرخانید (ساعت ۳) به طوری که از قسمت بالایی کوپلینگ عبور کند.
۳. عدد نمایشگر را ثبت کنید.

مقدار قرائت شده	موقعیت فک های کوپلینگ
منفی باشد	فک کوپلینگ موتور سمت چپ فک کوپلینگ پمپ است
مثبت باشد	فک کوپلینگ موتور سمت راست فک کوپلینگ پمپ است

۴. اعمال زیر را انجام دهید.

استانداردهای مرتبط با صنعت پمپ

استاندارد API 610 ویرایش یازدهم سال ۲۰۱۰

استاندارد API 610 استاندارد ساخت پمپ های صنایع نفت و پتروشیمی می باشد.

این استاندارد معتبرترین و سخت گیرانه ترین استاندارد در زمینه ساخت پمپ های سانتریفیوژ می باشد. استاندارد API 610 توصیه های مهمی جهت طراحی، ساخت، بازرسی و انتخاب پمپ های سانتریفیوژ جهت مصارف پالایشگاهی دارد.

استاندارد ISO 5199 ویرایش سال ۲۰۰۲

استاندارد ISO 5199 استاندارد ساخت پمپ های سانتریفیوژ برای مصارف عمومی می باشد. استاندارد ISO 5199 محبوب ترین و کاربردی ترین استاندارد در سطح جهانی می باشد و غالب پمپ سازان دنیا از این استاندارد تبعیت می کنند. همانند استاندارد API 610، استاندارد ISO 5199 توصیه های مهمی جهت طراحی، ساخت، بازرسی و انتخاب پمپ های سانتریفیوژ جهت مصارف عمومی دارد.

استاندارد ISO 2858

استاندارد ISO 2858 استاندارد ابعادی پمپ های ISO 5199 می باشد. کلیه پمپ های مطابق با استاندارد ISO 5199 می بایست ابعاد ساخت مطابق با استاندارد ISO 2858 داشته باشند. بنابراین تمامی پمپ های ISO 5199 صرفنظر از نام سازنده، قابلیت جایگزینی با یکدیگر را دارند.

استاندارد ISO 3661

استاندارد ISO 3661 استاندارد ابعادی فونداسیون پمپ های مطابق با استاندارد ISO 5199 می باشد. بنابراین شاسی و فونداسیون کلیه پمپ های ISO 5199 صرف نظر از نام سازنده، قابلیت جایگزینی با یکدیگر را دارند.

استاندارد API 682 ویرایش دوم

استاندارد API 682 استاندارد ساخت مکانیکال سیل می باشد. استاندارد API 682 معتبرترین و سختگیرانه ترین استاندارد در زمینه طراحی و ساخت مکانیکال سیل و تجهیزات آببندی پمپ های API 610 می باشد.

کلیه پمپ های API می بایست سیستم آببندی مطابق با استاندارد API 682 داشته باشند. این استاندارد توصیه های مهمی در خصوص طبقه بندی انواع آببندهای مکانیکی، کاربردهای آن، پلان های آببندی و رویه انتخاب مکانیکال سیل دارد.

استاندارد NACE MR-0175

استاندارد NACE MR-0175 استاندارد بین المللی جهت انتخاب مواد جهت مقاومت به خوردگی SSC می باشد. استاندارد NACE MR-0175 در کاربردهایی که میزان H₂S و فشار جزئی آن در سیال از مقدار مشخصی بیشتر می شود، کاربرد دارد. وجود H₂S در سیال باعث ایجاد نوعی خوردگی در سطح فلز به نام stress sulfide (SSC) cracking می شود.

استاندارد NACE MR-0175 مواد مورد تأیید جهت کاربردهای فوق را مشخص می کند و همزمان به بیان اثرات آن می پردازد. کاربرد این استاندارد بیشتر در صنایع بالادست نفت و گاز می باشد و مکمل استاندارد API 610 در بحث انتخاب مواد می باشد.

استاندارد ISO/TR 17766

استاندارد ISO/TR 17766 استاندارد مربوط به ضرایب تصحیح عملکرد پمپ های سانتریفیوژ وقتی که سیالات ویسکوز پمپاژ می کنند، می باشد.

رویه های محاسباتی در استاندارد ISO/TR 17766 به راحتی قابل برنامه ریزی کامپیوتری جهت اصلاح منحنی های عملکرد جهت هر کاربردی می باشد.

استاندارد ISO 9906

استاندارد ISO 9906 استاندارد تست عملکرد پمپ های سانتریفیوژ و معیارهای پذیرش آن می باشد. استاندارد ISO 9906 سالیان متمادی به عنوان مرجع تمامی پمپ سازان و بازرسان فنی می باشد. استاندارد ISO 9906 توصیه های مهمی در خصوص نحوه چیدمان ایستگاه تست، تجهیزات اندازه گیری، خطاهای آزمایش، معیارهای پذیرش و رویه انجام آزمایشات دارد.

عموماً پمپ های API 610 مطابق با درجه ۱ این استاندارد تست می شوند و پمپ های ISO 5199 مطابق با درجه ۲ تست و بازرسی می شوند.

استاندارد ISO 1940.1

استاندارد ISO 1940.1 استاندارد بین المللی جهت کیفیت بالانس و تکران های مجاز بالانس روتورها می باشد. مطابق با استاندارد ISO 1940.1 کیفیت بالانس تمامی تجهیزات دوار به سطوح مختلف تقسیم می شود. هر سطح میزان باقیمانده وزنی متفاوتی خواهد داشت که بسته به کاربرد تجهیز، کیفیت های بالانس مختلفی حاصل می شود. استاندارد ISO 1940.1 توصیه های مهمی در خصوص نحوه بالانس روتورها و روش های محاسبه میزان باقیمانده وزنی دارد.

استاندارد API 671

استاندارد API 671 استاندارد طراحی کوپلینگ های انعطاف پذیر در صنایع نفت و پتروشیمی می باشد. توصیه می شود کوپلینگ پمپ های API 610 بر طبق استاندارد API 671 طراحی و ساخته شود.

استاندارد ISO 281

استاندارد ISO 281 استاندارد محاسبه و تعیین بار دینامیکی و طول عمر یاتاقانهای غلتشی می باشد. در طراحی دینامیکی محور پمپ های سانتریفیوژ، استاندارد ISO 281 توصیه های مهمی جهت نحوه محاسبه نیروها و طول عمر یاتاقان ها دارد.

سری استانداردهای ISO 3740، ISO 3744، ISO 3746

سری استانداردهای ISO 3740، ISO 3744، ISO 3746 استانداردهای مربوط به تعیین، محاسبه و تحلیل اکوستیکی و سطوح فشاری نویز در پمپ های سانتریفیوژ می باشد.

استاندارد ISO 5198

استاندارد ISO 5198 استاندارد انگلیسی در مورد تست های عملکرد پمپ های سانتریفیوژ، جریان مختلط و پمپ های محوری می باشد. این استاندارد کلاس دقیقی از تست ها (معمولا کلاس A) را مورد بررسی قرار می دهد.

استاندارد EN 10204

این استاندارد شامل تمامی تعاریف تست ها و مدارک مورد نیاز جهت محصولات ساخته شده از استیل ضد زنگ می باشد.

استاندارد ASME SEC V, DIV 2, ARTICLE 6

این استاندارد شامل الزامات و روش های تست های غیر مخرب می باشد. همچنین این قسمت، تعهدات سازنده را در قبال تست بیان می کند.

استاندارد ASME SEC VIII, DIV 1, APPENDIX 07

این استاندارد راهنمایی برای طراحی مخازن تحت فشار می باشد که با بررسی مسائل مواد و فن آوری و تکنیک های قابل اعتماد، به طراحی مخازن تحت فشار مورد استفاده در صنایع نفت و پتروشیمی و دیگر صنایع می پردازد.

استاندارد ISO 6743

این استاندارد جزئیات تمامی روانکارها و روغن های صنعتی که در این صنعت به کار می روند را تشریح می کند.

استاندارد ASME/ANSI B16.5

این استاندارد در زمینه فلنج های لوله ها و اتصالات فلنجی می باشد. این استاندارد دما و فشار نسبی، مواد، ابعاد، تیرانس و روش های طراحی برای فلنج لوله ها و اتصالات فلنجی را پوشش می دهد.

استاندارد NFPA 20

این استاندارد، الزامات مورد نیاز جهت نصب پمپ های ثابت آتش نشانی را پوشش می دهد.

استاندارد API 611

این استاندارد به بررسی کمترین الزامات مورد نیاز جهت توربین های بخار می پردازد. این توربین ها، توربین هایی به صورت افقی و یا عمودی هستند که محرکه پمپ و یا تجهیزات دیگر می باشند.

استاندارد API 686

این استاندارد تمامی الزامات مورد نیاز جهت نصب و راه اندازی ماشین های دوار صنعت نفت، پتروشیمی و گاز را پوشش می دهد.

استاندارد ASTM F998-10

این استاندارد تعاریف و الزامات کاربردی را جهت طراحی و ساخت ۳ کلاس از پمپ های سانتریفیوژ بیان می کند. این الزامات شامل ساخت و طراحی پمپ، عملکرد پمپ، توان نامی موتور، محل قرارگیری پمپ و موتور افقی، پایه های پمپ های عمودی، کوپلینگ و همراستایی محور و غیره می باشد.

طراحی پروانه

۱. مقدمه

پروانه پمپ های سانتریفیوژ، چرخش مکانیکی را به سرعت در سیال تبدیل می کند. پروانه به عنوان یک چرخ دوار در پمپ عمل می کند. پروانه دارای یک چشم ورودی است که مکش پمپ در آن اتفاق می افتد. سپس سیال از ورودی پروانه به طرف خروجی آن، توسط پره ها هدایت می شود. زاویه و شکل پره ها، بر اساس نرخ جریان طراحی می شوند. پره های هدایت کننده جریان، معمولاً توسط یک صفحه پشتی که به آن پوشش (شروود) یا پوشش پشتی و یک صفحه جلویی که به آن پوشش (شروود) جلویی می گویند، ریخته گری می شوند. پروانه ها با انواع مختلف بسته، نیمه باز و باز وجود دارند. اصولاً پروانه های بسته دارای نیروی محوری کمتر اما هزینه ساخت گرانتر می باشند. همچنین پروانه های باز و نیمه باز از نظر هزینه ساخت ارزانتر می باشند. مشخصه های مایع و وجود ذرات جامد، روان بودن و غیرروان بودن مایع و پارامترهایی از این قبیل در نوع استفاده از پروانه موثر هستند. پروانه های باز در پمپ های محوری و بسته در پمپ های شعاعی بکار میروند. که نوع باز برای مایعات حاوی ذرات جامد و البیاف دار، نوع بسته برای مایعات تمیز و بدون ذرات شناور مناسب می باشند. نوعی از پروانه های باز نیز برای مخلوط مایع و جامد بکار میروند.

بنابراین ساده ترین نوع پروانه، پروانه باز بوده که برای انتقال مایعات حاوی ناخالصی جامد شناور بکار میروند. پروانه نیمه باز نیز برای مایعات رسوب زا بکار برده میشود. کاربرد پروانه بسته نیز در ظرفیت های بالا و به دو دسته یک چشمی و دوچشمی تقسیم می شود. لازم است که اشاره کنیم هرچه اندازه ذرات شناور بیشتر باشد تعداد پره ها کمتر خواهد بود. وضع قرار گرفتن پروانه در پوسته باید به نحوی باشد که فاصله بین آن و پوسته حداقل ممکن باشد. این فاصله باعث میشود که مایع بین پوسته و پروانه قرار گرفته از یک طرف آن را روغن کاری کرده و از طرف دیگر مانع سایش پوسته و پروانه شود. به همین دلیل نباید این نوع پمپ را بدون مایع راه اندازی کرد. پمپ های گریز از مرکز توانایی ایجاد فشار بالا را ندارند لذا برای رسیدن به فشار بالا از چند پروانه ای ها استفاده میشود. این پمپ برای حجم زیاد و فشار پایین بهترین راندمان را دارد. پروانه ها به طور معمول توسط فرآیند ریخته گری تولید شده و بسیار به ندرت به صورت نیمه ساخته و جوشکاری می شوند. پروانه ها می توانند دارای اشکال مختلفی بر روی خود مثل سوراخ های تعادلی و پره های پشتی داشته باشند. این اشکال به کاهش تراست محوری تولید شده توسط فشار هیدرولیکی کمک می کنند. برای کاهش افت های بازچرخش جریان و افزایش کارایی حجمی پروانه، پروانه به رینگ های سایشی مجهز می شود. رینگ ها می توانند در جلوی پروانه، پشت پروانه و یا در هر

دو سمت آن قرار گیرند. همچنین می توان از پروانه هایی بدون رینگ های سایشی استفاده کرد.

فرآیند ریخته گری اولین روش ساخت پروانه می باشد. پروانه های با سایز کوچک برای آب های تمیز، با توجه به ضخامت قسمت کوچک شروود و تیغه ها، از برنج و یا برنز ریخته گری می شوند. اخیراً، از پلاستیک نیز به عنوان ماده ای در ریخته گری این نوع پروانه ها استفاده می شود.

برای پروانه های بزرگتر و در بیشترین کاربردها، چدن به عنوان اولین انتخاب مطرح می شود.

کلاس مورد استفاده آن ASTM A-48-40 (کمترین مقاومت کششی آن ۴۰۰۰ پی اس آی یا ۲۷۲۰ کیلوگرم ثانیه بر سانتی متر مربع می باشد) است. این مورد در حداکثر سرعت جانبی ۵۵ متر بر ثانیه و حداکثر دمای ۲۰۰ درجه سانتی گراد کاربرد دارد. وقتی دما بیش از ۲۰۰ درجه باشد، کربن استیل با کلاس A-216 WCA/WCC پیشنهاد می شود.

کاربرد فولاد ریخته گری بستگی به استفاده آن در کاربرد مواد ساینده ای مانند خاکستر، شن و سرباره های جوشکاری دارد. در این موارد، پروانه ها می توانند توسط استیل با ۱۲ درصد کروم ریخته گری شوند (A-743 CA15). ریخته گری توسط استیل ضد زنگ (A-744 CF8M) برای مواردی که مقاومت بسیار بالا در برابر خوردگی و دماهای کاری پایین مورد توجه است، انجام می شود. در کاربردهای با دمای پایین (دماهایی که کمتر از ۱۰۰ درجه نباشند)، ریخته گری توسط فولاد آهن دار با ۳.۵ درصد نیکل مورد استفاده قرار می گیرد (A-352 LC3).

برای دماهای تا ۲۰۰ درجه سانتی گراد از ریخته گری با A-276 کلاس ۳۰۴ می بایست استفاده شود. برای کاربردهای دریایی از ریخته گیری به وسیله آلومینیوم برنز (B-148 – Alloy C 95 800) استفاده می کنیم. ریخته گری در کلاس مس برنز توسط B 150- Alloy 63 200 انجام می شود. ساخت پروانه برای پمپ های با محلول های اسیدی تند و دیگر سیالات خورنده نیازمند مواد خاصی می باشد. به عنوان مثال، برای اسید سولفوریک (غلظت ۶۷ درصد در دمای بین ۶۰ تا ۷۰ درجه سانتی گراد) به چدن با سیلیکون بالا (سیلیسیوم ۱۵ درصد) نیاز می باشد.

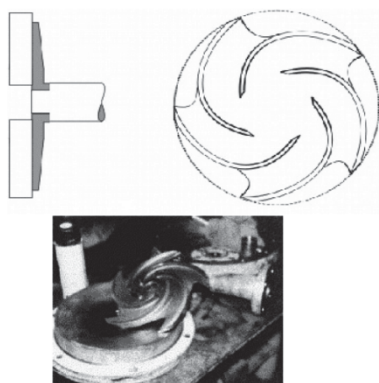
در خلال فرآیند ریخته گری، بسیار مهم است که سطوحی از پروانه را که در تماس با سیال می باشند، تا حد امکان صاف و صیقلی نگه داریم. همچنین لازم به ذکر است که صافی نسبی مسیر سیال، پارامتری تعیین کننده در کارایی پمپ می باشد.

در یک پمپ طراحی شده با پروانه بسته، سطح تماس فلز با سیال که سبب ایجاد افت های اصطحاک می شود، بسیار بالا می باشد. وقتی



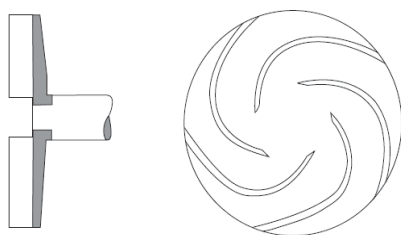
شکل شماره ۲- پروانه باز کاملاً حلزونی

شکل شماره (۳) نشان دهنده پروانه باز تا قسمتی دالبری شکل می باشد. این پروانه مقدار بیشتری تراست محوری را نسبت به پروانه کاملاً حلزونی تجربه می کند. اگرچه این پروانه کارایی و مشخصات هد بالاتری دارد.



شکل شماره ۳- پروانه باز تا قسمتی حلزونی

سومین نوع این پروانه ها به نام پروانه باز با شرودهای پشتی شناخته می شود که یک پروانه باز با شرودهای پشتی کامل می باشد. به طور معمول این پروانه دارای ۵ درصد کارایی بیشتر نسبت به پروانه باز کاملاً حلزونی است، در حالی که قابلیت تولید هد را کاهش می دهد. پروانه های باز با شرودهای کامل در میان پروانه های باز، بیشترین میزان تراست محوری را تجربه می کند. برای کاهش این اثر، از تیغه های پشتی استفاده می شود تا فشار هیدرولیکی که سبب تولید تراست محوری می شود را آزاد سازد.



شکل شماره ۴- پروانه باز با شرودهای پشتی

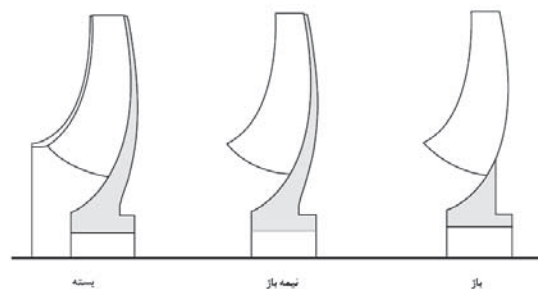
پروانه های گردابی یا غیر قابل انسداد، پروانه های باز با شرودهای کامل می باشند. کاربرد این پروانه ها در مواردی است که اندازه ذرات جامد معلق در سیال از نظر اندازه بزرگ و یا از نوع کریستال و فیبر باشند. پروانه های گردابی، انرژی را به طور مستقیم به سیال منتقل نمی کنند. در عوض، این پروانه ها، چرخشی را ایجاد می کنند که بهترین تعبیر برای آن، گرداب می باشد. این گرداب در چرخش، انرژی را به سیال منتقل می کند. محل قرارگیری پروانه معمولاً در بالای محفظه می باشد که این موضوع سبب می شود تا پروانه به سختی نیروی

قطر پروانه زیاد باشد، مشکل حادث تر به نظر می رسد و لذا نیاز به سطح صاف، بسیار ضروری تر به نظر می رسد.

پس از انجام ریخته گری و عملیات اتمام سطوح، پروانه ها به صورت دینامیکی متعادل می شوند. محدوده مجاز عدم تعادل های باقیمانده در ISO و یا API که دارای مقررات شدیدتری می باشد، تعریف شده است. تعادل پروانه به تنهایی کافی نمی باشد. زمانی که اجزاء پمپ و روتور حاضر باشند، باید کل تجهیزات بر روی دستگاه تعادلی قرار داده شده و در محدوده های مورد نظر متعادل و تنظیم گردند.

۲. ساختار پروانه ها

سه مدل از ساختار پروانه ها در شکل زیر دیده می شود. این طبقه بندی بر اساس حضور و یا عدم حضور پوشش پروانه ها و شرودهای آنها می باشد.



شکل شماره ۱- انواع پروانه ها

۲.۱. پروانه بسته

پروانه بسته شامل تیغه های شعاعی می باشد (معمولاً به تعداد ۳ الی ۷ عدد)، که از هر دو طرف به وسیله دو صفحه که شروده نامیده می شود محاط می شود. آنها شامل رینگ های سایشی در چشم مکش می شوند. این پره ها ممکن است در شرودهای پشتی رینگ سایشی داشته باشند یا نداشته باشند. پروانه هایی که در قسمت پشتی رینگ سایشی ندارند، معمولاً دارای پره های پشتی می باشند. پمپ های با پروانه های بسته و رینگ های سایشی در هر دو طرف، دارای کارایی بسیار بالایی می باشند.

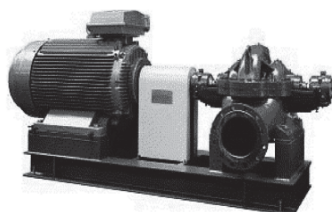
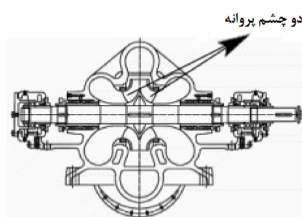
۲.۲. پروانه های نیمه باز

پروانه های نیمه باز با توجه به حذف صفحه اصطکاکی از شروده جلویی، دارای کارایی بالاتری می باشند و در مواردی که سیال دارای ذرات معلق یا فیبرها است کاربرد بیشتری دارد. تراست محوری ایجاد شده در پروانه های نیمه باز، به طور معمول بالاتر از پروانه های بسته می باشد.

۲.۳. پروانه های باز

سه نوع از اشکال شرودهای پشتی وجود دارد. نوع اول، پروانه باز کاملاً دالبری نام دارد که در شکل زیر مشاهده می کنید: شرودهای پشتی به طور معمول در این پروانه ها وجود ندارد و از همین رو تراست محوری ایجاد شده توسط فشار هیدرولیکی از بین می رود.

به طور معمول، جریان های بالای ۵۵۰ متر مکعب بر ساعت، نیازمند پروانه های دو مکشه می باشند. به شکل های زیر توجه فرمایید:



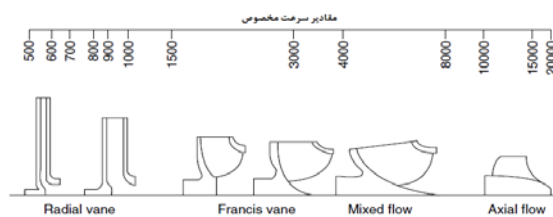
شکل شماره ۸- پمپ با پروانه دو مکشه

۴. جریان خروجی از پروانه

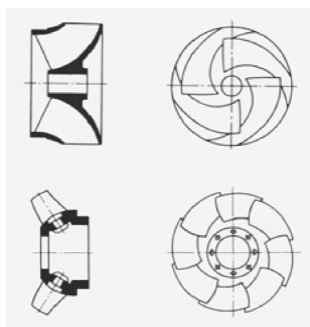
جهت جریان خروجی از پروانه می تواند به صورت یکی از موارد زیر باشد:

- شعاعی (عمود بر جهت جریان ورودی)
- مختلط
- محوری (موازی با جهت جریان ورودی)

جریان خروجی به وسیله یک پارامتر بسیار مهم با نام سرعت مخصوص پمپ تعیین می گردد. با افزایش سرعت مخصوص طراحی یک پمپ، لازم است که ساختار پروانه پمپ از نوع شعاعی به نوع محوری تغییر کند. به طور کلی می توان گفت که برای سرعت های مخصوص پایین (جریان پایین و هد بالا) پروانه های شعاعی استفاده شده و برای سرعت های مخصوص بالا (جریان بالا و هد پایین) پروانه های محوری (ملخ) استفاده می شوند.

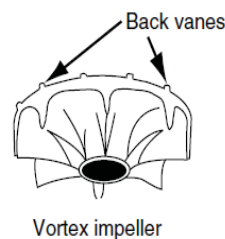


شکل شماره ۹- اشکال مختلف پروانه با توجه به سرعت مخصوص آنها



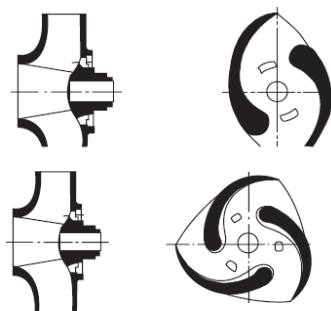
شکل شماره ۱۰- پروانه جریان مختلط و پروانه مدل ملخی جریان مختلط

شعاعی را تجربه کند. همین موضوع به پمپ اجازه می دهد تا به طور یکنواخت و پیوسته، حتی با دریچه خروجی بسته، کار کند.

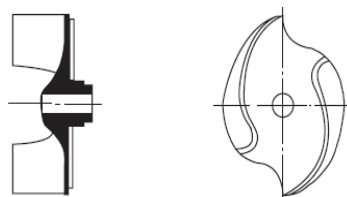


شکل شماره ۵- پروانه های گردابی

از دیگر طراحی های غیر قابل انسداد پروانه در انواع نیمه باز و بسته، می توان به اشکال زیر اشاره کرد:



شکل شماره ۶- پروانه های غیر قابل انسداد بسته با ۲ و ۳ کانال



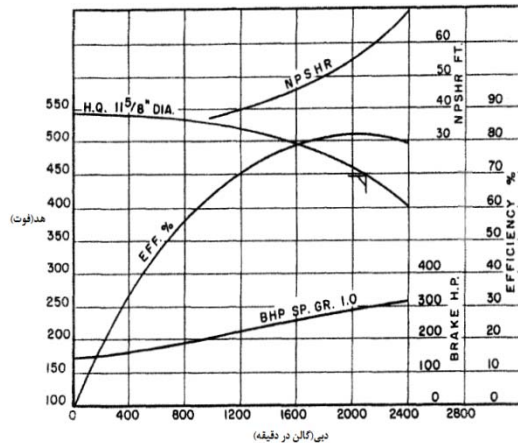
شکل شماره ۷- پروانه های غیر قابل انسداد نیمه باز با ۲ کانال (شکل ۵)

به طور کلی اغلب پروانه های باز، از نوع حلزونی تقریبی و شroud کامل می باشند. از پروانه های کاملاً باز به دلیل کارایی پایین و بار خمشی روی پره ها، به ندرت استفاده می شود.

۳. مکش پروانه

به طور کلی هر پروانه، یک چشم یا یک ورودی دارد که مکش سیال در آن اتفاق می افتد. به این گونه پروانه ها، پروانه های تک مکش می گویند. پمپ های با پروانه های تک مکش (پروانه هایی با حفره مکش تنها در یک سمت) جزو طراحی های ساده به شمار می روند، اما این پروانه با توجه به آنکه جریان تنها در یک سمت پروانه وجود دارد دارای عدم تعادل تراست محوری بیشتری می باشد. در پمپ هایی با نرخ جریان بالا، این موضوع با پروانه ای با دو مکش حل می شود. پمپ های با پروانه های دو مکشه (پروانه هایی با حفره مکش تنها در هر دو سمت) دارای NPSHr کمتری نسبت به پمپ های تک مکشه می باشند. چنین پمپ هایی از نظر هیدرولیکی متعادل فرض می شوند ولی در صورت لوله کشی مکش ناصحیح، بسیار مستعد جریان نامتعادل در هر دو سمت می باشند.

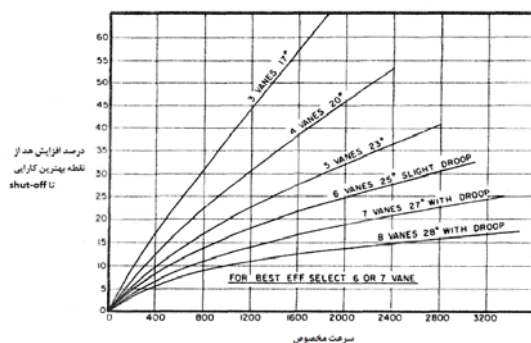
$$N_s = \frac{RPM * Q^{1/2}}{H^{3/4}} = \frac{3600 * (2100)^{0.5}}{(450)^{0.75}} = 1688 (u.s) \text{ or } 1960 (metric)$$



شکل شماره ۱۲- عملکرد مورد نیاز پمپ جدید

❖ گام دوم: محاسبه تعداد پره ها و زاویه خروجی

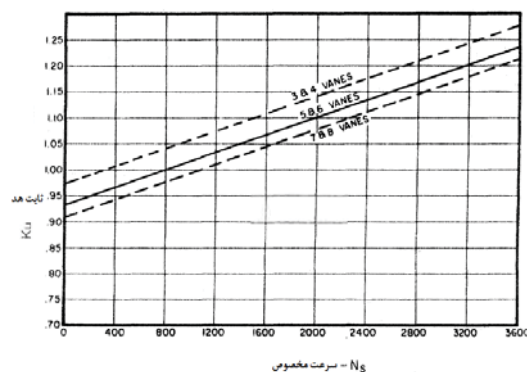
افزایش هد دلخواه از نقطه بهترین کارایی به نقطه دیبی صفر (shut-off) به طور پیوسته افزایشی اکیدا صعودی با نرخ ۲۰ درصد می باشد. برای تولید این افزایش هد به نمودار زیر مراجعه کرده که طبق آن، پروانه ای با ۶ تیغه و با فواصل مساوی با زاویه تخلیه ۲۵ درجه باید طراحی شود.



شکل شماره ۱۳- درصد افزایش هد

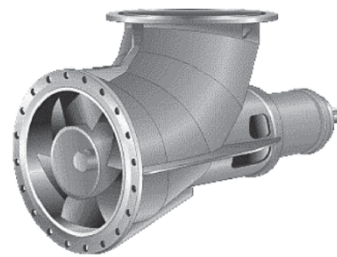
❖ محاسبه قطر پروانه

از طریق نمودار زیر، ثابت هد (k_u) را به دست می آوریم.



شکل شماره ۱۴- ثابت هد

با توجه به نمودار خواهیم داشت که $k_u = 1.075$ و داریم:



شکل شماره ۱۱- پمپ با پروانه جریان محوری

۵. طراحی پروانه

در این بخش، جزئیات طراحی پروانه یک پمپ سانتریفیوژ ارائه می شود. این اطلاعات در یک طراحی جدید (در جایی که یک مدل پروانه برای سرعت مخصوص مشابه وجود ندارد) استفاده می شود. فاکتورهای طراحی نشان داده شده برای رهیافت های تئوریک و بر اساس سال ها، جمع آوری نتایج هزاران تست عملکرد در سرعت مخصوص های متفاوت می باشند. پیش از طرح یک مثال به تعریف سرعت مخصوص می پردازیم.

• سرعت مخصوص

سرعت مخصوص پمپ های سانتریفیوژ به ترتیب زیر تعریف می شود:

$$N_s = \frac{RPM * Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (1)$$

که در آن RPM نشان دهنده میزان دور الکتروموتور، Q میزان نرخ جریان بر حسب متر مکعب بر ساعت (یا دیگر واحدها) و H هد پمپ بر حسب متر (یا دیگر واحدها) می باشد. سرعت مخصوص به طور معمول در نقطه بهترین کارایی و بیشترین قطر پروانه و تنها برای پمپ های تک طبقه محاسبه می شود. برای تبدیل سرعت مخصوص از واحدی به واحد دیگر، می توان از جدول زیر بهره برد.

واحد	تبدیل متریک به یو.اس یا متریک یا متریک	تبدیل یو.اس به متریک یا متریک یا متریک	ظرفیت
Feet	0.472	21.19	Fr ³ /Sec
Meters	0.194	51.65	M ³ /Sec
Meters	.15	6.67	M ³ /Min
Meters	1.1615	.8609	M ³ /Hr

جدول شماره ۱- جدول تبدیل سرعت های مخصوص

سرعت مخصوص مکش نیز همانند سرعت مخصوص محاسبه می شود، با این تفاوت که به جای هد از پارامتر NPSHr (مورد نیاز) استفاده می شود. مثال زیر فرایند مورد نیاز طراحی یک پروانه را نشان می دهد.

ملزومات یک پمپ جدید در نقطه بهترین کارایی (بر اساس واحدهای یو.اس) و بر اساس نمودار شکل (۱۲) می باشد.

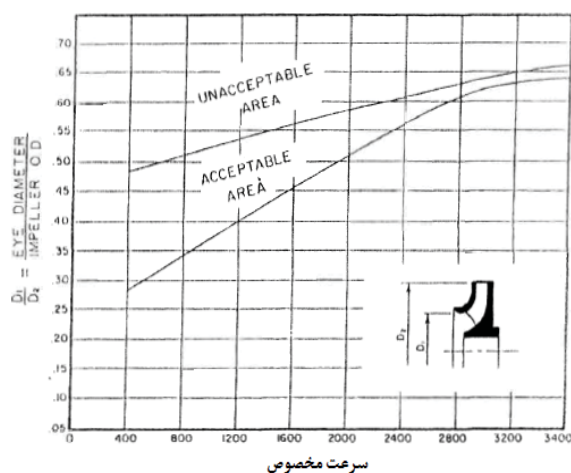
• دیبی: ۲۱۰۰ گالن بر دقیقه

• هد: ۴۵۰ فوت

• الکتروموتور: ۳۶۰۰ دور بر دقیقه

• سیال: آب

❖ گام اول: محاسبه سرعت مخصوص



شکل شماره ۱۶- نسبت قطر چشم پروانه به قطر کلی پروانه

❖ تعیین قطر شفت زیر چشم پروانه

در این قسمت لازم است که به جزوه آموزشی طراحی شفت، تهیه شده توسط گروه تحقیق و توسعه مراجعه کنید. برای حل و ادامه مثال بالا این قطر را ۲ اینچ فرض می کنیم.

❖ تعیین مساحت چشم پروانه

برای این منظور از مساحت محاسبه شده به وسیله قطر چشمی پروانه، مساحت به دست آمده به وسیله قطر شفت را کم می کنیم (رابطه ۶).

$$\text{Eye Area} = \text{Area at impeller eye} - \text{shaft area}$$

به عنوان مثال، برای ادامه مثال بالا خواهیم داشت:

$$\text{Eye Area} = 23.76 - 3.1 = 20.66 \text{ sq inch}$$

❖ تخمین NPSH_r

از جدول شکل شماره ۱۷ که در صفحه بعد مشاهده می کنید می توان روابط ۷ و ۸ را محاسبه نمود:

$$Cm_1 = \frac{GPM * 0.321}{\text{AREA}(\text{sq inch})} \quad (7)$$

$$U_t = \frac{D_1(\text{inch}) * RPM}{229} \quad (8)$$

با استفاده از این دو رابطه، از روی نمودار بالا، NPSH_r را بر روی محور عمودی تخمین می زنیم و به دنبال آن سرعت مخصوص مکش را از رابطه زیر محاسبه می کنیم:

$$N_{ss} = \frac{(GPM)^{1/2} * RPM}{NPSH_R^{3/4}} \quad (9)$$

پس برای مثال خود خواهیم داشت:

$$Cm_1 = \frac{2100 * 0.321}{20.66} = 32.63 \text{ ft/sec}$$

$$U_t = \frac{5.5 * 3600}{229} = 86.5 \text{ ft/sec}$$

$$NPSH_R = 59 \text{ ft}$$

$$D_2 = \frac{1840 * k_u * H^{1/2}}{RPM} \quad (2)$$

که در آن ۱۸۴۰، ضریب تبدیل واحدهای انگلیسی به SI می باشد. برای مثال مورد نظر خواهیم داشت:

$$D_2 = \frac{1840 * 1.075 * 450^{1/2}}{3600} = 11.66 \text{ inch}$$

❖ محاسبه عرض پروانه

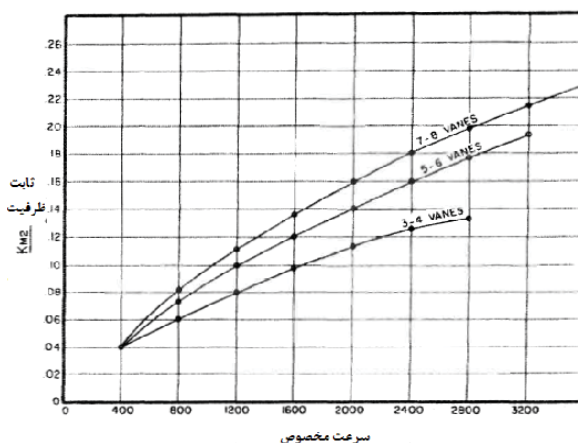
برای محاسبه عرض پروانه، ابتدا لازم است که ثابت ظرفیت را از روی نمودار زیر محاسبه کرده و با توجه به رابطه زیر عرض پروانه را محاسبه می کنیم:

$$b_2 = \frac{GPM * 0.321}{Cm_2 * (D_2 \pi - ZS_u)} \quad (3)$$

که در آن :

$$Cm_2 = Km_2 * (2gH)^{0.5} \quad (4)$$

که در آن S_u به طور تقریبی ۰.۵ اینچ در نظر گرفته می شود. همچنین Z تعداد پره های پروانه می باشد.



شکل شماره ۱۵- ثابت ظرفیت

طبق نمودار، Km₂ برابر با ۰.۱۲۵ می باشد. پس طبق روابط بالا خواهیم داشت:

$$Cm_2 = Km_2 * (2gH)^{0.5} = 0.125 * 170 = 21.3 \text{ ft/sec}$$

$$b_2 = \frac{2100 * 0.321}{21.3 * (11.66 * \pi - 6 * 0.5)} = 1.09 \text{ inch}$$

❖ تعیین چشم پروانه

با استفاده از نمودار نسبت قطر چشم پروانه به قطر کلی پروانه می توانیم قطر چشم پروانه را محاسبه کنیم.

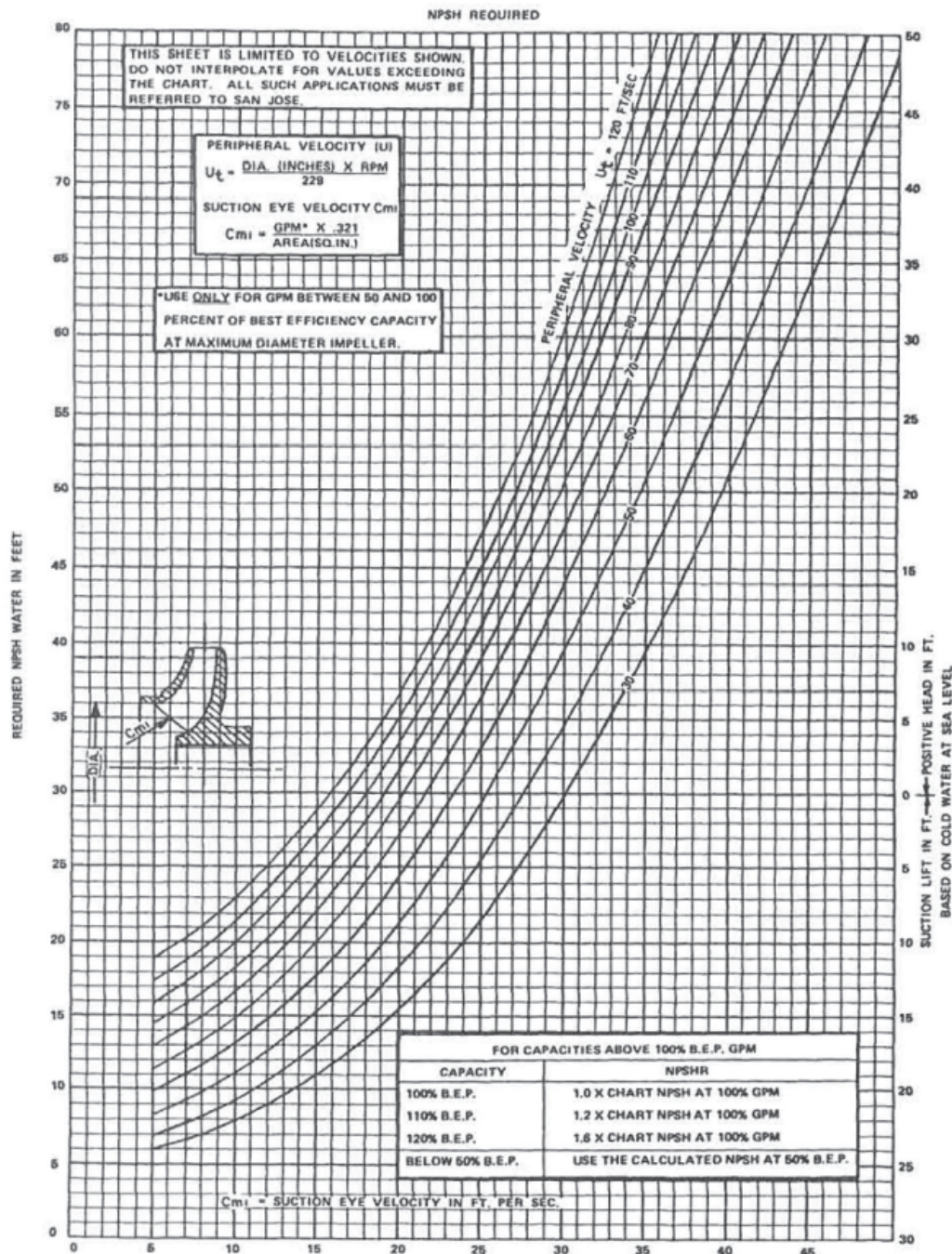
$$\frac{D_1}{D_2} = n \quad (5)$$

برای ادامه مثال بالا داریم:

$$\frac{D_1}{D_2} = 0.47 \rightarrow D_1 = 11.66 * 0.47 = 5.5 \text{ inch}$$

در ادامه این مبحث به سراغ پارامترهای حلزونی برویم. این پارامترها جهت نهایی کردن محاسبات و تخمین های ابتدایی پروانه مورد نظر می باشند.

$$N_{ss} = \frac{(2100)^{1/2} * 3600}{59^{3/4}} = 7749$$



شکل شماره ۱۷- نمودار تخمین NPSH_r

مجموعه اطلاعات جمع آوری شده توسط چند کمپانی اصلی پمپ سازی می باشد. در ادامه، نمودار شکل شماره ۱۹ میانگینی از این نمودارها را نشان می دهد و مساحت تخمینی برای محفظه را پیشنهاد می دهد.

پس خواهیم داشت:

$$volute\ area\ A_8 = \frac{0.04 * GPM}{K_3 * (H)^{0.5}} \quad (10)$$

❖ تعیین پارامترهای محفظه

جهت نهایی کردن طراحی پروانه، باید تمامی محدودیت های پوسته پمپ را در نظر بگیریم. طراحی پروانه به تنهایی کافی نمی باشد، بلکه بسیار مهم است که از لحاظ فیزیکی رابطه بین پروانه و محفظه، پروانه و قطر زبانه و پروانه و ضخامت محفظه را مشاهده کنیم.

برای یافتن مساحت محفظه، ابتدا به سراغ نمودار مطرح شده در شکل شماره ۱۸ می رویم. این نمودار نشان دهنده تعدادی نمودار برای ثابت سرعت محفظه K_3 می باشد. این نمودارها نشان دهنده

عرض محفظه b_3	سرعت مخصوص N_s
$2.0 b_2$	$< 1,000$
$1.75 b_2$	$1,000 - 3,000$
$1.6 b_2$	$> 3,000$

جدول شماره ۲- مقادیری برای عرض محفظه

پس برای عرض محفظه مثال بالا خواهیم داشت:

$$volute\ width = 1.09 * 1.75 = 1.9\ inch$$

$$(\cong 2\ inch)$$

❖ تعیین قطر زبانه

کمترین فاصله بین قطر پروانه و زبانه محفظه، جهت جلوگیری از سروصدا، ارتعاشات و نوسانات، مخصوصاً در فرکانس گذر از پره، باید حفظ شود. پس طبق جدول زیر خواهیم داشت:

سرعت مخصوص N_s	قطر زبانه D_3
$600 - 1,000$	$D_2 \times 1.05$
$1,000 - 1,500$	$D_2 \times 1.06$
$1,500 - 2,500$	$D_2 \times 1.07$
$2,500 - 4,000$	$D_2 \times 1.09$

جدول شماره ۳- مقادیری برای قطر زبانه

$$D_3 = D_2 * 1.07 = 11^{5/8} * 1.07 = 12^{7/16}\ inch$$

اطلاعاتی که جهت طراحی پروانه در این فصل ارائه شده است، تنها

در موارد زیر کاربرد دارند:

- سرعت های مخصوص بین ۴۰۰ تا ۳۶۰۰
- پروانه های باز یا بسته
- پوسته های محفظه ای شکل یا دیفیوژری
- واحدهای تک طبقه یا چند طبقه
- پمپ های افقی یا عمودی
- پروانه های تک مکشه یا دو مکشه

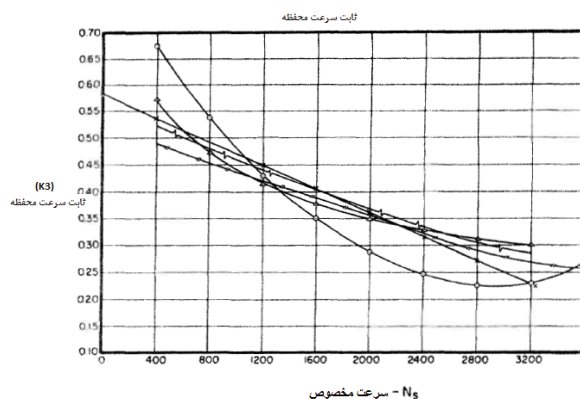
۶. طرح اولیه پروانه

در ادامه طرح اولیه عرض پروانه b_2 در قطر کلی مشاهده می شود. آغاز توسعه پروفیل پروانه از هاب به شروود به وسیله عرض پروانه به طور تقریبی هر ۵ درجه در هر طرف خط مرکز عمودی به سمت چشم مکش انجام می شود. تکمیل این پروفیل ها به وسیله نهایی کردن هر پروفیل به روش گفته شده، برای تولید میزان سطح چشم مورد نیاز، انجام می شود. تغییر سطح از چشم به تخلیه، می بایست به طور تدریجی باشد. برای کم کردن میزان تراست شعاعی و محوری، باید تا حد امکان پروانه را حول خط مرکز عمودی آن به طور متقارن ساخت.

$$volute\ area\ A_8 = \frac{0.04 * 2100}{0.365 * (450)^{0.5}}$$

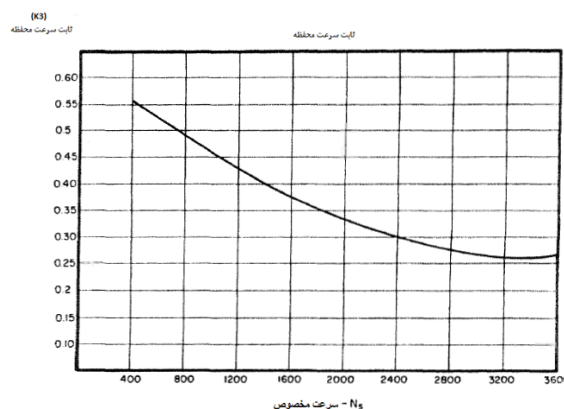
$$= 10.85\ sq\ inch$$

مساحت محاسبه شده محفظه، مساحت نهایی برای یک پمپ تک محفظه می باشد. برای پمپ های با محفظه دابل، این مساحت باید تقسیم بر دو و برای پمپ های دیفیوژری باید بر تعداد تیغه های موجود در محفظه تقسیم شود.



شکل شماره ۱۸- نمودار ثابت سرعت محفظه بر حسب سرعت

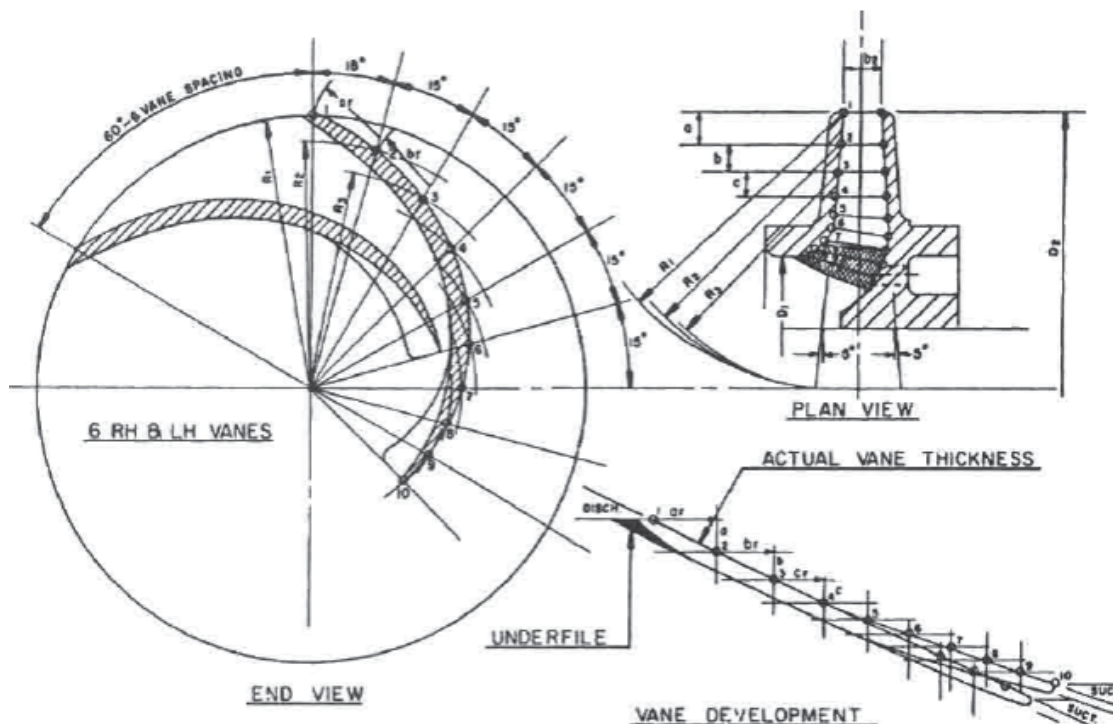
مخصوص (نمودار تهیه شده توسط چند کمپانی پمپ ساز)



شکل شماره ۱۹- نمودار ثابت سرعت محفظه بر حسب سرعت مخصوص

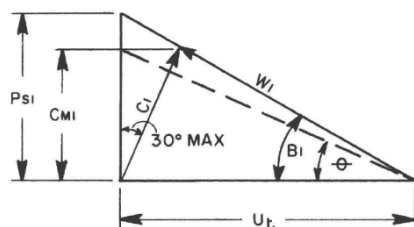
❖ تعیین عرض محفظه

برای تعیین عرض محفظه، نیاز به تطبیق پروانه هایی با اقطار مختلف و نیز در نظر گرفتن b_2 می باشد. فاصله بین شروود پروانه تا پوسته ثابت باید به میزانی کافی باشد تا در صورت وجود خطا در ریخته گری، انتهای باز آن همچنان در سطح رضایت بخشی باشد. آنچه در جدول زیر مشاهده می شود، مقادیر به دست آمده برای عرض محفظه مقادیر ارائه شده توسط استپانوف می باشد.



شکل شماره ۲۰- طرح اولیه پروانه

پیدا می کند (نقطه ۴). توسعه تیغه ها برای کانتور شود از طریق رسم تعدادی خطوط مساوی با زوایای ورودی مکش جهت ایجاد توازن بین زاویه تخلیه و زوایای مکش، ایجاد می شود. این توازن می تواند توسط یک منحنی بسیار آرام، به طوری که نقاط مانده در طراحی تیغه ها تا رسیدن به شعاع چشم پروانه رسم شوند، به دست آید. در مثال ما نقطه ۱۰ مورد نظر می باشد.



شکل شماره ۲۱- مثلث سرعت ورودی پروانه

توسعه تیغه ها و طرح اولیه برای شروع پستی، به همان شیوه محاسبه زاویه تیغه هاب مورد نیاز می باشد. این فرآیند باید منجر به تخمین قطر تیغه هاب در نقطه ۱۰ شود. اگر این قطر بیش تر از ۱/۴ اینچ شود، زاویه تیغه هاب باید تغییر کرده و طرح اولیه دوباره تکرار شود. طرح تیغه ها با افزودن ضخامت تیغه، کامل می شود. در این نقطه از طراحی لازم است که نسبت سطح تیغه A_v به سطح چشم مکش A_e کنترل شود. با توجه به نمودار مشاهده می شود که این نسبت باید بین ۰.۴ تا ۰.۶ باشد. A_v سطحی است که در شکل نقشه سایه زده شده است. در صورتی که این نسبت خارج از محدوده باشد، لازم است که نقشه پروفیل و یا ضخامت تیغه ها تغییر کند.

❖ توسعه شکل نهایی پروانه

یک دایره با قطر کامل پروانه رسم می شود. دایره به چند قسمت با زاویه زوج تقسیم می شود. در این مدل، از قسمت های ۱۵ درجه ای استفاده می شود. هرچه قدر میزان تقسیمات کوچکتر باشد، طرح اولیه به طور دقیق تری به دست می آید.

❖ زوایای ورودی پروانه

زوایای ورودی، از طرح اولیه مثلث سرعت، که نشان دهنده اجزای متفاوت سرعت های ورودی جریان به پروانه می باشد، به دست می آید. بردارهای u_t و c_{m2} زاویه جریان (ϕ) را ارائه می دهند. زاویه تیغه B_1 کشیده شده تا p_{s1} را قطع کند. این زاویه باید بزرگتر از ϕ باشد تا اجازه جریان دوباره و سرعت یکنواخت را به پروانه بدهد. برای یک طراحی منطقی، زاویه پیش چرخش نباید از ۳۰ درجه بیشتر شود و برای $NPSH$ بهینه باید $p_{s1} = 1.05 \text{ to } 1.2$ برابر c_{m1} انتخاب شود.

❖ توسعه تیغه های پروانه

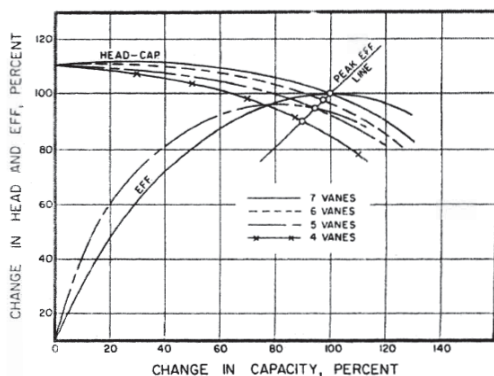
توسعه تیغه ها به وسیله رسم یک خط مساوی با زاویه تخلیه آغاز می شود. در شکل نهایی، فاصله a_r پیدا و تخمین زده می شود. با انتقال a_r به خط زاویه تخلیه در توسعه تیغه، فاصله a را به ما می دهد. فاصله a به شروع جلویی بر روی پروفیل پروانه انتقال داده می شود. R_2 اندازه گیری شده و بر روی طرح نهایی رسم می شود (نقطه ۲ مشخص می شود). کنترل شود که در صورت صحیح نبودن تخمین a_r ، این تخمین دوباره تکرار شود. این فرآیند تا قطر کمینه زبانه ادامه

❖ پیشنهادات طراحی

۱. استانداردسازی روابط بین تعداد تیغه ها و زاویه تیغه تخلیه.

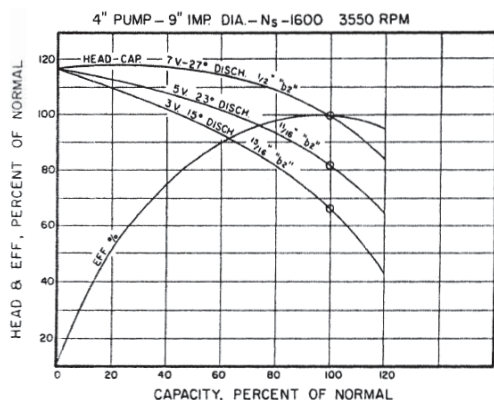
منحنی نشان داده شده در شکل شماره ۲۳، رابطه تعداد و زاویه تیغه ها که بر روی عملکرد پمپ تاثیر می گذارد را نشان می دهد. این استانداردسازی سبب تخمین عملکرد صحیح تری می شود.

۲. شکل زیر نشان دهنده تاثیرات تعداد تیغه های پروانه در همان پوسته، بر عملکرد نمودار دبی-هد می باشد.



شکل شماره ۲۴- تاثیر تعداد تیغه ها بر عملکرد پمپ

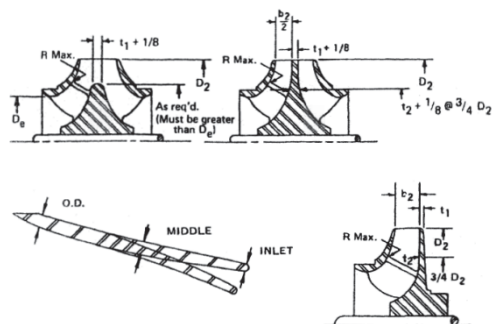
۳. می توان با ثابت نگه داشتن دبی و کارایی در نقطه بهترین کارایی، با افزایش b_2 تعداد تیغه ها و زاویه ها را کاهش داد. برای بهترین کارایی، نسبت سرعت بین محفظه و سرعت جانبی باید ثابت نگه داشته شود. متشابهها برای قطر پروانه یکسان، تعداد تیغه ها و زاویه خروجی با تغییر در b_2 تغییر می کند.



شکل شماره ۲۵- نقطه بهترین کارایی ثابت برای

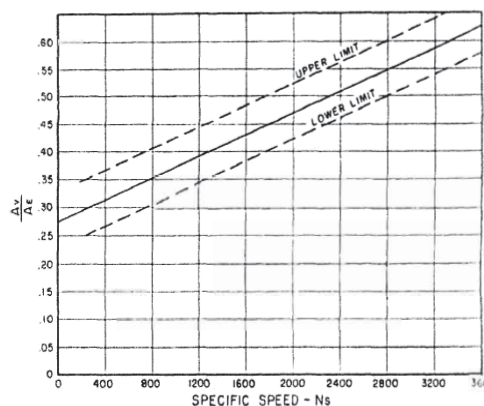
زاویه خروجی و تعداد تیغه های متفاوت به وسیله تغییر در b_2

پمپ های در رنج سرعت مخصوص بالاتر (۱۰۰۰ تا ۵۰۰۰)، دارای مثلث سرعت متفاوتی می باشند که زوایای تیغه مکش متفاوتی را در هاب و چشم پروانه ارائه می دهند.

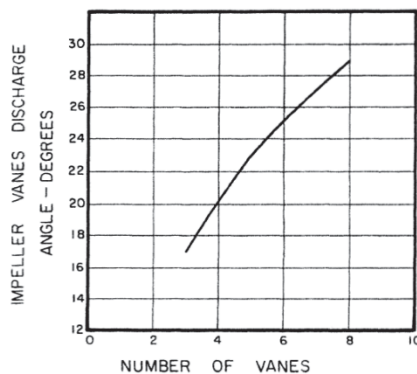


IMP. DIA	MIN. VANE THICKNESS			MIN. SHROUD THICKNESS	
	O.D.	MIDDLE	INLET	t_1	t_2
> 6-11	7/32	5/16	1/8	1/8	3/16
> 11-15	1/4	3/8	3/16	5/32	5/16
> 15-19	9/32	7/16	3/16	3/16	3/8
> 19-23	5/16	1/2	1/4	7/32	7/16
> 23-31	11/32	9/16	1/4	1/4	9/16
> 31-35	3/8	5/8	5/16	5/16	5/8
> 35-39	7/16	11/16	5/16	3/8	11/16
> 39-50	1/2	3/4	3/8	7/16	3/4

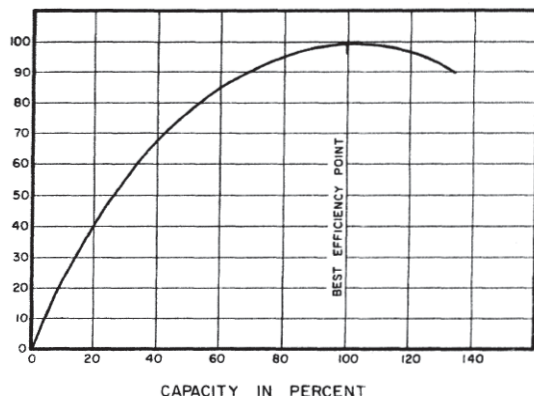
جدول شماره ۴ - ضخامت شروود و تیغه کمینه جهت قابلیت ریخته گری



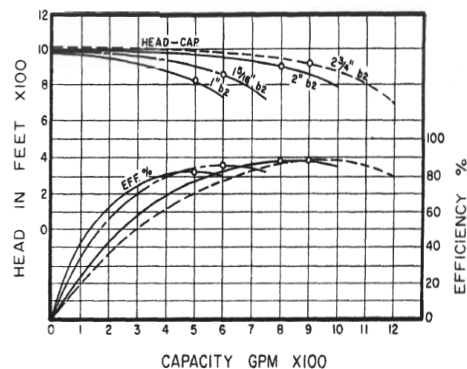
شکل شماره ۲۶- نسبت بین سطح تیغه ها و چشم پروانه



شکل شماره ۲۷- استاندارد پیشنهادی برای تعداد تیغه ها



شکل شماره ۲۷- پیش بینی کارایی در دو طرف نقطه بهترین کارایی



شکل شماره ۲۶- تاثیرات b_2 بر عملکرد پمپ

۴. از تعداد تیغه های زوج در پمپ های محفظه دویل خودداری شود.

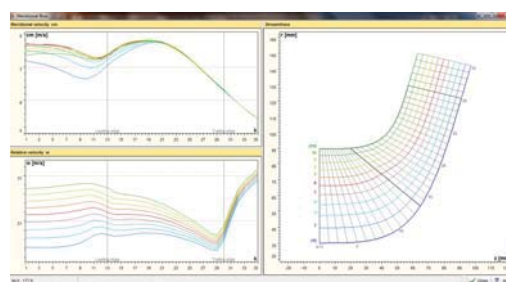
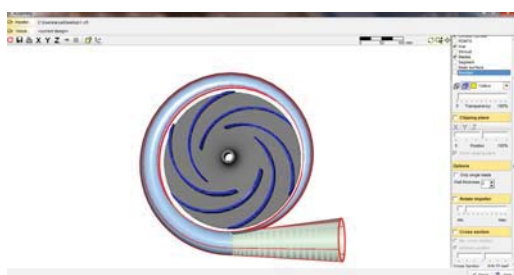
۵. جهت پیش بینی کارایی در دو طرف نقطه بهترین کارایی از نمودار شکل ۲۷ استفاده شود.

معرفی نرم افزار CF Turbo ویرایش ۸

نرم افزار CF Turbo محصول شرکت CFturbo Software & Engineering GmbH آلمان می باشد و برای طراحی توربوماشین های جریان شعاعی و جریان مختلط ساخته شده است. این نرم افزار قابلیت طراحی هیدرولیک پمپ، فن، کمپرسور و توربین را دارد. استفاده از این نرم افزار تقریباً ساده است و امکان ایجاد سریع هندسه پروانه و حلزونی میسر می باشد. با این نرم افزار طراح قادر است طراحی های مختلف را همزمان با هم مشاهده و مقایسه نماید.

نرم افزار CF Turbo شامل تعداد زیادی روابط تقریبی است که کاربر را قادر می سازد با استفاده از تجربیات خود و برای کاربرد ویژه فرآیند طراحی را مدیریت کند. علاوه بر آن امکان حذف مراحل طراحی و اتوماتیک کردن آن نیز وجود دارد که در این حالت به سرعت با استفاده از پیش فرض های نرم افزار مراحل طراحی تکمیل می شود. مهندسين با تجربه در توربوماشین ها با استفاده از این نرم افزار قادر خواهند بود در مدت زمان بسیار کوتاه، توربوماشین های با راندمان بالا طراحی کنند.

از خروجی این نرم افزار به راحتی می توان در محیط های CAE و CFD استفاده نمود..

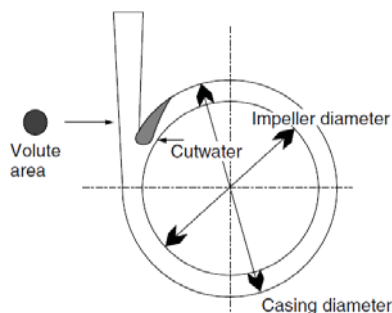


طراحی حلزونی

طور معمول در پمپ های پروانه ای جریان مختلط با سرعت مخصوص بالا، با یک مسیر تحویل حلقوی با یک مقطع ثابت، استفاده می شوند. این سیستم همچنین می تواند در پمپ هایی با سرعت مخصوص پایین که سیال را همراه با مواد جامد پمپ می کنند، استفاده شوند.

❖ پوسته هم مرکز (concentric casing)

پوسته های هم مرکز معمولاً در پمپ های سانتریفیوژ تک طبقه و یا طبقه آخر پمپ های چند طبقه یافت می شوند.



شکل شماره ۲- پوسته های هم مرکز

در بعضی از طراحی های اولیه پمپ های سانتریفیوژ تک طبقه برای هدهای بیشتر، از یک مسیر تحویل حلقه ای در اتصال با حلقه واگرا، استفاده می شود. خروجی سیال از یک دیفیوزر مخروطی می باشد. نسبت قطر پروانه به قطر پوسته نباید کمتر از ۱.۱۵ و بیشتر از ۱.۲ باشد. پهنای محفظه جهت تطبیق با بیشترین عرض پروانه طراحی می شود. ظرفیت در بهترین نقطه عملکرد با قطر محفظه (d) کنترل می شود.

جهت کمینه کردن بازجریان در محفظه، از زبانه استفاده می شود. به علاوه این قطعه به کاهش بارهای شعاعی بر روی شفت کمک می کند.

در پمپ هایی با سرعت مخصوص کمتر از ۶۰۰، پوسته های هم مرکز کارایی بالاتری را نسبت به محفظه های معمولی ایجاد می کنند. در سرعت های مخصوص بالاتر از ۶۰۰، کارایی به طور پیش رونده ای افت می کند. پوسته های هم مرکز در موارد زیر مورد استفاده قرار می گیرند:

۱. برای دبی پایین و هد بالا، سرعت مخصوص پایین در محدوده ۵۰۰ تا ۶۰۰
۲. در مواردی که پوسته پمپ باید با چند پروانه با اندازه های متفاوت تطبیق داده شود
۳. در مواردی که پمپ باید از یک پوسته ساخته شده استفاده کند
۴. در مواردی که مسیر محفظه می بایست از طریق یک پوسته ماشین کاری شود

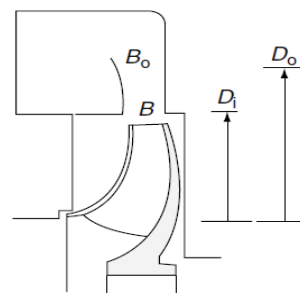
۱. مقدمه

در خروجی پروانه، سرعت سیال می تواند بین ۳۰ تا ۴۰ متر بر ثانیه باشد. این سرعت باید به ۳ تا ۷ متر بر ثانیه در لوله تخلیه کاهش یابد. کاهش سرعت در سیال توسط پوسته پمپ صورت می گیرد. انرژی جنبشی در سیال باید در خروجی به فشار تبدیل شود. تبادل انرژی تحت شرایطی باید به فشار تبدیل شود که کمترین میزان افت را سبب شده و تأثیرات عمده ای بر کارایی پمپ نداشته باشد. تعدادی از تجهیزاتی که توانایی تبدیل سرعت به فشار را دارا می باشند:

- حلقه هدایت بدون تیغه
- پوسته هم مرکز
- پوسته حلزونی
- حلقه تیغه های واگرا
- تیغه های واگرای مورب (قطری)
- تیغه های واگرای محوری

❖ حلقه هدایت بدون تیغه (Vaneless guide ring)

حلقه هدایت بدون تیغه از دو دیسک صاف و صیقلی تشکیل شده است. فاصله بین دو حلقه هدایت به صورت برابر است یا به سمت خروجی افزایش می یابد. در شکل زیر نمایی از این سیستم دیده می شود:



شکل شماره ۱- حلقه هدایت بدون تیغه

در این سیستم تبدیل انرژی جنبشی سیال به فشار به طور کامل، با نسبت قطر خروجی حلقه (D_o) به قطر ورودی (D_i) آن برابر است. عرض حلقه، نقش کوچکی در تولید هد مایع دارد. چنانچه مشاهده شده است که حلقه هایی با عرض ثابت دارای کارایی بالاتری نسبت به حلقه هایی که عرض بیشتری در قسمت خروجی دارند (B_o) می باشند.

با توجه به مطالب عنوان شده در پاراگراف بالا، می توان به این نتیجه رسید که حلقه هدایت بدون تیغه، برای سرعت های پایین سیالات کاربرد دارد. این سیستم در پمپ هایی با هد پایین یافت می شود. برای پمپ هایی با هدهای بالاتر، قطر خارجی حلقه باید بزرگتر شود و این موضوع شاید کاربردی نباشد. حلقه های هدایت بدون تیغه به

۵. در مواردی که محدودیت های ریخته گری منجر به پروانه ای با پهنای بالاتر شود

❖ پوسته حلزونی (volute casing)

وقتی پوسته حلزونی ها از سطوح صیقلی ساخته شوند افت های هیدرولیکی بسیار کمی را ایجاد می کنند. در پمپ هایی با پوسته حلزونی، می توان تیغه های پروانه و شرود را با کمترین اثر ممکن بر روی کارایی تنظیم کرد.

در حلزونی، انرژی جنبشی به فشار تنها در محفظه واگرا، پس از گلوگاه محفظه، تبدیل می شود. زاویه واگرایی بین ۷ تا ۱۳ درجه می باشد. حلزونی می تواند در شکل های مختلفی ارائه شود:



شکل شماره ۳- سطح مقطع های متفاوت محفظه

دو پروفیل اول جزء سطح مقطع های دایروی می باشند. سطح مقطع سوم، سطح مقطع دوزنقه ای است که به طور معمول در پمپ های تک طبقه یافت می شود. پروفیل آخر نیز یک پروفیل مستطیلی است. این پروفیل در پمپ های تک طبقه کوچک و پمپ های چند طبقه استفاده می شود. ساخت این پروفیل با توجه به هزینه مدلسازی پایین و زمان تولید آن بسیار اقتصادی می باشد. افت های هیدرولیکی در محدوده سرعت های مخصوص زیر ۱۱۰۰ کمینه می باشد. حلزونی ها در طراحی های مختلفی ارائه می شوند:

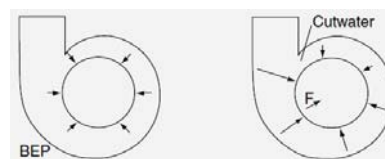
۱. محفظه تک

۲. محفظه دوبل

❖ حلزونی تک

طراحی های حلزونی تک، از متداولترین طراحی های یافت شده و جزء طراحی هایی می باشد که در سرعت های ثابت، دارای بالاترین کارایی در میان تمامی مدل ها می باشد. این مدل ها برای ریخته گری بسیار ساده و بسیار کم هزینه برای ساخت می باشند.

در پوسته های حلزونی تک، توزیع فشار تنها در نقطه بهترین کارایی پمپ بالانس (متعادل) می باشد. در دیگر نقاط عملکردی، این امر سبب ایجاد بار شعاعی مازاد بر روی شفت می شود که در شرایط مسدود بودن دریچه خروجی (شات-اف) بیشینه و همواره در نقطه بهترین کارایی صفر می باشد. در نرخ جریان های پایین، توزیع فشار در سطوح پروانه در نزدیکی محفظه تخلیه، فشارهای بالا را نشان می دهد. در سمت دیگر زبانه تقریباً فشارهای پایین مشاهده می شود.

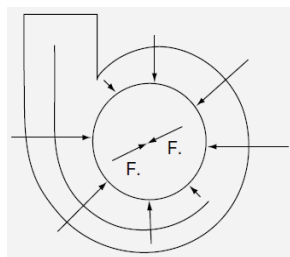


شکل شماره ۴- نیروهای تولید شده در حلزونی تک

برآیند نیروهای نامتوازن فرض می شود که در نقطه ای با زاویه ۲۴۰ درجه از زبانه و در جهتی که به مرکز پروانه اثر کند اعمال می شود. به صورت تئوری، این محفظه ها می توانند در تمامی پمپ ها با سرعت های مخصوص متفاوت مورد استفاده قرار گیرند. اگرچه این محفظه ها در پمپ هایی با دبی پایین و سرعت مخصوص پایین استفاده می شوند. همچنین این محفظه ها در پمپ هایی که دوغاب ها و جامدات را جابه جا می کنند نیز استفاده می شوند.

❖ حلزونی دوبل

طراحی یک حلزونی دوبل، در واقع طراحی دو حلزونی تک می باشد که در یک آرایش متقابل ترکیب شده است. مساحت کلی گلوگاه دو محفظه کاملاً با مساحتی قابل مقایسه با طراحی حلزونی تک برابر می باشد.



شکل شماره ۵- توازن نیروها در محفظه دوبل

طراحی های حلزونی تک، به طور ذاتی یک نیروی شعاعی بر روی شفت ایجاد می کند. طراحی های حلزونی دوبل، این نیروی شعاعی را به مقداری بزرگتر محدود می کند.

در این طراحی حلزونی حول خط مرکز متقارن می باشد. اگرچه دو مسیر حامل سیال به سمت فلنج های خروجی متقارن نمی باشند. به عنوان نتیجه، نیروهای فشاری حول پروانه از بین نمی روند و این موضوع منجر به نیروهای شعاعی می شود.

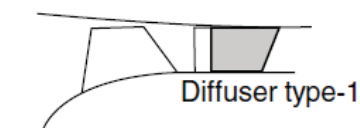
عملکرد هیدرولیکی حلزونی دوبل برابر با نیروهای موجود در طراحی یک حلزونی تک می باشد. در نقطه بهترین کارایی، کارایی به طور حاشیه ای پایین تر می باشد. این در صورتی است که در نقاط عملیاتی کارایی بالاتر می باشد. پس برای جریان هایی بالاتر از محدوده کل، حلزونی دوبل ترجیح داده می شود.

بنابراین، نرخ جریان، معیاری ابتدایی است که نوع طراحی حلزونی را تعیین می کند. برای جریان هایی با دبی زیر ۱۲۵ متر مکعب در ساعت، طراحی های حلزونی دوبل به کار نمی رود، زیرا ساخت این محفظه ها و تمیزکاری در پوسته کوچکتر امکان پذیر نمی باشد. در پمپ های بزرگتر، همواره از حلزونی های دوبل استفاده می شود.

❖ حلقه تیغه های واگرا (vaned diffuser ring)

حلقه تیغه های واگرا دارای یک سری از تیغه های متقارن می باشند که به طور تدریجی مسیرهای بازی را تشکیل می دهند. این حلقه شامل یک سری از تیغه ها حول پروانه می باشد. جریان از تیغه های

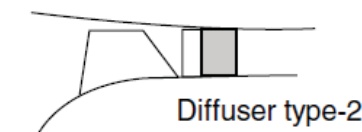
تیغه ها در پمپ هایی با سرعت مخصوص پایین مشاهده می شود. شکل زیر نشان دهنده این گونه از تیغه ها می باشد:



شکل شماره ۷- پمپ جریان محوری با دیفیوزرهایی در پشت پروانه

کارایی در ناحیه به خصوصی توسط شکل مسیر واگرا تحت تاثیر قرار می گیرد. این وابستگی بسته به تعداد تیغه ها، طول محوری، فاصله بین تیغه های پروانه و تیغه های دیفیوزر می باشد.

پره های کوتاه با تعداد بیشتر برای یک جریان و هد داده شده، کارایی بالاتری را ارائه می دهند. در شکل زیر این نمونه را مشاهده می کنید:



شکل شماره ۸- پمپ جریان محوری با دیفیوزرهایی در پشت پروانه

وقتی سرعت مخصوص بالاتر باشد، این تیغه ها زائد و اضافی می باشند و یک دیفیوزر معمولی مخروطی می تواند جایگزین آن شود.

۲. طراحی حلزونی

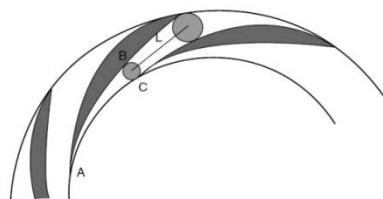
همانطور که می دانیم، وظیفه اصلی حلزونی، تبدیل انرژی جنبشی که از طریق پروانه به سیال داده می شود، به فشار می باشد. پوسته پمپ هیچ قطعه ای جهت تولید هد کلی ندارد و بنابراین تنها در کاهش افت ها تاثیرگذار می باشد.

سرعت مطلق سیال در خروجی پروانه یک پارامتر مهم در طراحی پوسته پمپ می باشد. این سرعت که به طور قطع متفاوت از سرعت متوسط سیال در قسمت های پوسته می باشد، پارامتری اولیه در طراحی پوسته می باشد. رابطه بین این دو سرعت به طور غیر مستقیم در شکل ۹ نشان داده شده است.

حلزونی نیز همانند دیگر اجزای پمپ، بر اساس سرعت متوسط طراحی می شود. سرعت متوسط سرعتی است که از تقسیم جریان بر مساحت کلی عمود بر جهت جریان به دست می آید. طراحی ها معمولاً بر اساس نقطه بهترین کارایی دلخواه و عملکرد تخمینی کلی انجام می شود. نتایج تست هایی که در آنها توزیع فشار در پوسته حلزونی اندازه گیری شده است، موارد زیر را بازگو می کنند:

- ✓ بهترین حلزونی ها از طراحی سرعت ثابت می باشند.
- ✓ انرژی جنبشی تنها در محفظه واگرا بلافاصله پس از گلوگاه حلزونی به فشار تبدیل می شود.
- ✓ موثرترین پمپ ها از یک محفظه واگرا با زاویه واگرایی کلی بین ۷ تا ۱۳ درجه استفاده می کنند.

واگرا در محفظه و یا پوسته دایروی جمع شده و از طریق لوله تخلیه، تخلیه می شود.



شکل شماره ۶- دیفیوزر تیغه ای

در این مسیرها، هد سرعت تبدیل به انرژی فشاری می شود. فاصله BC نشان داده شده در شکل گلوگاه نامیده می شود. طراحی دیفیوزر تیغه ای شبیه به محفظه می باشد با این تفاوت که در دیفیوزر تیغه ای تعداد زیادی گلوگاه وجود دارد در شرایطی که در محفظه تنها یک مسیر ممتد انبساطی داریم.

از گلوگاه به سمت جلو، مساحت کانال ها به طور پیش رونده ای افزایش می یابد که افزایش فشار بسیار کوچکی رخ می دهد. خط مرکز کانال ها پس از گلوگاه، ممکن است خمیده یا صاف باشد. کانال های واگرایی مستقیم به میزان کمی موثرتر می باشد اما سبب ساخت پوسته بزرگتری می شود.

سطوح تیغه از ورودی تیغه تا خارج می تواند شکلی همانند محفظه داشته باشد اما یک قوس دایروی نیز می تواند به درستی کار کند.

تعداد تیغه های واگرا معمولاً یکی بیشتر از تعداد تیغه های پروانه می باشد. اما لازم است که بدانیم تعداد تیغه های دیفیوزر نباید بسیار بیشتر از تعداد تیغه های پروانه باشد.

❖ تیغه های واگرایی مورب (قطری) (Diagonal diffuser vanes)

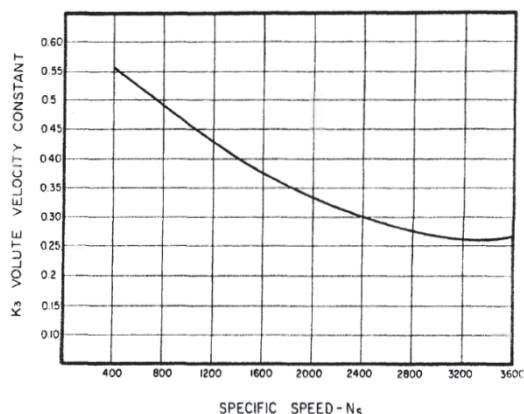
تیغه های واگرایی قطری در پمپ های پروانه ای جریان مختلط به کار می روند. عملکرد این تیغه ها به صورت زیر می باشد:

۱. تغییر جهت جریان سیالی که پروانه را ترک می کند و جهت دادن به سیال در جهت محور پمپ
۲. کاهش سرعت سیال و تبدیل آن به فشار

تیغه ها با ترتیبی که در جهت محوری دارند، کانال هایی را بدون هیچ تغییری در سطح مقطع انجام می دهند. این تیغه ها کاربری انواع پره ها با اقطار مختلف را ممکن می سازند. با افزایش سرعت مخصوص پروفیل پروانه و دیفیوزرها تغییر کرده و از لحاظ شکل، به پمپ های ملخی نزدیک می شوند.

❖ تیغه های واگرایی محوری (Axial diffuser vanes)

تیغه های واگرایی محوری، تیغه هایی می باشند که در پشت پروانه پمپ های محوری قرار می گیرند. عملکرد این تیغه ها شبیه به عملکرد تیغه های موجود در پمپ های جریان مختلط می باشد. تعداد این تیغه ها به طور معمول بین ۵ تا ۸ تیغه می باشد. تعداد کم

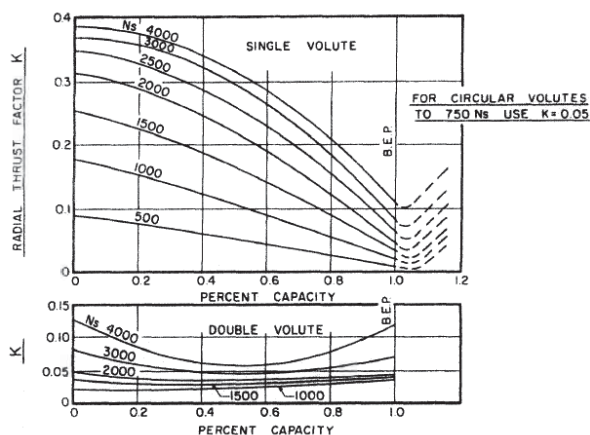


شکل شماره ۱۰- ثابت سرعت حلزونی

در تمامی پمپ های دارای حلزونی، توزیع فشار در پیرامون پروانه تنها در نقطه بالاترین کارایی یکنواخت می باشد. این تعادل فشاری، وقتی که پمپ در هر سمت نقطه بهترین کارایی کار کند، از بین می رود که این موضوع سبب ایجاد بار شعاعی بر روی پروانه می شود. این بار شفت پمپ را دچار خمش می کند و می تواند سبب ایجاد سایش بیش از حد در رینگ های سایشی، آب بندها، پکینگ ها و یاتاقان ها شود. در موارد بسیار شدید، شکست شفت با توجه به شکست خستگی رخ می دهد. شدت این بار شعاعی از طریق زیر محاسبه می شود:

$$P = KHD_2B_2 sp gr/2.31 \quad (1)$$

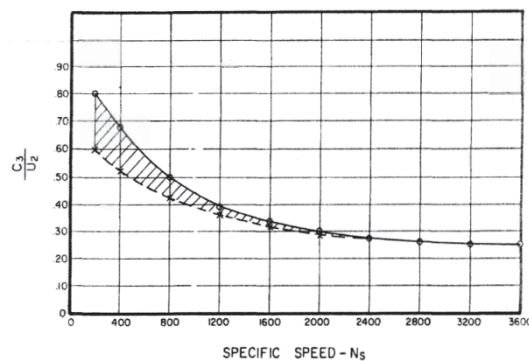
مقادیر تجربی ثابت k در نمودارهای زیر نشان داده شده است.



شکل شماره ۱۱- فاکتور تراست شعاعی

برای یک پمپ حلزونی تک، این مقدار در شرایط شات آف به میزان حداکثر خود رسیده و بر اساس سرعت مخصوص بین ۰.۰۹ تا ۰.۳۸ متغیر می باشد. تاثیر این نیرو در پمپ های حلزونی تک با عرض b_2 یا پمپ های با ابعاد بزرگ بسیار چشمگیر می باشد. پس می توان گفت که حلزونی تک به طور عمده برای پمپ های با ظرفیت پایین، پمپ هایی با سرعت مخصوص پایین و یا پمپ هایی با کاربردهای مخصوص جهت انتقال دوغاب و یا ذرات ریز جامد معلق در سیال، کاربرد دارد.

✓ حتی بهترین طراحی نازل خروجی تبادل کامل انرژی جنبشی به فشار را انجام نمی دهد.



شکل شماره ۹- نسبت سرعت محفظه به سرعت حول پروانه

خصوصیات هیدرولیکی پوسته حلزونی، تابعی از المان های طراحی زیر می باشد:

۱. قطر پروانه
۲. قطر زبانه (این پارامتر به صورت مستقیم با سرعت مخصوص در ارتباط می باشد)
۳. زاویه لبه حلزونی (این پارامتر جهت تطبیق با زاویه مطلق جریان در خروجی پروانه انتخاب می شود).
۴. مساحت های حلزونی (این مساحت ها از زبانه حلزونی به سمت نازل و خروجی حلزونی به طور تدریجی افزایش می یابند و بدین گونه مسیر تخلیه را در پیرامون پروانه قرار می دهند).

۵. عرض حلزونی (b_3) (این پهنا ۱.۶ تا ۲ برابر عرض پروانه (b_2) می باشد).
۶. قطر نازل خروجی
۷. مساحت گلوگاه (این مساحت، مهمترین فاکتور در تعیین ظرفیت پمپ در نقطه بهترین کارایی می باشد و با استفاده از نمودار زیر تعیین می شود).

۲.۱ انواع طراحی حلزونی

طراحی های مختلفی از حلزونی وجود دارد که امروزه در حال ساخت می باشند.

۲.۱.۱ طراحی های پوسته حلزونی تک

پمپ هایی که از طراحی های حلزونی تک با سرعت ثابت استفاده می کنند موثرتر از پمپ هایی می باشند که از طراحی های پیچیده حلزونی بهره می برند. همچنین ریخته گری این حلزونی ها آسان تر و ساخت و تولید آنها اقتصادی تر و راحت تر می باشد (به دلیل فضای باز پیرامون پروانه). از لحاظ تئوری این محفظه ها می توانند در پمپ های بزرگ همانند پمپ های کوچک، در تمامی سرعت ها، به کار روند.

۲.۱.۲

طراحی های پوسته حلزونی دوبل

یک طراحی پوسته حلزونی دوبل، در واقع طراحی دو حلزونی تک ترکیبی در جهت مقابل با یکدیگر می باشد. محفظه حلزونی دوبل برای حذف مشکلات نیروی شعاعی که به طور ذاتی در حلزونی های تک وجود دارد می باشد. تست ها و اندازه گیری ها نشان می دهد که نیروهای شعاعی در حلزونی های دوبل به میزان زیادی کاهش یافته، اما به طور کلی حذف نشده است.

پمپ های با حلزونی دوبل نباید در جریان هایی با دبی پایین (کمتر از ۴۰۰ گالن در دقیقه) استفاده شوند.

۲.۱.۳

پوسته حلزونی سه گانه

بعضی از پمپ ها از حلزونی سه گانه که به طور متقارن حول پروانه قرار گرفته اند استفاده می کنند. مساحت کلی سه محفظه قابل قیاس با محفظه تکی در همان ابعاد می باشد. ریخته گری حلزونی سه گانه بسیار دشوار می باشد و از جهت تمیزکاری تقریباً غیر ممکن و برای تولید بسیار پر هزینه می باشد.

۲.۱.۴

پوسته حلزونی چهارگانه

در حدود ۱۵ سال قبل، حلزونی ۴ پره ساخته شد. مسیر خروج سیال در این حلزونی ها بسیار شبیه به مسیر تخلیه کناری پمپ های چند طبقه می باشد. در این نوع طراحی، هیچ گونه مزیت خاصی وجود ندارد. تنها مزیت این طراحی، کاهش هزینه مواد خام می باشد. ابعاد کلی این نوع حلزونی ها نسبت به حلزونی های دوبل بسیار کوچکتر می باشد.

۲.۱.۵

پوسته های حلزونی گرد

بسیاری از سازندگان پمپ تست هایی را در جهت بررسی عملکرد پمپ ها با حلزونی دایروی، تدوین کرده اند. به طور مخصوص، این نوع حلزونی، کارائی پمپ هایی را با سرعت مخصوص پایین تر از ۶۰۰ بهبود می بخشد. برای سرعت مخصوص بالای ۶۰۰ کارائی حلزونی دایروی، ۹۵ درصد میزان کارائی ممکن با حلزونی معمولی می باشد. در کاربرد حلزونی های دایروی شکل، موارد زیر باید در نظر گرفته شود:

- برای پمپ های کوچک با هد بالا و سرعت مخصوص پایین (۵۰۰ تا ۶۰۰)
- برای پوسته پمپ هایی جهت انطباق با پروانه های با سائزهای مختلف
- برای پمپ هایی که محدودیت های ریخته گری، پروانه ای با پهنای b_2 را تحمیل می کنند
- برای پمپ هایی که از پوسته های از پیش ساخته شده استفاده کنند
- برای پمپ هایی که مسیر حلزونی نیاز به ماشین کاری در پوسته ریخته گری شده را دارند

۲.۲

ملاحظات عمومی طراحی

در قسمت های قبل به این نتیجه رسیدیم که پوسته تنها افت ها را ارائه می دهد و هیچ چیز را به انرژی کل ایجاد شده توسط پمپ، اضافه نمی کند. در طراحی پوسته پمپ لازم است که از تمامی معانی مرتبط با کاهش افت پوسته، استفاده شود. اگرچه ملاحظات تجاری اختلافاتی را در رسیدن به این رهیافت ارائه می دهد. قوانین طراحی که در زیر مشاهده می شود، در تمامی طراحی ها کاربرد دارد:

- زوایای ثابت بر روی دیواره های کناری حلزونی باید به جای زوایای متفاوت در هر قسمت از حلزونی استفاده شوند. تجربه نشان می دهد که این دو رهیافت نتایج خوبی را سبب می شوند. استفاده از زوایای ثابت دیواره هزینه و زمان تولید را کاهش می دهد.
- فضای حلزونی در هر دو سمت ورودی پروانه باید متقارن باشد.
- تمامی مساحت حلزونی باید طوری طراحی شود که تغییرات بسیار کمی را دربر گیرد.
- حلزونی های دایروی باید برای پمپ هایی با سرعت مخصوص پایین تر از ۶۰۰ در نظر گرفته شوند. این محفظه ها نباید برای پمپ های چند طبقه مورد استفاده قرار گیرند.
- زوایای واگرایی کلی محفظه واگرا باید بین ۷ تا ۱۳ درجه باشد. تبادل نهایی انرژی جنبشی در پمپ های تک طبقه در نازل تخلیه و در پمپ های چند طبقه در نازل تخلیه و معبر تخلیه صورت می گیرد.
- در طراحی یک حلزونی، فضای حول پروانه باید کاملاً آزاد باشد. خصوصاً در پمپ های چند طبقه، باید فضای کافی بین دیواره های حلزونی و ورودی پروانه جهت پیش بینی تغییرات ریخته گری وجود داشته باشد. اگر محفظه ای این فواصل را به سختی رعایت کند، تراست محوری بالایی را تولید کرده و مشکلات ساختی فراوانی را متحمل می شود.

۳

روش های محاسبات حلزونی

۳.۱

قانون ممان ثابت مومنوم

این روش بر اساس این فرض می باشد که جریان در حلزونی، قانون ممان ثابت مومنوم را رعایت می کند:

$$M_m = c_u r = c_{u3} r_2 = \text{const} \quad (2)$$

این بدان معنا می باشد که سرعت c_u با فاصله یافتن از محور پروانه، کاهش می یابد. همچنین این مفهوم را پیگیری می کند که سرعت میانگین جریان در تمام سطح مقطع حلزونی ثابت نمی باشد، اما با افزایش زاویه مرکزی θ ، کاهش می یابد.

حجم سیال گذرنده از سطح مقطع که توسط شعاع r_A و r_B محدود می شود، از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$Q_{\theta} = \int_{r_A}^{r_B} M_m \frac{b dr}{r} \quad (7)$$

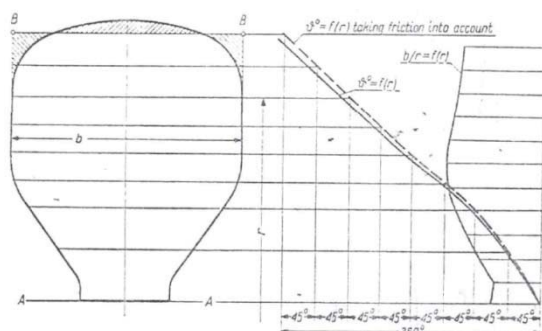
و با ترکیب $\frac{\theta}{360}$ به عنوان قسمتی از تخلیه کلی Q خواهیم داشت:

$$Q_{\theta} = \frac{\theta}{360} Q \quad (8)$$

با ترکیب دو رابطه بالا خواهیم داشت:

$$\theta^{\circ} = \frac{360 M_m}{Q} \int_{r_A}^{r_B} \frac{b dr}{r} \quad (9)$$

اگر رابطه $b = f(r)$ را نتوان به صورت یک فرم متداول برای انتگرال ارائه داد، راحت تر است که مقدار انتگرال به وسیله روش جدولی محاسبه شود. برای شکل سطح مقطع انتخاب شده، اولین فرض شعاع r_A و فواصل محدود Δr و تعیین نسبت b/r می باشد. المان $\Delta \alpha = \left(\frac{b}{r}\right)_m \Delta r$ به عنوان سطح دوزنقه ای محاسبه می شود. سپس $\sum \Delta \alpha$ به دست آمده و زاویه θ از معادله ۹ محاسبه می شود. بر پایه فرض مقادیر r_A و Δr منحنی $\theta = f(r)$ رسم می شود. معمولاً قسمت های شعاعی حلزونی در زوایای ۴۵، ۹۰، ۱۳۵، ۱۸۰، ۲۲۵، ۲۷۰، ۳۱۵ و ۳۶۰ درجه کشیده می شوند. مقادیر r_B برای این زوایا از منحنی $\theta = f(r)$ خوانده می شود.

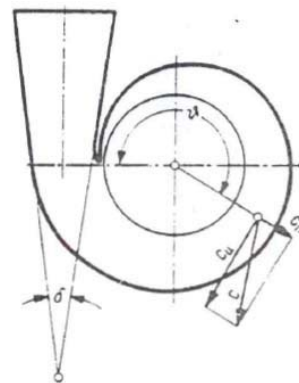


شکل شماره ۱۴- گراف مربوط به فاصله بین دیوار خارجی پوسته و محور پروانه

این نمودارها و توابع، فاصله بین دیواره خارجی پوسته و محور پروانه را برای یک سطح مقطع ارائه می دهد. روش ارائه شده در بالا بر اساس این فرض می باشد که خط BB، حلزونی را در قسمت های نصف النهاری که مستقیم و موازی محور پروانه می باشند تقسیم می کند.

اگر خط BB باید محدب باشد (که معمولاً این چنین می باشد)، یک خط هم ارز در راستای مستقیم آن بخش کشیده می شود که در نتیجه هیچ تغییری در مساحت ایجاد نمی شود.

توزیع واقعی سرعت در محفظه بسیار پیچیده می باشد و به طور قابل ملاحظه ای با آنچه بر اساس قانون ممان ثابت مومنوم محاسبه می شود اختلاف دارد. شکل زیر توزیع فشار را در یک حلزونی با دو



شکل شماره ۱۲- پارامترهای طراحی حلزونی

قانون ممان ثابت مومنوم برای تمامی سیالات کامل، بدون در نظر گرفتن اصطکاک، برقرار می باشد.

برای پمپ های بدون حلقه واگرا، $M_m = c_{u3} r_2$ و برای $x_0 = 90$ از فرمول پایه ای زیر استفاده می شود:

$$H_{th} = \frac{c_{u3} u_2}{g} \quad (3)$$

ما در می یابیم که:

$$M_m = c_{u3} r_2 = \frac{g \cdot H_{th}}{\omega} \quad (4)$$

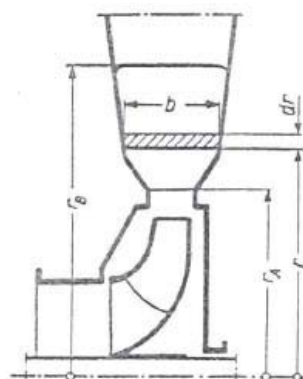
که سرعت زاویه ای در آن برابر است با:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \quad (5)$$

برای یک عرض ثابت از حلزونی b_3 ، خط سیر ذرات سیال به صورت لگاریتمی چرخشی و با زاویه شیب α_3 می باشد. اگر پهنای حلزونی افزایش یابد، زاویه شیب خط سیر کاهش یافته و فاصله از محور چرخش افزایش می یابد. سطح داخلی حلزونی به وسیله خط سیر ذرات مخصوص سیال شکل می گیرد.

۳.۱.۱ حلزونی با هر سطح مقطع اختیاری

یک حلزونی با هر شکلی از سطح مقطع فرض می گردد. تمامی فرضیات از لحاظ ابعادی و مساحتی در شکل زیر دیده می شود:



شکل شماره ۱۳- یک حلزونی با سطح مقطع اختیاری

حجم سیال گذرنده از مساحت اولیه در واحد زمان برابر است با:

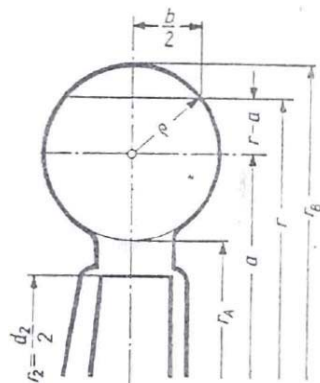
$$dQ = d_{ac_u} = \frac{b dr M_m}{r} \quad (6)$$

در ادامه روش محاسبه ابعاد حلزونی بدون در نظر گرفتن اصطکاک را مرور می کنیم. رابطه بین b و r طبق شکل شماره (۱۷)، بر اساس رابطه زیر می باشد:

$$\left(\frac{b}{r}\right)^2 + (r - a)^2 = \rho^2 \quad (12)$$

در شرایطی که:

$$b = 2\sqrt{\rho^2 - (r - a)^2} \quad (13)$$



شکل شماره ۱۷- حلزونی با سطح مقطع دایروی

پس از وارد کردن این مقادیر در رابطه شماره (۹)، خواهیم داشت (رابطه ۱۴):

$$\int_{r_A}^{r_B} \frac{b dr}{r} = 2 \int_{a-\rho}^{a+\rho} \sqrt{\rho^2 - (r - a)^2} \frac{dr}{r} \\ = 2\pi(a - \sqrt{a^2 - \rho^2})$$

و از این رو و با توجه به رابطه شماره (۹) خواهیم داشت:

$$\theta^\circ = \frac{720M_m}{Q} \pi(a - \sqrt{a^2 - \rho^2}) \quad (15)$$

که در آن $M_m = c_{u3}r_2$ ممان مومنتوم در پروانه خارجی می باشد. شعاع دایره مبنای حلزونی $r_A = a - \rho$ می باشد. زبانه، که آغاز قسمت مارپیچ می باشد معمولاً در این دایره قرار می گیرد. بنابراین ما می توانیم $a = \rho + r_A$ را داشته باشیم. با قرار دادن این مقدار در رابطه شماره (۱۵)، رابطه زیر را خواهیم داشت:

$$\theta^\circ = \frac{720\pi M_m}{Q} (\rho + r_A - \sqrt{r_A(r_A + 2\rho)}) \quad (16)$$

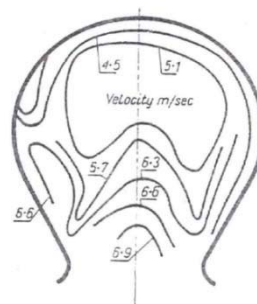
بر اساس این معادله، زاویه مرکزی برای شعاع مفروض ρ می تواند محاسبه شود. پس از مشخص شدن $\frac{720\pi M_m}{Q}$ به وسیله c و حل رابطه شماره (۱۶) برای ρ خواهیم داشت:

$$\rho = \frac{\theta^\circ}{c} r_A + \sqrt{2r_A \frac{\theta^\circ}{c}} \quad (17)$$

ما معمولاً، زاویه θ° را ۴۵، ۹۰، ۱۳۵، ۱۸۰، ۲۲۵، ۲۷۰، ۳۱۵ و ۳۶۰ فرض می کنیم. شعاع قسمت نهایی برای $\theta^\circ = 360$ به ترتیب زیر خواهد بود:

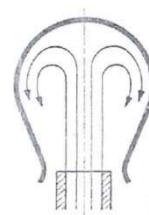
$$\rho_{max} = \frac{Q}{2\pi M_m} + \sqrt{r_A \frac{Q}{\pi M_m}} \quad (18)$$

ورودی با تخلیه ۴۵۰ متر مکعب در ساعت در برابر هد ۱۱.۷ متر نشان می دهد.



شکل شماره ۱۵- توزیع واقعی فشار در محفظه

وجود حرکت مارپیچی در حلزونی توسط نیروی شعاعی سرعت مطلق مورد تایید قرار می گیرد. شکل زیر بیان گر این موضوع می باشد.



شکل شماره ۱۶- حرکت مارپیچی سیال در حلزونی

تصویر سیال در محفظه، همزمان با جریان در خروجی تغییر می کند. تحلیل جریان تنها به جریان در خروجی نرمال بر می گردد. جهت جبران کاهش سرعت ایجاد شده در اثر اصطکاک، لازم است که سطح مقطع حلزونی به وسیله ΔA افزایش یابد. فرمول زیر جهت محاسبه افزایش سطح مقطع ΔA ، پس از یک سری از ساده سازی ها مورد استفاده قرار می گیرد:

$$\Delta A_1 = \frac{\lambda}{8} \frac{\pi}{180} r \int_0^{\theta^\circ} b d\theta^\circ \quad (10)$$

که در آن λ ضریب مقاومت هیدرولیکی (در حدود ۰.۰۴ فرض می شود)، r فاصله دیواره خارجی قسمت داده شده از حلزونی از محور پروانه و b عرض سطح مقطع داده شده می باشد. انتگرال توسط روش جدولی محاسبه شده، همانطور که برای محاسبات پایه ای مساحت سطح مقطع انجام شد، با فرض فواصل محدود $\Delta\theta$ می باشد. افزایش شعاع برابر است با:

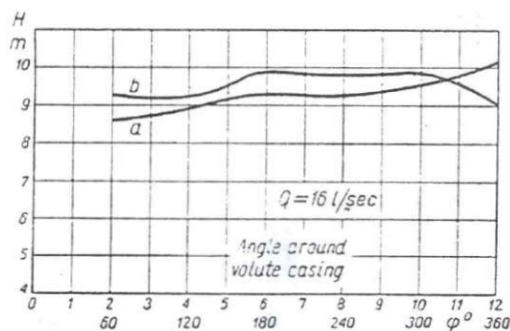
$$\Delta r = \frac{\Delta A_1}{b} \quad (11)$$

منحنی $\theta = f(r)$ با فرض اصطکاک در شکل شماره (۱۴) نشان داده شده است.

۳.۱.۲ حلزونی دایروی

اغلب حلزونی های با سطح مقطع دایروی، با در نظر گرفتن اشکال هندسی ساده و راحتی در محاسبه، مورد استفاده قرار می گیرند. مانند روش قبل، رابطه شماره (۹)، رابطه کلیدی می باشد.

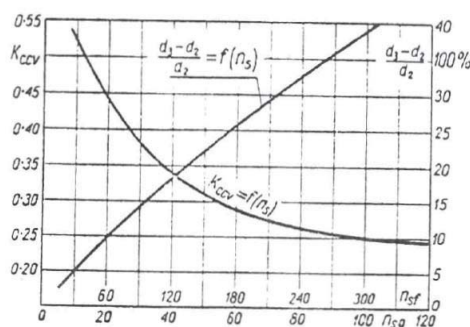
که در آن K_{cv} یک ضریب تجربی، با فرض وجود توزیع سرعت غیر یکنواخت و اصطکاک در حلزونی، می باشد. مقادیر ضریب $K_{cv} = f(n_s)$ در نمودار شکل ۱۹ ارائه شده است.



شکل شماره ۱۸- اختلاف فشار حول حلزونی برای توزیع سرعت محاسبه شده

بر اساس دو روش (a) قانون ممان ثابت مومنوم،

(b) قانون سرعت میانگین ثابت



شکل شماره ۱۹- مقادیر ضریب K_{cv}

که در آن :

$$f(n_s) = \frac{d_3 - d_2}{d_2} \quad (23)$$

پس از یافتن مقدار c_v ، مساحت سطح مقطع حلزونی را برای زاویه مرکزی ϑ° از رابطه زیر محاسبه می کنیم:

$$A_v = \frac{Q_{\vartheta}}{c_v} \quad (24)$$

نسبت سرعت های c_v/c_{u3} معمولاً به مقادیر سرعت مخصوص n_s بستگی دارد و از ۰.۵۵ تا ۰.۸۲ تغییر می کند. مقادیر کمتر به سرعت مخصوص بالاتر برمی گردد.

سرعت مخصوص c_v همچنین می تواند از نسبت c_v/c_{u3} محاسبه شود. این نسبت، از محاسبات پمپ های موجود تعیین می گردد. از مقادیر تقریبی ۰.۸ برای سرعت مخصوص حدود ۱۰۰ تا مقادیر نزدیک به ۰.۵۳ برای سرعت های مخصوص نزدیک به ۰.۵۵. اختلاف سرعت در حلزونی، بر اساس دو قانون ذکر شده (قانون ممان مومنوم ثابت و قانون ثابت بودن میانگین سرعت سیال) در شکل زیر نشان داده شده است.

رابطه بالا، افت های اصطکاکی را که سبب کاهش سرعت متوسط جریان می شود در نظر نمی گیرد. برای در نظر گرفتن اثرات اصطکاک، در این مورد لازم است که مساحت سطح مقطع حلزونی افزایش یابد.

برای محاسبه تصحیح خواهیم داشت:

$$\Delta\rho = \frac{\pi}{6} \lambda r_A \frac{\vartheta^\circ}{360} \quad (19)$$

پس از فرض یک مقدار برای ضریب مقاومت هیدرولیکی $\lambda = 0.0475$ خواهیم داشت:

$$\Delta\rho = 0.025 r_A \frac{\vartheta^\circ}{360} \quad (20)$$

شعاع کلی برای یک سطح مقطع دایروی برای یک ϑ° داده شده برابر است با:

$$\rho_t = \rho + \Delta\rho \quad (21)$$

افزایش $\Delta\rho$ متناسب است با زاویه مرکزی ϑ° و فاصله r_A .

کوچکترین شعاع $\rho_{min} = b_3/2$ ، که در آن b_3 پهنای ورودی حلزونی می باشد. معمولاً این اتفاق رخ می دهد که در قسمت های اولیه حلزونی $\rho < b_3/2$ باشد، پس لازم است که سطح مقطع دایروی با یک سطح مقطع دوزنقه ای یا مثلثی با مساحت برابر جایگزین شود.

خط خارجی پوسته حلزونی به وسیله روش رسم انحنای یک دایره توسط سه نقطه داده شده، رسم می شود.

۳.۲ قانون ثابت بودن سرعت میانگین جریان در

حلزونی

ناهمخوانی بین توزیع سرعت واقعی در حلزونی و آنچه به وسیله قانون ممان ثابت مومنوم ارائه می شود، این حقیقت که مقدار Q_{opt} به وسیله مقدار نهایی سطح مقطع حلزونی تعیین شده و همچنین عدم قطعیت در محاسبه افت های اصطکاکی، منجر به ایجاد روش نوینی برای محاسبه سطح مقطع حلزونی شده که در آن سرعت میانگین جریان برای تمامی قسمت های حلزونی، ثابت در نظر گرفته می شود. مساحت حلزونی از این رو متناسب با زاویه مرکزی ϑ° افزایش می یابد. کارائی پمپ هایی که حلزونی آنها بر اساس قانون ثابت بودن سرعت میانگین جریان محاسبه شده است، با کارائی پمپ هایی که حلزونی آنها بر اساس قانون ممان ثابت مومنوم محاسبه شده است کمی متفاوت می باشد. از طرف دیگر، اختلاف فشار اندازه گیری شده در هر دو مورد را می توان در نمودار شکل ۱۸ مشاهده کرد.

محاسبه ابعاد حلزونی در روش سرعت میانگین ثابت، به طور قابل ملاحظه ای ساده تر می باشد. این روش در محاسبه حلزونی با هر سطح مقطعی قابل استفاده می باشد. سرعت ثابت میانگین در حلزونی از رابطه زیر محاسبه می شود:

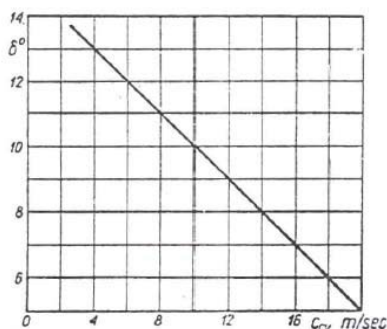
$$c_v = K_{cv} \sqrt{2gH} \quad (22)$$

رابطه $\frac{d_3-d_2}{d_2}$ که در آن d_3 قطری که در آن زبانه قرار می گیرد و d_2 قطر پروانه می باشد محاسبه شود. این رابطه در شکل شماره (۱۹) داده شده است.

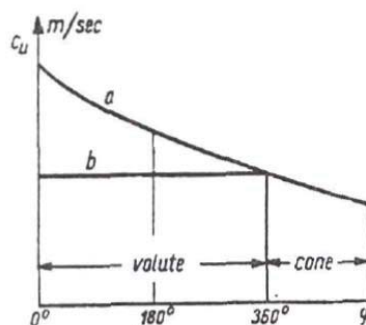
اگر فاصله بین زبانه و پروانه بسیار کوچک باشد، پمپ در هنگام کار بسیار پر سر و صدا می باشد و کارایی آن کاهش می یابد. همچنین فاصله زیاد، از آن جایی که انرژی بیشتری باید صرف شود تا جریان در فاصله بین زبانه و پروانه گردش کند، سبب کاهش کارایی می شود. فاصله زیاد زمانی ایجاد می شود که پروانه جهت کاهش هد، پایین تر از حد معمول تنظیم می شود. فاصله زیاد بین زبانه و پروانه برای پمپاژ سیالاتی که ذرات جامد در آنها وجود دارد، ضروری می باشد. اگر این اتفاق صورت نگیرد ممکن است پمپ دچار گرفتگی و آسیب های جدی گردد.

۳.۴ دیفیوزر

سطح مقطع نهایی حلزونی به طور معمول از قطر داخلی فلنج تخلیه کوچکتر می باشد. انتقال از یک قسمت به یک قسمت دیگر باید به صورت یک روش پیوسته باشد. این عمل توسط دیفیوزر صورت می گیرد که در امتداد حلزونی قرار داشته و تغییرات نهایی انرژی جنبشی به انرژی فشاری در آن صورت می گیرد. در صورتی که حلزونی دارای سطح مقطع دایروی باشد، دیفیوزر به شکل یک مخروط بریده بریده خواهد بود. زاویه باریک شوندگی δ نباید از مقدار خاصی که به سرعت جریان (برای جلوگیری از جدایش در دیواره ها که سبب افت بسیار زیادی می شوند) بستگی دارد، بیشتر شود. نمودار زیر رابطه بین زاویه باریک شوندگی و مولفه سرعت در حلزونی را نشان می دهد.



شکل شماره ۲۲- رابطه بین زاویه باریک شوندگی و مولفه سرعت در حلزونی

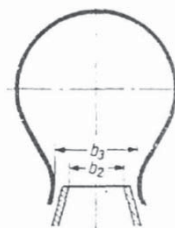


شکل شماره ۲۰- اختلاف سرعت در حلزونی بر اساس دو روش (a) قانون ممان ثابت مومنتوم، (b) قانون سرعت میانگین ثابت

۳.۳ پهنای حلزونی در ورودی

پهنای ورودی حلزونی b_3 باید بزرگتر از پهنای خروجی پروانه b_2 باشد. این موضوع جهت استفاده از پروانه هایی با عرض و قطر متفاوت در حلزونی ضروری می باشد. همچنین با این نکته، تمامی بی دقتی ها در ریخته گری در نظر گرفته می شود. این موضوع خصوصا در حلزونی پمپ های چند طبقه مهم می باشد.

نسبت $b_3/b_2 = 1.4 - 1.8$ که مقادیر کمتر در آن به سرعت مخصوص های بالاتر باز می گردد، بسیار قابل توجه می باشد. فواصل عرضی (جانبی) بین شروود (پوسته) پروانه و پوسته، با عرض در حدود ۱۰ درصد قطر پروانه، این امر را ممکن می سازد که قسمتی از انرژی هدر رفته از اصطکاک بین سطح خارجی پوسته پروانه و سیال بازیابی شود. می توان نتیجه گرفت که این موضوع سبب بهبود کارایی پمپ می شود.



شکل شماره ۲۱- عرض ورودی حلزونی

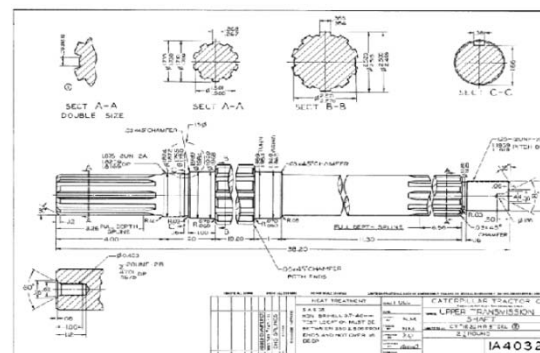
۳.۴ فاصله بین پروانه و زبانه حلزونی

کمترین فاصله قطعی بین پروانه و زبانه حلزونی، به قطر پروانه و مقدار سرعت مخصوص وابسته می باشد. این فاصله می تواند از طریق

طراحی محور

۱. مقدمه

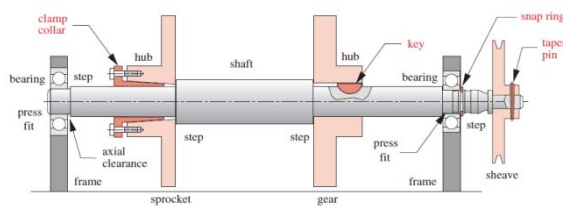
محور، عضوی چرخشی یا ثابت و معمولاً با مقطع دایروی است که روی آن اجزایی مانند چرخ دنده ها، چرخ تسمه، چرخ لنگر، لنگها، چرخ زنجیرها و سایر اجزای انتقال قدرت نصب می شوند. محورها ممکن است تحت بارهای خمشی، کششی، فشاری یا پیچشی که به تنهایی یا همراه با هم وارد می شوند قرار گیرند. هنگامی که این بارها ترکیب شوند، می توان انتظار داشت که استحکام استاتیکی و خستگی هر دو به عنوان ملاحظات مهم طراحی در نظر گرفته شوند، چون هر محور به تنهایی ممکن است تحت تنش های استاتیکی، تنش های معکوس شونده و تنش های تکراری که همگی در یک زمان اعمال می شوند قرار گیرد. لغت "محور" انواع مختلفی مانند اکسل ها و اسپیندل ها را دربر می گیرد. اکسل محوری است که ساکن است و تحت بار پیچشی قرار نمی گیرد. محور کوتاه چرخشی، غالباً اسپیندل نامیده می شود. از آنجایی که خیز جانبی یا پیچشی محور باید در محدوده بسیار محدودی نگه داشته شود، قبل از تحلیل تنش ها باید ابعاد آن را بر اساس خیز تعیین کرد. دلیل این مطلب آن است که اگر محور به اندازه کافی محکم ساخته شود، طوری که خیز چندان زیاد نباشد، احتمال دارد که تنش های حاصل ایمن باشند. ولی به هیچ وجه طراح نباید فرض کند که محور ایمن است. تقریباً همیشه محاسبات باید انجام گیرد تا معلوم شود که مقادیر در حد قابل قبول هستند. طراحی محور یک مسئله اساسی در طراحی وساخت پمپ به شمار می رود. در طراحی محور، تمامی اصول طراحی که شامل طراحی یاتاقان ها و چرخنده ها می باشد نیز مورد استفاده قرار می گیرد. محورهای انتقال، گشتاور را از یک منطقه به منطقه ای دیگر انتقال می دهند. اسپیندل ها شفت های کوتاهی هستند و اکسل ها شفت های غیر چرخشی می باشند. در شکل زیر مثالی از یک طراحی معمولی از یک شفت را مشاهده می کنید.



شکل شماره ۱- نمونه ای از طراحی یک شفت

۳. اتصالات و مراکز تنش

انواع اتصالات مورد استفاده در شفت ها در شکل زیر مشاهده می شود:



شکل شماره ۲- انواع روش های اتصال المان ها به شفت

۴. مواد مورد استفاده در ساخت شفت

- فولاد (فولاد با کربن کم تا متوسط)
- چدن
- برنز یا فولاد ضدزنگ
- فولاد سخت کاری شده

انحراف در نتیجه میزان استحکام شفت نمی باشد اما با استحکام ارائه شده توسط مدول الاستیسیته که برای تمامی فولادها ثابت می باشند متناسب می باشد. بسیاری از شفت ها از فولادهای کربن پایین نورد گرم یا سرد مثل فولادهای 1020-1050 (بر اساس استانداردهای موسسه استاندارد آمریکا) ساخته می شوند. میزان استحکام مشخصی از طریق عملیات گرمکاری آلیاژهای بالا تضمین نمی گردد. فولادهای آلیاژی معمولی برای گرمکاری عبارتند از: 4140، 5140 و 8650. برای شفت ها معمولاً نیازی به سختکاری سطحی نمی باشد، مگر در حالتی که به عنوان تکیه گاه اصلی یاتاقان مورد استفاده قرار گیرند. مواد انتخابی برای سختکاری سطوح شامل درجات سختکاری سطحی مواد 1020، 4320، 4820 و 8620 می باشد. فولادهای سردکاری شده معمولاً برای شفت هایی با قطر کمتر از ۳ اینچ استفاده می شوند.

۵. قدرت شفت

قدرت شفت همان نرخ زمانی تغییرات انرژی می باشد (کار). کار برابر است با:

$$work = Force * distance \text{ or } Torque * angle \quad (۱)$$

پس داریم:

$$power = Torque * angular \text{ velocity} \quad (۲)$$

پس خواهیم داشت:

$$p_{wr} = T \text{ or } q * \omega \quad (۳)$$

۶. بارگذاری شفت (رویکردی به تجزیه و تحلیل)

خمش، پیچش و تنش های محوری می تواند در تمامی تجهیزات میان دامنه و تناوبی خود را نشان دهند. برای آنالیز، ساده ترین راه ترکیب انواع مختلف تنش ها به تنش های میانی و تناوبی فون میسس می باشد. برای تنش خمشی شفت داریم:

۲. بارهای شفت

- پیچش ناشی از گشتاور انتقالی
- خمش ناشی از بارهای متقاطع (چرخ دنده ها، پولی ها و غیره)

پس برای یک شفت دایروی خواهیم داشت:

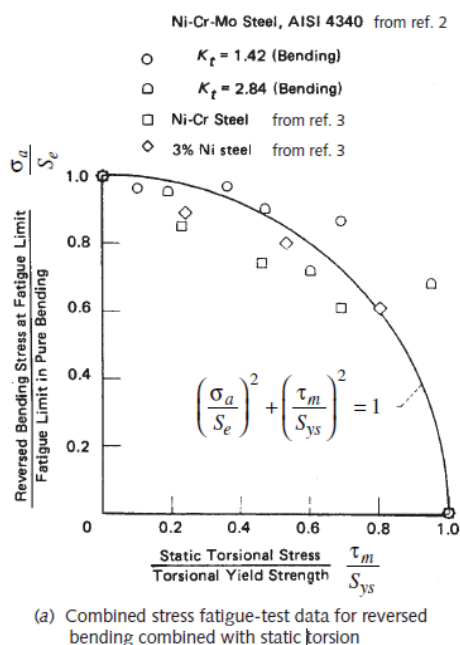
$$\sigma_{alt} = k_f \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad (۸)$$

$$\sigma_{mean} = k_f \frac{32M_m}{\pi d^3} \quad (۹)$$

$$\tau_{alt} = k_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} \quad (۱۰)$$

$$\tau_{mean} = k_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad (۱۱)$$

تمامی موارد بالا، می توانند در مواردی به صورت ترکیبی در غالب تئوری و رابطه فون میسس نیز ارائه شوند.
در شکل شماره ۳ خرابی های شفت را در بارگذاری های ترکیبی مشاهده می کنید:



$$\sigma_{alt} = k_f \frac{M_a C}{I} \quad (۴)$$

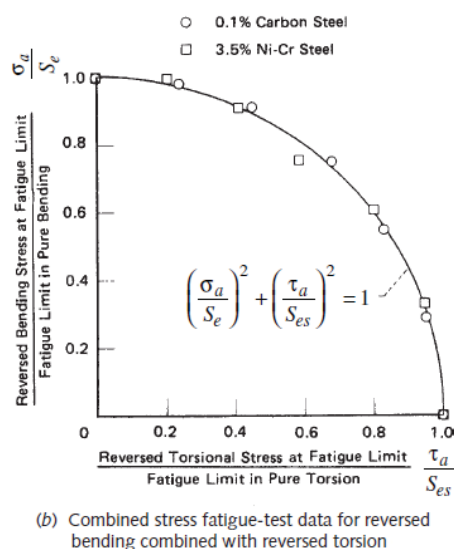
$$\sigma_{mean} = k_f \frac{M_m C}{I} \quad (۵)$$

که در آن σ_{alt} تنش اجزای تناوبی و σ_{mean} تنش اجزای میانگین می باشد. برای تنش برشی پیچشی داریم:

$$\tau_{alt} = k_{fs} \frac{T_a r}{J} \quad (۶)$$

$$\tau_{mean} = k_{fs} \frac{T_m r}{J} \quad (۷)$$

در روابط بالا، M_a ممان خمشی تناوبی و M_m ممان خمشی میان دامنه و T_a گشتاور تناوبی و T_m گشتاور میان دامنه می باشد. k_f و k_{fs} فاکتورهای تمرکز تنش خستگی برای پیچش و خمش می باشند. برای یک شفت I (ممان اینرسی جرمی) و C فاصله و همچنین J ممان دوم قطبی سطح می باشد.



شکل شماره ۳- خرابی های شفت در بارگذاری های ترکیبی

- سعی شود تا حد امکان افزایش دهنده های تنش، از مکان های دارای ممان خمشی بزرگ دور نگه داشته شوند و تاثیراتشان از طریق شعاع بزرگتر و آزادی بیشتری کاهش یابد.
- فولادهای کربن پایین معمولی به خوبی فولادهای با مقاومت های بالاتر هستند.
- انحراف در محدوده یاتاقان ها نباید از حد ۰.۰۰۵ اینچ تجاوز کند و شیب وابسته بین محور چرخ دنده ها باید کمتر از ۰.۰۳ درجه باشد.
- اگر از یاتاقان های ساده (غلاف دار) استفاده شود، میزان انحراف شفت باید از میزان ضخامت نوار روغن در یاتاقان کمتر باشد.
- اگر از یاتاقان های غیر خود تراز شونده استفاده شود، شیب شفت در قسمت یاتاقان ها باید از میزان ۰.۰۴ درجه کمتر باشد.

۷. طراحی شفت

در حالت کلی برای طراحی یک شفت موارد زیر باید در نظر گرفته شود:

- برای کاهش انحرافات و تنش ها، طول شفت باید تا حد امکان کوتاه در نظر گرفته شود.
- تیرکی که تنها در یک انتها بصورت صلب به تکیه گاهی متصل شده است دارای انحراف بیشتری نسبت به یک تیر محاط شده توسط پایه ها می باشد (با همان طول، قطر و بار وارده).
- یک شفت توخالی دارای نسبت استحکام به جرم و فرکانس های طبیعی بیشتری نسبت به یک شفت توپر است، اما این شفت دارای قطر و قیمت بالاتری خواهد بود.

ماند. این حالت بسیار معمول است و احتمالا بیش از سایر بارگذاری ها رخ می دهد. با استفاده از اندیس a برای تنش متناوب و اندیس m برای تنش میانگین معادله ها را می توان به صورت زیر بیان کرد:

$$\sigma_a = \frac{32M}{\pi d^3}, \tau_m = \frac{16T}{\pi d^3} \quad (۱۶)$$

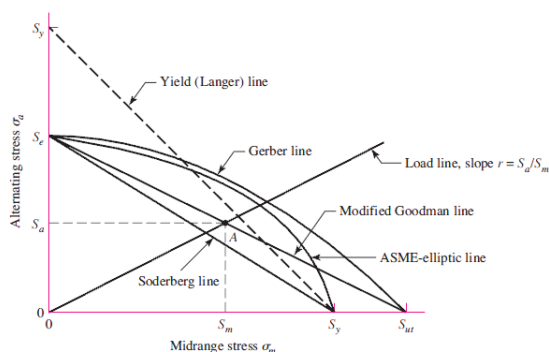
اگر s_e را به عنوان حد دوام کاملا تصحیح شده و n را به عنوان ضریب ایمنی مشخص کنیم، معادله طراحی چنین خواهد شد:

$$d = \left(\frac{32Mn}{\pi s_e} \right)^{1/3} \quad (۱۷)$$

چون حضور τ_m بر حد دوام خمشی اثر نمی گذارد.

• روش سادبرگ

در ساده ترین کاربرد نمودار سادبرگ که در قسمت زیر مشاهده می کنید، از آن برای تعیین اندازه های قطعه ماشینی استفاده می شود که باید تنش پایا و تنش متناوبی از همان نوع را تحمل کند.



شکل شماره ۴- نمودار سادبرگ

نمودار سادبرگ استحکام برشی را نشان می دهد. تنش های برشی متناوب بر محور عمودی رسم می شوند، در حالی که تنش های برشی استاتیکی یا میانگین، روی محور افقی رسم می شوند. همانگونه که در شکل نشان داده شده، خط سادبرگ خط مستقیمی بین حد دوام برشی کاملاً تصحیح شده s_{se} و استحکام تسلیم در برش s_{sy} است. باید توجه شود که حد دوام برشی، حد دوام جزء ماشین پس از به حساب آوردن اندازه، پرداخت سطح، قابلیت اعتماد، عمر، تمرکز تنش و غیره با استفاده از معادله زیر می باشد.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (۱۸)$$

که در آن S_e حد دوام جزء مکانیکی، S'_e حد دوام نمونه تیرچرخان، k_a ضریب سطح، k_b ضریب اندازه، k_c ضریب قابلیت اعتماد، k_d ضریب دما، k_e ضریب اصلاحی برای تمرکز تنش و k_f ضریب اثرهای دیگر می باشد. برای به دست آوردن ضریب ایمنی n می توان از رابطه زیر استفاده کرد:

$$n = \frac{\pi d^3}{16 \sqrt{\left(\frac{T}{S_{sy}} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_{se}} \right)^2}} \quad (۱۹)$$

برای استفاده از فرمول بالا به عنوان فرمول طراحی، خواهیم داشت:

- اگر بارهای تراست محوری موجود باشند، باید از طریق یک یاتاقان تراست تک در جهت هر بار به زمینه انتقال داده شوند. بارهای محوری را بین یاتاقان های تراست تقسیم نکنید، زیرا ممکن است انبساط حرارتی شفت سبب ایجاد بارهای اضافی در یاتاقان ها شود.
- اولین فرکانس طبیعی شفت باید به طور حداقل ۳ برابر بالاترین فرکانس نیروی محرک سیستم باشد یا حتی در بسیاری از موارد، عدد بالاتری مورد نظر می باشد.

• طراحی کامل از روش کد ASME

در سال ۱۹۷۲ انجمن آمریکایی مهندسان مکانیک کدی را برای طراحی محورهای انتقال بنا نهاد. در حال حاضر، سالیان زیادی است که این کد کنار گذاشته شده است ولی از لحاظ تاریخی قابل توجه می باشد. کد مورد نظر، یک تنش برشی مجاز تعریف می کند که مقدار کوچکتر، از میان دو مقدار زیر می باشد:

$$\tau_p = 0.3 S_{yt} \quad \text{or} \quad \tau_p = 0.18 S_{ut} \quad (۱۲)$$

این کد می گوید که اگر تمرکز تنش ناشی از قوس پله یا جای خار ظاهر شود، این تنش باید ۲۵ درصد کاهش یابد. اگر به جای τ_{max} در معادله، τ_p را بگذاریم، خواهیم داشت:

$$\tau_p = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2} \quad (۱۳)$$

در کد، گشتاور خمشی و گشتاور پیچشی به ترتیب در ضریبهای ترکیبی شوک و خستگی C_t ، C_m بسته به شرایط هر کاربرد ضرب می شوند. پس خواهیم داشت:

$$\tau_p = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{(C_m M)^2 + (C_t T)^2} \quad (۱۴)$$

حال می توان از رابطه بالا جهت محاسبه قطر محور استفاده کرد:

$$d = \{ 5.1 / \tau_p [(C_m M)^2 + (C_t T)^2]^{1/2} \}^{1/3} \quad (۱۵)$$

معادله بالا فرمول کد می باشد و همانطور که در حین بدست آوردن آن مشخص می شود، بر نظریه گسیختگی تنش برشی بیشینه مبتنی است. مقادیر پیشنهادی برای C_t ، C_m در جدول زیر آورده شده است.

C_t	C_m	نوع بارگذاری
۱.۰	۱.۰	محور ساکن، بار تدریجی وارد می شود
۲.۰-۱.۵	۲.۰-۱.۵	محور ساکن، بار ناگهانی وارد می شود
۱.۰	۱.۵	محور چرخان، بار تدریجی وارد می شود
۱.۰	۱.۵	محور چرخان، بار پایا
۱.۵-۱.۰	۲.۰-۱.۵	محور چرخان، بار ناگهانی وارد می شود، شوک های کم
۳.۰-۱.۵	۳.۰-۲.۰	محور چرخان، بار ناگهانی وارد می شود، شوک های سنگین

جدول شماره ۱- مقادیر ضریب گشتاور خمشی و ضریب گشتاور پیچشی

باید توجه داشت که تنش طراحی در معادله (۱۲)، مقدار مجاز بیشینه است و طراح آزاد است که در صورت اقتضای شرایط، آن را کاهش دهد.

• خمش معکوس شونده و پیچش پایدار

هر محور چرخشی که تحت گشتاورهای خمشی و پیچشی ساکن بارگذاری شده باشد، به دلیل چرخش محور، تحت تنشی کاملاً معکوس شونده تنش گذاری می شود، ولی تنش پیچشی پایا خواهد

پمپ های سانتریفیوژی که سیستم انتقال قدرت از الکتروموتور به پروانه توسط شفت انجام می شود، این سرعت، سرعت چرخشی اندازه گیری شده ای است که در آن ارتعاشات طبیعی رخ دهد. بسیار دور از انتظار نیست که انحراف شعاعی ایجاد شده به وسیله وزن پروانه، حتی با وجود نصب صحیح و متعادل پروانه، سبب ارتعاشات در یک پمپ افقی شود.

ارتعاشاتی که در یک روتور متوازن، در یک سرعت چرخشی مخصوص، ایجاد می شود، توسط اختلاف کوچکی در دانسیته روتور و انحرافات کوچک تراشکاری ایجاد می شود. این موضوع سبب جابه جایی کوچک مرکز جرم از مرکز محور چرخش می شود. با افزایش سرعت، نیروهای الاستیک فلز و نیروهای شعاعی ایجاد شده به وسیله چرخش، نامتوازن می شوند و ارتعاش اتفاق می افتد. این ارتعاشات انحراف شفت را زیاد می کند و می تواند سبب ساییدگی اجزاء (آب بندها، یاتاقان ها) و حتی شکسته شدن شفت شود. اگر سرعت همچنان افزایش یابد، این فرکانس طبیعی ناپدید می شود و ارتعاشات متوقف می شود اما در سرعت های بالاتر با فرکانس طبیعی دیگری مواجه می شویم. پایین ترین سرعت چرخشی که این ارتعاش طبیعی اتفاق می افتد، سرعت بحرانی نام دارد. معمولاً محدوده سرعت بحرانی از محدوده سرعت کاری پمپ ها فاصله دارد. اگر محدوده سرعت بحرانی کوچک باشد، بهتر است قبل از سرعت کاری پمپ قرار گیرد، در این صورت شفت را انعطاف پذیر می گویند و در صورتی که بعد از سرعت کاری قرار گیرد، شفت را شفت صلب یا محکم می نامند. لازم به ذکر است که سرعت بحرانی پمپ و شفت مفهومی جدا از یکدیگر نمی باشند.

• محاسبه سرعت بحرانی شفت (پمپ)

هنگامی که پمپ دارای شفت کوتاه و صلب باشد و در سرعت طراحی خود عمل کند پدیده رزونانس مورد توجه قرار نمی گیرد. سرعت بحرانی پمپ به صورت مستقیم به انحراف استاتیکی و انحراف استاتیکی به صورت مستقیم به وزن روتور، طول قسمت یک سر آزاد (آویخته) و قطر آن بستگی دارد. در حالت واقعی انحراف به دلایل الاستیسیته، اینرسی، پایه های یاتاقان و طول متغیر شفت بسیار پیچیده می باشد. مقدار انحراف شفت در اثر بار وارد بر آن از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$Y_1 = \frac{WL^3}{3EI} \quad (25)$$

که در این فرمول Y انحراف بر حسب اینچ یا میلی متر، W نیروی وارد بر پروانه و یا وزن متعلقات چرخشی بر حسب پوند یا نیوتن، L طول شفت از مرکز یاتاقان داخلی تا مرکز پروانه بر حسب اینچ یا میلی متر، E مدول الاستیسیته ی فلز مورد استفاده در شفت و I ممان اینرسی برای شفت می باشد که برابر است با $\frac{\pi d^4}{64}$. همچنین میزان انحراف شفت در اثر وزن خود شفت نیز از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[\left(\frac{T}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_{se}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (20)$$

یا به طور ساده تر:

$$d = \left\{ \frac{32n}{\pi} \left[\left(\frac{T}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (21)$$

چون با استفاده از نظریه تنش برشی بیشینه، برای $S_{sy} = 0.5S_y$ و $S_{se} = 0.5S_e$ داریم.

برای موارد کلی تر که تنش خمشی و پیچشی شامل هر دو مولفه پایا و متغیرند، خواهیم داشت:

$$d = \left\{ \frac{32n}{\pi} \left[\left(\frac{T_a}{S_e} + \frac{T_m}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M_a}{S_e} + \frac{M_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (22)$$

کاربرد نظریه تنش برشی در معادله بالا مشاهده می شود. به رابطه بالا کد وستینگهاوس می گویند. می توان رابطه بالا را بر حسب تنش ها و استحکام ها مطرح نمود، در نتیجه رابطه زیر مطرح می گردد:

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{2\tau_a}{S_e} + \frac{2\tau_m}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} \right)^2}} \quad (23)$$

• روش گودمن

این روش، روشی محتاطانه است که می توان هر جا که احتمال گسیختگی خستگی وجود داشته باشد از آن استفاده کرد. در روش جبری، رابطه گودمن به صورت زیر نوشته می شود:

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad (24)$$

• روش کلی

با توجه به ثابت های k, m, p ارائه شده در جدول شماره ۲، از معادله زیر می توان برای بیان همه آنها استفاده کرد.

پس خواهیم داشت:

$$\left(\frac{S_a}{S_e} \right)^m + \left(\frac{KS_m}{S_{ut}} \right)^p = 1 \quad (24)$$

معادله بالا، معادله مارین نامیده می شود.

نام نظریه	ثابت k	ثابت m	ثابت p
سادربرگ		1	1
گودمن اصلاح شده	1	1	1
سهامی ژربر	1	1	2
درجه دوم بیضوی	1	2	2
باگسی		1	2

جدول شماره ۲- ثابتهای مقدار گسیختگی برای استفاده در معادله (۲۴)

۸. محاسبه سرعت بحرانی شفت

روتور دینامیک به عنوان شاخه ای از علم مکانیک شناخته شده است که سرعت بحرانی را به عنوان سرعت زاویه ای که فرکانس طبیعی بعضی از اجزای چرخشی را تحریک می کند تعریف می کند. در مورد

در ادامه برای مقایسه دو پمپ با شفت های متفاوت و کاربردهای یکسان از پارامتری به نام فاکتور باریک شوندگی شفت استفاده می کنیم. این پارامتر با در نظر گرفتن پارمترهای ابعادی شفت و نیز در نظر نگرفتن ضرائب ثابت موجود در معادله ۲ به صورت زیر به دست می آید:

$$Y = \frac{L^3}{d^4} \quad (31)$$

اگر این فاکتور از لحاظ مقداری کمتر از عدد ۲ باشد (در سیستم SI) ما مشکلات زیادی با میزان خمش شفت نخواهیم داشت. اما اگر این مقدار بیشتر از عدد ۲ باشد امکان بروز مشکل در آب بندها، خود شفت و یاتاقان های پمپ وجود دارد.

فاکتور دیگری که در این قسمت مورد مطالعه قرار می گیرد فاکتور سختی یا انعطاف پذیری است. فاکتور سختی پارامتر مهمی در ماندگاری المان های چرخشی پمپ به حساب می آید. این فاکتور به ترتیب زیر محاسبه می شود:

$$F_f = \frac{X^4}{d^2} \quad (32)$$

که در آن X محدوده یاتاقان ها و d قطر شفت در محل قرار گرفتن پروانه می باشد. فاکتور انعطاف پذیری به طور مستقیم با انحراف استاتیکی شفت در ارتباط است. جدول زیر محدوده مقادیر خروج از مرکز شفت و روتور را بر حسب میزان فاکتور انعطاف پذیری نشان می دهد (این جدول بر اساس استاندارد API610 می باشد).

Flexibility factor $F_f \text{ mm}^2 (\text{in}^2)$	Allowable shaft runout, TIR $\mu\text{m} (\text{in})$	Component fit on shaft	Allowable rotor radial runout, TIR $\mu\text{m} (\text{in})$
$> 1.9 \times 10^9 (3.0 \times 10^6)$	40(0.0015)	Clearance	90 (0.0035)
		Interference	60 (0.0025)
$\leq 1.9 \times 10^9 (3.0 \times 10^6)$	25(0.0010)	Clearance	75 (0.0030)
		Interference	50 (0.0020)

جدول شماره ۳- محدوده مقادیر خروج از مرکز شفت و روتور

بر حسب میزان فاکتور انعطاف پذیری

در این جا بهتر است یادآوری کنیم که هر قطعه ساخته شده از مواد الاستیک دارای دوره تناوبی طبیعی خواهد بود. این اتفاق به دلیل یکنواخت نبودن شفت و اختلاف دانسیته آن در هنگام ساخت می باشد. این خروج از مرکز در هنگامی که شفت در سرعتی بچرخد که نیروی گریز از مرکز آن از نیروی مقاومت الاستیک آن بیشتر باشد، سبب ایجاد انحراف می شود. در این سرعت شفت و متعلقات آن در صورت عدم توازن، مرتعش می شوند و این ارتعاش می تواند سبب از بین رفتن آب بندها و یاتاقان ها و نیز خستگی خود شفت شود. به پایین ترین سرعتی که این اتفاقات رخ می دهد سرعت بحرانی اول می گویند. پس از به دست آوردن میزان انحراف شفت در محل اتصال پروانه، برای بدست آوردن میزان سرعت بحرانی اول از یکی از معادلات زیر استفاده می کنیم:

$$Y_2 = \frac{wL^3}{8EI} \quad (26)$$

که در آن w وزن شفت بدون پروانه است.

که در نهایت، انحراف کلی حالت استاتیک شفت برابر است با:

$$Y = Y_1 + Y_2 \quad (27)$$

حال اگر شفت مورد نظر ما شفتی با قطرهای متفاوت (چند قطری)

بود از رابطه ۲۸ (رابطه زیر) محاسبه می کنیم:

$$Y = \frac{F}{3E} \left[\frac{L^3 - M^3}{J_L} + \frac{M^3 - N^3}{J_M} + \frac{N^3}{J_N} + \frac{L^2 X}{J_X} - \frac{3X}{2} \left(\frac{L^2 - M^2}{J_L} + \frac{M^2 - N^2}{J_M} + \frac{N^2}{J_N} + \frac{2LX}{3J_X} \right) + \frac{N^3}{2J_N} \right]$$

که در آن داریم:

- Y ، انحراف شفت در خط مرکزی پروانه
- F ، همان نیروی وارد بر پروانه است که در فرمول های بالا به شکل w بیان شده بود (به این نیرو عدم توازن شعاعی هیدرولیکی نیز می گویند).
- M & N ، فاصله خط مرکز پروانه به طبقه های (پله ها)

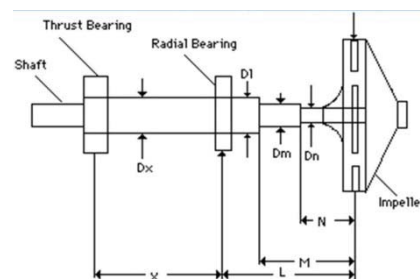
روی شفت

- L ، فاصله خط مرکز پروانه به خط مرکز یاتاقان داخلی

- X ، فاصله بین دو خط مرکز یاتاقان ها

- J_L, J_M, J_N, J_X ، ممان اینرسی قطرهای مختلف

- E ، مدول الاستیسیته ماده مورد استفاده در شفت



شکل شماره ۵- یک شفت چند پله ای

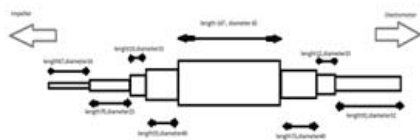
برای محاسبه نیروی عدم توازن هیدرولیکی شعاعی خواهیم داشت:

$$F_{Radial Thrust} = \frac{K_q \cdot K \cdot H \cdot S \cdot G \cdot D_2 \cdot B_2}{10.2} \quad (29)$$

که در آن K فاکتور تراست شعاعی (بین ۰.۳ تا ۰.۳۵)، $S \cdot G$ گرانش مخصوص سیال، H هد کلی بر حسب متر در حالت نقطه بالاترین کارائی، B_2 پهنای پروانه شامل دیواره ها به سانتی متر، D_2 قطر خارجی پروانه به سانتی متر و داریم:

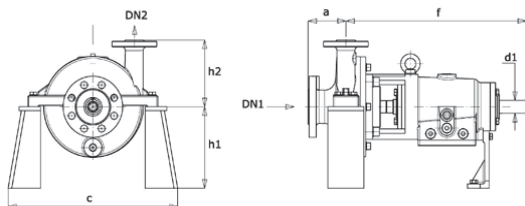
$$K_q = 1 - \left(\frac{Q_n^2}{Q_n^2} \right)^2 \quad (30)$$

که در آن Q دبی حقیقی پمپ بر حسب متر مکعب بر ساعت و Q_n دبی پمپ در حالت نقطه بالاترین کارائی بر حسب متر مکعب بر ساعت می باشد.



شکل شماره ۶- شفت چند پله ای پمپ سانتریفیوژ OH2-25-200L

پس برای این پمپ با شکل زیر داریم:



شکل شماره ۷- پمپ سانتریفیوژ OH2-25-200L

ابتدا به محاسبه نیروی عدم توازن هیدرولیکی شعاعی می پردازیم.

این نیرو طبق روابط زیر محاسبه می شود:

با توجه به دبی واقعی پمپ که ۳ متر مکعب بر ساعت می باشد و دبی آن در حالت بالاترین نقطه کارایی که ۳.۵ متر مکعب بر ساعت است خواهیم داشت:

$$F_{Radial Thrust} = \frac{0.46 \cdot 0.35 \cdot 10 \cdot 1 \cdot 18.23 \cdot 2.5}{10.2}$$

$$= 7 \text{ kilogram force}$$

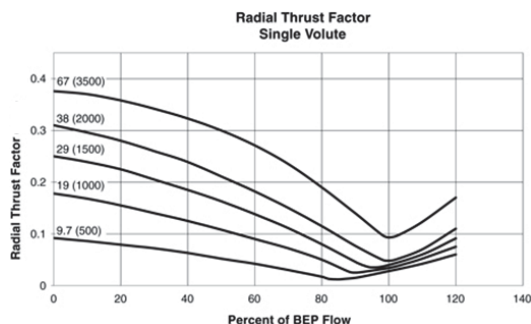
$$= 68.64 \text{ Newtons}$$

$$F_{Radial Thrust} = \frac{0.46 \cdot 0.35 \cdot 10 \cdot 1 \cdot 18.23 \cdot 2.5}{10.2}$$

$$= 7 \text{ kilogram force}$$

$$= 68.64 \text{ Newtons}$$

فاکتور تراست فرمول بالا، از طریق سرعت مخصوص پمپ و نمودار مربوطه که در شکل زیر مشاهده می کنید محاسبه می شود:



شکل شماره ۸- نمودار مقادیر فاکتور تراست بر حسب سرعت مخصوص پمپ

$$N_c = \frac{187.7}{\sqrt{Y(\text{inch})}} \quad (33)$$

$$N_c = \frac{946}{\sqrt{Y(\text{mm})}} \quad (34)$$

که در آن N_c سرعت بحرانی شفت می باشد.

برای ثابت نگه داشتن فواصل داخلی رینگ های سایشی پمپ های با پروانه بسته و برای جلوگیری از برخورد پروانه به محفظه و یا صفحه پشتی در پمپ های پروانه باز، اغلب کمپانی های پمپ سازی تمایل دارند که انحراف شفت پمپ خود را در بازه ۰.۰۰۵ تا ۰.۰۰۶ اینچی (۰.۱۲۵ تا ۰.۱۵۰ میلی متر) محدود کنند. با این اعداد خواهیم داشت:

$$N_c = \frac{946}{\sqrt{0.125}} = 2676 \text{ r.p.m} \quad \text{and}$$

$$N_c = \frac{946}{\sqrt{0.150}} = 2442 \text{ r.p.m}$$

این محدودیت ها برای پمپ هایی با حداکثر دور ۱۷۵۰ دور بر دقیقه مناسب می باشد. ولی برای پمپ هایی با دور بالاتر این محدودیت ها قابل قبول نمی باشد.

برای دانستن میزان انحراف شفت در پمپ های سانتریفیوژ، داشتن اطلاعات کافی در مورد نیروی شعاعی موجود در پمپ بسیار ضروری می باشد.

• مثال: محاسبه سرعت بحرانی شفت پمپ سانتریفیوژ

OH2-25-200L

مشخصات پمپ:

- ۱- قطر شفت در کمترین قسمت ۱۶ میلی متر
- ۲- قطر شفت در بیشترین قسمت ۳۲ میلی متر
- ۳- طول شفت از قسمت یاتاقان داخلی تا مرکز پروانه ۱۶۰ میلی متر
- ۴- مدول الاستیسیته فلز مورد استفاده در ساخت شفت (کربن-استیل) 0.2×10^6 .
- ۵- ممان اینرسی شفت ۷۸۵۳.۹۸ می باشد.
- ۶- وزن شفت و متعلقات آن برای محاسبه نیروی وارد بر پروانه ۷.۵ کیلوگرم (وزن پروانه ۱۴۰۰ گرم، وزن شفت ۴۲۵۰ گرم و وزن بلبرینگ های آن ۱۸۵۰ گرم) می باشد.

محاسبه نیروی عدم توازن هیدرولیکی شعاعی را مشاهده می کنید:

Radial Thrust Calculator

Radial Thrust: $F_R = K_3 \times K \times H \times 5.6 \times D_2 \times B_2 / 10.2$

Enter the required data in the highlighted cells. If you do not know the pump specific speed use the Ns calculator below.

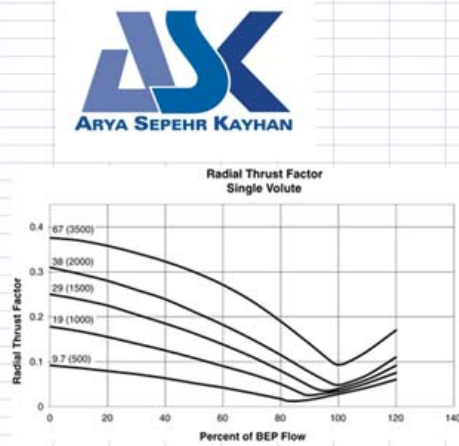
Q(actual) in m ³ /h	3
Qn at BEP in m ³ /h	3.5
Thrust Factor (between 0.3 and 0.35)	0.35
Thrust Factor (Kq) @ flow point	0.460225
Head (H) per Stage @ flow point in meter	10
Specific Gravity (S.G)	1
Impeller Diameter (D2) in Cm	18.235
Impeller Width (b2) @ discharge in Cm	2.5
F_R (Unbalanced Radial Thrust in kilograms of force)	7

Pump Specific Speed: $N_s = N / Q^{0.75} / H^{0.75}$

Enter the required data in the highlighted cells

Pump RPM (N)	2900
Flow (Q) @ BEP	3.5
Head (H) @ BEP	10
N_s	965

در شکل زیر شماتیکی از الگوریتم محاسباتی نوشته شده برای



شکل شماره ۹- الگوریتم محاسباتی نوشته شده برای

محاسبه نیروی عدم توازن هیدرولیکی شعاعی

$$N_c = \frac{946}{\sqrt{0.05966}} = 3873 \text{ (rpm)}$$

با توجه به الگوریتم زیر که برای محاسبه میزان انحراف شفت و سرعت اول بحرانی نوشته شده است، مشاهده می شود که تفاوت بسیاری در این دو مورد مشاهده نمی شود:

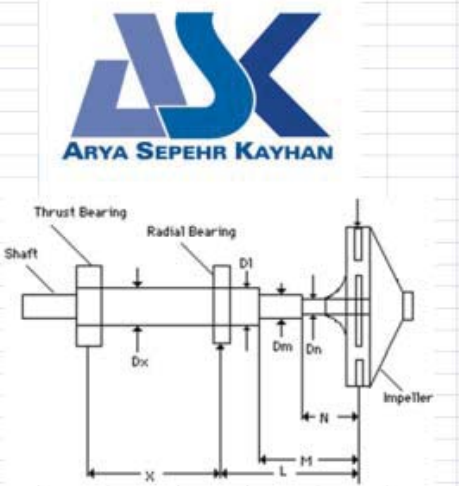
حال طبق رابطه ۲۸ و ساده سازی ارقام و ضرایب خواهیم داشت:

$$Y = \frac{68.64 * (160)^3}{3 * (0.2 * 10^6) * 7853.98} = 0.05966$$

که با توجه به رابطه ۳۴ خواهیم داشت:

shaft deflection and first critical speed

Input	
Radial Thrust(kilogram force)	7
Shaft length from inboard bearing to center of impeller(mm)	160
modul of elasticity(shaft material)	200000
shaft diameter(mm) at the impeller section	20
Moment of inertia	7850
Output	
Shaft Deflection	0.061391 (mm)
Shaft first critical speed	3818.04 (rpm)



شکل شماره ۱۰- الگوریتم محاسباتی نوشته شده برای

محاسبه میزان انحراف و اولین سرعت بحرانی شفت

از سرعت عملکرد دائمی پمپ باشد که این شرایط به طور کامل رعایت شده است.
از این رو می توان نتیجه گرفت که طراحی شفت پمپ صحیح و از ضریب ایمنی بالایی برخوردار می باشد.

مشاهده می کنیم که این عدد با توجه به سرعت پمپ که ۲۹۰۰ دور بر دقیقه است در حدود ۳۳ درصد بالاتر از این سرعت می باشد که با توجه به استاندارد API610 این سرعت باید حداقل ۲۰ درصد بالاتر

نیروهای محوری و شعاعی

• مقدمه

پمپ های سانتریفیوژ می توانند محدوده وسیعی از جریان با دبی ها و هدهای متفاوت را ایجاد کنند. فشار داخلی تولید شده در پمپ منجر به تولید نیروهای محوری و شعاعی بر روی روتور پمپ می شود. در این قسمت، ما به ارائه توضیحاتی در مورد کمیت و کیفیت این نیروها و تاثیرات آنها بر طراحی پمپ می پردازیم.

۱. تراست محوری

نیروهای محوری تولید کننده تراست در پمپ های سانتریفیوژ، از فشار داخلی موثر در ناحیه اثر پروانه حاصل می شوند. این نیرو به سادگی یک محصول، از فشار خالص مکش و تخلیه و ناحیه تحت اثر پروانه به دست می آید. به هر صورت، ابهامات بسیاری وجود دارد که با چنین فرضیات ساده ای قابل توجیه نمی باشند.

متغیرهای دیگری که می توانند بر تخمین میزان بار محوری تاثیر داشته باشند به شرح زیر می باشند:

- محل قرارگیری پروانه نسبت به دیواره حلزونی
- تقارن پروانه
- زبری سطوح دیواره ها
- فواصل رینگ های سایشی
- ابعاد سوراخ های تعادلی

بسیاری از این متغیرها نامعین هستند و از این رو نیروهای محوری در بهترین شرایط تخمین محاسبه می شوند. روش تقریبی محاسبه تراست محوری در ادامه شرح داده می شود. فرضیات زیر مورد نظر می باشند:

- پروفیل پروانه متقارن
- منطبق بودن خط مرکز پروانه با خط مرکز حلزونی به صورت منطقی (در ۰.۸ میلی متر)
- برابری فشار در جلو و پشت پروانه و ثابت بودن آن از قطر خارجی پروانه به قطر رینگ سایشی
- کاهش فشار که به طور طبیعی سهموی است، نادیده گرفته شده و طبق فرض فشار موثر بر شroud پروانه ۳/۴ فشار تخلیه می باشد

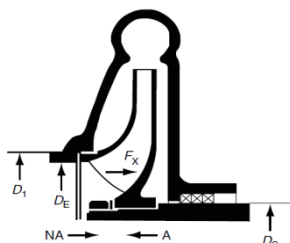
۱.۱. تراست محوری در پمپ های یک طبقه با پروانه

آویخته

محاسبات تراست محوری در این پمپ های ساده، با توجه به متغیرهای بسیار زیاد در طراحی پروانه و اجزای در تماس با آن، دارای پیچیدگی هایی می باشد. محاسبه تراست محوری در ساختارهای متفاوتی از این پمپ در ادامه این بخش شرح داده می شود:

۱.۱.۱. پروانه بسته با رینگ سایشی جلو

یک پروانه کاملاً متقارن را در نظر بگیرید. نیروهای محوری در منطقه بالای قطر D_1 متوازن می باشند. فرض می شود که فشار در نقطه دیگر یکسان باشد. به شکل زیر توجه کنید:



شکل شماره ۱- پروانه بسته تنها با رینگ سایشی جلو

تراست محوری خالص با توجه به اختلاف فشار موثر بر فاصله بین رینگ سایشی جلو و قطر شفت برابر است با:

$$NA \text{ thrust} = A_S \cdot P_S + F_x \quad (1)$$

$$A \text{ thrust} = \frac{3}{4} \cdot P_D \cdot (A_1 - A_S) \quad (2)$$

تراست محوری خالص تفاوت بین این دو می باشد.

در رابطه (۱)، F_x نیروی محوری با توجه به تغییرات مومنتوم می باشد که با توجه به رابطه زیر مورد محاسبه قرار می گیرد:

$$\frac{Density \cdot Q^2 (flow \ rate)}{A_E} \quad (3)$$

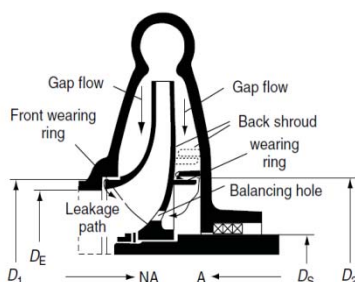
که در آن، Q متر مکعب بر ثانیه، A_E بر حسب متر مربع و $Density$ بر حسب کیلوگرم بر متر مکعب می باشد و F_x بر حسب نیوتن می باشد. مساحت های A_1 و A_S با استفاده از فرمول های استاندارد و با توجه به قطرهای مربوطه به دست می آیند.

$$Area = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \quad (4)$$

۱.۱.۲. پروانه بسته با رینگ سایشی در هر دو طرف با

سوراخ های تعادلی

یک پروانه بسته با رینگ های سایشی در دو طرف را در نظر بگیرید. با توجه به شکل زیر که نشان دهنده این نوع پروانه است خواهیم داشت:

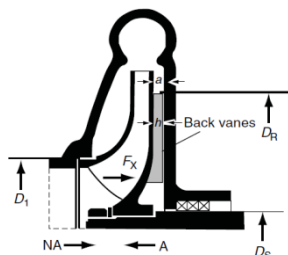


شکل شماره ۲- پروانه بسته با رینگ سایشی در دو طرف

وقتی تیغه های پشتی با پروانه می چرخند، به تنهایی سیال را از قطر داخلی به قطر خارجی، همانند پروانه، پرتاب می کنند. این به کاهش فشار در پشت پروانه و نیروهای محوری کمک می کند.

اگرچه این روش، با توجه به وابستگی آن به فاصله $(a - h)$ ، قابل اطمینان نمی باشد. اگر این فاصله افزایش یابد، فشار موثر بر شroud پشتی نیز افزایش می یابد و این سبب تراست محوری بیشتری می گردد.

این طراحی کارایی کمتری را نسبت به مدل بسته با رینگ های سایشی پشتی دارد. تخمین زده می شود که تیغه های عقبی، می توانند سبب کاهش کارایی پمپ تا ۳ درصد شوند.

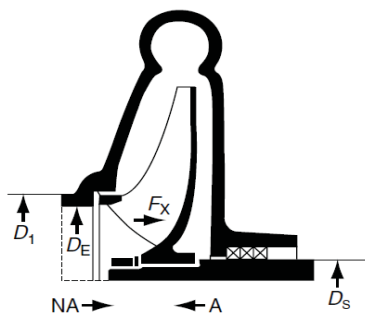


شکل شماره ۳- پروانه بسته با تیغه های پشتی و بدون رینگ سایشی پشتی

۱.۱.۴ پروانه باز با رینگ سایشی جلو

یک پروانه کاملاً متقارن را در نظر بگیرید، نیروهای محوری در منطقه بالاتر از قطر D_1 متعادل است. فشار در نقطه مقابل آن نیز یکسان فرض می شود.

تراست محوری خالص، با توجه به اختلاف فشار موثر بر سطح بین رینگ سایشی جلو و قطر شفت می باشد. پس با توجه به شکل زیر خواهیم داشت:



شکل شماره ۴- پروانه نیمه باز با رینگ سایشی در جلو

$$NA Thrust = A_s \cdot P_s + \left((A_3 - A_E) \cdot \left(\frac{P_D}{2} \right) \right) + F_x \quad (13)$$

$$A Thrust = \frac{3}{4} \cdot P_D \cdot (A_3 - A_s) \quad (14)$$

تراست محوری خالص تفاوت بین این دو می باشد.

پروانه نیمه باز، ممکن است همراه با تیغه های عقبی یا بدون آنها، بر حسب سطح تراست محوری تولید شده در پمپ طراحی شود. با توجه به نبود شroud جلویی، فاصله بین تیغه های پروانه و پوسته پمپ بسیار

با سوراخ های تعادلی

که در آن D_1 و D_2 قطرهای رینگ های سایشی در جلو و پشت شroud پروانه، D_E قطر چشم پروانه و D_S قطر شفت پمپ می باشد. در این ساختار، سوراخ های تعادلی در شroud پشتی پروانه سوراخ کاری شده اند که نقش بسیار مهمی را در کاهش نیروی محوری بر عهده دارند. البته، بعضی از مطالعات نشان می دهند که فشار در این منطقه، ۲ تا ۱۰ درصد اختلاف فشار وابسته به قطر سوراخ های تعادلی است. روابط زیر برای محاسبه میزان تراست محوری مورد استفاده قرار می گیرند. کل مساحت سوراخ های تعادلی، A برابر مساحت بین رینگ های سایشی در نظر گرفته می شود. زمانی که قطر رینگ های سایشی، D_1 و D_2 برابر باشند، خواهیم داشت:

$$Axial Thrust = A_s \cdot P_s - (0.03 \cdot P_D \cdot (A_1 - A_s)) + F_x \quad (5)$$

که در آن F_x تراست با توجه به تغییرات مومنتوم می باشد.

زمانی که قطر رینگ های سایشی، D_1 و D_2 برابر نباشند، خواهیم داشت:

$$NA Thrust = A_s \cdot P_s - (0.03 \cdot P_D \cdot (A_1 - A_s)) + F_x \quad (6)$$

$$A Thrust = \frac{3}{4} \cdot P_D \cdot (A_1 - A_2) \quad (7)$$

تراست محوری خالص تفاوت بین این دو می باشد.

۱.۱.۳ پروانه بسته با تیغه های پشتی

برای ساختار این نوع پروانه خواهیم داشت:

$$NA Thrust = A_s \cdot P_s + (0.00253 \cdot (A_R - A_s) \cdot (U_R^2 - U_S^2) \cdot \rho) + F_x \quad (8)$$

$$A Thrust = \frac{3}{4} \cdot P_D \cdot (A_1 - A_s) \quad (9)$$

تراست محوری خالص تفاوت بین این دو می باشد.

که در آن U_R و U_S سرعت های جانبی می باشند که توسط روابط زیر به دست می آیند:

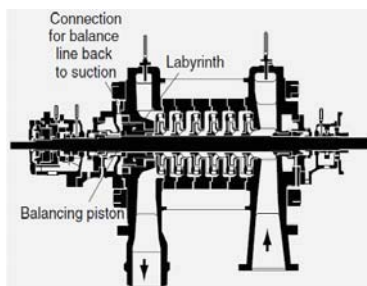
$$U_R = \pi \cdot D_R \cdot N / 60 \quad (10)$$

$$U_S = \pi \cdot D_S \cdot N / 60 \quad (11)$$

که خواهیم داشت:

$$All Areas - A = \frac{\pi}{4} D^2 \quad (12)$$

در بسیاری از موارد، نصب رینگ سایشی در پشت شroud پروانه مورد نظر و دلخواه طراح نمی باشد. در این موارد، تیغه های پشتی در پشت شroud پروانه این وظیفه را بر عهده دارند. طبق شکل زیر فاصله بین تیغه های پشتی و پوسته $(a - h)$ بسیار مهم می باشد و معمولاً بین ۰.۴ میلی متر تا ۱ میلی متر نگه داشته می شود.



شکل شماره ۶- تراست محوری تعادلی در یک طراحی

چند طبقه با پروانه فشرده

اختلاف فشار در طول محفظه تعادلی همان فشار خالص تخلیه و مکش است. نیروی تولید شده با توجه به محفظه تعادلی در جهت مخالف با حرکت روتور می باشد. از این طریق، تراست محوری کاهش می یابد. این ترکیب همچنین به کاهش فشار موثر بر محفظه آب بند کمک می کند. به هر حال، یک کاهش کارایی با توجه به گردش دوباره سیال در خط تعادل به وجود می آید.

۱.۲.۲. پمپ های چند طبقه - پروانه های پشت به

پشت

در ترکیب دیگری از پمپ های چند طبقه، پروانه ها به صورت پشت به پشت قرار می گیرند. این موضوع، تعادل محوری را برای طبقه های زوج یا فرد، ساده می کند. در این طراحی، دو محل بر روی روتور قرار دارد که هد پمپ را به نصف می شکنند. اولی در مرکز بوش بین مرکز پروانه های پشت به پشت و دیگری در گلوگاه بوش در محفظه آب بند فشار بالا قرار دارد. قطر پوسته در این مکان ها، برای ایجاد تعادل محوری برای هر تعدادی از طبقات، قابل اندازه گیری می باشد.

ترجیحاً لازم است که مقدار بسیار اندکی تراست محوری، برای بارگذاری بسیار سبک بر روی یاتاقان ها داشته باشیم تا روتور از حالت شناوری خارج شده و در یک جا ثابت بماند.

افزایش فاصله رینگ های سایشی و بوش ها، بر روی تراست محوری تاثیری ندارد. پیشنهاد می شود که تمامی رینگ های پروانه با یکدیگر هم قطر باشند و در پمپ های با طبقات زوج، قطر پوسته مرکزی با قطر پوسته های هر محفظه آب بند یکی باشد. برای ایجاد تعادل در یک پمپ با طبقات فرد، ساده ترین راه تنها تغییر قطر پوسته مرکزی است.

۲. بارهای شعاعی

در پمپ های مکش از انتها با پروانه آویخته، بار شعاعی هیدرولیکی با توجه به سرعت غیریکنواخت سیال در محفظه پمپ ایجاد می شود. این سرعت نابرابر سیال، سبب توزیع فشار غیر یکنواخت در فشار موثر بر پیرامون پروانه پمپ می باشد.

طراحی حلزونی، بیشترین تاثیر را بر روی بارهای محوری دارد. حلزونی طراحی می شود که سیال را از پروانه به لوله تخلیه برسد. طراحی حلزونی بر مبنای جریان در نقطه بهترین کارایی می باشد. در

مهم می باشد. با وجود تیغه های عقبی، فاصله پشتی نیز بر اهمیت می گردد. این امر، مشکلات مونتاژ را بیشتر می کند.

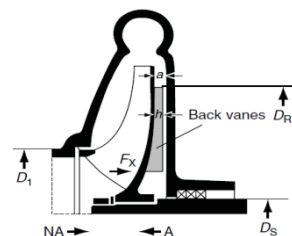
$$NA Thrust = A_s \cdot P_s \quad (15)$$

$$+ (0.00253 \cdot (A_R - A_s) \cdot (U_R^2 - U_S^2) \cdot \rho) + \left((A_3 - A_E) \cdot \left(\frac{P_D}{2} \right) \right) + F_x$$

$$NA Thrust = A_s \cdot P_s + (0.00253 \cdot (A_R - A_s) \cdot (U_R^2 - U_S^2) \cdot \rho) + \left((A_3 - A_E) \cdot \left(\frac{P_D}{2} \right) \right) + F_x$$

$$A Thrust = \frac{3}{4} \cdot P_D \cdot (A_3 - A_s) \quad (16)$$

تراست محوری خالص تفاوت بین این دو می باشد که A_3 مساحت پروانه می باشد.



شکل شماره ۵- پروانه نیمه باز با تیغه های پشتی

۱.۲.۲. پروانه مکش دابل

پمپ های مکش دابل به وسیله پروانه های مکش دابل تجهیز می شوند. به صورت تئوری، میزان کمی تراست را با توجه به تقارن طراحی، ایجاد می کنند.

در هر صورت ساختار اینگونه پمپ ها نمی تواند هرگز در تقارن کامل باشد، بنابراین همواره مقداری نیروی تراست محوری تولید می شود که نیازمند جذب توسط یک یاتاقان تراست ساده می باشد.

تقارن طراحی، این الزام را پدید می آورد که راستای بیرون پروانه و داخل محفظه، هم محور نگه داشته شوند. در صورت رعایت نشدن این موضوع، تراست قابل توجهی تولید می شود. این تراست با جابه جایی محوری متناسب می باشد.

۱.۲.۱. پمپ های چند طبقه - پروانه های فشرده

در طراحی این پمپ ها، تمامی پروانه ها در یک راستا و جهت به هم فشرده می شوند. در نتیجه، نیروی محوری که روتور را در جهت مکش پمپ می راند، می تواند بسیار بالا باشد.

در این طراحی ها، محفظه یا پیستون تعادلی برای سیستم در نظر گرفته می شود. این قطعه یک دیسک دایروی شکل چرخشی است که در جهت عکس دیسک ثابت و با فاصله بسیار نزدیک به آن می چرخد. فشار سیال در گذر از مسیر مارپیچ کاهش می یابد. این خروجی به قسمت مکش پمپ متصل است.

در یک پمپ دیفیوزر پره ای، توزیع سرعت پیرامون پروانه بسیار یکنواخت تر می باشد و بنابراین بارهای شعاعی کمتری بر روی پروانه وجود دارد. برای یک پمپ مکش از انتهای تک محفظه ای، نیروهای شعاعی در حالت شات-اف (حالتی که پمپ در حال کار کردن می باشد ولی دریچه تخلیه آن بسته می باشد)، از طریق روابط زیر قابل محاسبه می باشد:

$$R_{SO} = K_{SO} \cdot \left(\frac{H_{SO} \cdot \rho}{2.31} \right) \cdot D_2 \cdot B_2 \quad (17)$$

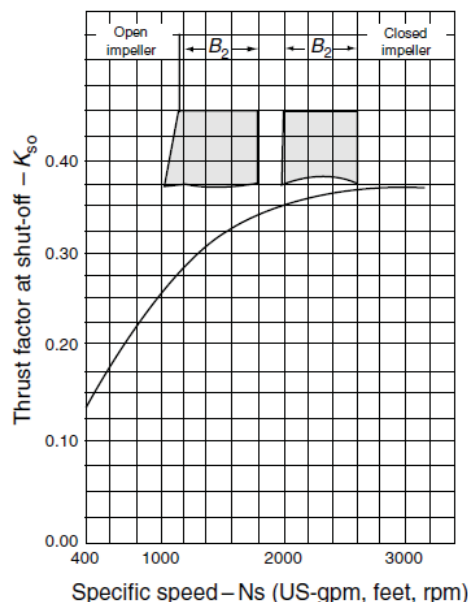
در نقاط دیگر عملکردی، فرمول زیر می تواند میزان نیروی شعاعی وارد بر پروانه را به طور تقریبی محاسبه کند:

$$R = \left(\frac{K}{K_{SO}} \right) \cdot \left(\frac{H}{H_{SO}} \right) \cdot R_{SO} \quad (18)$$

که در آن:

$$K = K_{SO} \cdot \left(1 - \left(\frac{Q}{Q_{BEP}} \right)^x \right) \quad (19)$$

و R_{SO} تراست شعاعی در حالت شات-اف بر حسب پوند، R تراست شعاعی در شرایط عملکردی بر حسب پوند، K_{SO} فاکتور تراست در شرایط شات-اف، K فاکتور تراست در شرایط عملکردی، H_{SO} هد کل در حالت شات-اف بر حسب فوت، H هد کل در شرایط عملکردی بر حسب فوت، ρ گرانش مخصوص سیال، D_2 قطر پروانه بر حسب اینچ، B_2 عرض پروانه در قسمت تخلیه شامل پوشش آن بر حسب اینچ، Q ظرفیت جریان در شرایط عملکردی بر حسب گالن در دقیقه و Q_{BEP} ظرفیت جریان در شرایط شات-اف بر حسب گالن در دقیقه است. x توان متغیری بین ۰.۷ تا ۳.۳ است که به وسیله تست به دست می آید. مطمئن تر است که یک رابطه خطی بین ۰.۷ در سرعت مخصوص ۵۰۰ و ۳.۳ در سرعت مخصوص ۳۵۰۰ فرض شود.



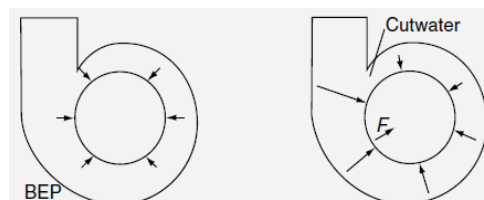
شکل شماره ۱۰- فاکتور تراست در حالت قطع

در حالتی ساده تر، روابط بالا با رابطه زیر تقریب زده می شوند. پس خواهیم داشت:

$$R = K \cdot H \cdot D_2 \cdot \frac{B_2}{2.31} \quad (20)$$

این نرخ جریان، توزیع سرعت و فشار سیال در محفظه پمپ یکنواخت است و یک تراست شعاعی ناچیز بر روی پروانه وجود دارد. بار شعاعی کمینه در نقطه بهترین کارایی با توجه به زبانه محفظه می باشد. این زبانه سبب توزیع فشار نامتقارن بر پیرامون پروانه می شود که همین موضوع سبب بار خالص شعاعی بر روی پروانه می گردد. این نیروی شعاعی در جهت زبانه می باشد.

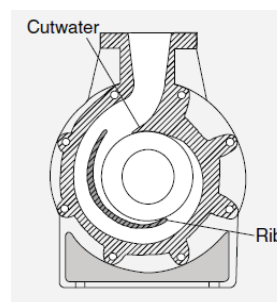
در جریانهایی بیشتر و کمتر از نقطه بهترین کارایی، شدت نیروی شعاعی افزایش می یابد. جهت نیروی شعاعی بر طبق تصویر زیر تغییر می کند:



شکل شماره ۷- نیروهای شعاعی در یک پمپ تک محفظه

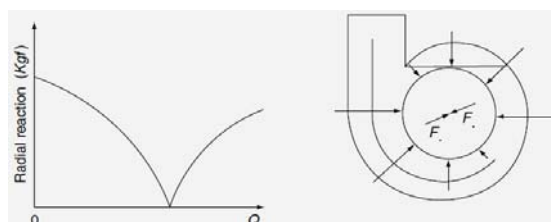
در نقطه بهترین کارایی و بیشتر از آن

محفظه های دابل در پمپ های بزرگتر دیده می شوند. یک تیغه اضافی نیز در این پمپ ها نصب می شود و این ساختار ۲ زبانه را به وجود می آورد. در ادامه این قسمت این شکل را مشاهده می کنید. تقارن محفظه به دور پروانه با توجه به تیغه اضافه، سبب توزیع برابری از فشار و نیروی موثر بر پروانه می شود و از اینرو بارهای شعاعی در این ساختار تا مقدار زیادی کاهش می یابد.



شکل شماره ۸- پمپ محفظه دابل

نیروی شعاعی در چنین ساختاری در یک محدوده عملکردی، در شکل زیر نشان داده شده است:



شکل شماره ۹- نیروی شعاعی در یک محدوده عملکردی با محفظه دابل

در پمپ های با محفظه متداول مرکز، توزیع فشار و سرعت یکنواخت تنها در جریان صفر اتفاق می افتد. این یکنواختی به صورت پیشرونده با افزایش نرخ جریان کاهش می یابد. در نقطه بهترین کارایی، غیریکنواختی بسیار بیشتر از حالت بدون جریان است. این نکته دقیقاً مقابل آنچه می باشد که در حلزونی های متداول اتفاق می افتد.

به علاوه بارهای شعاعی هیدرولیکی تولید شده اصلی با توجه به ساختار پمپ و شرایط عملکردی آن، فاکتورهای دیگری نیز وجود دارند که بار شعاعی بر روی پروانه ایجاد می کنند.

بار شعاعی نوسانی، از کاهش فاصله بین پره های پروانه و زبانه محفظه ایجاد می شود. ارتعاش ایجاد شده دارای فرکانسی است که این فرکانس محصول تعداد تیغه های پروانه و سرعت پمپ می باشد. به این فرکانس، فرکانس گذر پره می گویند.

نامیزانی مکانیکی روتور پمپ نیز یک نیروی شعاعی بر روی شفت پمپ ایجاد می کند. جریان غیر یکنواخت در گذر از پروانه نیز می تواند سبب ایجاد نامیزانی پروانه گردد.

در قسمت زیر شماتیکی از الگوریتم نوشته شده برای محاسبه میزان نیروی شعاعی را مشاهده می کنید:

این محاسبات برای پمپ سانتریفیوژ OH2-25-200L انجام شده است.

که در آن:

$$K = 0.36 * \left(1 - \left(\frac{Q}{Q_{BEP}}\right)^2\right) \quad (21)$$

و R تراست شعاعی بر حسب پوند، D_2 قطر پروانه بر حسب اینچ، B_2 عرض پروانه در قسمت تخلیه شامل پوشش آن بر حسب اینچ، H هد کل در شرایط عملکردی بر حسب فوت، ظرفیت جریان در شرایط عملکردی بر حسب گالن در دقیقه و Q_{BEP} ظرفیت جریان در شرایط شات-اف بر حسب گالن در دقیقه است.

با تبدیل های زیر می توانیم رابطه بالا را به صورت SI در آوریم:

$$R = K \cdot H \cdot D_2 \cdot \frac{B_2}{10.2} \quad (21)$$

که در آن:

$$K = 0.36 * \left(1 - \left(\frac{Q}{Q_{BEP}}\right)^2\right) \quad (21)$$

و R تراست شعاعی بر حسب کیلوگرم نیرو، D_2 قطر پروانه بر حسب سانتی متر، B_2 عرض پروانه در قسمت تخلیه شامل پوشش آن بر حسب سانتی متر، H هد کل در شرایط عملکردی بر حسب متر، ظرفیت جریان در شرایط عملکردی بر حسب متر مکعب در ساعت و Q_{BEP} ظرفیت جریان در شرایط شات-اف بر حسب متر مکعب در ساعت است.

Radial Thrust Calculator

$$\text{Radial Thrust: } F_R = K_q \times K \times H \times S.G \times D_2 \times B_2 / 10.2$$

Enter the required data in the highlighted cells. If you do not know the pump specific speed use the Ns calculator below.

Q(actual) in m3/h	3
Qn at BEP in m3/h	3.5
Thrust Factor (between 0.3 and 0.35)	0.35
Thrust Factor (Kq) @ flow point	0.460225
Head (H) per Stage @ flow point in meter	10
Specific Gravity (S.G)	1
Impeller Diameter (D2) in Cm	18.235
Impeller Width (b2) @ discharge in Cm	2.5
F_R (Unbalanced Radial Thrust in kilograms of force)	7

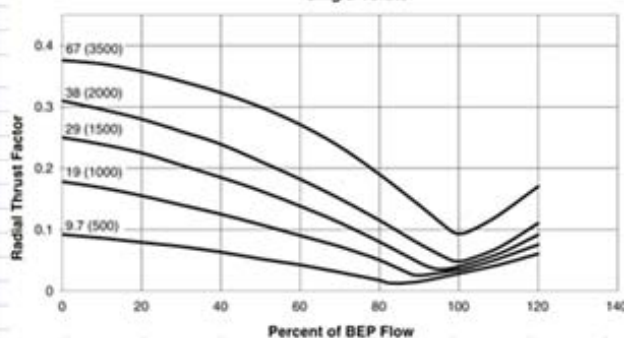
Pump Specific Speed: $N_s = N \sqrt{Q} / H^{0.75}$

Enter the required data in the highlighted cells

Pump RPM (N)	2900
Flow (Q) @ BEP	3.5
Head (H) @ BEP	10
N_s	965



Radial Thrust Factor
Single Volute

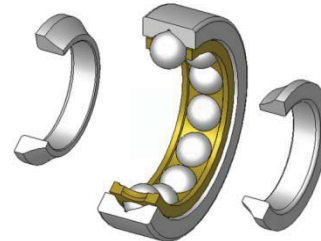


شکل شماره ۱۱- الگوریتم محاسباتی نوشته شده برای محاسبه نیروی هیدرولیکی شعاعی

محاسبات یاتاقان های غلتشی

مقدمه

یاتاقان وسیله‌ای است که اجازه حرکت نسبی مقید بین دو یا بیشتر از دو قطعه را می‌دهد که به طور نمونه به صورت چرخش یا حرکت خطی است. یاتاقان‌ها می‌توانند به صورت گسترده‌ای بر اساس نوع، یا براساس اصول کاری و همچنین جهت بارهای اعمالی که می‌توانند تحمل کنند، طبقه بندی شوند.



شکل شماره ۱- شماتیکی از یاتاقان

یاتاقان‌های ساده به طرز گسترده‌ای استفاده می‌شوند و از سطوح برای تماس سایشی استفاده می‌کنند. با وجود روانکاری، آنها معمولاً عمر و اصطکاک کاملاً قابل قبولی را ارائه می‌دهند. از سوی دیگر، یاتاقان‌های با اصطکاک کم معمولاً به خاطر راندمان، کاهش فرسایش و استفاده گسترده در سرعت‌های بالا، دارای اهمیت می‌باشند. اصولاً یک یاتاقان می‌تواند اصطکاک را با امتیاز شکل، مواد و یا با داشتن یک سیال بین سطوح و یا جداکردن سطوح با یک میدان الکترومغناطیسی، کاهش دهد.

- از طریق شکل: معمولاً این مزایا را با استفاده از غلتک‌ها، کره‌ها و یا با شکل دادن یاتاقان‌های خمشی حاصل می‌کند.
 - از طریق مواد: با بهره‌گیری از طبیعت موادی که یاتاقان‌ها را تشکیل می‌دهند. (یک مثال می‌تواند استفاده از پلاستیک باشد که اصطکاک سطحی کمی دارد).
 - از طریق سیال: با بهره‌بردن از ویسکوزیته کم یک لایه سیال مانند یک روانساز و یا یک واسطه فشرده شده که از برخورد دو سطح جلوگیری کند؛ یا با کاهش نیروی عمودی بین آنها.
 - از طریق میدان‌ها: با استفاده از میدان‌های الکترومغناطیسی، مانند میدان مغناطیسی، تا از برخورد سطوح جامد جلوگیری کند.
- حتی می‌توان از ترکیبی از اینها در یک یاتاقان بهره برد.

۱. مفاهیم کلی در مورد یاتاقان

۱.۱. تاریخچه و تکامل

نوع اولیه از یاتاقان‌های خطی از سه قسمت تشکیل شده که بر روی هم قرار دارند. در هر صورت هیچ مدرک قاطعی وجود ندارد اما این

تکنولوژی ممکن است به قدمت ساخت اهرام گیزا باشد. یاتاقان‌های خطی مدرن از اصول مشابهی استفاده می‌کنند با این تفاوت که بعضی مواقع از ساچمه به جای غلتک استفاده می‌شود.

اجزاء نخستین یاتاقان‌ها، ساچمه‌های ساده، غلتکی و چوب بوده‌است اما سرامیک، یاقوت کبود و شیشه نیز کاربرد داشتند. آهن، برنز و فولادهای دیگر، سرامیک‌ها و پلاستیک (برای مثال نایلون، پولی اکسی متیلین، تفلون و UHMWPE) همگی امروزه معمول می‌باشند. حتی مواد قدیمی هم می‌توانند دوام خوبی داشته باشند. برای مثال، یاتاقان‌های چوبی امروزه هنوز هم می‌توانند در آسیاب‌های آبی قدیمی دیده شوند که آب، سرما و روانکاری اش را تأمین می‌کند.

یاتاقان‌های چرخشی برای بسیاری از کاربردها مورد نیازند: از کاربردهای سنگین در محور چرخها و شفت‌های ماشین گرفته تا قسمت‌های دقیق ساعت‌ها. ساده‌ترین یاتاقان چرخشی یاتاقان بوش است که فقط یک سیلندر است که بین چرخ و محورش وارد می‌شود. این ساختار بوسیله یاتاقان غلتشی ادامه داشته که در آن بوش بوسیله تعدادی غلتک سیلندری جایگزین شد. هر غلتک به عنوان یک چرخ جدا رفتار می‌کند. اولین یاتاقان غلتکی محفظه‌ای عملی در اواسط دهه ۱۷۴۰ میلادی بوسیله جان هریسون که ساعت ساز بود برای یک کارمند وقت نگهدار دریائی ابداع شد. این وسیله از یاتاقان برای یک حرکت نوسانی بسیار محدود استفاده کرده ولی او همچنین در همان زمان از یک یاتاقان مشابه در یک وسیله واقعاً دوار در یک ساعت معمولی نیز استفاده کرد.

یک مثال قدیمی از بلبرینگ چوبی که یک میز چرخنده را پشتیبانی می‌کرد، از کشتی رومی به جا مانده است. خرابی کشتی به ۴۰ سال قبل از میلاد برمی گردد. گفته می‌شود لئوناردو داوینچی یک نوع یاتاقان ساچمه‌ای (بلبرینگ) را در حدود سال ۱۵۰۰ شرح داده‌است. یاتاقان غلتشی محفظه‌ای در اصل بوسیله گالیه شرح داده شد. قرار دادن یاتاقان‌ها در یک ردیف تا سال‌ها زیادی بعد از آن انجام نشد. اولین امتیاز حق ثبت کاسه ساچمه متعلق به فیلیپ وگان از کارمارتن در ۱۷۹۴ بود.

ایده فردریش فیشر در سال ۱۸۸۳ برای فرزکاری و سنگ زدن ساچمه‌ها در اندازه‌ها و گردی یکسان، اساس خلق یک صنعت مستقل بلبرینگ سازی بود.

یک حق امتیازی که به عنوان اولین حق امتیاز گزارش شده‌است، به یک تعمیرکار دوچرخه پارسی در آگوست ۱۸۶۹ رسید. این یاتاقان‌ها سپس در دوچرخه‌ای که بوسیله جیمز مور در اولین دوره مسابقات جهانی دوچرخه سواری در جاده پاریس-روئن در نوامبر ۱۸۶۹ به مقام قهرمانی رسید، گنجانده شد.

طراحی مدرن یاتاقان خود تنظیم به اسون وینگوئیست از شرکت تولید کننده بلبرینگ skf در سال ۱۹۰۷ مربوط می‌شود. هنری تیمکن، یک رویاگرا و مبتکر در صنعت حمل و نقل در قرن ۱۹،

یاتاقان‌ها تنوع گسترده‌ای در اندازه و جهتی که می‌توانند تحمل کنند دارند. نیروها می‌توانند به صورت نیروهای غالب شعاعی، محوری (یاتاقان کف گرد) یا ممان عمود بر محور اصلی باشند.

۱.۵. سرعت

انواع مختلف یاتاقان‌ها، محدودیت‌های سرعت عملکردی متفاوتی دارند. سرعت به طور نمونه به عنوان حداکثر سرعت سطحی نسبی تعریف می‌شود که واحدش اغلب m/s یا ft/s می‌باشد. یاتاقان‌های چرخشی به عنوان نمونه، عملکرد را به صورت DN توصیف می‌کنند که D قطر (اغلب به mm) یاتاقان و N سرعت چرخش با واحد دور بر دقیقه است. عموماً سرعت عملکرد یاتاقان‌ها در بازه قابل توجهی باهم تداخل دارند. به عنوان نمونه یاتاقان‌های ساده در سرعت‌های پائین کارایی دارند. یاتاقان‌های غلتشی سریعتر هستند. به دنبال آن یاتاقان‌های لغزشی و سرانجام یاتاقان‌های مغناطیسی قرار دارند که نهایتاً توسط نیروی مرکزگرا و با غلبه بر مقاومت مواد، محدود می‌شوند.

۱.۶. لقی و الاستیسیته

بعضی کاربردها، نیروهای یاتاقان‌ها را در جهات متنوعی به کار می‌برد و تنها لقی یا شیب محدودی را به عنوان نیروی متغیر اعمالی می‌پذیرد. یکی از منابع حرکت در یاتاقان‌ها، فواصل یا لقی هاست. برای مثال یک شفت ۱۰ میلیمتری در یک سوراخ ۱۲ میلیمتری، ۲ میلیمتر لقی دارد. منبع دوم حرکت، الاستیسیته در خود یاتاقان هاست. برای مثال ساچمه‌ها در یاتاقان‌های ساچمه‌ای (بلبرینگ‌ها) مانند یک لاستیک سفت می‌ماند و تحت بار، از دایره به یک شکل جزئی مسطح تبدیل می‌شود. کاسه بلبرینگ نیز الاستیک است و یک فرورفتگی را در محلی که ساچمه‌ها بر روی آن فشار می‌آورند ایجاد می‌کند.

۱.۷. عمر

یاتاقان‌های مغناطیسی و لغزشی می‌توانند به صورت بالقوه عمر نامحدودی را دارا باشند. عمر یاتاقان‌های غلتشی آماری است اما بوسیله بار، دما، نگهداری و تعمیر، ارتعاش، روانکاری و سایر فاکتورها تعیین می‌شود. برای یاتاقان‌های ساده بعضی از مواد عمر بیشتری نسبت به بقیه می‌دهند.

۱.۸. تعمیر و نگهداری

یاتاقان‌های بسیاری احتیاج به تعمیرات دوره‌ای دارند تا از خرابی پیش از موعد آنها جلوگیری شود. گرچه بعضی از آنها نظیر یاتاقان‌های لغزشی یا مغناطیسی ممکن است احتیاج به نگهداری کمتری داشته باشند. بیشتر یاتاقان‌ها در عملکرد در دوره‌های بالا نیازمند روانکاری و تمیزکاری دوره‌ای هستند و ممکن است احتیاج به تنظیمات مجدد داشته باشند تا اثر فرسایش را به حداقل برسانند.

امتیاز یاتاقان با غلتک مخروطی را در ۱۸۹۸ به ثبت رساند. یک سال بعد، او یک شرکت تأسیس کرد تا ابداعش را به تولید برساند. ارایش فرانکه در سال ۱۹۳۴ بلبرینگ کاسه سیمی را اختراع و به ثبت رساند. توجه او در طراحی یاتاقان بر کوچک بودن سطح مقطع تا حداقل مقدار ممکن بود که بتواند در یک طراحی بسته جمع شود. بعد از جنگ جهانی دوم او به همراه گرهارد هیدریچ، شرکت «فرانک و گرهارد» را تأسیس کرد تا به تولید و بسط بلبرینگ کاسه سیمی سرعت بخشد.

شرکت تیمکن، شرکت SKF، گروه شافلر (خصوصی)، شرکت NSK، و شرکت یاتاقان سازی NTN در حال حاضر بزرگ‌ترین تولیدکنندگان یاتاقان در جهان می‌باشند.

امروزه، یاتاقان‌ها در کاربردهای متنوعی به کار می‌روند. یاتاقان‌های فوق سریع در قطعات دستی دندانپزشکی به کار می‌رود، یاتاقان‌های هوافضائی در مریخ نورد به کار رفته‌اند، و یاتاقان‌های خمشی در سیستم‌های هم تراز نوری استفاده شده‌اند.

۱.۲. اصول عملکرد

حداقل شش سیستم معمول وجود دارند:

- یاتاقان‌های لغزشی که معمولاً بوش، یاتاقان‌های سرمحور، یاتاقان بوش، یاتاقان‌های خان دار، یا یاتاقان‌های ساده نامیده می‌شوند.
- یاتاقان‌های غلتشی مانند یاتاقان‌های ساچمه‌ای (بلبرینگ‌ها) و یاتاقان‌های غلتکی (رولربرینگ‌ها).
- یاتاقان‌های مرصع که نیروها در آن بوسیله پیچیدن جزئی خارج از مرکز محور، تحمل می‌شود.
- یاتاقان‌های لغزشی که در آن نیروها توسط یک سیال و یا گاز تحمل می‌شوند.
- یاتاقان‌های مغناطیسی که در آن نیرو با کمک یک میدان مغناطیسی تحمل می‌شود.
- یاتاقان‌های خمشی که در آن حرکت با المان نیروئی که خم می‌شود، تأمین می‌شود.

۱.۳. حرکت

حرکت‌های معمولی که یاتاقان‌ها اجازه آن را می‌دهند عبارتند از:

- چرخش شعاعی به عنوان مثال چرخش میله محور.
- حرکت خطی مانند کشو.
- حرکت کروی مانند لولای کاسه ساچمه‌ای
- حرکت مفصلی مانند درها

۱.۴. نیروها

۱.۹. گونه‌های یاتاقان

نوع	توصیف	سختی	سرعت	عمر	نکات
یاتاقان ساده (بوش)	استفاده از روانکار بین دو سطح متحرک و ثابت	خوب، در صورتی که میزان ساییدگی کم باشد، مقداری لقی معمولاً وجود دارد.	کم/متوسط (غالباً نیاز به خنک‌کاری دارد)	متوسط (بسته به نوع روانکار)	ساده‌ترین نوع یاتاقان، استفاده وسیع از آن، اصطکاک نسبتاً زیاد
یاتاقان غلتشی	بکارگیری ساچمه و یا غلتک برای کاهش اصطکاک	خوب، وجود اندکی لقی	متوسط - زیاد (غالباً نیاز به خنک‌کاری دارد)	متوسط (بسته به نوع روانکار، غالباً نیاز به تعمیر و مراقبت دارد)	مورد استفاده برای بارهای بیشتر و اصطکاک کمتر نسبت به یاتاقان ساده
یاتاقان مرصع	یاتاقان حول نقطه‌ای خارج از مرکز بر روی نشیمنگاه می‌چرخد.	کم به علت انعطاف‌پذیری	کم	خوب، نیاز به تمیزکاری و روانکاری دارد.	عمدتاً برای سرعت‌های کم و دقت‌های بالا مانند ساعت استفاده می‌شود.
یاتاقان لغزشی	محور درون یک سیال می‌گردد.	خیلی زیاد	خیلی زیاد، محدودیت سرعت معمولاً ناشی از آب بندها است.	می‌توان عمر این نوع یاتاقان را بی‌نهایت دانست؛ گاهی اوقات هنگام آغاز به کار و خاموش کردن دستگاه اندکی فرسایش ایجاد می‌شود.	غبار و سنگریزه می‌تواند باعث خرابی این نوع یاتاقان گردد. در استفاده پیوسته نیاز به عملیات نگهداری ندارد.
یاتاقان مغناطیسی	دو سطح توسط مغناطیس (الکترومغناطیس و یا جریان گردابی) از هم جدا نگه داشته می‌شوند.	کم	بی‌نهایت	بی‌نهایت	مصرف انرژی بالا، عدم نیاز به نگهداری.
یاتاقان خمشی	حرکت با تغییر شکل در ماده پدید می‌آید.	کم	خیلی زیاد	خیلی زیاد یا کم، بستگی به کاربرد دارد.	دامنه حرکتی محدود

جدول شماره ۱- انواع یاتاقان‌ها و خصوصیات آنها

۲. محاسبه بارهای یاتاقان

برای محاسبه بارهای یاتاقان، نیروهایی که بر روی شفت از طریق یاتاقان‌ها اعمال می‌شود، باید مشخص شوند. نیروهای اعمالی بر روی شفت و اجزای مربوط به آن، شامل بار مرده قطعه چرخنده، بار تولید شده در هنگام کارکرد ماشین و بار تولید شده به وسیله ارسال نیروی دینامیکی می‌باشد. این‌ها می‌توانند به صورت تئوری، از طریق ریاضی محاسبه شوند، اما در بعضی موارد، محاسبات بسیار مشکل می‌باشد.

روش محاسبه بارهایی که بر روی شفت اعمال شده و نیروی دینامیکی را انتقال می‌دهند، که جزء اولین کاربردهای شفت نیز می‌باشد، در ادامه توضیح داده می‌شود.

۲.۱. بار اعمالی به شفت

۲.۱.۱. فاکتور بار

موارد زیادی وجود دارد که در آنها، بار شفت عملیاتی حقیقی بسیار بیشتر از میزان بار محاسبه شده تئوری، با توجه به ارتعاشات ماشین است. بار حقیقی شفت از طریق رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$K = f_w \cdot K_c \dots \dots \dots (1)$$

که در آن، K_c بار حقیقی شفت بر حسب نیوتن یا کیلوگرم نیرو، f_w فاکتور بار بر حسب داده‌های جدول پایین و K_c مقدار محاسبه شده به صورت تئوری می‌باشد.

کاربرد	f_w	میزان بارهای ضربه‌ای
ماشین‌های الکتریکی، ابزار ماشین‌ها، تجهیزات اندازه‌گیری و	۱.۰ تا ۱.۲	بسیار کم یا بدون ضربه
ماشین‌های ریلی، اتومبیل‌ها، ماشین‌های فلزکاری، ماشین‌های تولید کاغذ، هواپیماها، ماشین‌های دفتری و	۱.۲ تا ۱.۵	بار ضربه‌ای سبک
دستگاههای سنگ‌شکن، تجهیزات کشاورزی، تجهیزات ساخت و ساز، جرثقیل‌ها و	۱.۵ تا ۳.۰	بار ضربه‌ای سنگین

جدول شماره ۲- فاکتور بار

۲.۱.۲. بار دنده

باری که بر روی دنده‌ها عمل می‌کند، با توجه به جهتی که بار اعمال می‌شود، به ۳ نوع اصلی مماسی K_t ، شعاعی K_s و محوری K_h تقسیم می‌شود. شدت و جهت این بارها با توجه به نوع دنده‌ها متفاوت می‌باشد.

روش‌های محاسبه بار ارائه شده در این قسمت، برای ۲ ترکیب عمومی شفت و دنده استفاده شده می‌باشد: دنده‌های شفت موازی، دنده‌های شفت متقاطع.

از آنجا که بار واقعی دنده همچنین دارای ارتعاشات و بارهای ضربه ای نیز می باشد، بار تئوری به دست آمده توسط فرمول فوق می باید با فاکتور دنده که در جدول ۴.۲ نشان داده شده است تنظیم شود.

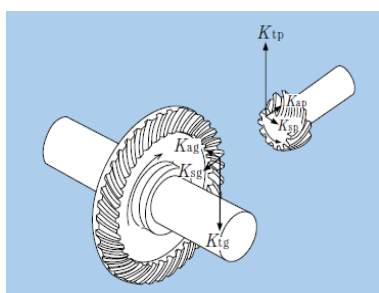
نوع دنده	فاکتور دنده (f_z)
چرخ دنده های زمینی دقیق (گام و پروفیل دندانه آنها دارای خطای کمتر از ۰.۰۲ میلی متر)	۱.۰۵ تا ۱.۱
دنده های ماشین کاری شده معمولی (گام و پروفیل دندانه آنها دارای خطای کمتر از ۰.۱ میلی متر)	۱.۱ تا ۱.۳

جدول شماره ۳- فاکتور دنده

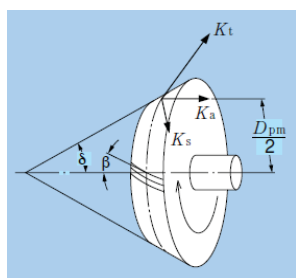
۲.۱.۲.۲. بارهای اعمال شده بر دنده های

شفتهای متقاطع

بارهای اعمال شده بر دنده های مخروطی دندانه مستقیم و دنده های مخروطی مارپیچی بر دنده های شفتهای متقاطع در شکل ۵ و ۶ نشان داده شده است. روش های محاسباتی برای این دنده ها در جدول شماره ۴ آمده است. برای محاسبه بار دنده ها در دنده های مخروطی مارپیچ، زاویه مارپیچ برابر صفر است ($\beta = 0$). در قسمت زیر دو شکل ۵ و ۶ را مشاهده می کنید:



شکل شماره ۵- بار بر دنده های مخروطی



شکل شماره ۶- دیاگرام دنده های مخروطی

که در این روابط، K_t بار مماسی دنده بر حسب نیوتن یا کیلوگرم نیرو، K_s بار شعاعی (نیروی جداکننده) دنده بر حسب نیوتن یا کیلوگرم نیرو، K_a بار موازی شفته بر حسب نیوتن یا کیلوگرم نیرو، H نیروی انتقال بر حسب کیلو وات، n سرعت چرخشی، D_{pm} قطر متوسط دایروی گام دنده بر حسب میلی متر، α زاویه فشار دنده بر حسب درجه، β زاویه مارپیچ دنده بر حسب درجه و ϕ زاویه مخروطی گام بر حسب درجه می باشد.

۲.۱.۲.۱. بارهای اعمال شده بر دنده های

شفته موازی

نیروهای اعمالی بر دنده های مستقیم و دنده های مارپیچی در شکل های ۳ و ۴ نشان داده شده است. شدت بار، از طریق روابط زیر به دست می آید:

$$K_t = \frac{19.1 * 10^6 * H}{D_p * n} (N) \quad (2)$$

$$= \frac{1.95 * 10^6 * H}{D_p * n} (Kgf)$$

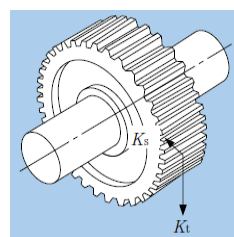
$$K_s = K_t * \tan \alpha (\text{spur gear}) \quad (3)$$

$$= K_t * \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} (\text{helical gear})$$

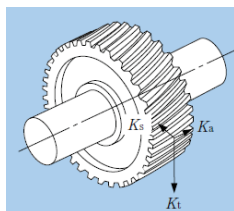
$$K_r = \sqrt{K_t^2 + K_s^2} \quad (4)$$

$$K_a = K_t * \tan \beta (\text{helical gear}) \quad (5)$$

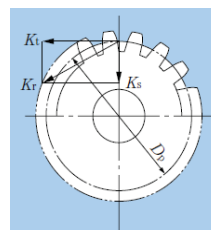
که در این روابط، K_t بار مماسی دنده بر حسب نیوتن یا کیلوگرم نیرو، K_s بار شعاعی (نیروی جداکننده) دنده بر حسب نیوتن یا کیلوگرم نیرو، K_r بار شفته در نتیجه دو نیروی قبلی بر حسب کیلوگرم نیرو یا نیوتن، K_a بار موازی شفته بر حسب نیوتن یا کیلوگرم نیرو، H نیروی انتقال بر حسب کیلو وات، n سرعت چرخشی، D_p قطر دایروی گام دنده بر حسب میلی متر، α زاویه فشار دنده بر حسب درجه و β زاویه مارپیچ دنده بر حسب درجه می باشد.



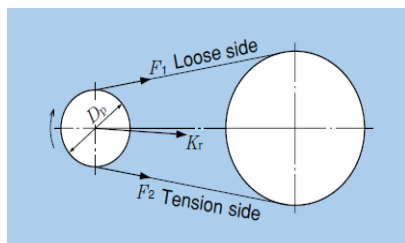
شکل شماره ۲- بارهای دنده مستقیم



شکل شماره ۳- بارهای دنده مارپیچی



شکل شماره ۴- نیروهای برآیند شعاعی



شکل شماره ۷- بارهای تسمه/زنجیر

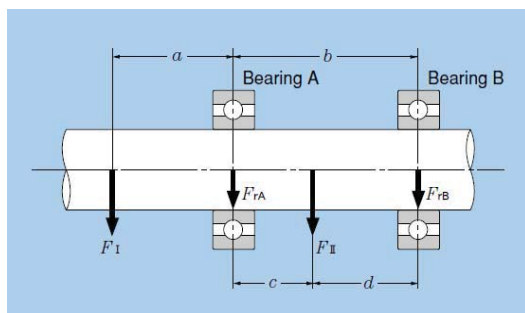
که در آن K_r بار شعاعی بر دندانه های دور چرخ یا قرقره بر حسب نیوتن یا کیلوگرم نیرو و f_b فاکتور تسمه و زنجیر است که طبق جدول زیر به دست می آید.

نوع تسمه یا زنجیر	f_b
زنجیر (تک)	۱.۲ تا ۱.۵
تسمه V	۱.۵ تا ۲.۰
تسمه تایمینگ	۱.۱ تا ۱.۳
تسمه مسطح (قرقره کشش)	۲.۵ تا ۳.۰
تسمه مسطح	۳.۰ تا ۴.۰

جدول شماره ۵- فاکتور تسمه و زنجیر

۲.۲. توزیع بار یاتاقان

برای محور، تنش های استاتیکی توسط یاتاقان ها تحمل می شود و تمامی بارهای موثر بر شفت ها، بر یاتاقان توزیع می شوند. برای مثال در شکل زیر، بارهای اعمال شده به یاتاقان ها از روابط زیر محاسبه می شوند. این مثال بسیار ساده می باشد، اما در بسیاری از موارد، این محاسبات بسیار پیچیده می شوند:



شکل شماره ۸- مثالی از شفت و یاتاقان

$$F_{rA} = \frac{a+b}{b} F_I + \frac{d}{c+d} F_{II} \quad (۱۰)$$

$$F_{rB} = -\frac{a}{b} F_I + \frac{c}{c+d} F_{II} \quad (۱۱)$$

که در آنها، F_{rA} بار شعاعی بر یاتاقان A، F_{rB} بار شعاعی بر یاتاقان B و F_{II} و F_I بارهای شعاعی بر روی شفت می باشند. اگر جهت بار شعاعی متفاوت باشد، بردار مجموع بار مربوطه باید تعیین گردد.

۲.۳. بار متوسط

بار یاتاقان های استفاده شده در ماشین ها، تحت شرایط عادی، با توجه به یک دوره زمانی ثابت، دچار نوساناتی می باشد. بار روی یاتاقان ها در چنین شرایطی می تواند به یک بار متوسط (F_m) تبدیل

از آنجایی که دو شفت با یکدیگر متقاطعند، رابطه بین چرخ دنده پینیون و بار دنده به صورت زیر خواهد بود:

$$K_{sp} = K_{ag} \quad (۶)$$

$$K_{ap} = K_{sg} \quad (۷)$$

که در آن K_{sg} و K_{sp} نیروی جداکننده چرخ دندانه پینیون و دنده بر حسب نیوتن یا کیلوگرم نیرو و K_{ag} و K_{ap} نیروی محوری چرخ دندانه پینیون و دنده بر حسب نیوتن یا کیلوگرم نیرو می باشد. برای دنده های مخروطی مارپیچی، جهت بار با توجه به جهت زاویه مارپیج، جهت چرخش و اینکه کدام جهت محرک و کدام جهت گردنده است تغییر می کند. جهت برای نیروی جداکننده (K_s) و بار محوری (K_a) در شکل شماره ۶ نشان داده شده است. جهت چرخش و جهت زاویه مارپیج، از انتهای بزرگ مارپیج تعریف می شوند. جهت چرخش دنده نیز، موافق جهت حرکت عقربه های ساعت (راست) فرض می شود.

جدول زیر بارهای موثر بر چرخ دنده های مخروطی را نشان می دهد:

نوع بار	جهت چرخش	جهت محوری	جهت عمود بر محور	جهت عمود بر محور	جهت عمود بر محور
	چپ	راست	چپ	چپ	راست
بار مماسی K_t	$K_t = \frac{19.1 \times 10^6 \cdot H}{D_p \cdot n} \left\{ \frac{1.95 \times 10^6 \cdot H}{D_p \cdot n} \right\}$				
بار شعاعی K_r	فصلت محرک	$K_r = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \sin \delta \right]$	$K_r = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \sin \delta \right]$	$K_r = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \sin \delta \right]$	$K_r = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \sin \delta \right]$
	فصلت گردنده	$K_r = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \sin \delta \right]$	$K_r = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \sin \delta \right]$	$K_r = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \sin \delta \right]$	$K_r = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \sin \delta \right]$
بار مماسی بر دنده شفت K_t	فصلت محرک	$K_t = K_r \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \cos \delta \right]$	$K_t = K_r \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \cos \delta \right]$	$K_t = K_r \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \cos \delta \right]$	$K_t = K_r \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \cos \delta \right]$
	فصلت گردنده	$K_t = K_r \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \cos \delta \right]$	$K_t = K_r \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \cos \delta \right]$	$K_t = K_r \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \cos \delta \right]$	$K_t = K_r \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \cos \delta \right]$

جدول شماره ۴- بارهای موثر بر چرخ دنده های مخروطی

۲.۱.۳. بار شفت تسمه ای یا زنجیری

بارهای مماسی بر روی دندانه های دور چرخ یا قرقره، در زمانی که قدرت به وسیله زنجیر یا تسمه منتقل می شود به وسیله رابطه زیر مورد محاسبه قرار می گیرد:

$$K_t = \frac{19.1 \times 10^6 \cdot H}{D_p \cdot n} (N) \quad (۸)$$

$$= \frac{1.95 \times 10^6 \cdot H}{D_p \cdot n} (Kgf)$$

که در آن، K_t بار مماسی بر دندانه های دور چرخ یا قرقره بر حسب نیوتن یا کیلوگرم نیرو، H نیروی انتقال بر حسب کیلو وات و D_p قطر گام دنده دندانه های دور چرخ یا قرقره بر حسب میلی متر می باشد.

برای گرداننده های تسمه ای، یک کشش اولیه به سیستم اعمال می شود تا یک کشش عملیاتی ثابت و کافی بر روی تسمه و قرقره اعمال شود. با به حساب آوردن این کشش، نیروی شعاعی موثر بر روی قرقره توسط رابطه زیر محاسبه می شود. برای گرداننده های زنجیری، در صورتی که بارهای ضربه ای و ارتعاشاتی مورد نظر قرار گیرند، از فرمولی مشابه می توان بهره برد.

$$K_r = f_b \cdot K_t \dots \dots \dots (۹)$$

۲.۳.۴. بار نوسانی سینوسی

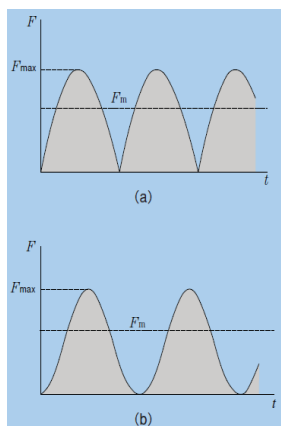
بار متوسط F_m از طریق فرمول های زیر و با توجه به شکل شماره ۱۲ تقریب زده می شود:

$$F_m = 0.75 * F_{max} \quad (۱۵)$$

رابطه ۱۵ برای مورد شماره ۱ استفاده می شود.

$$F_m = 0.65 * F_{max} \quad (۱۶)$$

رابطه ۱۶ برای مورد شماره ۲ استفاده می شود.



شکل شماره ۱۲- بار نوسانی سینوسی

۳. محاسبات یاتاقان ها

هدف از محاسبات یاتاقان ها آن است که تخمین زده شود که یک یاتاقان، با احتمالات تعریف شده، تا چه مدتی در سیستم دوام می آورد. در محاسبات تئوری، خرابی اولین نشانه کاستی تعریف می شود و نه هنگامی که کل یاتاقان خرد شود.

۳.۱. بار معادل زمانی

به دلیل وجود عکس العمل بارهای استاتیکی و دینامیکی شعاعی موثر بر یاتاقان، لازم است که از بار معادل زمانی استفاده شود. ابتدا قسمت های دینامیکی جمع می شوند. میزان عکس العمل گذر از پره با عکس العمل چرخشی، برای ایجاد قسمت دینامیکی، جمع می شود. سپس قسمت های استاتیکی و دینامیکی با یکدیگر طبق رابطه زیر جمع می شوند:

$$F = F_m \cdot (F_{stat} - F_{dyn}) \quad (۱۷)$$

$$F_m = \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{MAX(F_{stat}, F_{dyn})}{F_{stat} + F_{dyn}} - 0.5 \right)^2 \quad (۱۸)$$

که در آن F بار معادل زمانی، F_m فاکتور محاسباتی، F_{stat} ، F_{dyn} نیروهای استاتیکی و دینامیکی می باشند.

در اغلب شرکت های معتبر، طول عمر با فرض بار کامل و سیستم دائم کارکرد محاسبه می شود. در صورتی که در مسیر کارکرد، بارهای متفاوتی به سیستم وارد شود، خواهیم داشت:

$$F = \left(\frac{\sum F_i^3 \cdot U_i}{\sum U_i} \right)^{1/3} \quad (۱۹)$$

که در آن F نیروی معادل زمانی، F_i نیروی i و U_i کسر زمانی نیروی i می باشد.

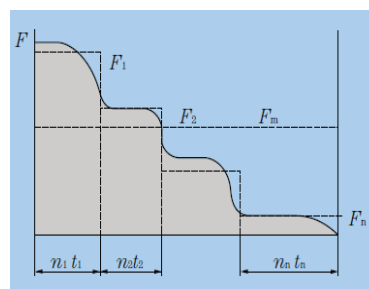
شود که این بار همان طول عمری را به یاتاقان می دهد که یاتاقان تحت شرایط عملکرد ثابت خواهد داشت.

۲.۳.۱. بار نوسانی پله ای

بار متوسط یاتاقان (F_m)، برای بارهای پله ای از رابطه زیر محاسبه می شود که در آن F_1 و F_2 و ... بارهای موثر بر یاتاقان، n_1 و n_2 و ... سرعت های یاتاقان و t_1 و t_2 و ... زمان های عملکرد مربوط به آن می باشد.

$$F_m = \left(\frac{\sum (F_i^p n_i t_i)}{\sum n_i t_i} \right)^{1/p} \quad (۱۲)$$

که در آن ($p = 3$) برای بلبرینگ ها و ($p = 10/3$) برای یاتاقان های غلتکی می باشد.



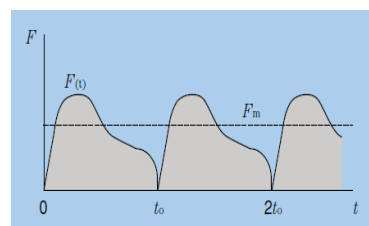
شکل شماره ۹- بار پله ای

۲.۳.۲. بار نوسانی دائم

جایی که امکان بیان تابع $F(t)$ بر مبنای سیکل بار t_0 و زمان t وجود داشته باشد، بار متوسط از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$F_m = \left(\frac{1}{t_0} \int_0^{t_0} F(t)^p dt \right)^{1/p} \quad (۱۳)$$

که در آن ($p = 3$) برای بلبرینگ ها و ($p = 10/3$) برای یاتاقان های غلتکی می باشد.

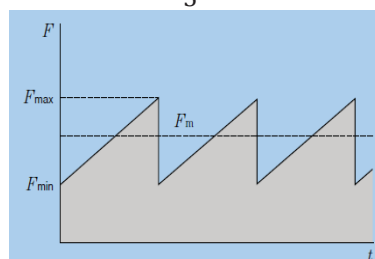


شکل شماره ۱۰- بار نوسانی به صورت تابعی از زمان

۲.۳.۳. بار نوسانی خطی

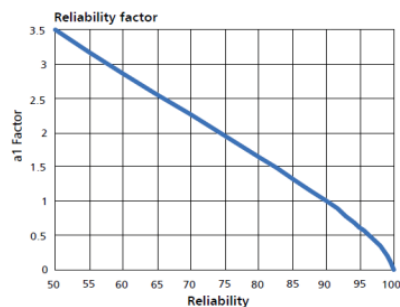
بار متوسط F_m از طریق فرمول زیر تقریب زده می شود:

$$F_m = \frac{F_{min} + 2F_{max}}{3} \quad (۱۴)$$



شکل شماره ۱۱- بار نوسانی خطی

که در آن، S میزان قابلیت اعتماد و e مقدار ثابت توانی ویبول (برابر ۱.۵) می باشد.



شکل شماره ۱۳- مقدار فاکتور اعتماد بر حسب درصد اعتماد

طول عمر L_{nm} ، نرخ عمر ابتدایی اصلاح شده برای اعتماد (100-n) درصد، برای یاتاقان های با خصوصیات خاص و شرایط عملیاتی مخصوص، از طریق رابطه زیر قابل محاسبه می باشد:

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{XYZ} \cdot L_{10} \quad (25)$$

که در آن a_{XYZ} فاکتور اصلاح طول عمر یاتاقان می باشد. مقدار a_1 در جدول زیر، برای مقادیر مختلف میزان قابلیت اعتماد مشاهده می شود:

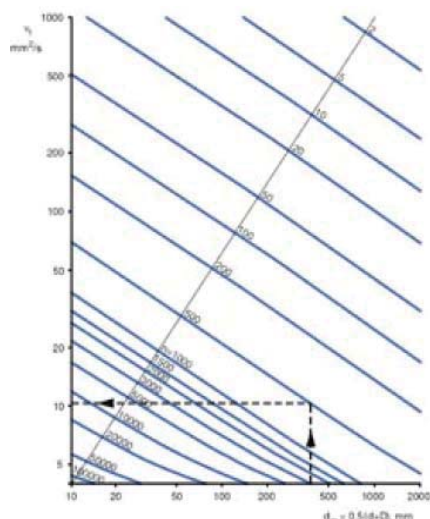
Reliability S	L_{nm}	a_1
90	L_{10m}	1
95	L_{5m}	0.62
96	L_{4m}	0.53
97	L_{3m}	0.44
98	L_{2m}	0.33
99	L_{1m}	0.21

جدول شماره ۶- مقدار a_1

۳.۳.۳. ویسکوزیته

روان ساز مورد نظر، باید لزجت مورد نیاز برای جدا کردن سطوح چرخشی و توزیع فشار برای دستیابی به سطوح تنش مورد قبول را داشته باشد. دیاگرام زیر لزجت مورد نیاز را بر اساس اندازه و سرعت یاتاقان نشان می دهد:

لزجت دارای وابستگی بسیار شدیدی به دما می باشد. لزجت گریس معمولاً در دمای ۴۰ درجه سانتی گراد و در شرایط نرمال در دیاگرام زیر نمایش داده شده است:



شکل شماره ۱۴- لزجت مورد نیاز بر اساس اندازه و سرعت یاتاقان

۳.۲. بار معادل

رابطه بین نیروهای شعاعی و محوری وارد بر یاتاقان، بر توزیع بار وارد بر قطعات چرخشی گوناگون موثر می باشد. شرایطی مثل فاصله و مونتاژ بر روی این بار موثر می باشد. با روابط ساده زیر داریم:

$$P = X \cdot F_r - Y \cdot F_y \quad (20)$$

که در آن، P بار دینامیکی معادل، X و Y ثابت برای انواع یاتاقان ها و موارد مختلف بارها و F_r و F_y نیروهای شعاعی و محوری می باشند.

۳.۳. استاندارد ایزو ۲۸۱

استاندارد ایزو برای محاسبات یاتاقان ها، با ارائه اولین رابطه برای طول عمر اسمی یاتاقان ها، در سال ۱۹۶۲ تعریف شد. مبنای آن رابطه کارهای ویبول، تئوری دوام استاتیکی مواد فلزی در سال ۱۹۶۳ و کارهای لوندبرگ و پالمگرن، می باشد. در سال ۱۹۷۷، فاکتورهای قابلیت اعتماد، مواد و روانکاری (a_1, a_2, a_3) برای تسهیل محاسبات به آن اضافه شد. آخرین افزایش، معرفی محدوده بار خستگی و تاثیرات آلودگی که سبب ایجاد a_m می شوند، برای محاسبات طول عمر مورد استفاده قرار می گیرند.

۳.۳.۱. روابط ابتدایی

این رابطه، طول عمر اسمی را با احتمال ۱۰ درصد خطا بیان می کند:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (21)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{10} \quad (22)$$

که در آنها، L_{10} عمر اسمی در دور در 10^6 ، L_{10h} طول عمر اسمی در ساعت، P بار دینامیکی معادل، C نرخ بار دینامیکی، که در آن $(p = 3)$ برای بلبرینگ ها و $(p = 10/3)$ برای یاتاقان های غلتکی و n سرعت چرخشی می باشد.

مقدار C توسط سازندگان یاتاقان ها و از طریق انجام تعداد زیادی تست به دست می آید.

۳.۳.۲. قابلیت اعتماد

فاکتور اعتماد برای قابلیت اعتماد ۹۰ درصد، ۱ می باشد و این عدد برای قابلیت اعتماد بالاتر کمتر می باشد. در نمودار زیر مقدار فاکتور اعتماد را بر حسب درصد اعتماد مشاهده می کنید. طبق رابطه، برای طول عمر اسمی یاتاقان با میزان اعتماد متغیر n با توجه فاکتور اعتماد (فاکتور تنظیم طول عمر) a_1 خواهیم داشت:

$$L_{nh} = a_1 \cdot L_{10} \quad (23)$$

که در آن، L_{nh} طول عمر اسمی یاتاقان با میزان اعتماد متغیر n با توجه به فاکتور اعتماد a_1 ، L_{10} طول عمر اسمی در دور در میلیون و a_1 فاکتور اعتماد می باشد.

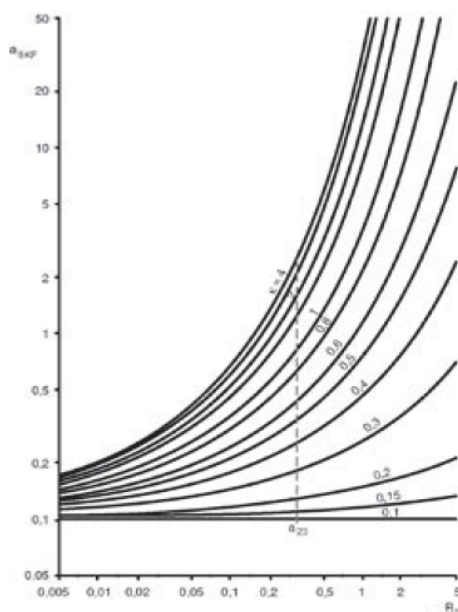
که a_1 را می توان از رابطه زیر محاسبه نمود:

$$a_1 = \left(\frac{\ln \frac{100}{s}}{\ln \frac{100}{90}} \right)^{1/e} \quad (24)$$

η_c	شرایط
1	بسیار تمیز ذرات بسیار ریز به ضخامت روان کننده
0.8 - 0.9	تمیز یاتاقان گریسکاری دائمی و آب بند شده است
0.5 - 0.8	معمولی یاتاقان گریسکاری و حفاظ آن قرار داده شده است
0.5 - 0.1	دارای آلودگی یاتاقان بدون آب بند و ذرات آلوده محیط اطراف وجود دارند
0	بسیار آلوده ورود سیالات و ذرات، آلودگی زیاد

جدول شماره ۷- فاکتور آلودگی

فاکتور تنظیم، از دیاگرام هایی مثل دیاگرام زیر برای انواع یاتاقان ها به دست می آید. اطلاعات حد بار خستگی نیز از طریق سازنده مهیا می شود.



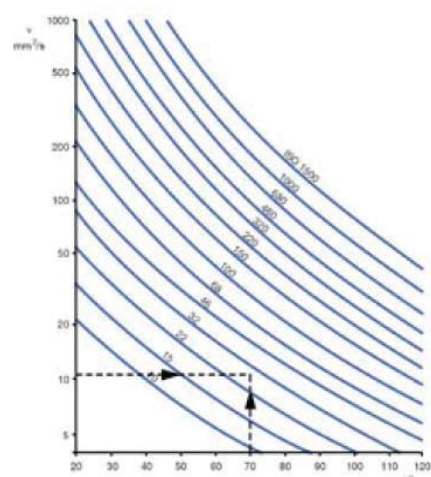
شکل شماره ۱۶- فاکتور تنظیم SKF

فاکتور تنظیم طول عمر از جدول شماره ۶ به دست می آید.

۳.۴. عمر روانکاری

تمامی مطالب گفته شده، طبیعتاً تحت شرایطی اتفاق می افتد که در آن روانکاری صحیح اتفاق بیافتد که این روانکاری خود دارای طول عمر می باشد. طول عمر روانکاری با گریس، می تواند از طول عمر خود یاتاقان کمتر باشد. قوانین زیر در مورد طول عمر برای روانکاری صادق می باشد (t_f طول عمر در ساعات عملیاتی می باشد):

- اگر به جای ۹۹ درصد اطمینان، ۹۰ درصد اطمینان موجود باشد ($t_f = t_f * 2$)
- در قرارگیری عمودی ($t_f = t_f / 2$)
- برای هر ۱۵ درجه سانتی گراد بالای ۷۰ درجه سانتی گراد ($t_f = t_f / 2$)
- برای پایین ترین دمای ممکن ($t_f = t_f * 2$)
- برای گریس ساختگی بالای ۷۰ درجه سانتی گراد ($t_f = t_f * 4$)
- برای گریس ساختگی پایین ۷۰ درجه سانتی گراد ($t_f = t_f * 3$)



شکل شماره ۱۵- رابطه دما و لزجت برای گریس

اگر برای گریس در دمای ۱۰۰ درجه سانتی گراد داده ها داده شود،

لزجت مورد نظر از رابطه زیر مورد محاسبه قرار می گیرد:

$$xf(T) = \log(T_0 - T), \quad yf(\vartheta) = \log(\log(\vartheta^2)), \quad (26)$$

$$a = \frac{yf(\vartheta_{T2}) - yf(\vartheta_{T1})}{xf(T_2) - xf(T_1)}, \quad b = yf(\vartheta_{T1}) - a \cdot xf(T_1),$$

$$yf(\vartheta_T) = a \cdot xf(T) + b$$

$$a = \frac{yf(\vartheta_{T2}) - yf(\vartheta_{T1})}{xf(T_2) - xf(T_1)}, \quad b = yf(\vartheta_{T1}) - a \cdot xf(T_1),$$

$$yf(\vartheta_T) = a \cdot xf(T) + b$$

که در آن T با اندیس های مختلف، دماهای متفاوت را به سانتی گراد نشان می دهد و ϑ نیز با اندیس های متفاوت لزجت های مربوط به این دماها را نشان می دهد. T_0 دمای مرجع (۲۷۳.۱۵ درجه سانتی گراد) می باشد.

با دانستن لزجت مورد نیاز و لزجت حقیقی، رابطه لزجت به صورت زیر می باشد:

$$k = \frac{\vartheta}{\vartheta_1} \quad (27)$$

که در آن k نسبت لزجت، ϑ لزجت مورد نیاز و ϑ_1 لزجت واقعی می باشد.

۳.۳.۴. آلودگی ها و محدوده بار خستگی

درجه آلودگی، برای اندازه گیری بسیار فریبنده می باشد. در جدول زیر این ضرایب مشاهده می شود:

با فرض بارها، روان کننده و ملاحظات محیطی، حال نوبت به محاسبه فاکتور تنظیم برای محاسبه عمر یاتاقان می باشد. پس خواهیم داشت:

$$L_{10mh} = a_m \cdot L_{10h} \quad (28)$$

$$a_m = f[k, \eta_c, \frac{p_u}{p}] \quad (29)$$

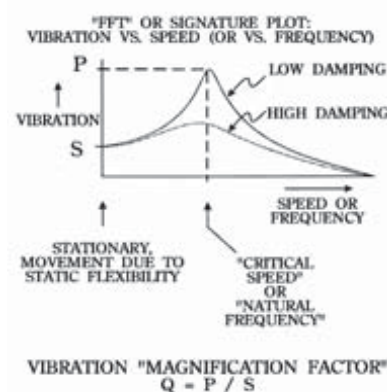
که در آن، L_{10mh} طول عمر به ساعت، L_{10h} طول عمر اسمی به ساعت، a_m فاکتور تنظیم، k نسبت لزجت، η_c فاکتور آلودگی، p بار دینامیکی معادل و p_u حد بار خستگی می باشد.

📖 آنالیز پیچشی و جانبی

• مقدمه

تمامی خستگی و سایش رینگ های سایشی در اجزای پمپ ها به طور معمول ناشی از ارتعاشات بیش از اندازه روتور می باشد که در نتیجه بالانس نبودن روتور، وجود یک عدم همراستایی شدید بین روتور و پمپ، نیروی هیدرولیکی بیش از اندازه ناشی از بازچرخش در مکش و یا نوسانات فشاری گذر از پره و یا حرکات تقویت شده در اثر رزنانس فرکانس طبیعی است. بازرسی اجزاء معمولاً نشانه هایی از منبع ارتعاش و نیز راه هایی جهت از بین بردن آن ارائه می دهد. هنگام عملکرد سیستم، نقض محدوده مجاز ارتعاشات، عملی بسیار معمول به شمار می رود. مخصوصاً در سیستم های با سرعت متغیر که شانس بیشتری وجود دارد که فرکانس نیروی تحریک با فرکانس طبیعی سیستم برابر شود. این حادثه، رزنانس نامیده می شود. در حل مشکل ارتعاشات، پیشنهاد می شود که ابتدا علت عدم تعادل پیدا شده، سپس عدم همراستایی، پس از آن رزنانس فرکانس طبیعی و در پایان جهت شناخت سیستم، گراف هایی بر اساس ارتعاشات مخصوص بر حسب فرکانس یا ارتعاشات بر اساس زمان نوسانات رسم شود. در شکل زیر پدیده رزنانس نشان داده شده است:

WHAT IS "RESONANCE" ?



شکل شماره ۱- رزنانس فرکانس طبیعی

فرکانس طبیعی مفهوم بسیار مهمی می باشد. این مفهوم تعداد سیکل هایی در دقیقه می باشد که روتور در آن بدون وجود هیچ تداخل خارجی به ارتعاش در می آید. روتور و محفظه پمپ فرکانس های طبیعی بسیاری دارند که ممکن است تعدادی از آنها به محدوده سرعت عملکردی پمپ نزدیک یا در محدوده سرعت عملکردی باشند که از همین رو سبب ایجاد رزنانس شوند. الگوی ارتعاشاتی که با یکی شدن فرکانس طبیعی با سرعت رانش یا فرکانس نیروی قوی دیگری ایجاد می شود شکل مود نام دارد. هر فرکانس طبیعی دارای یک شکل مود مخصوص به خود می باشد که جایی که این شکل مودها حرکت می کنند، بدترین نقطه جهت اعمال نیروی محرک و بهترین نقطه جهت نصب بست ها و جرم های اضافی می باشد.

در رزنانس انرژی ارتعاشی از ضربه قبلی نیرو دقیقاً یک سیکل کامل را با حادث شدن ضربه دوم طی می کند. ارتعاشات در سیکل بعدی شامل حرکتی بالاتر از نقطه قبلی خواهد بود. حرکات ارتعاشی به همین روش همچنان تقویت می شوند تا یک حرکت بزرگ تمامی انرژی به وجود آمده از این راه را مصرف کند. متأسفانه حرکت در این نقطه معمولاً بسیار بزرگ می باشد و معمولاً به یاتاقان ها، آب بندها و فواصل حرکتی داخلی آسیب وارد می کند.

بنابراین بسیار مطلوب است که فرکانس طبیعی روتور و محفظه یاتاقان ها، به خوبی از فرکانس هایی که این نیروها را به وجود می آورند، جدا شوند. این نیروها تمایل دارند که ۱ برابر سرعت عملکرد (عدم تعادل معمول)، ۲ برابر سرعت عملکرد (عدم همراستایی معمول) یا به تعداد پروانه ها ضرب در سرعت عملکرد باشند.

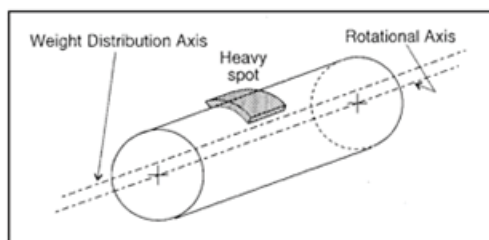
در عمل، تقویت ارتعاشات با توجه به رزنانس معمولاً به صورت فاکتوری از ۲ تا ۲۵ برابر بالاتر از نیروی محرک اولیه می باشد. میزان Q (ضرب درشت نمایی ارتعاش) به میزان جذب انرژی با نام استهلاک که بین ضربات اتفاق می افتد بستگی دارد. در پمپ ها معمولاً این موضوع توسط یاتاقان ها و سیال حبس شده بین روتور و استاتور در آب بندهای حفره ای ایجاد می شود. اگر استهلاک (دمپینگ) در نقطه ای اعمال شود که به سختی به تواند حرکت نوسانی را متوقف کند، این حالت را دمپینگ بحرانی می نامند. یک راه تحمل رزنانس (البته برای مدت زمان بسیار کوتاه) بالا بردن نسبت دمپینگ به وسیله کاهش فواصل آب بندهای حفره ای یا استفاده از یاتاقانی که به صورت ذاتی دارای خواص جذب انرژی بالاتری باشد، می باشد.

این موضوع می تواند Q را به نقطه ای که سبب خرابی های سایشی یا دیگر ارتعاشات وابسته شود، جابه جا کند. به همین سبب استاندارد API 610 پمپ های سانتریفیوژ، در صورتی که Q ۲.۵ و یا کمتر از آن باشد، فرکانس طبیعی را یک سرعت بحرانی در نظر نمی گیرد. مشکل تمامی رهیافت های بر پایه دمپ کردن ارتعاشات آن است که هر مکانیزمی که باعث افزایش دمپینگ می شود، تا انتهای عمر مورد انتظار پمپ، دوام نمی آورد.

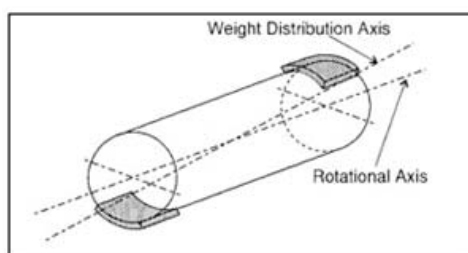
یک مفهوم غیر شهودی اما مهم دیگر زاویه اختلاف فاز می باشد که فاصله زمانی بین نیرو و ارتعاشاتی که در پاسخ آن صورت می گیرد می باشد. یک مثال از مفهوم فیزیکی زاویه فاز در شکل های ۲ و ۳ آورده شده است. یک زاویه اختلاف فاز صفر درجه بدان معناست که نیرو و ارتعاشات مربوط به آن در یک جهت، در یک گام با یکدیگر جابه جا می شوند. این اتفاق معمولاً در فرکانس های پایین، پایین تر از فرکانس طبیعی رخ می دهد. مثال این موضوع می تواند نیرویی باشد که به آهستگی به یک فنر نرم وارد می شود. متقابلاً، یک زاویه اختلاف فاز ۱۸۰ درجه بدان معناست که نیرو و ارتعاش با توجه به آنکه دقیقاً در خلاف جهت یکدیگر عمل می کنند، به طور کامل



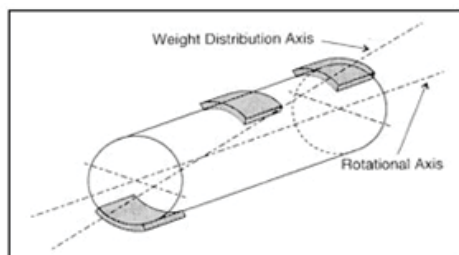
شکل شماره ۴- دستگاه بالانس



شکل شماره ۵- عدم تعادل استاتیکی



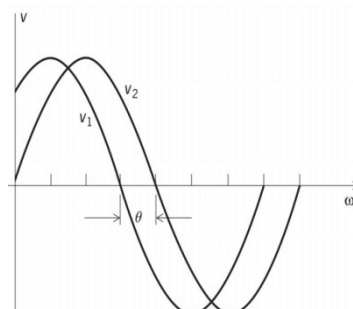
شکل شماره ۶- عدم تعادل کوپل



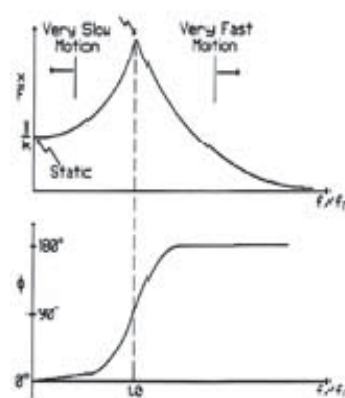
شکل شماره ۷- عدم تعادل دینامیکی

وقتی عدم تعادل رخ می دهد، مثل عدم تعادل به وجود آمده از خمش شفت، با فرکانسی در حدود ۱ برابر سرعت عملکردی شفت (N) اتفاق می افتد. دلیل ۱ برابر سرعت چرخش (n) آن است که قسمت سنگین روتور به طور دقیق در سرعت چرخش روتور می چرخد و به طور دقیق به حرکات ارتعاشی در این فرکانس نیرو وارد می کنند. به طور معمول این موضوع منجر به چرخش دایروی شفت می شود، لازم به ذکر است که در صورت بارگذاری شدید شفت در قسمت یاتاقان گردها به طوری که سبب ایجاد سایش شود، این حرکت به حرکتی تخم مرغی شکل (بیضی) تبدیل می شود. ایزو ۱۹۴۰ شامل اطلاعاتی

خارج از گام یکدیگر می باشند. این اتفاق در فرکانس های بالاتر از فرکانس طبیعی اتفاق می افتد.



شکل شماره ۲- یک زاویه اختلاف فاز



شکل شماره ۳- رابطه زاویه اختلاف فاز به فرکانس

زاویه اختلاف فاز مفهوم بسیار مهمی می باشد. این مفهوم جهت شناخت و حل مشکلات ناپایداری های روتوردینامیکی مورد استفاده قرار می گیرد.

۱. مفاهیم ارتعاشاتی مخصوص روتور

• بالانس

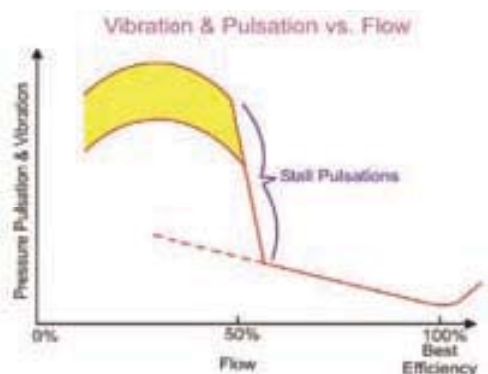
عدم تعادل، عمده ترین دلیل ارتعاشات بیش از حد پمپ ها می باشد که با عدم همراستایی نیز همراه می باشد. بالانس به طور معمول، به صورت استاتیک (مرکز جرم در یک راستا نمی باشد، یعنی محور اصلی توزیع جرم موازی با خط مرکز چرخش می باشد) و دینامیک (محور اصلی جرم با محور چرخش، زاویه می سازد) می باشد. برای اجزاء کوتاه محوری، می توان از اختلاف بین این دو مورد صرف نظر کرد و تنها از بالانس استاتیکی تک صفحه استفاده نمود. برای اجزایی با طول بیش از ۱/۶ قطرشان عدم تعادل دینامیکی باید فرض شود و حداقل ۲ صفحه بالانس با توجه به ملزومات استاندارد API 610 مورد نیاز می باشد. برای روتورهایی که بالاتر از سرعت بحرانی دومشان کار می کنند (این موضوع برای پمپ ها غیر معمول می باشد)، حتی دو صفحه بالانس نیز ممکن است کافی نباشد.

فرکانس طبیعی روتور پمپ کمتر از سرعت عملکردی آن باشد، در محدوده ای که نیروهای چرخشی سیال (به طور معمول، ۱/۲ سرعت عملکرد) با چرخش روتور می توانند همزمان شوند، ناپایداری می تواند اتفاق بیافتد. این موضوع معمولاً در روتور انعطاف پذیر پمپ های چند طبقه اتفاق می افتد. به علاوه همزمانی فرکانس های طبیعی، دمپینگ موثر وابسته به فرکانس طبیعی باید به زیر صفر افت کند.

۲. مفاهیم ارتعاشاتی روتور در پمپ های

سانتریفیوژ

همواره توصیه می شود که پمپی انتخاب شود که در نزدیکی نقطه بهترین کارایی خود عمل کند. عملکرد بالاتر یا پایین تر از نقطه بهترین کارایی در هر سرعتی، سبب به هم خوردن زاویه جریان ورودی به پروانه، تیغه های دیفیوزر یا زبانه محفظه در طبقه های مختلف می شود. این افزایش بار بر روی تیغه ها، ممکن است سبب پدیده ای به نام جدایش جریان از روی ایرفویل شود که با تولید گردابه های شدید در ارتباط می باشد که می تواند به طور شدید کل سیستم روتور را به طور همزمان با فرکانس هایی تکان دهد. همچنین می تواند سبب خستگی پوشش پروانه یا دیواره حفره های دیفیوزر شود. در شکل زیر تاثیرات ارتعاشات بر روی روتور در شرایط خارج از نقطه بهترین کارایی را مشاهده می کنید:



شکل شماره ۹- تاثیرات ارتعاشات بر عملکرد خارج از محدوده بهترین نقطه عملکرد

۳. آنالیز ارتعاشات جانبی سیستم روتور پمپ

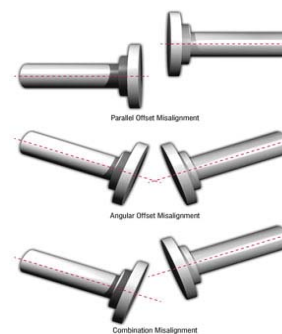
روش های دستی

برای طراحی های ساده و قطعی، مخصوصاً پمپ های تک طبقه، آنالیزهای روتور دینامیکی، جهت حفظ دقت مرتبه ۱ ساده می شوند. این موضوع به ما اجازه می دهد که از روش های ساده ای چون جرم و فنر و تیرها، استفاده کنیم. به عنوان مثال برای پمپ های تک طبقه دو مکشه، از فرمول های ساده یک تیر گیردار، برای تعیین فرکانس های طبیعی و شکل مودها، می توان استفاده نمود. از مدل های ساده دیگر، یک تیر یک سر گیردار با جرم اضافه شده به انتهای آن است که یک پمپ تک طبقه مکش از انتها را شبیه سازی می کند. همچنین می توان از یک تیر گیردار ساده بر یک فوندانسیون الاستیک، جهت شبیه سازی شفت های انعطاف پذیر پمپ های چند

است که چگونگی شناسایی عدم تعادل را مشخص کرده و درجات بالانس متفاوتی را مشخص می کند.

به طور معمول، درجات پیشنهاد شده معمولاً بین معیار قدیمی نیروی دریایی آمریکا (4W/N) که در حدود ایزو G1.0 است و ایزو G2.5 می باشد. با توجه به API610 ایزو ۱.۰ در بسیاری از موارد کاربردی و عملی نمی باشد زیرا در جدا کردن پروانه از میله بالانس، این درجه بالانس را از دست می دهد.

در کنار عدم تعادل، عدم همراستایی یکی از عمده ترین دلایل مشکلات ارتعاشاتی در ماشین های دوار می باشد. عدم همراستایی معمولاً به دو شکل تشخیص داده می شود. دو پهن شدگی (افست) و عدم همراستایی زاویه ای. دو پهن شدگی یا افست فاصله ای است که دو خط مرکز در این حالت از یکدیگر دارند. عدم همراستایی زاویه ای نیز اختلاف زاویه ای است که در دو خط مرکز شفت وقتی به یکدیگر می رسند و از یک سر دیده می شوند، مشاهده می شود.



شکل شماره ۸- نمایش عدم همراستایی افست (موازی) و زاویه ای

ملزومات معمول برای عدم همراستایی زاویه ای و موازی در ۳۶۰۰ دور در دقیقه بین نیم تا ۱ میل برای موازی، و بین ۱/۴ تا ۱/۲ میل/اینچ فاصله بین دو سر کوپلینگ برای زاویه ای می باشد. برای سرعت هایی غیر از ۳۶۰۰ دور در دقیقه، سطوح مجاز به صورت معکوس با سرعت در ارتباط می باشند.

از آن جایی که تاثیرات ارتعاشات از عدم تعادل و عدم همراستایی معمولاً در ۱ برابر و ۲ برابر سرعت عملکردی روتور ظاهر می شوند، و همچنین مطالعات انجام شده نشان می دهد که عدم تعادل و عدم همراستایی بیشترین دلیل ارتعاشات پمپ هستند، طبق استاندارد API610 لازم است که ۱ برابر و ۲ برابر سرعت عملکردی شناسایی شده و برای تمامی آنالیزهای روتوردینامیکی مورد محاسبه قرار گیرند. همچنین لازم است که تمامی سرعت های بحرانی نزدیک به این دو سرعت، دمپ شوند. در صورتی که فرکانس طبیعی نزدیک به یکی از سرعت های ۱ و ۲ برابر سرعت عملکردی باشد، ضریب استهلاک (دمپینگ) در حدود ۰.۱۵ مورد نیاز می باشد.

پایداری روتوردینامیکی

پایداری روتوردینامیکی به این پدیده باز می گردد که روتور و سیستم نیروهای عکس العمل حمایتی آن توانایی آن را داشته باشند که به طور خود تحریک بوده و با وجود کوچک بودن نیروهای پایدار و فعال محرک، به سطح ارتعاشات بسیار بالایی منجر شود. در صورتی که

که در آن L طول پایه خط مرکز یاتاقان از انتهای دیواره پوسته، I ممان اینرسی سطح برای سطح مقاطع مختلف می باشد. ضریب استحکام محفظه یاتاقان با ضریب استحکام خود یاتاقان ترکیب شده و استحکام کل یاتاقان را ارائه می دهد:

$$\frac{1}{k_{total}} = \frac{1}{k_{housing}} + \frac{1}{k_{bearing}}$$

۴. آنالیز ارتعاشات پیچشی پمپ و مجموعه درایور

روتور

استاندارد API610 همانند استاندارد API684، الزامات و توصیه های لازم جهت آنالیز ارتعاشاتی پیچشی را فراهم می کند. همانطور که پیش تر مورد بحث قرار گرفت، آنالیز جانبی روتوردینامیکی اغلب بدون حضور دیگر اجزای پمپ مثل درایورها انجام می شود. در صورتی که ارتعاشات پیچشی شفت پمپ و در بعضی از موارد ارتعاشات سازه ثابت پمپ که به سیستم وابسته می باشند، به دلیل ارتعاشات ناشی از فرکانس طبیعی و شکل مودها با توجه به وابسته هایی مانند جرم و ضریب استحکام و استهلاک دیگر اجزایی غیر از اجزای داخلی خود پمپ، با حضور این اجزاء انجام می شود. بنابراین استاندارد API610 این الزام را به وجود می آورد که تمامی سلسله قطعات در خلال آنالیز پیچشی به جز آنالیز پیچشی کوپلینگ هیدرولیکی نرم مورد آزمایش قرار گیرند. اگرچه مشکلات ارتعاشاتی پیچشی در پمپ ها معمول نمی باشد اما مجموعه پمپ و درایور، دارای پتانسیل مشکلات ارتعاشاتی می باشند. این موضوع می تواند به وسیله محاسبه اولین سرعت های بحرانی پیچشی و پاسخ ارتعاشات اجباری سیستم با توجه به تحریکات موتور، کنترل شود.

به طور کلی، محاسبه دو مود اولیه پیچشی سیستم پمپ برای پوشش محدوده فرکانس نیروهای مورد پیش بینی، کافی می باشد. برای این منظور لازم است که مجموعه پمپ در غالب سه جرم مونتاژ شده (به صورت انعطاف پذیر) مدل شوند: قسمت اول روتور پمپ، قسمت دوم نافی کوپلینگ و قسمت سوم روتور درایور می باشد.

معمولاً جهت محاسبه فرکانس های پیچشی و به طور کلی محاسبات پیچشی، به دلیل پیچیدگی های بسیار این موضوع در محاسبات دستی، از روش هایی مثل آنالیز المان محدود استفاده می کنیم.

طبقه با ضریب سختی لوماکین در هر رینگ سایشی یا فواصل دیگر استفاده نمود.

به عنوان مثال، جهت استفاده از این فرمول ها در یک پمپ تک طبقه دو مکشه با شرایط زیر خواهیم داشت:

اگر جرم پروانه m ، جرم شفت m_s ، طول شفت L و ممان اینرسی آن $I = \frac{\pi D^4}{64}$ باشد. برای یک شفت با قطر D و مدول الاستیسیته E ، فرکانس طبیعی برابر است با:

$$f_{n1} = \left(\frac{120}{\pi} \right) \left[\frac{3EI}{L^3(M + 0.49M_s)} \right]^{1/2}$$

در صورتی که چرخش مرکز جرم حقیقی پروانه نسبت به خط مرکز چرخش یاتاقان e باشد، نیروی عدم تعادل به صورت زیر خلاصه می شود:

$$f_{ub} = M\omega^2/g_c$$

در سمت دیگر، اگر نیرو مستقل از حرکت پروانه باشد، مقدار جابه جایی ارتعاشات مورد نظر در رینگ های سایشی با توجه به نیروی F_{ex} برابر است با:

$$\delta = (F_{ex} * L^3)/(48EI)$$

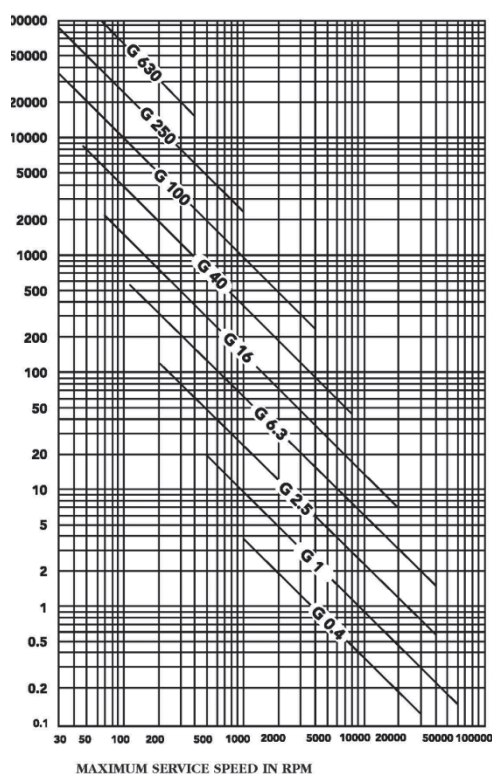
یک روش ساده جهت تبدیل فرمول های ساده استاتیک به فرمول های ارتعاشاتی پایین ترین فرکانس طبیعی وجود دارد. این روش شامل روابطی جهت محاسبه بالاترین میزان انحراف (خمیدگی) شفت برای بارگذاری تحت شرایط و ابعاد مورد نظر است. و نیز تقسیم میزان خمیدگی بر ریشه دوم ثابت جاذبه است. در پایان نیز این عدد در $60/2\pi$ ضرب می شود. عدد به دست آمده می تواند تخمین مناسبی برای پایین ترین فرکانس طبیعی روتور باشد.

روش بسیار ساده دیگر، در نظر گرفتن جرم کل سیستم روتور به عنوان یک جرم ساده معلق به وسیله یک فنر ساده می باشد. پایین ترین فرکانس طبیعی را می توان به راحتی از ضرب $60/2\pi$ در ضریب استحکام شفت و تقسیم آن بر جرم روتور محاسبه نمود. در مبحث تأثیرات پوسته و فوندانسیون، ضریب استحکام محفظه یاتاقان به طور تقریبی از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$stiffness\ of\ bearing\ housing = \frac{3EI}{L}$$

کتاب کاربرد عملی استاندارد ISO 1940

(the practical application of ISO 1940/1)



شکل شماره ۲- عدم تعادل باقیمانده مجاز بر حسب میکرومتر

• درجات کیفیت بالانس

جدول شماره ۱، انواع کیفیت های بالانس را برای انواع روتورهای مختلف نشان می دهد. عدد G محصول عدم تعادل مخصوص و سرعت زاویه ای روتور در بیشترین سرعت عملکرد می باشد و نیز برای روتورهای از همان نوع ثابت می باشد.

$$G = e * \omega = \text{constant}$$

این موضوع بر این اساس است که روتورهای از لحاظ هندسی متشابه و با سرعت یکسان، تنش های مشابهی بر روی روتور و یاتاقان ها دارند. درجات کیفیت بالانس با یک ضریب ۲.۵ از هم جدا می شوند. اعداد G با مقادیر متوسط، جهت استفاده در ملزومات خاصی به کار می روند. به عنوان مثال، یک پروانه پمپ استاندارد دارای درجه کیفیت بالانس پیشنهادی $G6.3$ می باشد. شرایط مخصوص ممکن است نیازمند کیفیت بالانس بهتر $G4.0$ برای نصب در محیط هایی با محدوده تحمل صدای سازه ای پایین تر می باشد.

• تعیین عدم تعادل باقیمانده مجاز

$$U_{per} = e_{per} * m(\text{rotor mass})$$

عدم تعادل باقیمانده مجاز تابعی از عدد G ، وزن روتور و بیشترین سرعت چرخش می باشد. به جای استفاده از گراف جهت یافتن عدم تعادل مخصوص در ازای عدد G و دور روتور در دقیقه و ضرب آن در وزن روتور، U_{per} با استفاده از فرمول زیر نیز محاسبه می شود:

$$U_{per}(g - mm) = 9549 * G * \frac{W}{N} \quad (W \text{ in kg})$$

استاندارد ۱۹۴۰ یک مرجع شناخته شده برای انتخاب کیفیت بالانس روتور صلب می باشد. این استاندارد با استانداردهای انگلیسی و آلمانی نیز منطبق می باشد.

در این قسمت به بررسی روش های ساده ای جهت تعیین عدم تعادل باقیمانده مجاز برای روتورهای با طبقه بندی متفاوت می پردازیم. استفاده از استاندارد شامل مراحل زیر می باشد:

۱. انتخاب مرتبه بالانس بر اساس نوع روتور از جدول شماره ۱

۲. استفاده از گراف شماره ۱ جهت تعیین مقدار عدم تعادل

باقیمانده مجاز مخصوص، e_{per} برای بیشینه سرعت

عملکردی روتور و شماره G انتخاب شده، سپس e_{per} را

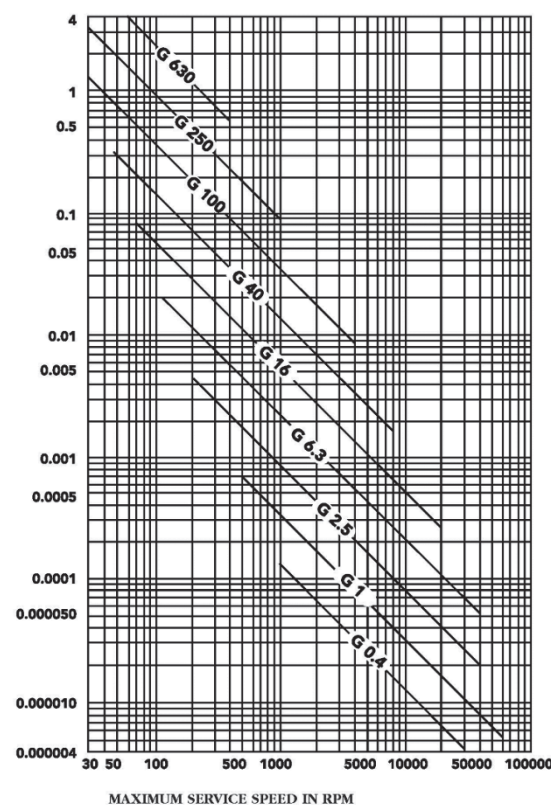
در وزن روتور برای به دست آوردن عدم تعادل باقیمانده

مجاز (U_{per}) ضرب می کنیم.

۳. تخصیص U_{per} به صفحات تصحیح بالانس بر اساس شکل

روتور

انجام گام ۱ به سادگی نیازمند آن است که کاربر، نوع روتوری را که نیازمند بالانس می باشد، مشخص کند. گام ۲ نیز با استفاده از گراف های آورده شده در شکل های شماره ۱ و ۲ انجام می شود. اما نکته اساسی در انجام گام ۳ می باشد که دارای فهم بسیار پیچیده ای می باشد.



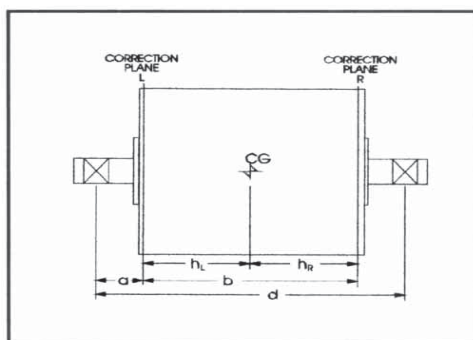
شکل شماره ۱- عدم تعادل باقیمانده مجاز بر حسب اینچ

سرعت عملکردی می باشد.

که در آن G درجه کیفیت بالانس، W وزن روتور و N بیشترین

Balance Quality Grade	Product of the Relationship ($e_{per} \times \omega$) ^{(1) (2)} mm/s	Rotor Types - General Examples
G 4 000	4 000	Crankshaft/drives ⁽³⁾ of rigidly mounted slow marine diesel engines with uneven number of cylinders ⁽⁴⁾
G 1 600	1 600	Crankshaft/drives of rigidly mounted large two-cycle engines
G 630	630	Crankshaft/drives of rigidly mounted large four-cycle engines Crankshaft/drives of elastically mounted marine diesel engines
G 250	250	Crankshaft/drives of rigidly mounted fast four-cylinder diesel engines ⁽⁴⁾
G 100	100	Crankshaft/drives of fast diesel engines with six or more cylinders ⁽³⁾ Complete engines (gasoline or diesel) for cars, trucks and locomotives ⁽³⁾
G 40	40	Car wheels, wheel rims, wheel sets, drive shafts Crankshaft/drives of elastically mounted fast four-cycle engines with six or more cylinders ⁽⁴⁾ Crankshaft/drives of engines of cars, trucks and locomotives
G 16	16	Drive shafts (propeller shafts, cardan shafts) with special requirements Parts of crushing machines Parts of agricultural machinery Individual components of engines (gasoline or diesel) for cars, trucks and locomotives Crankshaft/drives of engines with six or more cylinders under special requirements
G 6.3	6.3	Parts of process plant machines Marine main turbine gears (merchant service) Centrifuge drums Paper machinery rolls; print rolls Fans Assembled aircraft gas turbine rotors Flywheels Pump impellers Machine-tool and general machinery parts Medium and large electric armatures (of electric motors having at least 80 mm shaft height) without special requirements Small electric armatures, often mass produced, in vibration insensitive applications and/or with vibration-isolating mountings Individual components of engines under special requirements
G 2.5	2.5	Gas and steam turbines, including marine main turbines (merchant service) Rigid turbo-generator rotors Computer memory drums and discs Turbo-compressors Machine-tool drives Medium and large electric armatures with special requirements Small electric armatures not qualifying for one or both of the conditions specified for small electric armatures of balance quality grade G 6.3 Turbine-driven pumps
G 1	1	Tape recorder and phonograph (gramophone) drives Grinding-machine drives Small electric armatures with special requirements
G 0.4	0.4	Spindles, discs and armatures of precision grinders Gyroscopes

جدول شماره ۱- مرتبه کیفیت بالانس برای گروههای مختلف روتور



شکل شماره ۳- روتورهای متقارن

• تخصیص U_{per} به صفحات تصحیح کننده

همان طور که می دانیم U_{per} عدم تعادل باقیمانده مجاز کل می باشد و باید به صفحات تصحیح کننده بالانسی که بر اساس ابعاد و شکل روتور مورد استفاده قرار می گیرند، اختصاص یابد. برای روتورهایی که در یک صفحه بالانس می شوند، تمامی مقدار U_{per} به همان صفحه اعمال می شود. برای روتورهایی که در دو صفحه بالانس می شوند U_{per} باید به هر یک از صفحات بر اساس شکل و ابعاد روتور اختصاص یابد.

• روتورهای متقارن

$$U_{per\leftarrow} = U_{per\rightarrow} = U_{per}/2$$

زمانی که صفحات تصحیح از مرکز ثقل به یک فاصله نباشند، خواهیم داشت:

$$U_{per\leftarrow} = U_{per} \left(\frac{h_R}{b} \right)$$

$$U_{per\rightarrow} = U_{per} \left(\frac{h_L}{b} \right)$$

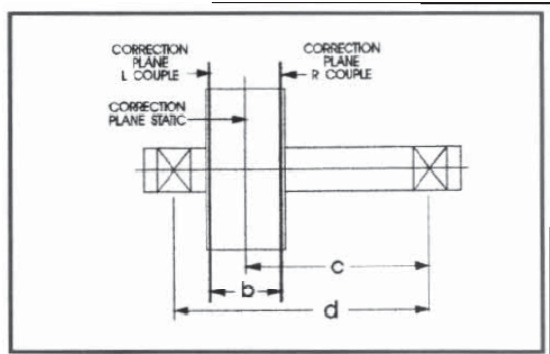
قوانین برای روتورهای متقارن که در شکل زیر مشاهده می کنید به ترتیب زیر می باشد:

۱. صفحات تصحیح بین یاتاقان ها می باشند.
۲. فاصله b بزرگتر از $1/3 d$ می باشد.
۳. صفحات تصحیح هم فاصله از مرکز ثقل می باشند.

۴. صفحه اصلاحات استاتیکی می تواند یک صفحه سوم یا یکی از همان دو صفحه اصلاح باشد.
۵. اختصاص U_{per} به عنوان عدم تعادل باقیمانده کوپل و استاتیک به صورت زیر:

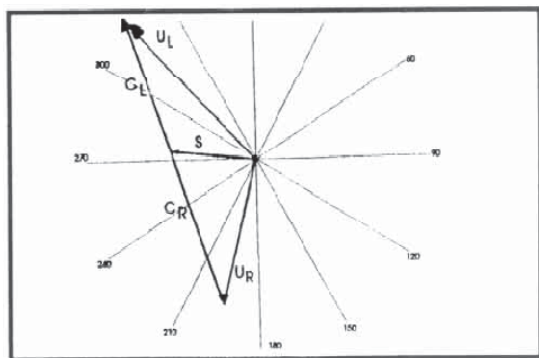
$$U_{per-static} = \frac{U_{per}}{2} * \frac{d}{2c}$$

$$U_{per-couple} = \frac{U_{per}}{2} * \frac{3d}{4b}$$



شکل شماره ۶- روتورهای باریک

تخصیص عدم تعادل های مجاز برای روتورهای باریک و آویخته، نیازمند آن است که دو صفحه تصحیح عدم تعادل به عدم تعادل های معادل کوپل و استاتیک تقسیم شوند. این موضوع به صورت گرافیکی، با کشیدن بردارهای حل صفحات بالانس که در شکل زیر نشان داده شده است، می تواند انجام شود. با اتصال دو بردار U_L به U_R ، برداری که از مرکز به نقطه وسط این فاصله رسم می شود برابر با نصف عدم تعادل استاتیکی روتور می باشد. همچنین کل این فاصله CL-CR عدم تعادل کوپل می باشد.



شکل شماره ۷- مشتقات گرافیکی کوپل - استاتیک

در شکل شماره ۸ مقایسه درجات بالانس در ایزو ۱۹۴۰ را با دیگر استانداردها مشاهده می کنید.

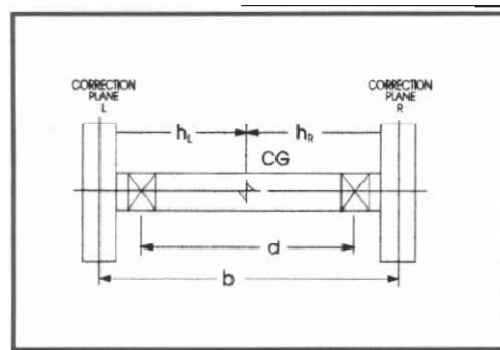
• واژگان بالانس

۱. درجه کیفیت بالانس
- برای روتورهای صلب، G محصول عدم تعادل مخصوص (e) و سرعت زاویه ای بیشینه روتور بر حسب رادیان خواهد بود.

$$G = e * \omega$$

باید در نظر داشت که $U_{per-left}$ و $U_{per-right}$ نباید کمتر از ۳۰ درصد یا بیشتر از ۷۰ درصد U_{per} باشند. در غیر این صورت باید از قانون روتورهای باریک استفاده کرد.

• روتورهایی با صفحات تصحیح خارجی



شکل شماره ۴- روتورهای با صفحات تصحیح خارجی

در زیر قوانین مربوط به روتورهای با صفحات تصحیح در خارج یاتاقان ها را مشاهده می کنید. شکل این روتورها بیشتر شبیه به دمبل می باشد.

هر دو صفحه تصحیح در خارج یاتاقان ها می باشند.

$$b > d$$

تنظیم U_{per} به وسیله نسبت d/b .

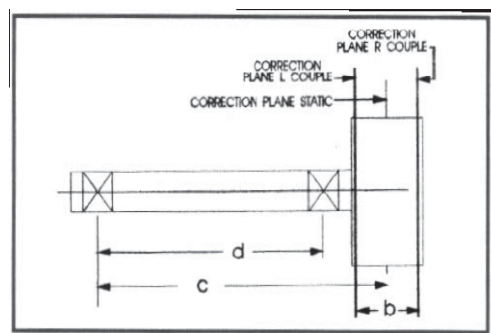
$$U_{per} = U_{per}(d/b)$$

وقتی صفحات تصحیح هم فاصله از مرکز ثقل نباشند، $U_{per-left}$ و $U_{per-right}$ از روابط زیر محاسبه می شوند:

$$U_{per-left} = U_{per} \left(\frac{h_R}{b} \right)$$

$$U_{per-right} = U_{per} \left(\frac{h_L}{b} \right)$$

• روتورهای باریک و آویخته



شکل شماره ۵- روتورهای آویخته

قوانین برای روتورهای آویخته و باریک:

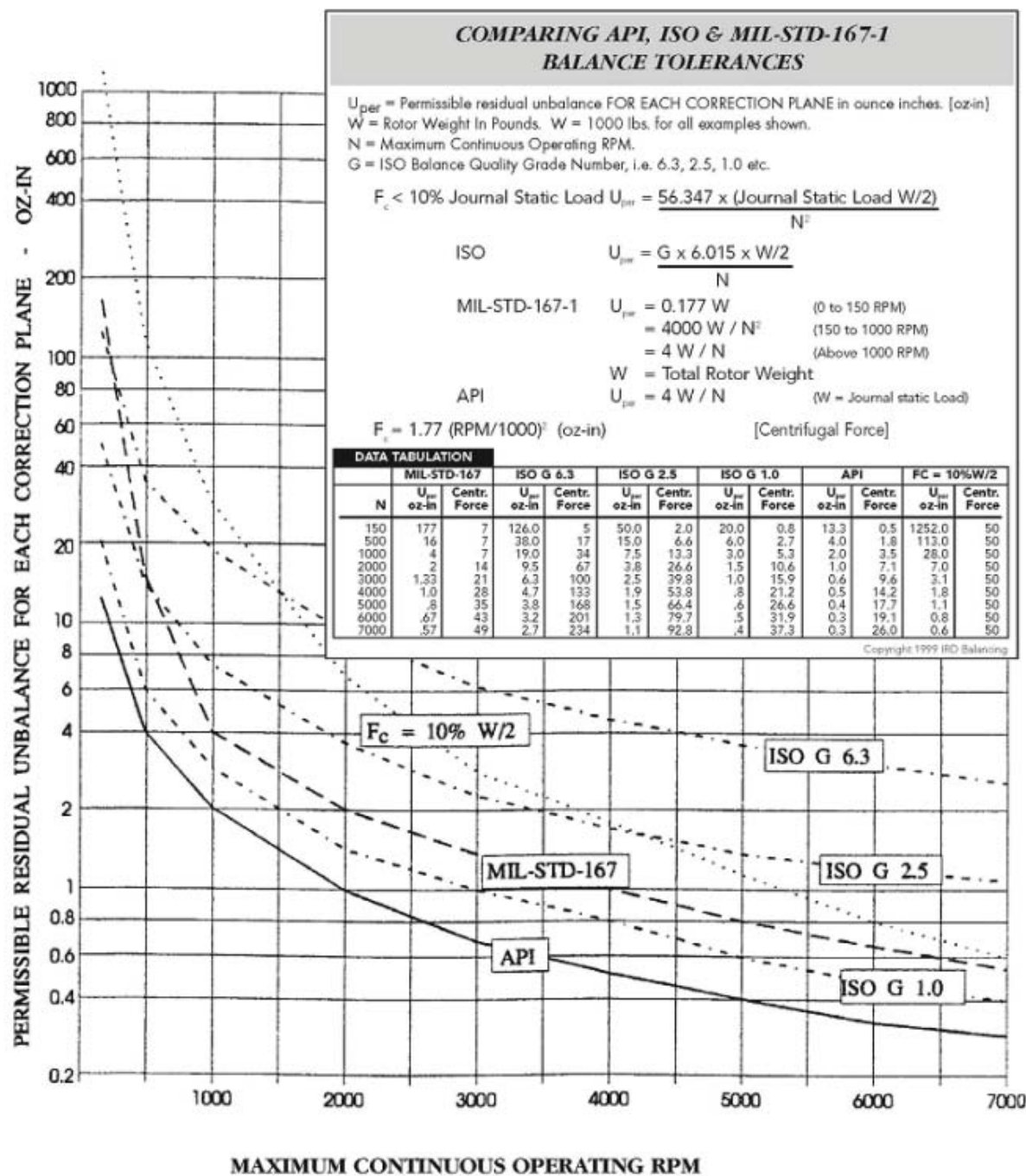
۱. فاصله بین صفحات تصحیح کمتر از $1/3$ فاصله بین یاتاقان ها است ($b < 0.33d$).
۲. بارهای دینامیکی مجاز یاتاقان را برابر فرض کنید.
۳. اصلاحات به صورت جفت و با فاصله ای 180° درجه ای جدا از یکدیگر بر روی صفحات مربوط انجام می شوند.

۲. مرکز ثقل

صفحه عمود بر محور شفت روتور که در آنها تصحیحات لازم جهت عدم تعادل اعمال می شود.

نقطه ای است در بدنه روتور که برآیند وزن تمامی اجزا در تمامی جهات می باشد.

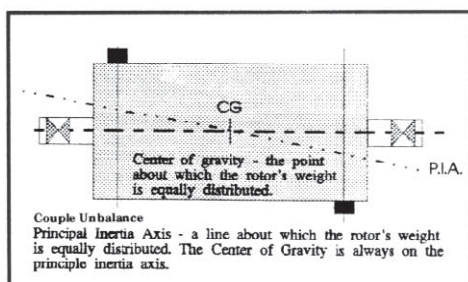
۳. صفحات تصحیح



شکل شماره ۸ - مقایسه تolerانس های بالانس ISO و API

۴. عدم تعادل کوپل

شرایطی از عدم تعادل که در آن مرکز محورهای اصلی، محور شفت را در مرکز ثقل قطع می کند.



شکل شماره ۹ - عدم تعادل کوپل

۹. محور اینرسی اصلی

جهت های مختصات متناسب با ممان اینرسی های اصلی می باشد. این مفهوم جهت تعیین محورهای اصلی مرکزی منطبق با محورهای شفت روتور استفاده می شود.

۱۰. عدم تعادل باقیمانده

به هرگونه عدم تعادل باقیمانده پس از بالانس سیستم گفته می شود.

۱۱. روتور صلب

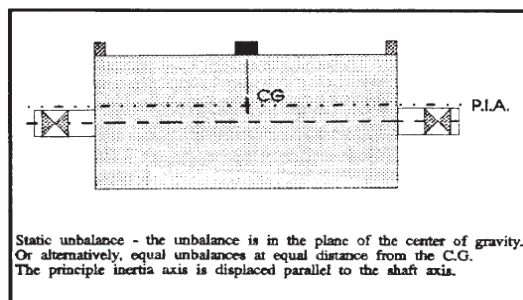
یک روتور زمانی صلب فرض می شود که عدم تعادل آن بتواند در هر یک از صفحات تصحیح، اصلاح شود و پس از اصلاح، عدم تعادل باقیمانده در هیچ سرعتی به طور مشخص زیاد نشود.

۱۲. روتور

یک بدنه با قابلیت چرخش می باشد که دارای محفظه یاتاقان و تعدادی یاتاقان می باشد.

۱۳. عدم تعادل استاتیکی

شرایطی از عدم تعادل که در آن محورها اصلی مرکزی تنها در موازات محور شفت جابه جا می شود.



شکل شماره ۱۱- عدم تعادل استاتیکی

۱۴. عدم تعادل مخصوص

عدم تعادل استاتیکی است که بر جرم روتور تقسیم شده است.

۵. سرعت بحرانی

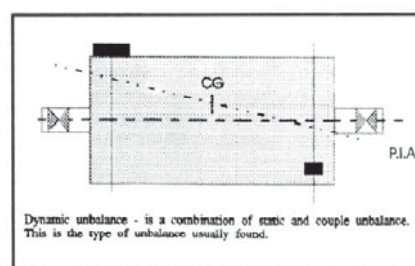
سرعتی که در آن پدیده رزونانس در سیستم اتفاق می افتد. رزونانس می تواند از یاتاقان گردها یا انعطاف پذیری روتور باشد.

۶. عدم تعادل دینامیکی

شرایطی از عدم تعادل که در آن مرکز محورهای اصلی موازی و متقاطع با محور شفت نمی باشد.

توجه:

عدم تعادل دینامیکی معادل با دو بردار عدم تعادل در دو صفحه مخصوص می باشد که به طور کامل عدم تعادل کل روتور را بیان می کند. عدم تعادل دینامیکی همچنین می تواند به دو بردار عدم تعادل کوپل و استاتیک تقسیم می شود که مجموع بردارها برابر عدم تعادل کل روتور می باشد.



شکل شماره ۱۰- عدم تعادل دینامیکی

۷. روتورهای انعطاف پذیر

روتوری که به خاطر انعطاف الاستیکی، تعریف روتور صلب را ارضاء نمی کند.

۸. عدم تعادل باقیمانده مجاز

بیشترین باقیمانده عدم تعادل مجاز برای یک روتور یا در یک صفحه تصحیح می باشد:

$$U_{per} = e_{per} * m(\text{rotor mass})$$

پمپ های سانتریفیوژ اسلاری

بخش اول: مبانی پمپ های سانتریفیوژ اسلاری

مقدمه

تعریف اسلاری

اسلاری مخلوط و ترکیبی از هر نوع سیال به همراه ذرات جامد می باشد. ترکیب نوع، اندازه، شکل و مقدار ذرات جامد به همراه خصوصیات و طبیعت انتقال سیال مشخصه های دقیق و خواص جریان اسلاری را مشخص می کند.

مشخصه های اسلاری

اسلاری ها را می توان به دو گروه عمومی اشباع شده و اشباع نشده تقسیم کرد.

اسلاری های اشباع نشده شامل ذرات بسیار نرمی می باشند که می توانند مخلوط یکنواخت و پایداری ایجاد کنند و باعث افزایش ویسکوزیته سیال شوند. این اسلاری ها معمولاً خواص سایشی کمی دارند اما به هنگام انتخاب پمپ می بایست توجه ویژه ای به آنها شود چرا که آنها اغلب رفتاری مشابه با سیالات معمولی ندارند. معمولاً وقتی ذرات جامد در سیال به اندازه ای باشد که رفتار سیال مشابه با سیالات معمولی نباشد آنها را سیالات غیر نیوتنی می نامند.

اسلاری های اشباع شده از ذرات زبر و خشنی تشکیل شده اند که تمایل دارند مخلوط غیر یکنواختی ایجاد کنند. بنابراین توجه ویژه ای در محاسبه جریان و توان باید بعمل آید. این ذرات زبر و خشن خواص سایشی زیادی دارند و قسمت اعظم کاربردهای اسلاری را تشکیل می دهند. این نوع اسلاری را بعضی اوقات اسلاری ناهمگن می نامند.

پمپ اسلاری چیست؟

انواع مختلف پمپ برای پمپاژ اسلاری مورد استفاده قرار می گیرد. پمپ های جابجایی مثبت و انواع خاص پمپ ها مانند اژکتورها در کاربردهای اسلاری مورد استفاده قرار می گیرند. اما متداول ترین پمپ اسلاری پمپ های سانتریفیوژ می باشند. پمپ اسلاری سانتریفیوژ به مانند پمپ های سانتریفیوژ مایعات تمیز از نیروی گریز از مرکز که توسط پروانه ایجاد می شود برای ایجاد انرژی حرکتی به اسلاری استفاده می کند. اما تشابه پمپ اسلاری سانتریفیوژ با پمپ های سانتریفیوژ مایعات تمیز در همین جا خاتمه می یابد.

برای انتخاب پمپ های اسلاری سانتریفیوژ ملاحظات مربوط به اندازه و سایز پروانه و نوع طراحی گذرگاه پروانه برای عبور ذرات جامد، آبنبدی مناسب محور و انتخاب بهینه مواد برای عمر طولانی باید توسط مهندسی که قطعات در تماس با سیال پمپ را انتخاب می کند مورد توجه قرار گیرد. قطعات در تماس با سیال می توانند در معرض سایش و یا خوردگی شیمیایی قرار گیرند.

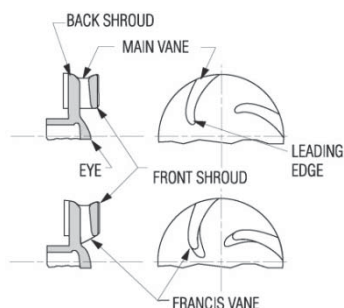
برای دستیابی به سرعت های پایین کاری، پمپ های اسلاری، سایز بزرگتری نسبت به پمپ های آب تمیز دارند. این کار باعث می شود

سرعت سیال در پمپ کاهش یابد و نرخ سایش مینیمم گردد. یاتاقان ها و محور نیز در پمپ های اسلاری بسیار قوی تر و صلب تر می باشند و معمولاً برای کاربردهای کار سنگین طراحی می گردند.

اجزا پمپ اسلاری

پروانه ها

پروانه اصلی ترین قطعه دورانی می باشد که به طور معمول دارای پره هایی است نیروی گریز از مرکز را به سیال اعمال و سیال را هدایت می کند. معمولاً پروانه پمپ های اسلاری از نوع ساده (تک خمشه و تخت) و یا نوع فرانسس (لبه های ورودی تا اندازه ای به سمت چشم پروانه کشیده شده اند) می باشند (شکل ۱-۱).



شکل ۱-۱: پروفیل های پره پروانه

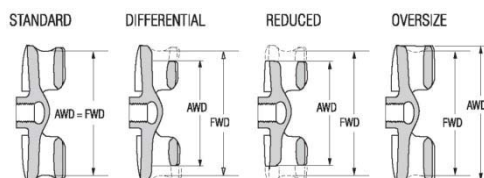
از مزایای پروفیل پره فرانسس می توان به راندمان بالا، عملکرد مکشی بهتر و در بعضی از پمپ های اسلاری تا اندازه ای طول عمر سایشی بیشتر اشاره نمود. دلیل طول عمر سایشی بیشتر در پره های فرانسس را می توان اینطور توجیه نمود که زاویه حمله سیال در ورودی تا اندازه ای بهبود یافته است.

پروانه با پره های ساده در بسیاری از کاربردهای اسلاری خصوصیات عمر سایشی بهتری را نشان داده اند. همچنین در مواقعی که پروانه های الاستومری مورد نیاز است این پروانه ها مشخصه های مناسبتری را دارا می باشند.

تعداد پره های پروانه معمولاً بین سه تا شش، بسته به اندازه ذرات در اسلاری تغییر می کند.

پروانه پمپ های اسلاری عموماً از نوع بسته می باشند اما پروانه های نیمه باز نیز گاهی اوقات در کاربردهای ویژه مورد استفاده قرار می گیرند.

پروانه ها عموماً از نوع بسته می باشند چرا که این پروانه ها راندمان بالاتری دارند و در محدوده لاینر جلویی کمتر دچار سایش می شوند. پروانه های نیمه باز در پمپ های کوچک متداولتر می باشد. در پمپ های کوچک ممکن است انسداد ذرات جامد مشکل ساز شود. همچنین یک پروانه باز می تواند با ایجاد نیروی برشی به پمپاژ کف کمک کند.



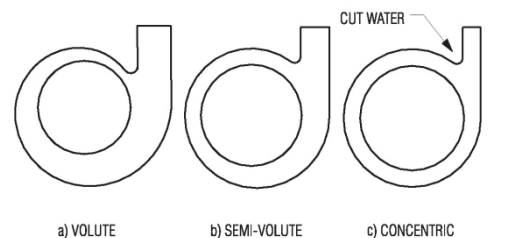
FWD Full Working Diameter
AWD Actual Working Diameter

شکل ۱-۴: انواع پروانه تراش خورده

پوسته

بیشتر پوسته های پمپ های اسلاری " آهسته تر" از پمپ های آب می باشند. در واقع کاهش سرعت در پوسته باعث کاهش نرخ سایش می شود.

عموماً شکل پوسته به صورت نیمه حلزونی یا دایروی با لقی زیاد در نقطه آب شکن می باشد. این اختلافات در شکل ۱-۵ نشان داده شده است. راندمان در این پوسته ها نسبت به پوسته های حلزونی پایین تر می باشد اما این موضوع در مقابل افزایش عمر سایشی پوسته قابل پذیرش می باشد.



شکل ۱-۵: انواع پوسته پمپ

محدوده کاربرد پمپ های اسلاری

پمپ های اسلاری به طور وسیعی در صنایع معدنی استفاده می شود جایی که بیشتر کارخانجات از سیستم های جدایش خیس استفاده می کنند. این سیستم ها معمولاً حجم عظیم اسلاری را در فرآیندهای خود جابجا می کنند.

همچنین پمپ های اسلاری به طور گسترده ای برای دفع بقایای سوخت های فسیلی نیروگاه ها مورد استفاده قرار می گیرد. از کاربردهای دیگر پمپ های اسلاری می توان به کارخانجات تولید کود، اصلاح و آبادانی زمین ها و اراضی، لایروبی کردن و انتقال ذغال سنگ و مواد معدنی در فواصل طولانی اشاره کرد.

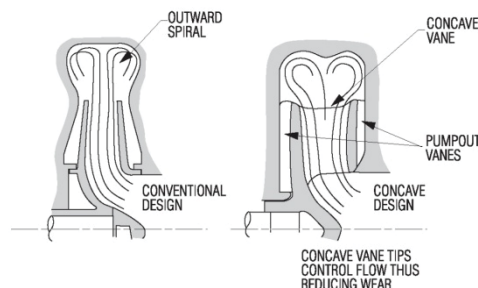
افزایش توجه عمومی به محیط زیست و مصرف انرژی کاربرد پمپ های اسلاری را وسیع تر می کند.

مفاهیم انتخاب متريال

انتخاب نوع موادی که باید در ساخت پمپ های اسلاری مورد استفاده قرار گیرد فرآیند مشخص و دقیقی نیست. این فرآیند باید تمام مشخصه های قابل تغییر در اسلاری مورد نظر را در بر گیرد و همچنین محدودیت هایی که عواملی مانند نوع پمپ، سرعت چرخش و انواع آپشن های موجود در مدل پمپ ایجاد می کند شامل شود.

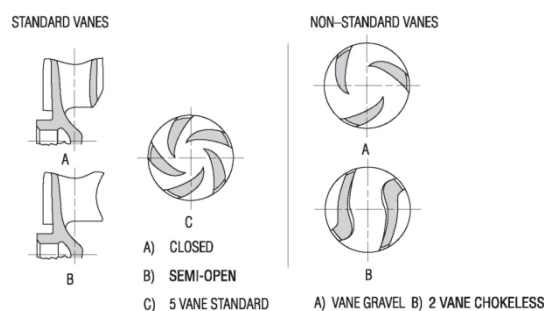
مشخصه دیگر پروانه پمپ های اسلاری پره های کمکی در پشت و جلو صفحات پروانه می باشد. این پره ها سه وظیفه دارند یکی کاهش فشار در محفظه آببند، دیگری جلوگیری از بازچرخش سیال به سمت چشم پروانه و سوم ممانعت از ته نشین شدن و رسوب ذرات جامد بین فضای پروانه و پوسته می باشد.

توجه به الگوهای جریان و نرخ سایش داخل پمپ از مهمترین معیارهای طراحی پروانه در پمپ های اسلاری می باشد.



شکل ۱-۲: الگوهای جریان پروانه/پوسته

بعضی از پروانه های استاندارد و غیر استاندارد (ویژه) در شکل ۱-۳ نشان داده شده است.



شکل ۱-۳: انواع پروانه استاندارد و غیر استاندارد (ویژه)

پروانه های غیر استاندارد (ویژه) در کاربردهای زیر ممکن است مورد استفاده قرار گیرند:

پمپاژ ذغال سنگ خشن و زبر

ذرات بزرگ ممکن است باعث انسداد یک پروانه بسته ۵ پره شود. یک پروانه ویژه با تعداد ۴ پره ممکن است مورد نیاز باشد.

پمپاژ مواد فیبری و البافی

الیاف بلند ممکن است باعث انسداد ورودی پروانه های استاندارد شود. یک پروانه ویژه Chokeless می تواند برای این منظور مورد استفاده قرار گیرد.

هد ورودی بالا

در مواقعی که هد ورودی به قدری بالا است که آببندهای گریز از مرکز قادر به کار نمی باشند یک پروانه دیفرانسیلی (شکل ۱-۴) ممکن است مورد نیاز باشد.

سایش های بسیار بالا

در بعضی کاربردهای سایشی بسیار بالا مانند خروجی های آسیاب، یک پروانه ویژه با چشم کوچک شده می تواند عمر سایشی پروانه را افزایش دهد.

* در مواقعی که سایش از نوع "بستر لغزنده" می باشد (شکل ۲-۲ را نگاه کنید) مقاومت به سایش بالاتری دارند.

* در مواقعی که ذرات جامد لبه های تیزی دارند مقاومت به سایش پایین تری نسبت به لاستیک های طبیعی دارند. در حالتی که ذرات جامد نرم می باشند در بعضی مواقع مقاومت به سایش بالاتری نسبت به لاستیک های طبیعی دارند.

* برای دماهای بالای ۱۵۸ درجه فارنهایت و یا ۷۰ درجه سانتیگراد نامناسب می باشند. همچنین برای محلول های اسیدی و آلکالین ها، کتون ها، استرها و نیترو هیدروکربن ها نیز نامناسب می باشند. در صورتی که با تغییر فرمولاسیون، مقاومت دمایی این مواد افزایش یابد، مقاومت به سایش آنها به تناسب کاهش خواهد یافت.

الاستومرهای مصنوعی

الاستومرهای مصنوعی مانند نئوپرن، بوتیل، هیپالون، وایتون نوع A و غیره.

این مواد در کاربردهای شیمیایی مخصوص در شرایط زیر استفاده می شوند:

* مقاومت به سایش پایین تری نسبت به لاستیک های طبیعی دارد.
* مقاومت شیمیایی بالاتری نسبت به لاستیک های طبیعی و پلی یورتان دارد.

* عموماً دماهای کاری مجاز بالاتری نسبت به لاستیک های طبیعی و پلی یورتان دارد.

آلیاژهای ریختگی مقاوم در برابر خوردگی و سایش

آلیاژهای ریختگی مقاوم در برابر سایش در پمپ های اسلاری وقتی مورد استفاده قرار می گیرند که شرایط برای استفاده از رابرها مناسب نباشد. به عنوان مثال وجود ذرات جامد زبر و یا لبه تیز و یا حالتی که سرعت های محیطی پروانه و دماهای کاری بالا باشد.

اطلاعات اولیه که برای انتخاب نوع متریال مورد نیاز است شامل موارد زیر می باشد:

* اندازه ذرات جامد
* شکل و سختی ذرات جامد، و
* خواص خوردگی سیال پمپ شونده که اجزا اسلاری را پمپاژ می کند.

انتخاب متریال برای لاینر پمپ و پروانه به دو رده کلی زیر تقسیم می شوند:

* الاستومرها

* آلیاژهای ریختگی مقاوم در برابر خوردگی و سایش

الاستومرها

سه نوع الاستومر به طور وسیعی مورد استفاده قرار می گیرند. معیارهای انتخاب این مواد به شرح ذیل می باشد:

لاستیک های طبیعی

* مقاومت سایشی عالی برای لاینرهای پوسته تا سایز ذرات جامد ۱/۲ اینچ و لاینرهای پروانه تا سایز ۱/۴ اینچ
* برای ذرات جامد خیلی تیز ممکن است مناسب نباشد.
* ممکن است توسط ذرات جامد بزرگتر و یا ناخالصی های دیگر آسیب ببینند.

* سرعت محیطی پروانه باید کمتر از ۵۴۰۰ فوت بر دقیقه باشد. این موضوع به خاطر اجتناب از خرابی لاینر ناشی از افزایش دما در نزدیکی لبه خارجی پروانه می باشد

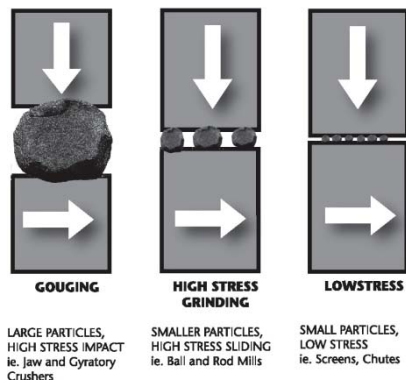
* نامناسب برای روغن ها، حلال ها و اسیدهای قوی
* نامناسب برای دماهای بالای ۱۷۰ درجه فارنهایت و یا ۷۷ درجه سانتیگراد

پلی یورتان

* در مواقعی که سرعت محیطی پروانه بیش از ۵۴۰۰ فوت بر دقیقه باشد (و یا استفاده از پروانه های لاستیکی استاندارد غیر ممکن باشد) از این مواد استفاده می شود.

بخش دوم: کاربرد و محدودیت های پمپ های سانتریفیوژ اسلاری

سایش و خراش (Abrasion) اگرچه تمام انواع سایش (Wear) را در بر می گیرد اما کاملاً با خوردگی فیزیکی Erosion متمایز است.



شکل ۲-۱: سه نوع اصلی سایش Abrasion

خصوصیات اسلاری

سایش Abrasion

ساییدگی وقتی اتفاق می افتد که ذرات سخت در مقابل یک سطح جامد تحت فشار و حرکت نسبی قرار گیرند. شکل ۲-۱ سه نوع سایش را توضیح می دهد: از جا کندن (Gouging)، خرد کردن فشار بالا و خرد کردن فشار پایین

در پمپ های اسلاری سانتریفیوژ، سایش تنها در دو منطقه اتفاق می افتد:

* بین پروانه (چرخان) و بوش گلوبی (ثابت)

* بین بوش محور (چرخان) و پکینگ ثابت

خوردگی فیزیکی

در پمپ های اسلاری، نوع سایش غالباً به صورت خوردگی فیزیکی می باشد. خوردگی فیزیکی شکلی از سایش می باشد که در آن مترتال سطح توسط مواد جامد معلق در سیال از بین می رود.

در خوردگی فیزیکی انرژی جنبشی از ذرات جامد به سطح وارد می شود که این موضوع در سایش Abrasion اتفاق نمی افتد.

انتقال انرژی جنبشی از ذرات جامد به سطح باعث تنش های تماسی بالا می شود. اگرچه فشار تماسی در هر برخورد کوچک می باشد اما فشار تماسی ویژه به خاطر شکل ناهمگون ذرات بالا می باشد.

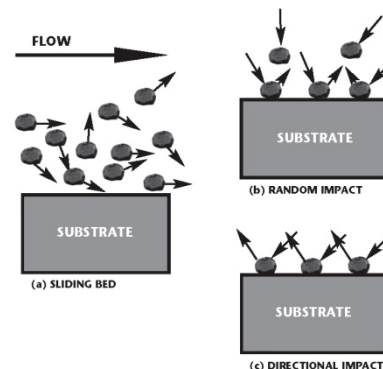
سه نوع خوردگی فیزیکی وجود دارد: بستر لغزان، برخورد تصادفی و برخورد جهت دار (شکل ۲-۲)

پروانه ها، لاینرها و حلزونی ها به خاطر مکانیسم کاملاً متفاوتی دچار سایش می شوند:

(الف) سایش در پروانه ها ترکیبی از برخورد جهت دار (در لبه ورودی پره و در جایی که پره به شراذ پستی متصل می شود) و بستر لغزان و برخورد با زاویه کم (در طول پره ها و گذرگاه داخلی بین شراذها) می باشد.

(ب) لاینرهای کناری عموماً در معرض سایش بستر لغزان و تا اندازه ای برخورد با زاویه کم می باشند.

(پ) حلزونی ها در معرض برخورد مستقیم در قسمت آب شکن و خوردگی فیزیکی نوع بستر لغزان در طول محیط خود می باشند.



شکل ۲-۲: سه نوع اصلی سایش Erosion

خوردگی شیمیایی

خوردگی شیمیایی انواع مختلفی دارد، بعضی از آنها شامل موارد زیر می باشد: خوردگی یکنواخت، گالوانیک، ترک، چاله کنی، دانه ای، تنش و خوردگی فیزیکی / شیمیایی. مورد اخیر در کاربردهای اسلاری با اهمیت ترین می باشد چرا که شامل اثرات فیزیکی و شیمیایی می باشد و غالباً تشخیص این دو از هم مشکل خواهد بود.

خوردگی فیزیکی / شیمیایی نتیجه سایش ثابت یک لایه اکسید که روی سطوح داخلی اجزا در تماس با سیال پمپ تشکیل شده است می باشد. این لایه اکسید محافظ از خوردگی شیمیایی قطعات فلزی جلوگیری می کند اما، وقتی به طور ثابت خوردگی سایشی (خراشیدن) وجود دارد، باعث می شود فلز لایه زیرین در معرض ذرات ساینده قرار گیرند و خوردگی فیزیکی / شیمیایی گسترش یابد و فلز را از بین ببرد.

بسیاری از محیط های گازی و مایع عموماً باعث تغییر گرید و تضعیف الاستومرها می شوند.

قابلیت الاستومرها برای جذب گاز و یا مایع و گرایش آنها برای حل شدن در یک حلال با یکدیگر متفاوت می باشد. وقتی جذب و یا حل شدن جزئی اتفاق می افتد، استحکام و مدول الاستیسیته آنها تغییر زیادی می کند.

غلظت مواد جامد

وجود ذرات جامد در یک اسلاری تأثیر معکوسی بر عملکرد پمپ دارد. این تأثیر به مراتب از وجود ذرات جامد در آب تمیز بیشتر است. تأثیر معکوس وجود ذرات جامد بر عملکرد پمپ اصولاً ناشی از موارد زیر است:

* لغزش بین سیال و مواد جامد حین شتاب گرفتن در ورود به پروانه و کاهش شتاب هنگام خروج از پروانه باعث اتلاف انرژی می شود. این اتلاف انرژی سبب افزایش سرعت ته نشینی ذرات می شود.

* افزایش اتلافات اصطکاکی در پمپ. این اتلافات با افزایش دانسیته و ویسکوزیته اسلاری افزایش می یابد.

توجه: در متنی که در ادامه می آید منظور از هد (H) هد کلی تولید شده توسط پمپ می باشد که بر حسب فوت سیال واقعی و یا اسلاری بیان می شود. عبارت H_w برای هد کلی پمپاژ آب می باشد (بر حسب فوت) و عبارت H_m برای هد کلی پمپاژ مخلوط اسلاری استفاده می شود (بر حسب فوت مخلوط اسلاری).

عبارت نسبت هد (HR) برابر است با نسبت H_m/H_w در دبی و سرعت یکسان

HR برای آب برابر با یک می باشد اما با افزایش غلظت مواد جامد این نسبت کاهش می یابد. HR برای هر اسلاری متأثر از اندازه، وزن مخصوص و غلظت حجمی ذرات جامد می باشد.

HR به صورت تئوریک قابل محاسبه نیست، اما فرمول تجربی برای محاسبه آن وجود دارد. این فرمول پس از تعداد زیادی آزمایش و آزمون و خطا بدست آمده است. این فرمول برای اکثر حالات معتبر می باشد.

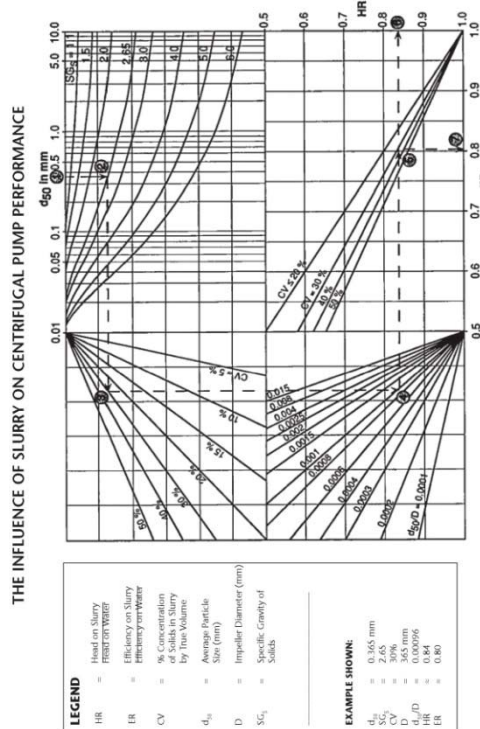
افزایش غلظت مواد جامد علاوه بر کاهش هد تولیدی پمپ باعث کاهش راندمان نیز می شود. در غلظت های بالا کاهش راندمان قابل توجه می باشد.

نسبت ER برابر است با e_m/e_w وقتی دبی و سرعت یکسان باشد. عبارت e_m بیان کننده بازده پمپ وقتی مخلوط اسلاری پمپاژ می کند و عبارت e_w مربوط به بازده پمپ با سیال آب می باشد.

شکل ۲-۳ از نتایج آزمایشات بدست آمده است. بوسیله این شکل تخمین منطقی HR و ER در اکثر حالات امکان پذیر می باشد. با استفاده از این نمودار سرعت مورد نیاز پمپ سانتریفیوژ وقتی اسلاری پمپاژ می کند بیشتر از وقتی خواهد بود که آب تمیز پمپاژ کند.

به طور مشابه، توان مورد نیاز اسلاری از ضرب ساده توان مورد نیاز برای آب تمیز در وزن مخصوص اسلاری (S_m) بیشتر خواهد بود.

خواهیم داشت و از لحاظ تئوریک توان جذبی از ۲۷۰۰ اسب بخار (برای لوله ۴ اینچ) به ۳۷۵ اسب بخار (برای لوله ۶ اینچ) کاهش خواهد یافت که کاملاً اعداد قابل توجهی می باشند.



شکل ۲-۳: عملکرد پمپ های اسلاری سانتریفیوژ

از طرفی سرعت اسلاری در لوله می بایست محاسبه گردد. سرعت اسلاری در لوله باید به اندازه کافی باشد تا ذرات جامد در آن به صورت معلق باقی بماند در غیر اینصورت با ته نشین شدن ذرات معلق باعث انسداد لوله خواهند شد.

منحنی های عملکرد پمپ

عملکرد پمپ اسلاری سانتریفیوژ معمولاً به شکل منحنی عملکرد هد تولیدی بر حسب دبی در سرعت ثابت گزارش می گردد. هر پمپ به صورت جداگانه با آب تمیز در سرعت های مختلف تست می گردد. تست پمپ در سرعت های مختلف انجام می گیرد تا محدوده کامل عملکرد پمپ و قابلیت های آن بدست آید. در شکل ۲-۴ منحنی عملکرد یک پمپ تست شده نشان داده شده است. منحنی عملکرد نمونه وار این پمپ (منحنی کاتالوگی) در شکل ۲-۵ نشان داده شده است.

دیگر محدودیت های طراحی

آببندی محور

آببند محور یکی از مهمترین اجزا مکانیکی هر پمپ اسلاری سانتریفیوژ می باشد. برای هر پمپی می بایست انتخاب صحیح و درستی برای آببندی بعمل آید. سه نوع متداول آببندی به شرح ذیل می باشد:

با افزایش سایز پروانه، اندازه ذرات جامد تأثیر کمتری بر عملکرد پمپ خواهد داشت.

توجه: این منحنی تنها برای مخلوط ساده آب و ذرات جامد کاربرد دارد.

تأثیرات بر انتخاب متریال

خواص اسلاری رابطه مستقیمی با نوع متریال مورد نیاز برای اجزا در تماس با اسلاری دارد. این موضوع قبلاً در فصل اول مورد بررسی قرار گرفته بود.

دبی

قبل از تعیین و محاسبه هر یک از پارامترهای سیستم پمپاژ اسلاری، حجم دقیق اسلاری که می بایست پمپاژ گردد باید مشخص و تعیین گردد. بدون دانستن دقیق حجم مورد نیاز و امکانات گوناگون آن غیر ممکن است که محاسبات مربوط به سیستم پمپاژ بدرستی حل شود. برای پمپاژ اسلاری، دبی پمپاژ بوسیله تناسب بین سه فاکتور بدست می آید:

* وزن مخصوص ذرات جامد (SG)

* مقدار وزنی ذرات جامد که می بایست پمپاژ گردد

* غلظت این مواد داخل مخلوط اسلاری

برای انتخاب هر پمپ اسلاری این فاکتورها می بایست تعیین شوند.

طول لوله کشی

موضوع دیگری که می بایست در برآوردهای اولیه سیستم پمپاژ اسلاری مورد توجه قرار گیرد تعیین طول لوله کشی مورد نیاز می باشد. اسلاری داخل لوله ایجاد اصطکاک و تلفات می کند. این اتلاف انرژی با طول لوله نسبت مستقیم دارد. قبل از انتخاب پمپ می بایست طول لوله کشی ها، زانویی ها و اتصالات به درستی تعیین گردد.

هد استاتیکی مورد نیاز

ارتفاع عمودی واقعی (هد استاتیکی) که اسلاری می بایست بر آن غلبه کند باید به طور دقیق مشخص گردد. این ارتفاع به راحتی از روی نقشه ها قابل قرائت می باشد.

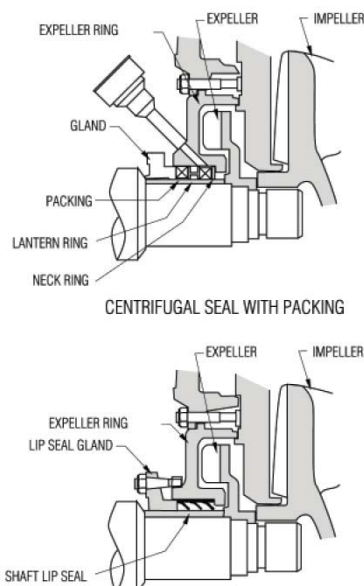
عدم دقت کافی در اندازه گیری ارتفاع عمودی (معمولاً از خط تراز مایع در قسمت مکش تا نقطه خروجی و یا بالاترین نقطه در خط) ممکن است تأثیرات زیادی بر عملکرد پمپ داشته باشد. معمولاً توصیه می گردد اندازه گیری ارتفاع استاتیکی با دقت قابل قبول و به صورت منطقی (حدوداً ۵۰ سانتیمتر) انجام گیرد.

سایز لوله

انتخاب قطر لوله بهینه در هر سیستم پمپاژ اسلاری موضوع مهمی می باشد. استفاده از لوله با قطر کوچک می تواند منجر به عدم تأمین دبی و یا افزایش توان مصرفی گردد. به عنوان مثال، تصور کنید دبی پمپاژ اسلاری ۱۶۰۰ گالن بر دقیقه و هد پمپاژ ۳۳۰۰ فوت باشد. در صورتی که لوله ۴ اینچ باشد اصطکاک تولیدی ۳۹۲۰ فوت خواهد بود، اما اگر لوله با قطر ۶ اینچ انتخاب گردد تنها ۵۳۵ فوت اصطکاک

آببندی گریز از مرکز (با دینامیکی)

آببند گریز از مرکز یک آببند دینامیکی و خشک می باشد که تنها وقتی پمپ در حال چرخش است عمل می نماید و وقتی پمپ خاموش است و چرخش ندارد هیچ اثر آببندی ندارد.



شکل ۲-۶: نمای آببند گریز از مرکز (دینامیکی)

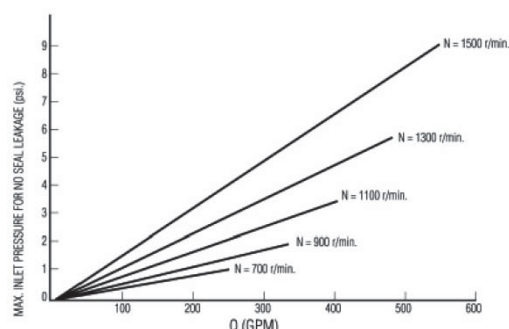
آببند گریز از مرکز تشکیل شده است از پره های پشتی پروانه و یک اکسپلر که در محفظه جداگانه ای در پشت پروانه و هم جهت با آن می چرخد.

اکسپلر به عنوان توربین عمل می نماید و باعث کاهش فشار اسلاری در محفظه اکسپلر می شود. این کاهش فشار باعث می شود اسلاری از پشت پروانه به خارج نفوذ نکند. اکسپلر در داخل محفظه تولید فشار می کند و از عبور اسلاری از نزدیکی آببند ثانوی ممانعت می کند.

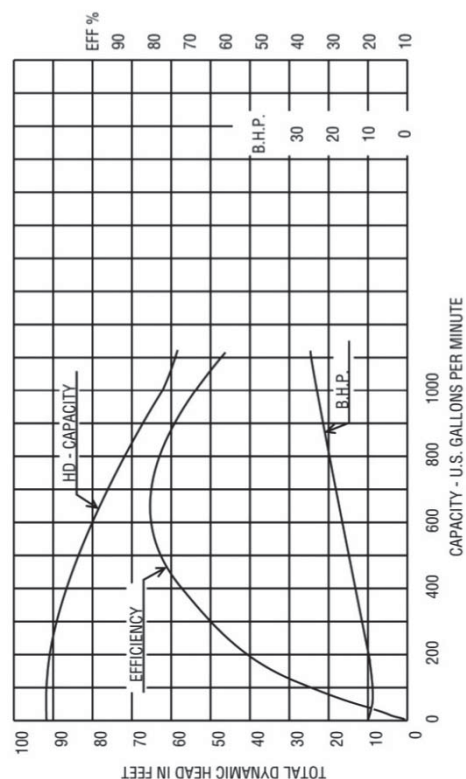
آببندهای گریز از مرکز به خاطر سادگی و موثر بودنشان متداولترین آببند مورد استفاده در کاربردهای اسلاری می باشد. فشار ورودی و سرعت دورانی (rpm) محدودکننده عملکرد این آببندها می باشند (شکل ۲-۷)

آببندی نوار گرافیتی (گلند پکینگ)

آببند نواری نرم دومین نوع آببند متداول استفاده شده در کاربردهای اسلاری می باشد. این آببند شامل تعدادی حلقه نوار آببندی نرم و فشرده شده داخل محفظه Stuffing Box و یک بوش محافظ روی محور می باشد. این نوع آببند نیازمند روانکاری و خنک کاری مداوم با سیال تمیز برای جلوگیری از ایجاد گرمای زیاد به خاطر اصطکاک می باشد.

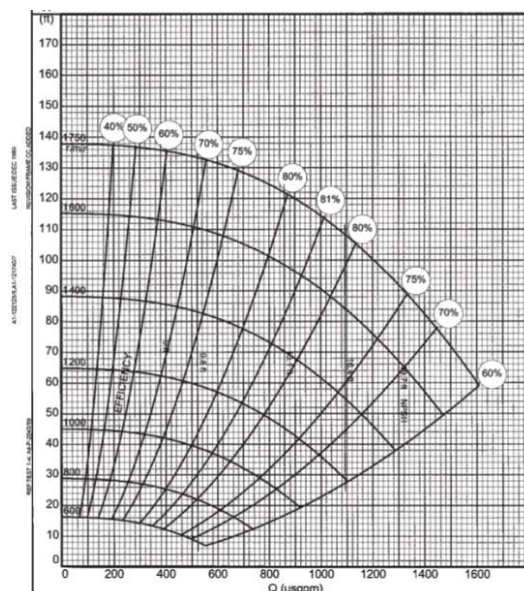


شکل ۲-۷: منحنی عملکرد نمونه وار آببندهای گریز از مرکز



شکل ۲-۴: منحنی تست عملکرد نمونه وار یک پمپ (با آب تمیز)

در حالت ثابت یک آببندی ثانوی عمل آببندی را انجام می دهد. آببند ثانوی می تواند یک آببند زبانه ای و یا پکینگ روانکاری شده با گریس باشد (شکل ۲-۶).



شکل ۲-۵: منحنی عملکرد نمونه وار یک پمپ (منحنی کانالوگی)

شکل ۲-۹ یک سیستم مخزن تغذیه نمونه وار و اصول کنترل جریان طبیعی را نشان می دهد. خصوصیات مهم طراحی به شرح ذیل می باشد:

الف) ارتفاع مخزن باید به اندازه کافی باشد
 ب) کف مخزن حداقل شیب ۳۰ درجه داشته باشد تا از ته نشین شدن ذرات جامد جلوگیری شود.
 پ) سطح آزاد سیال می بایست به اندازه کافی بزرگ باشد تا به طور پیوسته هوا و یا کف را از سطح آزاد سیال خارج کند.
 ت) لوله خروجی از کف مخزن باید حداقل شیب ۳۰ درجه داشته باشد تا هوا از لوله مکش به راحتی خارج شود (به ویژه در لحظه راه اندازی).

ث) لوله مکش تا حد ممکن کوتاه باشد.
 ج) همچنین لوله مکش باید به فاصله کافی از فلنج مکش دارای یک کوپلینگ انعطاف پذیر و قابل درآوردن باشد تا در هنگام تعمیرات و نگهداری دسترسی به پمپ امکان پذیر باشد.
 چ) وقتی پمپ اسلاری های اسفنجی، کف آلود یا با ویسکوزیته بسیار بالا پمپاژ می کند، یک لوله تنفسی توصیه می شود.
 ح) لوله مکش باید دارای خط تخلیه باشد تا در صورت نیاز پمپ و مخزن تخلیه گردد.

گرفتگی هوا

پمپ های افقی که به صورت ثقلی از مخزن تغذیه با اسلاری کف آلود تغذیه می شوند ممکن است عملکرد ناپایدار (سیکلی) داشته باشند و خروجی پمپ بین دبی صفر و حداکثر نوسان کند.
 گرفتگی هوای مقطعی دلیل این عملکرد سیکلی می باشد. اگر سطح سیال در مخزن مکش کافی نباشد تا حباب های هوای به دام افتاده در چشم پروانه شکسته شود، جریان داخل پمپ برقرار نخواهد شد مگر آنکه پمپ به مدت طولانی خاموش شود و حباب های هوا فرصت خارج شدن پیدا کنند.

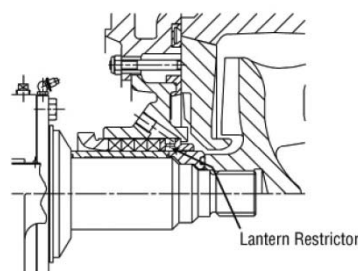
برای اجتناب از این موضوع و یا به حداقل رساندن آن، می بایست از یک لوله هواگیری مانند شکل ۲-۱۰ استفاده شود.

جانمایی این لوله هواگیری مانند لوله هواگیری معمولی می باشد با این تفاوت که لوله هوا گیری مذکور تا چشم پروانه امتداد پیدا می کند. عموماً اندازه مخزن بزرگتر از حد معمول ساخته می شود تا فشار روی حباب های بدام افتاده افزایش یابد.

گاهی اوقات یک بافل قطری در مخزن نصب می شود تا تولید کف در مخزن به حداقل برسد. لوله تغذیه از مخزن باید به صورت مخروط بزرگی باشد تا سطح ورودی کف افزایش یابد و تا حد ممکن به پمپ نزدیک باشد.

راه حل دیگر زاویه دادن به قسمت گلویی حلزونی می باشد (شکل ۲-۱۱) که از به دام افتادن هوا در قسمت بالایی پوسته جلوگیری می شود.

کیفیت، تعداد و فشار این آببندها از اهمیت خاصی برخوردار می باشد و باید به دقت با شرایط کاری مطابقت داشته باشد (شکل ۲-۸).



شکل ۲-۸: نمای آببند نوار گرافیتی (گلند پکینگ)

آببند مکانیکی

آببندهای مکانیکی در کاربردهای اسلاری به طور وسیع مورد استفاده قرار نمی گیرند اما استفاده آنها در بعضی کاربردهای خاص در حال افزایش می باشد. آببندهای مکانیکی از دو صفحه ثابت و متحرک تشکیل شده اند که این اجزا تحت فشار مکانیکی و هیدرولیکی از نشی سیال جلوگیری می کنند.

سیلیکون کارباید گرید A و تنگستن کارباید متداولترین مواد استفاده شده برای ساخت این صفحات می باشد.

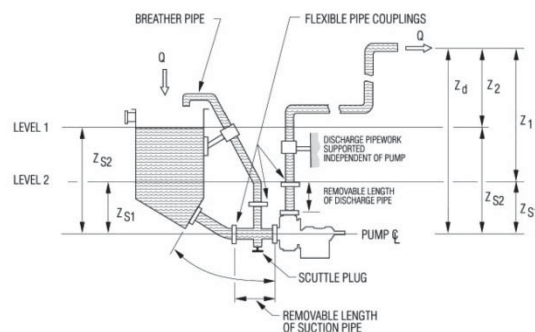
استفاده از آببندهای مکانیکی در کاربردهای اسلاری مستلزم توجه ویژه به محدودیت های این آببندها می باشد. عموماً قیمت آببندهای مکانیکی بالا می باشد و سازنده می بایست مناسب بودن آببند پیشنهادی را برای کاربرد مورد نظر گارانتی نماید.

مختصات آببندها فعالانه در حال گسترش این نوع آببندها با قابلیت اعتماد بالا و قیمت پایین می باشند که این موضوع باعث گسترش استفاده از آببندهای مکانیکی خواهد شد. در کاربردهایی که نمی توان از آببندهای گریز از مرکز استفاده نمود و همچنین در مواقعی که آب تمیز در دسترس نمی باشد زمینه برای استفاده از آببندهای مکانیکی مهیا می شود.

مخازن پمپ

در حالت هد کاری کم و متوسط که دبی و هد تقریباً ثابت می باشد اغلب اتفاق می افتد که اجازه می دهند و یا می خواهند سطح سیال در سمت مکش پمپ به طور طبیعی تغییر کند.

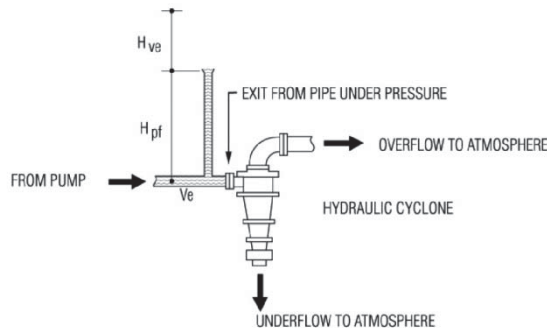
با استفاده از مخازن پمپ و یا مخازن تغذیه، تغییر سطح سیال امکان پذیر می باشد.



شکل ۲-۹: یک نمونه مخزن پمپ و اصول کنترل دبی طبیعی

خطر ترکیدگی پمپ

وقتی لوله های مکش و رانش در یک پمپ سانتریفیوژ در حال کار به طور همزمان بسته و یا دچار گرفتگی شوند خطر بالقوه ترکیدگی پمپ وجود دارد. این خطر ناشی از این موضوع است که گرمای تولیدی ممکن است باعث تبخیر سیال بدام افتاده در پمپ شود و پوسته پمپ دچار ترکیدگی شدیدی شود.

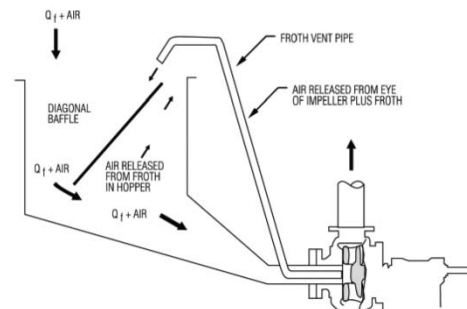


شکل ۲-۱۲: مثالی از جانمایی سیکلون

وقتی پمپ های سانتریفیوژ در کاربردهای اسلاری استفاده شوند، این خطر بالقوه ممکن است به خاطر طبیعت مواد پمپ شونده افزایش یابد. ذرات جامد اسلاری ممکن است به صورت غیر قابل تشخیصی کم کم باعث انسداد لوله ها شوند. ادامه کار پمپ در این حالت بسیار خطرناک است.

در صورتی که موقعیت نصب پمپ مستعد بروز چنین اتفاقی می باشد، می بایست اپراتور پمپ اندازه گیری های پیشگیرانه ای برای جلوگیری از انسداد لوله ها داشته باشد.

پمپ هایی که مکش آن بزرگتر طراحی می شوند قابلیت مناسبی برای پمپاژ اسلاری کف آلود دارند.



شکل ۲-۱۰: یک نمونه از جانمایی مخزن پمپ برای

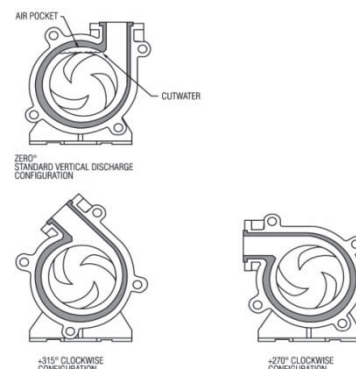
اسلاری های کف آلود و اسفنجی

اتلاف هد در خروجی تجهیزات تحت فشار

وقتی اسلاری تحت فشار داخل تجهیزات تحت فشار مانند سیکلون های هیدرولیکی تخلیه می شود، هد سرعت خروجی H_{ve} باید به عنوان اتلاف هد در نظر گرفته شود (شکل ۲-۱۲)

$$H_d = Z_d + H_{fd} + H_{ve} + H_{pf} \\ = H_{gd} + H_{vd}$$

که H_{ve} تقریباً با H_{vd} برابر و هر دو برابرند با هد سرعت در لوله در نقطه ای که H_{pf} با گیج فشار اندازه گیری می شود.



شکل ۲-۱۱: زاویه خروجی پمپ برای به حداقل رساندن گرفتگی هوا

بخش سوم: انتخاب پمپ سانتریفیوژ اسلاری

* وزن مخصوص (SG) مواد جامد خشک

* قطر پروانه پمپ

با دانستن این چهار مقدار می توان به نمودار شکل ۲-۳ مراجعه نمود و ضرایب اصلاح هد و بازده (HR/ER) را بدست آورد.

تعیین قطر لوله

برای ایجاد سرعت مناسب در لوله و به حداقل رساندن اصطکاک و همچنین جلوگیری از ته نشین شدن ذرات جامد در لوله، لازم است قطر لوله محاسبه و تعیین شود.

محاسبه اتلاف هد اصطکاکی

پس از انتخاب قطر لوله مناسب، اتلاف اصطکاکی که توسط عناصر مختلف سیستم پمپاژ ایجاد می شود می بایست محاسبه و تعیین گردد.

تعیین دبی

دبی از راه های مختلفی برآورد می شود. اما معمولاً با تعیین حجم مواد جامد و غلظت این مواد در سیال تخمین زده می شود.

تعیین هد استاتیکی

هد استاتیکی (ارتفاع عمودی سمت مکش و رانش پمپ) باید تعیین شود.

تعیین ضرایب اصلاح هد و بازده پمپ

تأثیر اسلاری بر عملکرد پمپ می بایست مشخص شود. مواردی که می بایست بدانیم شامل موارد زیر می باشد:

* اندازه متوسط ذرات جامد d_{50} (از لحاظ تئوریک اندازه صفحه صافی است که ۵۰ درصد ذرات از آن عبور می کنند و ۵۰ درصد پشت آن باقی می ماند).

* درصد غلظت حجمی مواد جامد در سیال

محاسبه هد دینامیکی کل

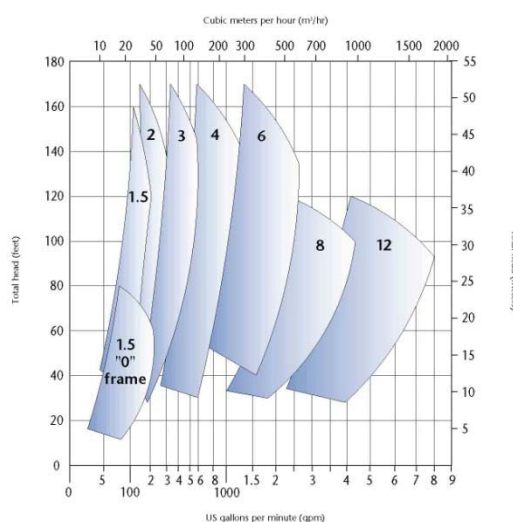
پس از محاسبه موارد بالا، هد دینامیکی قابل محاسبه است.

انتخاب نوع پمپ و مترپال

قبل از انتخاب سایز پمپ مورد نظر، لازم است که نوع پمپ مورد نیاز و نوع مواد اجزا آن تعیین گردد.

انتخاب پمپ

با استفاده از منحنی های همپوشانی پمپ ها می توان پمپ را به صورت اولیه انتخاب کرد. منحنی همپوشانی نمونه وار پمپ های سانتریفیوژ اسلاری مدل OH1/SL در شکل ۱-۳ نشان داده شده است.



شکل ۱-۳: منحنی همپوشانی پمپ سانتریفیوژ اسلاری مدل OH1/SL

تعیین سرعت پمپ

سرعت مورد نیاز پمپ از منحنی همپوشانی قابل تعیین می باشد.

محاسبه توان مورد نیاز

توان مورد نیاز پمپ از منحنی عملکرد پمپ بدست می آید.

سایر ملاحظات طراحی

NPSH

برای اطمینان از عملکرد بدون کاویتاسیون پمپ، هد مثبت مکش (NPSH) می بایست محاسبه گردد.

فشار پوسته

برای اطمینان از افزایش فشار بیش از حد در پوسته، ماکزیمم فشار پوسته می بایست محاسبه گردد.

پمپاژ کف (Froth Pumping)

دبی واقعی کف (اسلاری بعلاوه حباب) که پمپاژ می شود می تواند به طور محسوسی با دبی اسلاری بدون حباب متفاوت باشد. فاکتور کف Froth factor ممکن است برای کف های ناپایدار و ضعیف ۰.۱۵٪ و برای کف های بسیار سرسخت و قوی ۰.۵۰٪ باشد.

دبی اسلاری، Q_s ، باید در ضریب کف ضرب گردد تا دبی واقعی کف Q_f بدست آید. پمپ Q_f را پمپاژ می کند اما مقدار اسلاری پمپاژ شده Q می باشد. Q_f و Q ممکن است در یک واحد فلوتاسیون در بازه های زمانی کوتاه با توجه به شرایط معدن در حال بهره برداری اختلاف زیادی داشته باشد.

وجود حبابهای هوا در کف باعث می شود مقدار موثر وزن مخصوص مخلوط (S_m) کاهش یابد. فشرده شدن حبابها بوسیله هد تولیدی پمپ به سرعت باعث افزایش مقدار S_m می شود. متعاقب آن، این مقدار بلافاصله پس از خروجی پمپ در خط لوله کاهش می یابد. به طور معکوس، سرعت خروجی مخلوط (V_d) به خاطر انبساط حبابها در خط لوله افزایش می یابد.

تبدیل انبساطی مخروطی

در بسیاری حالات، قطر لوله خروجی از قطر فلنج پمپ انتخاب شده بیشتر است. در این حالات از تبدیل انبساطی مخروطی مطابق شکل ۲-۳ استفاده می شود.

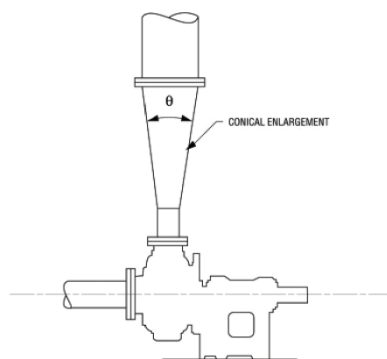
برای به حداقل رساندن تلفات هد، تجربه نشان داده است انتخاب زاویه انبساط ۶ درجه مناسب است. به عبارت دیگر به ازای هر ۵ اینچ طول مقطع مخروطی، $\frac{1}{2}$ اینچ افزایش قطر مناسب است.

مخازن تغذیه پمپ

ملاحظات مربوط به طراحی بهینه مخزن تغذیه پمپ می بایست بعمل آید.

آببندی محور

برای شرایط کاری مورد نظر انتخاب صحیح نوع آببند محور بسیار مهم می باشد.



شکل ۲-۳: تبدیل انبساطی مخروطی

انتخاب محرکه

برای پمپ های غیر اسلاری استفاده از موتورهای دور ثابت که مستقیم به کوپلینگ متصل شده اند متداول می باشد. در این پمپ ها جهت تغییر شرایط کاری قطر پروانه را تغییر می دهند.

برای پمپ های اسلاری، پروانه ها از آلیاژهای سخت و یا الاستومرهای تقویت شده با فلزات ساخته می شود. معمولاً برای رسیدن به شرایط کاری خواسته شده کاهش قطر پروانه کاری اقتصادی و عملی نمی باشد. پروانه های با قطر استاندارد مخصوص اسلاری برای بیشتر

محاسبات پمپ

مثال

یک پمپ اسلاری جهت کار سنگین با مشخصات زیر مورد نیاز می باشد.

۷۰ تن در ساعت مواد جامد با شرایط زیر:

وزن مخصوص مواد جامد (S)	=	۲.۶۵
اندازه متوسط ذرات d ₅₀	=	۲۱۱ میکرون (0.211 میلیمتر)
غلظت مواد جامد C _w	=	۳۰٪ وزنی
هد استاتیکی خروجی (Z _h)	=	۶۵ فوت
هد مکش (Z _s)	=	۳ فوت (مثبت)
طول لوله کشی	=	۳۲۵ فوت
شیرآلات و اتصالات	=	5 x 90° زانویی با شعاع زیاد

پمپ به صورت ثقلی از یک مخزن (مشابه شکل ۳-۳) تغذیه می شود.

سایز پمپ، دور، توان محور و سایز مناسب لوله خروجی به صورت زیر محاسبه می شود.

دبی پمپاژ

دبی پمپاژ به صورت زیر محاسب می شود:

الف	وزن ذرات جامد در اسلاری	=	70 tons		
ب	وزن حجم آب برابر با وزن ذرات جامد	=	70 / 2.65	=	26.4 tons / hour
پ	وزن آب در اسلاری C _w = 30%	=	70 (100 - 30)/30	=	163.33 tons/hr
ت	وزن مخلوط اسلاری جمع (الف) و (پ)	=	70 + 163.33	=	233.33 tons/hr
ث	وزن کل حجم معادل آب جمع (ب) و (پ)	=	163.33 + 26.4	=	189.73 tons/hr
ج	وزن مخصوص مخلوط اسلاری (S _m) تقسیم (ت) بر (ث)	=	233.33/189.73	=	1.23
چ	مقدار اسلاری	=	(189.73 x 2000)/(60 x 8.34)	=	758 gpm
خ	غلظت حجمی مواد جامد (C _v) تقسیم (ب) بر (ث) ضرب در ۱۰۰	=	100/189.73 x 26.4	=	13.9 %

سایز لوله

سایز لوله را ۶ اینچ انتخاب می کنیم و مناسب بودن آن را با محاسبات زیر بررسی می کنیم:

سرعت مخلوط اسلاری از رابطه زیر محاسبه می شود.

$$V = \frac{Q \times 0.4085}{d^2}$$

که:

V = سرعت اسلاری بر حسب فوت بر ثانیه

Q = دبی اسلاری بر حسب gpm

d = قطر لوله بر حسب اینچ

بنابراین، در این مثال سرعت V برابر است با:

$$V = \frac{758 \times 0.4085}{6^2} = 8.60 \text{ feet/second}$$

با استفاده از معادله دوران داریم:

کاربردهای سایشی توصیه می شود. سرعت یا محدوده سرعت بهینه برای شرایط کاری مورد نیاز، با تجهیزات مناسبی بدست می آید (برای مثال پولی تسمه و یا محرکه های کنترل دور).

در بعضی حالات زیر، ممکن است تغییر سرعت پمپ به صورت پیوسته (و نه پله ای) الزام آور باشد.

* به خاطر سایش

* به منظور ثابت نگه داشتن هد استاتیکی مخزن

* به خاطر تغییرات در مقدار دبی، هد استاتیکی، طول لوله، فشار خروجی و یا تغییر غلظت مواد جامد

این حالات در موارد زیر ممکن است اتفاق بیفتند:

* مصرف ته مانده ها Tailing disposal

* تغذیه سیکلون و Mill classifier در واحدهای خرد کننده مدار بسته

* در لایروبی های مکش متغیر

برای کارهای تقریباً تا ۴۰۰ اسب بخار، محرکه های پولی تسمه با موتور سرعت ثابت کاملاً متداول می باشد (اگر چه محرکه های پولی تسمه ای تا توان های ۱۲۵۰ اسب بخار نیز نصب شده اند). ممکن است سرعت پمپ را با تغییر نسبت پولی ها تغییر دهند (به عنوان مثال قطر پولی موتور را بزرگ می کنند). وقتی تغییرات مکرر در سرعت پمپ مورد نیاز می باشد، این راه حل به هیچ وجه جذاب و مناسب نیست چرا که برای تغییر دور پمپ می بایست خاموش شود و تغییرات نیز به صورت پله ای می باشد.

برای تغییر دور پیوسته بهترین راه حل استفاده از محرکه های تغییر دور به جای طراحی های مکانیکی و یا الکترونیکی می باشد.

در مواقعی که به خاطر افزایش بیش از حد سایز موتور استفاده از محرکه های پولی و تسمه ای محدود می شود، ممکن است استفاده از موتور که به صورت مستقیم به یک گیربکس کاهنده متصل شده باشد، راه حل عملی مناسبتری فراهم نماید.

استفاده از شیرهای اختناق برای کنترل دبی (با ایجاد افت هد) در سیستم های اسلاری توصیه نمی شود. در صورت استفاده از این شیرها مقادیر هد، سرعت و سایش در پمپ و شیر افزایش می یابد. همچنین توان جذبی پمپ نیز بالا می رود. بعلاوه خطر ناشی از گرفتگی لوله ها نیز افزایش می یابد.

این موضوع در شکل ۳-۴ نشان داده شده است. در این مثال، قطر لوله مکش ۶ اینچ و از اتصال نوع فلاش استفاده می شود.

$$0.5 \times \frac{V^2}{2g} = 0.5 \times \frac{(8.6)^2}{2 \times 32.2} = 0.57 \text{ ft}$$

هد دینامیکی کل پمپ (به شکل ۳-۵ و ۳-۶ مراجعه کنید)

$$H_m = Z + H_f$$

$$Z = (Z_d - Z_s)$$

$$H_m = (65 - 3) + 14.23 + 1.19 + 1.15 + 0.57 = 79.14 \text{ ft of slurry mixture}$$

هد دینامیکی کل معادل آب

از شکل ۲-۳، و با تقریب قطر پروانه 14.8 اینچ، ضرایب تصحیح

HR/ER بدست می آید. در این مثال این ضرایب برابر است با 0.95

بنابراین هد کل معادل آب (H_w) برابر خواهد بود با:

$$\frac{H_m}{HR} = \frac{79.14}{0.95} = 83.3 \text{ ft of water}$$

TECH-TAYLOR VALVE - Ball Type	TECH-TAYLOR VALVE - Rect. Way	Fall Base Valve - Round Way	Discharge Valve - Full Open	Rubber Hose - Minimum 10 N.B.	TEE	ELBOW	90° LONG RADIUS BEND	90° SHORT RADIUS BEND	INTERNAL DIAMETER
1"	1.2	—	8.4	1.0	5.8	2.7	2.3	1.7	1"
1-1/4"	1.6	—	10.8	1.3	7.8	3.7	3.0	2.4	1-1/4"
1-1/2"	1.9	—	11.3	1.6	9.0	4.3	3.6	2.8	1-1/2"
2"	2.4	—	12.0	1.8	11.0	5.5	4.6	3.5	2"
2-1/2"	2.8	—	15.1	2.3	14.0	6.5	5.4	4.2	2-1/2"
3"	3.4	—	16.0	2.8	17.0	8.1	6.8	5.1	3"
3-1/2"	4.0	—	—	3.3	19.0	9.5	8.0	6.0	3-1/2"
4"	4.6	—	—	3.8	22.0	11.0	9.1	7.0	4"
4-1/2"	5.2	—	—	4.2	24.0	12.0	10.0	7.9	4-1/2"
5"	5.8	—	—	4.7	27.0	14.0	12.0	8.9	5"
6"	6.8	—	—	5.1	33.0	16.0	14.0	11.0	6"
8"	9.0	—	—	6.8	43.0	21.0	18.0	14.0	8"
10"	11.4	—	—	9.8	56.0	28.0	22.0	17.0	10"
12"	13.4	—	—	11.0	66.0	33.0	26.0	20.0	12"
14"	15.0	—	—	12.0	74.0	38.0	30.0	23.0	14"
16"	16.8	—	—	13.0	82.0	42.0	34.0	27.0	16"
18"	18.0	—	—	14.0	90.0	46.0	38.0	30.0	18"
20"	20.4	—	—	16.0	100.0	52.0	43.0	34.0	20"
24"	24.0	—	—	20.0	110.0	58.0	48.0	38.0	24"

NOTE 1. TECH-TAYLOR VALVE IS A BALL TYPE CHANGEOVER DEVICE USED ONLY ON THE DELIVERY SIDE OF THE PUMP.
NOTE 2. L IS THE AGGREGATE OF EQUIVALENT LENGTHS FOR ALL PIPELINE FITTINGS AND VALVES IN A GIVEN PIPELINE.

شکل ۳-۳: طول معادل لوله در شیرآلات و اتصالات

انتخاب پمپ

اکنون با استفاده از دبی 758 GPM و هد کلی 83.3 ft معادل آب و وزن مخصوص اسلاری 1.23، می توان پمپ را انتخاب نمود.

در این مثال، یک پمپ پوشش داده شده با رابر با ۵ پره و سرعت 1067 rpm (شکل ۳-۸) انتخاب می شود.

توان جذبی محور پمپ با استفاده از بازده ۶۷٪ (شکل ۳-۸) خواهد

بود:

$$BHP = \frac{(Q \times H_m \times S_m)}{(3960 \times e_w \times ER)} = \frac{(758 \times 79.14 \times 1.23)}{(3960 \times 0.67 \times 0.95)} = 29.27 \text{ HP}$$

در این مثال، موتور 40HP انتخاب خواهد شد.

$$V_L = F_L \sqrt{2gD \frac{(S - S_L)}{S_L}}$$

که:

V_L = سرعت حد ته نشینی

D: قطر لوله به فوت

$g = 32.2$ فوت بر مجذور ثانیه

مقدار F_L از شکل ۷-۲ با استفاده از $C_v = 13.9\%$ و اندازه متوسط ذرات

$d_{50} = 211$ میکرون (برای ذرات دانه بندی گسترده) برابر است با

1.04

با جایگذاری مقادیر در معادله دوراند سرعت حد ته نشینی برابر خواهد شد با:

$$V_L = 1.04 \sqrt{2 \times 32.2 \times 0.5 \times \frac{(2.66 - 1)}{1}} = 7.58 \text{ ft/sec}$$

بنابراین، سرعت حد ته نشینی V_L از سرعت مخلوط اسلاری ۷ کمتر می باشد و قطر لوله انتخاب شده (۶ اینچ) مناسب می باشد.

هد اصطکاکی H_f لوله

در ابتدا طول معادل لوله را با استفاده از جدول افت هد برای شیرآلات و اتصالات (شکل های ۳-۳ و ۳-۴) محاسبه می کنیم.

طول واقعی لوله = ۳۲۵ فوت

۹۰° x 5 زانویی با شعاع زیاد = ۵۵ فوت

طول معادل لوله = ۳۸۰ فوت

با استفاده از لوله استیل ۶ اینچ و سرعت مخلوط اسلاری 8.6 ft/sec

مقدار $f = 0.0163$ از دیاگرام مودی بدست می آید.

با جایگذاری در معادله دارسی برای هد اصطکاکی خواهیم داشت:

$$H_f = f \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2g} = 0.0163 \times \frac{380}{0.5} \times \frac{(8.6)^2}{2 \times 32.2} = 14.23 \text{ ft}$$

14.23 فوت افت اصطکاکی برای ۳۸۰ فوت لوله

افت در تبدیل انبساطی لوله خروجی

با استفاده از منحنی های همپوشانی، به نظر می رسد انتخاب یک پمپ با خروجی ۴ اینچ دور از انتظار نباشد. در این صورت از تبدیل انبساطی ۴ به ۶ اینچ استفاده خواهد شد. شکل ۳-۴ افت هد در این حالات را نشان می دهد. با انتخاب زاویه ۳۰ درجه خواهیم داشت:

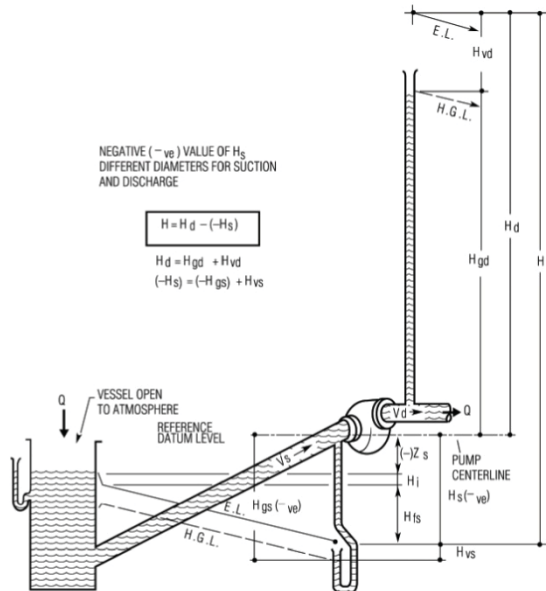
$$K_e = \frac{V^2}{2g} = \frac{0.55 \times (20.4 - 8.6)^2}{2 \times 32.2} = 1.19 \text{ ft}$$

افت در خروجی لوله

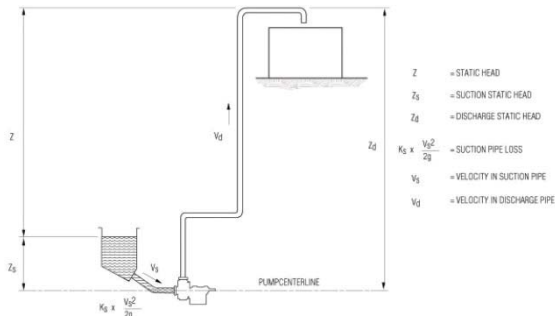
در شرایط نرمال خروجی باز، هد سرعت در خروجی پمپ باید به هد کل اضافه شود. در این مثال، هد سرعت $V^2/2g$ برابر است با $(8.6)^2/2 \times 32.2 = 1.15 \text{ ft}$

افت هد در ورودی به لوله مکش

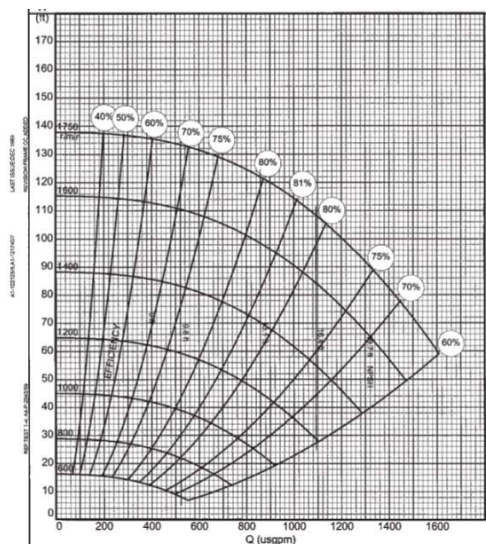
توجه: در مثال بالا، $HR = ER$ برای محاسبه BHP، از هد اسلاری (H_m) استفاده می شود ER در بازده اعمال می شود. e_w (79.14 ft =)



شکل ۳-۶: هد دینامیکی کلی با هد ورودی منفی



شکل ۳-۷: کاربرد نمونه ای پمپ



شکل ۳-۸: منحنی عملکرد پمپ

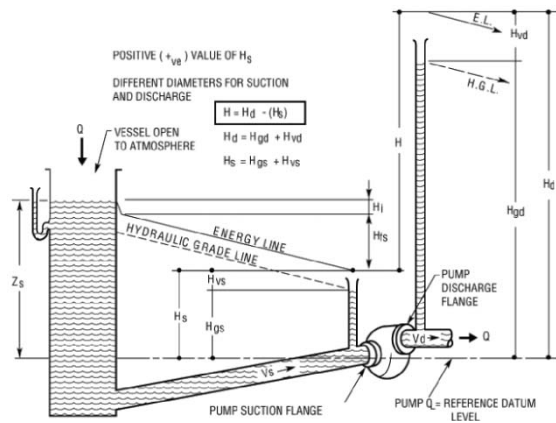
GROUPS 1 TO 5 IN TABLE SHOW THE APPROXIMATE PROPORTIONS OF VELOCITY HEAD, $H_v = \frac{V^2}{2g}$, WHICH APPLY TO CERTAIN CONDITIONS. V IS USED TO INDICATE THE UP STREAM VELOCITY AND V_1 THE DOWN STREAM VELOCITY.

GROUP	ITEM	HEAD LOSS (ft.)
3.	Loss of head due to sudden contraction: K_c is a factor depending on ratio $\frac{d_1}{d_2}$ where d_1 is the large diameter and d_2 the small diameter as illustrated below.	$\frac{V_1^2}{2g} K_c$
4.	Loss of head due to sudden enlargement:	$\frac{(V - V_1)^2}{2g}$
5.	Loss of head due to conical contraction: e.g. jet nozzles SEE CAMERON PAGE 3-110	$K_g \frac{(V - V_1)^2}{2g}$

GROUP	ITEM	HEAD LOSS (ft.)
1.	Loss of head at inlet H_i From pump hopper to pump or from storage tank to pump (a) Flush Connections. (b) Projecting connection and draught suction pipes. (c) Rounded Connection.	$0.5 \frac{V_1^2}{2g}$ $1.0 \frac{V_1^2}{2g}$ $0.05 \frac{V_1^2}{2g}$
2.	Loss of head due to conical enlargement from pump discharge flange to discharge pipeline included angle θ factor K_g	$K_g \frac{(V - V_1)^2}{2g}$

* FOR CONICAL ENLARGEMENTS, MAXIMUM HEAD LOSS OCCURS WHEN INCLUDED ANGLE IS 65° , WHEN $K_g = 1.15$, MINIMUM HEAD LOSS OCCURS WHEN INCLUDED ANGLE IS 6° , WHEN $K_g = 0.14$.

شکل ۳-۴: افت هد در ورودی، انقباض و انبساط



شکل ۳-۵: هد دینامیکی کلی با هد ورودی مثبت

بخش چهارم: انواع پمپ سانتریفیوژ اسلاری

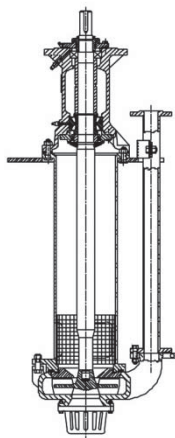
سایز خروجی پمپ از ۱ اینچ تا ۱۲ اینچ قابل تأمین می باشد.

پمپ های عمودی

مدل VS4/SL

پمپ VS4/SL به صورت شفت و غلافی طراحی شده است و قطعات در تماس با سیال آن می تواند از الاستومرها و یا آلیاژهای سخت ساخته شود. این ویژگی اجازه می دهد این پمپ در کاربردهایی که خوردگی شیمیایی بسیار بالا است، قابل استفاده گردد.

سایز خروجی پمپ از ۱ اینچ تا ۱۰ اینچ قابل تأمین می باشد.



شکل ۴-۲: پمپ VS4/SL

پمپ های اسلاری انواع مختلفی دارند. سازندگان پمپ بر اساس نوع، مقدار و فشار اسلاری پمپ هایی با طراحی های خلاقانه تولید می کنند. در اینجا ما دو نوع متداول پمپ اسلاری سانتریفیوژ را معرفی می کنیم.

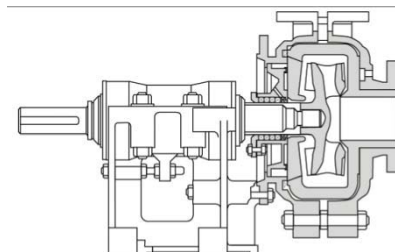
پمپ افقی لاینر شده

مدل OH1/SL

پمپ های OH1/SL برای محدوده وسیعی از کاربردهای خوردگی شیمیایی / فیزیکی طراحی شده است.

این پمپ ها عموماً برای اسلاری هایی که غلظت مواد جامد ساپنده آن بالا می باشد، مورد استفاده قرار می گیرد. همچنین در مواقعی که نیاز به پمپ کاملاً Heavy Duty است، از پمپ های OH1/SL استفاده می گردد.

آبندی پمپ ها می تواند از نوع گلند پکینگ، آبند مکانیکی و یا از نوع گریز از مرکز باشد.



شکل ۴-۱: پمپ OH1/SL

بخش پنجم: انواع مواد پمپ های سانتریفیوژ اسلاری

انواع مواد قابل تأمین برای پمپ های اسلاری در جدول زیر نشان داده شده است. انتخاب هر گروه مواد بر اساس نوع اسلاری و شرایط محیطی آن بعمل می آید.

ردیف	کد متریال	نام متریال	نوع متریال
۱	I-1	چدن	چدن خاکستری GG 25
۲	I-3	چدن داکتیل	چدن داکتیل GGG 40
۳	I-4	Ni-Hard 1	چدن سفید مارتنزیتی
۴	I-5	Ni-Hard 4	چدن سفید مارتنزیتی
۵	I-6	Ni-Resist (Cooper free)	چدن مقاوم به خوردگی
۶	C-6	استیل کروم دار ۱۳٪	استنلس استیل مارتنزیتی
۷	A-1	Cr-Ni-Mo Steel	استیل ریخته گی
۸	A-8	استنلس استیل نوع ۳۱۶	استنلس استیل آستنیتی
۹	R-1	Standard Liner Rubber	لاستیک طبیعی
۱۰	R-2	Nitrile Rubber	لاستیک مصنوعی
۱۱	R-3	Neoprene	الاستومر مصنوعی (CR)

توضیحات متریکال

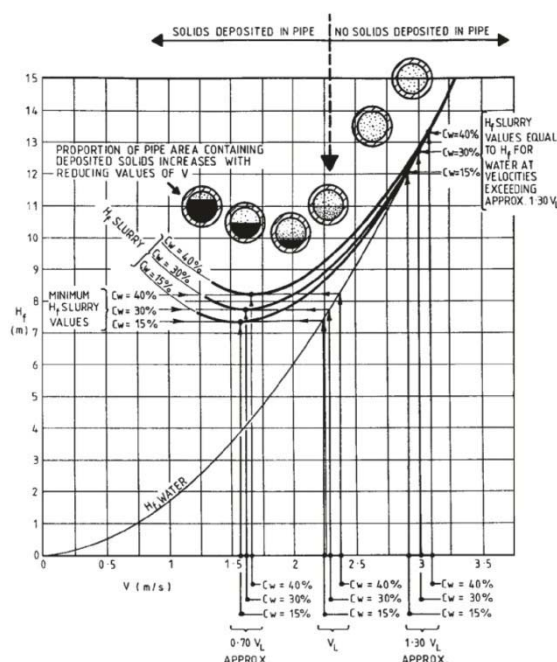
ردیف	کد متریکال	توضیحات
۱	I-1	چدن استاندارد
۲	I-3	آلیاژ I-3 گرید داکتیل چدن خاکستری می باشد و جایی استفاده می گردد که خواص فیزیکی بالاتر و مقاومت به شوک بالاتر نسبت به I-1 مورد نیاز می باشد.
۳	I-4	آلیاژ I-4 یک چدن سفید مارتنزیتی می باشد که عملکرد قابل قبولی در کاربردهایی با خوردگی فیزیکی متوسط و ضربات فیزیکی پایین دارد. عموماً به طوری عملیات حرارتی می شود که تنش در آن آزاد می شود یا مقدار آستنیت باقیمانده در ماتریس آن کاهش می یابد. آلیاژ به ضخامت مقطع حساس می باشد و ترکیب شیمیایی نیاز به تنظیم دارد تا از تشکیل فازهای ناخواسته جلوگیری شود.
۴	I-5	آلیاژ مقاوم به سایش مارتنزیتی
۵	I-6	
۶	C-6	
۷	A-1	آلیاژ A-1 یک فولاد آلیاژی است که مقاومت به سایش متوسط و خواص مکانیکی بالایی دارد. این آلیاژ برای ریخته گری های بزرگ جایی که چقرمگی اهمیت اولیه دارد.
۸	A-8	
۹	R-1	R-1، یک لاستیک طبیعی نرم و سیاه می باشد. مقاومت به سایش و خوردگی فیزیکی بسیار عالی در اسلاری های با ذرات جامد نرم دارد.
۱۰	R-2	الاستومر R-2 یک لاستیک طبیعی است که عموماً در کاربردهای شامل چربی ها، روغن ها و واکس ها استفاده می شود. R-2 مقاومت به سایش متوسطی دارد.
۱۱	R-3	پلی کلروپرن (نئوپرن) یک الاستومر مصنوعی با استحکام بالا می باشد که خواص دینامیکی آن تا اندازه کمی پایین تر از لاستیک طبیعی می باشد. این الاستومر تأثیرات دمایی کمتری نسبت به لاستیک طبیعی می پذیرد. مقاومت به وزن و فرسایش در برابر هوای عالی دارد. همچنین مقاومت به روغن بسیار بالایی دارد

بخش ششم: موضوع اصطکاک در پمپاژ اسلاری

- در $0.7 V_L$ (تقریباً): H_f اسلاری در مینیمم مقدار خود می باشد و H_f

اسلاری از لحاظ عددی برابر با H_f آب در سرعت V_L می باشد.

از منظر اقتصادی، بهترین سرعت برای اسلاری، سرعت کمی بالاتر از سرعت V_L می باشد. بنابراین این روابط آزمایشگاهی اجازه می دهد قسمت مفید منحنی برآورد H_f اسلاری را با توجه به منحنی H_f آب با قطر لوله مشابه، ترسیم نماییم.



شکل ۶-۱: منحنی نمونه ای H_f برای اسلاری های طبقه A

نتیجه آنکه، برای محاسبه H_f اسلاری در اسلاری های طبقه A می بایست یک روش قابل اعتماد برای محاسبه H_f آب بکار گرفته شود.

شکل ۶-۱، همچنین نحوه ترسیم منحنی H_f اسلاری را بر پایه منحنی H_f آب نشان می دهد. هر منحنی H_f اسلاری در سرعت $1.3 V_L$ به صورت مماسی به منحنی H_f آب می رسد.

مقدمه

اگرچه مقالات و کتابهای تخصصی در خصوص کارکرد پمپ های اسلاری نوشته و منتشر شده است، اما اطلاعات و مقالات محدودی در خصوص برآورد دقیق H_f برای کاربردهای گوناگون اسلاری ها نوشته شده است. در مواقعی طول مسیر پمپاژ بسیار زیاد می باشد محاسبه دقیق H_f مورد نیاز می باشد. در سایر موارد عموماً H_f را به صورت نسبتی از هد دینامیکی کلی بیان می کنند. اگرچه خطاهای زیاد در محاسبه هد دینامیکی کلی در H_f نیز منعکس می شود.

اسلاری های همگن

در اسلاری های همگن، تمام ذرات جامد از ۵۰ میکرون کوچکتر می باشند. اگر غلظت به قدر کافی پایین باشد، H_f به مانند آب تمیز محاسبه می شود و روابط تجربی مربوط به آن به مانند طبقه A از اسلاری های ناهمگن می باشد.

اگر غلظت به قدر کافی زیاد باشد، منحنی تنش تسلیم اسلاری تأثیر زیادی بر مقدار H_f می گذارد. در این موارد (اسلاری های همگن با غلظت بالا)، از سازندگان پمپ مشورت بگیرید.

اسلاری های ناهمگن

طبقه A: تمام ذرات جامد از ۵۰ میکرون بزرگتر و از ۳۰۰ میکرون کوچکتر می باشند و غلظت وزنی C_w از صفر تا ۴۰٪ می باشد. منحنی افت هد نمونه ای برای این طبقه در شکل ۶-۱ نشان داده شده است. بررسی داده های H_f برای این اسلاری ها نشان می دهد که برای هر غلظت مواد جامد، مقدار H_f اسلاری بیشتر از H_f آب برای سرعتهای تقریباً زیر $1.30 V_L$ می باشد. مقدار H_f به خاطر رسوب گذاری ذرات جامد از حدی کمتر نمی شود، این حد برابر است با $0.70 V_L$ که در آن H_f اسلاری تقریباً برابر با H_f آب در سرعت V_L می باشد.

داده های تجربی به صورت زیر خلاصه می شود:

- در $1.3 V_L$ (تقریباً): H_f اسلاری تقریباً از لحاظ عددی برابر با H_f آب است.

بسیاری از محصولات سازندگان پمپ های اسلاری برای کار سنگین در کاربردهای اسلاری طبقه B استفاده می شود. بعضی از کاربردهای این پمپ ها به شرح زیر می باشد:

* Mill Discharge Plant

* Thickener Underflow

* Sand Tailing Stacking

* Gravity Concentrator Feed

طبقه C: ذرات جامد بزرگتر از ۳۰۰ میکرون و غلظت وزنی C_w صفر تا ۲۰٪ می باشد.

اصولاً افت هد اصطکاکی برای اسلاری های طبقه C بسیار بیشتر از طبقه A می باشد.

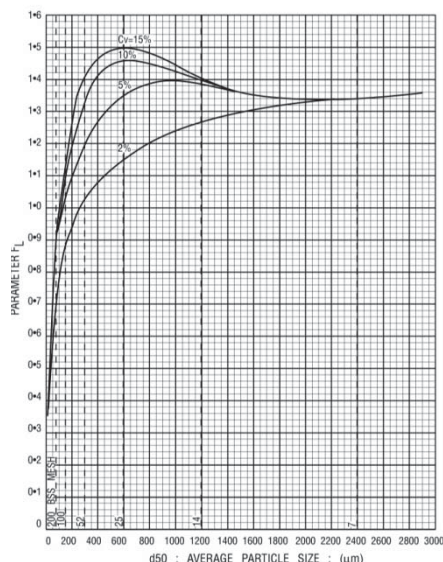
در کاربردهای معمول حفاری، C_w غالباً کمتر از ۲۰٪ می باشد. چرا که عملاً ایجاد پیوستگی در خط جریان مکش با وجود چنین ذرات جامد بزرگی در غلظت های بالاتر غیر عملی خواهد بود.

برای سرعت V_L و بالاتر از آن، H_f اسلاری برابر با $H_f 1.1$ آب می باشد.

طبقه D: ذرات جامد بزرگتر از ۳۰۰ میکرون و غلظت وزنی C_w بیشتر از ۲۰٪ می باشد.

اصولاً افت هد اصطکاکی برای اسلاری های طبقه D بیشتر از طبقه A می باشد. مقادیر H_f ممکن است ابتداً با روش طبقه A برآورد شود. اما H_f درست اسلاری برای سرعت های بالای V_L ممکن است تا سه برابر و یا بیشتر تغییر نماید. بنابراین ضرایب ایمنی برای سرعت و توان می بایست لحاظ گردد.

بخش هفتم: سرعت حد ته نشینی در پمپاژ اسلاری



شکل ۷-۱: نمودار F_L برای ذرات بصورت نزدیک دانه بندی شده

- معادله دوراند

تعیین سرعت حد ته نشینی

برای تعیین دقیق V_L ، لازم است اسلاری در یک لوله تست، مورد آزمایش قرار گیرد. به عنوان یک راه حل عملی وقتی که چنین امکانی

تأکید می گردد که این روش آزمایشگاهی و تجربی محاسبه H_f برای اسلاری های طبقه A، کاملاً دقیق نمی باشد. اما در غیاب داده های تست آزمایشگاهی برای هر اسلاری و یا اطلاعات قابل اعتماد دیگر، دقت قابل قبولی برای بسیاری از کاربردهای اسلاری دارد.

طبقه B: تمام ذرات جامد از ۵۰ میکرون بزرگتر و از ۳۰۰ میکرون کوچکتر می باشند و غلظت وزنی C_w از ۴۰٪ بیشتر است.

عموماً افت هد اصطکاکی برای این طبقه از طبقه A بیشتر است. چرا که تأثیر برخورد ذرات جامد با دیوارهای لوله در این حالت بیشتر خواهد بود. این تأثیر با افزایش C_w بیشتر خواهد شد. افزایش افت هد اصطکاکی شدیداً تحت تأثیر متغیرهایی مانند C_w , S , S_i , d_{50} و دانه بندی دقیق مواد جامد، می باشد. به همین خاطر ارائه یک روش تجربی ساده برای برآورد H_f اسلاری غیر ممکن می باشد.

به طور کلی، مقدار اسلاری H_f در محدوده وسیعی تغییر می کند. از مقداری تقریباً برابر با غلظت ۴۰٪ برای طبقه A اسلاری شروع و برای سرعت های بیشتر از V_L مقداری حدود دو برابر یا بیشتر از اسلاری های طبقه A خواهد داشت.

بنابراین، برای اسلاری های طبقه B، مقدار H_f اسلاری با استفاده از یک ضریب تجربی برآورد می شود. برای برآورد اولیه، مقدار H_f اسلاری را از منحنی ۶-۱ بدست می آوریم.

مقادیر واقعی H_f ممکن است دو برابر یا بیشتر از مقدار برآورد شده باشد. افزایش دو برابر یا بیشتر در مقدار H_f تخمین زده شده باعث می شود ضریب ایمنی در برآورد توان و دور با دقت بیشتری لحاظ شود.

سرعت حد ته نشینی

اسلاری هایی که شامل ذرات جامد ریز و نرم (کوچکتر از ۵۰ میکرون) می باشند عموماً به عنوان اسلاری هایی که ته نشین نمی شوند (همگن) محسوب می شوند و معمولاً ملاحظات مربوط به ته نشینی در آنها مورد توجه قرار نمی گیرد. اما در غلظت های بالا، این اسلاری ها غالباً رفتار و خواص غیر نیوتنی دارند و لازم است توجه ویژه ای برای انتخاب پمپ مناسب و پارامترهای سیستم بعمل آید.

اسلاری هایی که شامل ذرات جامد بزرگتر از ۵۰ میکرون می باشند به عنوان ناهمگن شناخته می شوند و می بایست ملاحظات مربوط به ته نشینی در آنها بررسی شود. این اسلاری ها بیشترین کاربرد را دارند.

اسلاری هایی که شامل ذرات بزرگتر از ۵۰ میکرون می باشند توسط یک سیال که در لوله جریان دارد انتقال داده می شوند. در صورتی که سرعت متوسط سیال V کمتر از سرعت حد ته نشینی V_L باشد، ذرات جامد در لوله ته نشین می گردند. که نتیجه آن افزایش افت های اصطکاکی در لوله و متعاقب آن کاهش دبی و نهایتاً انسداد لوله خواهد بود.

اسلاری های بصورت گسترده دانه بندی شده در کاربردهای اسلاری متداولتر می باشند.

شکل ۷-۲ نتایج آزمایشات میدانی بر روی اسلاری های بصورت گسترده دانه بندی شده را نشان می دهد.

مقادیر F_L و در نتیجه V_L به طور مشخصی از مقادیر شکل ۷-۱ کمتر می باشد.

تأثیر قطر لوله بر سرعت حد

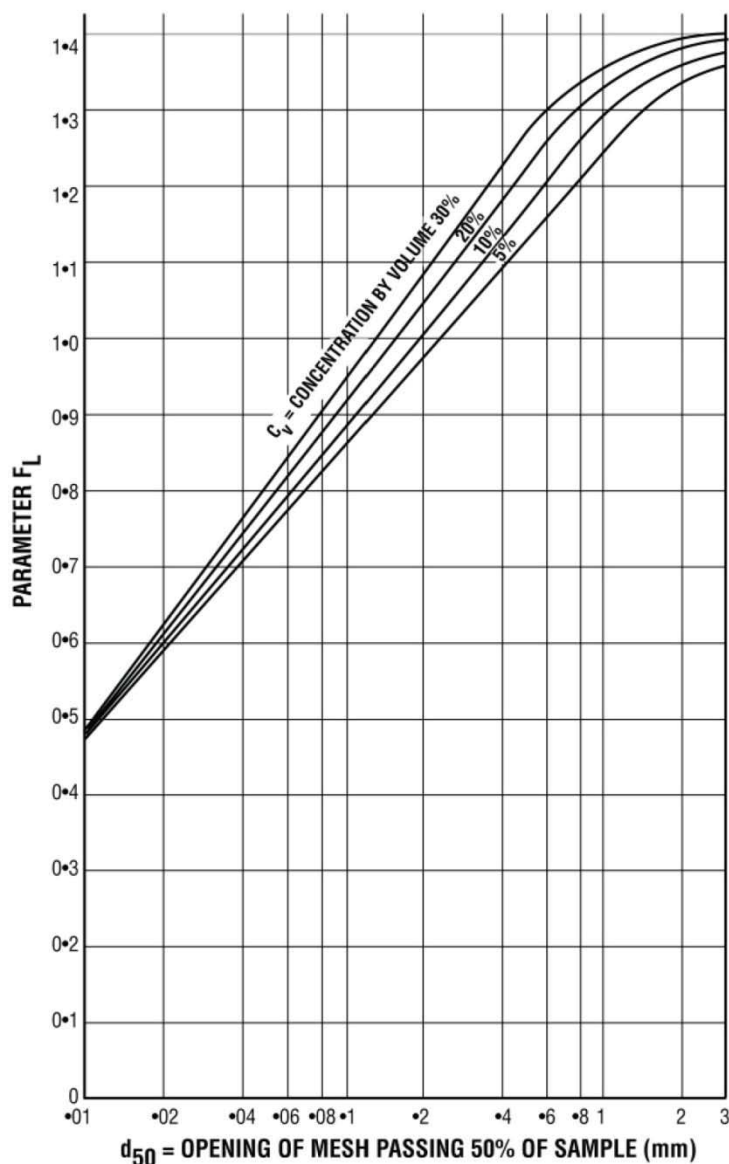
همانطور که معادله دوراند نشان می دهد، اصولاً سرعت حد برای هر غلظت و اندازه ذراتی، با توان دوم قطر لوله افزایش می یابد.

وجود نداشته باشد، V_L ممکن است توسط یک متخصص باتجربه و یا یکی از روش های زیر که بر پایه معادله دوراند می باشد، تعیین گردد. معادله دوراند بصورت زیر بیان می شود:

$$V_L = F_L V(2gD(S-S_1)/S_1)$$

که پارامتر F_L وابسته به اندازه ذرات و غلظت مواد جامد می باشد. رابطه دوراند به صورت ابتدایی از تست های انجام شده روی اسلاری های بصورت نزدیک دانه بندی شده (شکل ۷-۱ را ببینید) بدست آمده است.

منظور از اسلاری های بصورت نزدیک دانه بندی شده این است که نسبت اندازه ذرات برای حداقل ۹۰ درصد (وزنی) کل ذرات جامد در یک نمونه، تقریباً از ۲ به ۱ تجاوز نکند. این بدین معنی می باشد که اندازه ذرات جامد (دانه بندی) در نمونه اسلاری به صورت نزدیک به هم می باشد.



شکل ۷-۲: نمودار F_L برای ذرات بصورت گسترده دانه بندی شده

– معادله دوراند

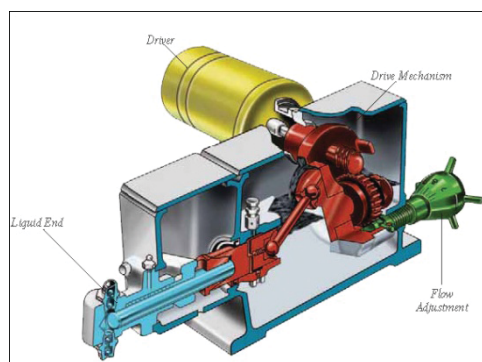
پمپ های دوزینگ

۲-۳ تنظیم دبی

دبی پمپ با تغییر طول موثر کورس و یا تغییر سرعت کورس تنظیم می گردد. بیشتر دوزینگ پمپ ها از یک پیچ میکرومتر یا چیزی شبیه آن برای تنظیم دبی استفاده می کنند (شکل ۱). میکرومتر می تواند با یک عملگر پنوماتیکی و یا الکترونیکی جایگزین گردد. در این حالت عملگر با سیگنالی که از سیستم دریافت می کند، دبی را به صورت اتوماتیک تنظیم می کند.

۲-۴ گذرگاه سیال Liquid End

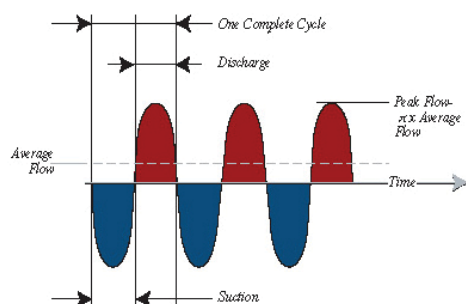
طراحی گذرگاه سیال و متریال آن با توجه به سرویس کاری پمپ و خصوصیات سیال مشخص می شود. مواردی همچون دما، دبی، ویسکوزیته، خوردگی سیال و فاکتورهای دیگر در طراحی موثر می باشند.



شکل ۱- اجزا اصلی دوزینگ پمپ پیستونی

۳ منحنی های مشخصه دوزینگ پمپها

عمل پمپاژ توسط یک پیستون رفت و برگشتی انجام می شود. حرکت رفت و برگشتی سبب تولید دبی می شود که می توان به راحتی آن را توسط یک موج سینوسی نشان داد (شکل ۲). دبی پمپ برابر است با حاصلضرب مقدار جابجایی موثر پیستون در تعداد سیکل ها در واحد زمان.



شکل ۲ منحنی دبی - زمان برای یک پمپ دوزینگ

در دوزینگ پمپ ها بر خلاف پمپ های گریز از مرکز، تغییرات فشار تأثیر زیادی بر دبی ندارد (شکل ۳).

دوزینگ پمپها یا پمپ های مترینگ گونه ای از پمپ های جابجایی مثبت اند که قادرند مقدار دقیقی از سیال را پمپاژ نمایند و به همین جهت به آنها دوزینگ پمپ یا مترینگ پمپ گفته می شود.

از آنجا که دبی پمپ های سانتریفیوژ و روتاری بسته به فشار سیستم تغییر می کند، بنابراین هیچیک از پمپ های مذکور نمی تواند به عنوان دوزینگ پمپ مورد استفاده قرار گیرد. معمولاً تنها پمپ های پیستونی و پیستون دیافراگمی این امکان را دارند که در رده پمپ های دوزینگ قرار گیرند.

۱ دوزینگ پمپ

دوزینگ پمپ دستگاهی است که مقدار دقیقی از مواد شیمیایی را تزریق می نماید. دبی این پمپ ها به صورت دستی و یا اتوماتیک و بسته به شرایط فرآیند قابل تغییر می باشد. این پمپ ها قادرند محدوده وسیعی از مواد شیمیایی حاوی اسیدها، سیالات خورنده و یا مایعات ویسکوز و اسلاری را پمپاژ نمایند. دقت کورس های رفت و برگشتی این پمپ ها بسیار بالا می باشد چرا که می بایست در هر کورس دوز صحیحی از سیال را پمپاژ نمایند.

مترینگ پمپها عموماً در حالات زیر مورد استفاده قرار می گیرند:

(الف) دبی های پایین که بر حسب ml/hr و یا GPH بیان شوند.

(ب) وقتی که فشار سیستم بالا است.

(پ) تزریق خیلی دقیق سیال مورد نیاز باشد.

(ت) تزریق سیال توسط رایانه، میکرو پروسسورها، DCS، PLC و یا شیرهای تناسبی کنترل می شود.

(ث) جاییکه مایعات خورنده، آتسزا و یا سیالات داغ انتقال داده می شود.

(ج) پمپاژ سیالات ویسکوز یا اسلاری ها

۲ ساختار پمپهای دوزینگ

شکل ۴-۱ ساختمان کلی یک پمپ دوزینگ را نشان می دهد.

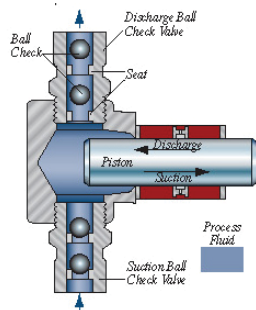
۲-۱ محرکه

عموماً محرکه این پمپ ها یک الکتروموتور جریان متناوب AC دور ثابت می باشد. در بعضی موارد ممکن است الکتروموتورهای دور متغیر، موتورهای پنوماتیکی و یا هیدرولیکی نیز مورد استفاده قرار گیرد.

۲-۲ مکانیزم حرکت

مکانیزم حرکت بگونه ای است که حرکت دورانی الکتروموتور به حرکت رفت و برگشتی تبدیل می گردد. غالب پمپ هایی که در صنایع مورد استفاده قرار می گیرد، اجزای مکانیزم حرکتی آنها درون روغن قرار می گیرد تا عملکرد مداوم سیستم تضمین گردد.

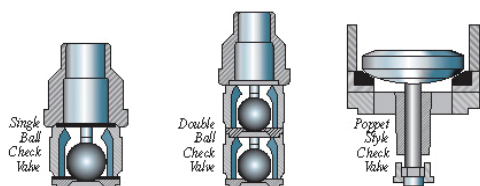
می گیرد. در مواقعی که با سیالات آتشنا و سمی سروکار داریم، محافظت گذرگاه سیال از محیط اطراف نیز مساله ساز خواهد بود. تمامی گذرگاه های سیال چندین خصوصیت مشترک دارند: اول؛ با حرکت رو به عقب پیستون، سیال به داخل گذرگاه مکیده و با حرکت رو به جلو به بیرون فرستاده می شود. برای این منظور، در پمپ های دوزینگ در قسمت مکش و رانش شیرهای یکطرفه بکار می رود.



شکل ۵ قسمتهای مختلف گذرگاه سیال

هنگام عمل مکش، حرکت پیستون سبب می شود توپی شیر یکطرفه سمت مکش از روی نشیمن خود حرکت کند و سیال به داخل پمپ وارد شود. در همان موقع توپی شیر یکطرفه سمت رانش بر روی نشیمن خود فشرده می شود و امکان خروج سیال را غیر ممکن می سازد. هنگام کورس رانش، عکس این عمل اتفاق می افتد. شیرهای یکطرفه در طرح های مختلف ساخته شده اند. انتخاب نوع شیرها (مثلاً توپی یا سوپایی) معمولاً با توجه به دبی پمپ انتخاب می شود و مسئولیت آن بر عهده سازنده پمپ می باشد.

در مواقع پمپاژ اسلاری و یا مایعاتی که الیاف بلندی دارند بهتر است به جای استفاده از شیر یکطرفه نوع توپی تکی از شیر دابل استفاده شود. چرا که اگر ذرات بین توپی و نشیمن گیر بیفتد آببندی شیر مختل می شود. بنابراین استفاده از شیر یکطرفه نوع توپی دابل دقت و پایداری بیشتری دارد. از طرف دیگر، از آنجا که هر شیر یکطرفه ای حتی هنگامی که کاملاً باز می باشد مقداری مقاومت در مسیر جریان ایجاد می کند، در مواقعی که سیال ویسکوز می باشد استفاده از شیر یکطرفه تک در قسمت مکش ارجحیت دارد و باعث کاهش NPSHr می شود.



شکل ۶ نوع شیر یکطرفه: نوع توپی تک، نوع توپی دابل و نوع سوپایی

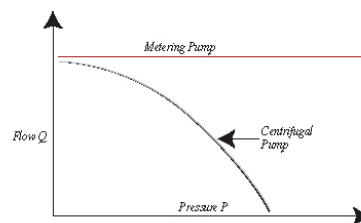
۵-۱ پلانجر با آببندی پکینگی

این طرح تنها حالتی است که پیستون در تماس مستقیم با سیال فرایند می باشد (شکل ۷). این طرح چندین مزیت دارد:

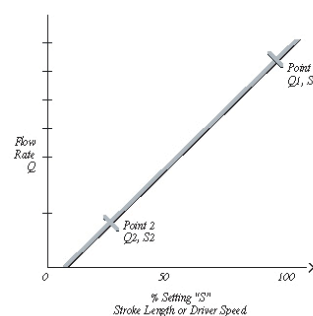
(الف) قابلیت فشار و مکش رانش بالا

(ب) مقاومت دمایی بالا

(پ) NPSHr پایین



شکل ۳ مقایسه منحنی عملکرد دوزینگ پمپ ها با پمپ های گریز از مرکز منحنی مشخصه دبی-کورس دوزینگ پمپ ها خطی می باشد. البته الزاماً به این معنی نیست که تنظیم ۵۰ درصد کورس برابر با ۵۰ درصد دبی می باشد. به خاطر اینکه خط کالیبر به طور همزمان از مبدا مختصات عبور نمی کند (شکل ۴). با اندازه گیری دبی در دو بار تنظیم کورس و رسم خط مستقیمی که از دو نقطه می گذرد، می توان تغییرات دبی بر حسب تنظیم کورس را به صورت دقیق پیش بینی کرد. برای دوزینگ پمپ های صنعتی که به درستی نصب شده اند، دقت پیش بینی دبی در حدود $\pm 1\%$ درصد می باشد.



شکل ۴ منحنی دبی - کورس

اگرچه دوزینگ پمپ ها عموماً می توانند برای دبی صفر تا حداکثر خود تنظیم شوند، اما دقت عمل آنها ممکن است کاهش یابد. عموماً سازندگان پمپ محدوده ۱۰ درصد تا ۱۰۰ درصد دبی را به عنوان محدوده عملکرد دقیق دستگاه مشخص می نمایند. اخیراً شرکت Milton Roy ادعا نموده است محدوده عملکرد دقیق دوزینگ پمپ مدل Centrac خود را به ۱۰۰ درصد افزایش داده است. یعنی در هر نقطه بین دبی ۱ تا ۱۰۰ درصد، دقت دستگاه یکسان می باشد.

۴ محدوده دبی و فشار

دوزینگ پمپ ها عموماً برای دبی های پایین مورد استفاده قرار می گیرند. ماکزیمم دبی هر پمپ با توجه به نسبت گیربکس، قطر پیستون و دور الکتروموتور تعیین می شود. معمولاً در محدوده دقیق دستگاه، حداقل دبی از ۰٫۴ گالون در ساعت یا ۱٫۵ لیتر بر ساعت شروع می شود و بزرگترین دوزینگ پمپ ها عموماً بیش از ۲۵۰۰ گالون بر ساعت یا ۹۵۰۰ لیتر بر ساعت دبی تولید نمی کنند.

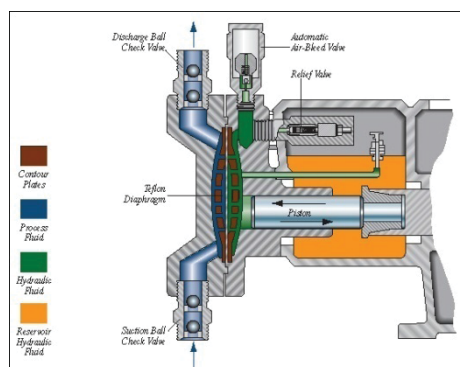
ماکزیمم فشار این پمپ ها تا ۳۰،۰۰۰ PSI یا ۲۰۰۰ Bar بار گزارش شده است. اگر چه ممکن است بعضی سازنده ها بسته به نیاز مشتری با فشارهای بالاتر نیز تولید کرده باشند.

۵ طرح های مختلف گذرگاه سیال

گذرگاه سیال که به قطعات در تماس با سیال پمپ اطلاق می شود، بر مبنای شرایط کاری پمپ طراحی و انتخاب می گردد. دبی و فشار کاری بعلاوه خصوصیات فیزیکی و شیمیایی سیال مورد ملاحظه قرار

از آنجا که سیال فرایند می بایست از داخل سوراخ های نسبتاً کوچک صفحات کانتور عبور کند، این طرح برای اسلاری ها و سیالات ویسکوز بهترین انتخاب نیست.

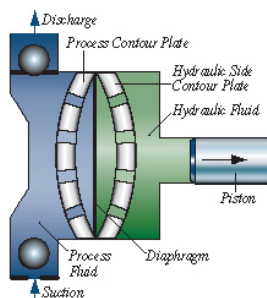
طرح دیافراگم دیسکی قابلیت تزریق تا فشار ۳۵۰۰ PSI یا بالاتر را دارد. دمای سیال ماکزیمم تا ۲۵۰ درجه فارنهایت امکان پذیر می باشد.



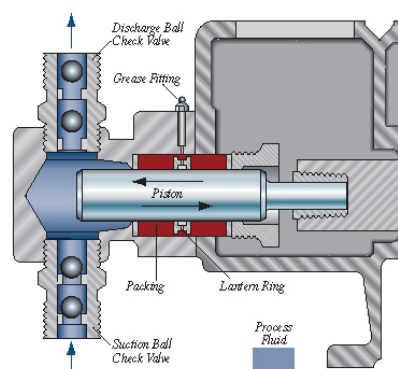
۸ طرح دیافراگم دیسکی برای گذرگاه سیال

همانطور که در بالا به آن اشاره شد، در این طرح از شیر فشار شکن و پرکننده استفاده می شود. در مواقعی که دیافراگم بنا به هر دلیلی نتواند در هنگام مکش پیستون به عقب حرکت کند، شیر پرکننده وارد عمل می شود و سیال هیدرولیک را وارد مجرا می کند. همچنین وقتی عمل مکش به طور موقت و یا دائم به خاطر مسائلی همچون بروز کاویتاسیون و یا بسته شدن ناگهانی شیر مکش و یا هر دلیل دیگری قطع شود، این شیر وارد عمل می شود و سیال هیدرولیک اضافی وارد مجرا مربوطه می کند. در نتیجه مجرا بیش از حد پر می شود (شکل ۸ و ۹) و جهت جلوگیری از آسیب دیافراگم در کورس برگشت، صفحات کانتور مانع حرکت بیش از اندازه دیافراگم می گردند. در این حالت سیال هیدرولیک اضافی از شیر تخلیه خارج می گردد.

صفحات کانتور محدب- مقعر می باشد و حرکت رفت و برگشتی دیافراگم را کنترل می کنند. این صفحه تعدادی سوراخ دارد که اجازه می دهد سیال در تماس با دیافراگم باشد. الگو و سایز این سوراخ ها باید به دقت مهندسی گردد تا استحکام کافی جهت نیروهای دیافراگم در فشارهای مختلف را داشته باشد (شکل ۱۰).



شکل ۹ صفحه کانتور در تماس با سیال فرایند و سیال هیدرولیک. شیر پرکننده نشان داده نشده است.



شکل ۷ طرح پلانجر با آببندی پکینگ معمولاً

از فولاد ضد زنگ ساخته می شود.

در این طرح آببندی پیستون از نوع پکینگ می باشد. پلانجر با آببندی پکینگ ساده و موثر است اما در بعضی کاربردها محدودیت هایی دارد.

از آنجا که نشی کنترل شده ای در پکینگها وجود دارد، این طرح نباید جهت سیالات شیمیایی آتشنا و سمی استفاده شود. علاوه بر این سایش بین پیستون و پکینگ سبب افزایش نشی در مدت معینی می گردد. بنابراین باید به طور متناوب جهت حفظ بازده حجمی پکینگ ها تنظیم شوند. جهت جلوگیری از مشکلات نشی باید از طرح دیافراگمی برای گذرگاه سیال استفاده کرد.

پلانجر با آببندی پکینگ می تواند فشارهایی تا ۱۰۰۰ بار و دماهایی تا ۶۰۰ درجه فارنهایت را تحمل نماید.

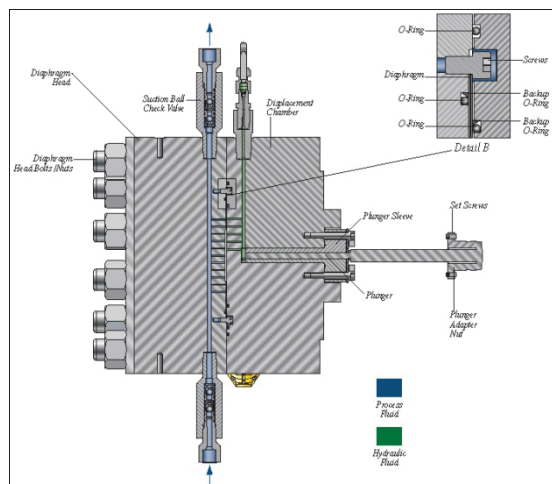
۵-۲ دیافراگم دیسکی

طرح دیافراگم دیسکی برای گذرگاه سیال از یک دیافراگم تفلونی تشکیل شده است که مانعی بین سیال فرایند و پیستون می باشد (شکل ۸). حرکت رفت و برگشتی پیستون به سیال هیدرولیک وارد می شود که سبب حرکت دیافراگم به جلو و عقب می شود.

فشار سیال هیدرولیک و فشار سیال فرایند هر دو یکسان است. در نتیجه فشار در دو طرف دیافراگم در تمام زمانها متعادل خواهد بود و سبب حذف تنش در آن می شود. دو صفحه کانتور مسیر حرکت دیافراگم را احاطه می کنند. سیال هیدرولیک و سیال فرایند از سوراخ های صفحه کانتور که به دقت طراحی شده اند عبور می کنند تا در تماس با دیافراگم باشند. شیرهای فشار شکن و پرکننده حجم سیال هیدرولیک را کنترل می کنند. یک شیر تخلیه اتوماتیک هوا به طور پیوسته هوا را از سیال هیدرولیک خارج می کند.

در این طرح، دیافراگم آببندی است. بنابراین انتخاب مناسبی است برای مایعات شیمیایی آتشنا و سمی و خورنده. جهت محافظت بیشتر، دیافراگم دابل و سنسور نشی استفاده می شود. اگرچه بخاطر استحکام بالای این طرح استفاده از طرح های محافظتی چندان متداول نیست.

اساس عمل این طرح مشابه سایر طرح های دیافراگمی می باشد. با این تفاوت که دیافراگم تلفونی (و یا ساخته شده با مواد معمولی) با یک آلیاژ فلزی مخصوص جایگزین شده است. این آلیاژ ویژه اجازه تولید فشارهای بالاتر از مواد معمولی را می دهد. همچنین طرح فلزی دیافراگم باعث می شود مایعات ساینده، ویسکوز و اسلاری ها با راندمان بهتری نسبت به طرح های استاندارد دیگر پمپاژ گردند. خیلی از سکویهای حفاری نفت به خاطر قابلیت اعتماد و طول عمر بیشتر، به این طرح احتیاج دارند.



شکل ۱۲ طرح دیافراگم فلزی.

۵-۵ دیافراگم با عملکرد بالا HDP

این طرح، ترکیبی از بهترین عملکردهای طرح های تجاری دیگر است. مشخصه های عملکرد ساده آن باعث می شود برای بیشتر کاربردهای دوزینگ پمپ ابتدا این طرح مورد توجه قرار گیرد. عملکرد HDP همانند طرح دیافراگم دیسکی است. همانند آن در این طرح دیافراگم توسط سیال هیدرولیک تحریک می شود. در این طرح سیال فرایند مستقیماً در تماس با دیافراگم می باشد. NPSH پایین این طرح شبیه طرح پلانجر با آبنندی پکینگی است. اما مزایای اصلی این طرح، طراحی منحصر به فرد آن می باشد.

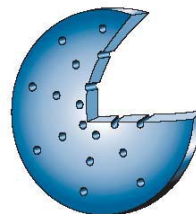
الف) مزایا

در این طرح مشکلات مربوط به صفحه کانتور سمت سیال فرایند وجود ندارد. و سیال فرایند مستقیماً با دیافراگم در تماس است. در این طرح امکان بیش از حد پر شدن مجرای سیال هیدرولیک وجود ندارد. با حذف صفحه کانتور سمت سیال فرایند، این طرح انتخاب کاملی برای سیالات ویسکوز و اسلاری ها می باشد. ضمن آنکه افت فشار در این صفحه نیز حذف شده است و NPSH پمپ پایین است. این طرح مشکلات مربوط به بالانس هیدرولیکی در دو طرف دیافراگم را ندارد و کافی است مخزن هیدرولیک پر و پمپ استارت شود (شکل ۱۳).

ب) عملکرد

شکلهای ۱۴ تا ۱۶ نحوه عمل این سیستم را نشان می دهد.

صفحه کانتور سمت سیال هیدرولیک در طول عملکرد خود مشکل خاصی ندارد و سیال هیدرولیک به راحتی از بین سوراخ های آن عبور می کند. اما صفحه کانتور سمت سیال فرایند محدودیت هایی از بابت شرایط سیال دارد. اسلاری ها و سیالات ویسکوز به راحتی نمی توانند از داخل سوراخ های صفحه کانتور عبور کنند. ضمن آنکه عبور سیال از داخل آن نیز سبب افت فشار و بالا رفتن NPSH پمپ می شود.



شکل ۱۰ شماتیک صفحه کانتور که قسمتی از مقطع آن برش خورده است.

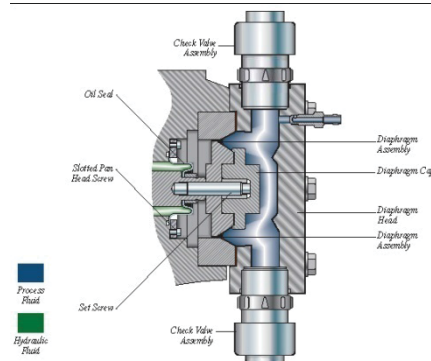
۵-۳ طرح دیافراگم مکانیکی

این طرح توازن خیلی خوبی بین قیمت پایین و کیفیت عملکردی دارد. بخاطر نشتی صفر دیافراگم، در مواقعی که سیال گرانیقیمت می باشد و یا دستورالعمل های زیست محیطی مطرح می باشد، استفاده از این طرح توجیه دارد. جهت پمپاژ اسلاری ها و سیالات ساینده، این طرح بهترین انتخاب است. جهت پمپاژ سیالات ویسکوز بالا و یا سیالاتی که شرایط سخت و مشکلی دارند از لحاظ اقتصادی طرح قابل قبولی است.

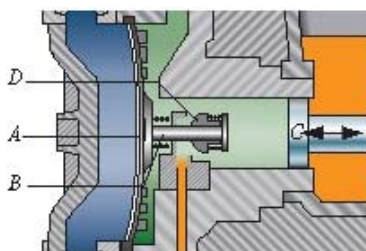
در این طرح، پلانجر مستقیماً به دیافراگم متصل شده است (شکل ۱۱). اتصال از طریق پیچ و کلامپ که از داخل دیافراگم و پلانجر عبور می کند، ایجاد می شود. حرکت الکتروموتور باعث حرکت رفت و برگشتی پلانجر می شود و در نتیجه باعث عمل مکش و رانش سیال از طریق دیافراگم می شود. فشار ماکزیمم در این طرح بالا نیست و حداکثر به ۱۵ بار خواهد رسید. با تعویض دیافراگم در مدت زمان معین، می توان عمر پمپ را افزایش داد. معمولاً هزینه های تعمیر و نگهداری سالانه این طرح بسیار پایین است.

۵-۴ طرح دیافراگم فلزی

این طرحی بی همتا برای استفاده در شرایط بحرانی و کاربردهای فشار بالا مانند سکویهای نفت و گاز و صنایع حساس می باشد (شکل ۱۲). این طرح به ویژه مواقعی استفاده می شود که دما و فشار محیط و سیال شیمیایی متغیر و پیچیده می باشد.



شکل ۱۱ طرح دیافراگم مکانیکی - طرحی اقتصادی و مطمئن



شکل ۱۴ دیافراگم A و پیستون C کاملاً رو به عقب هستند و سوپاپ D با توجه به نیاز باز شده است.

قسمت PTFE دیافراگم سمت سیال فرایند می باشد و مشکلات مربوط به مقاومت شیمیایی دیافراگم را برطرف می کند. یک اورینگ آببندی بهتری بین سیال فرایند و سیال هیدرولیک ایجاد می کند. سمت دیگر دیافراگم الاستومرها خصوصیات مکانیکی مناسبی جهت حرکت ارتعاشی دیافراگم ایجاد می کند.



شکل ۱۷ دیافراگم کامپوزیتی

این طرح با کمی اصلاحات، قابلیت پمپاژ تا فشار ۲۰۰ بار و دمای ۳۰۰ درجه فارنهایت دارد.

۶ مکانیزم حرکت و نحوه کنترل دبی دوزینگ پمپها

غالباً تمامی مکانیزم های حرکتی این پمپ ها شامل سیستم چرخنده غوطه ور در یک محفظه روغن می باشد. محفظه روغن جهت افزایش طول عمر چرخنده ها می باشد. مشخصه های مکانیزم حرکت، عموماً در ارتباط با نحوه کنترل جریان می باشد. به این معنا که مکانیزم حرکتی مناسبتر است که توانایی کنترل جریان دقیقتری داشته باشد. یادآوری می گردد یکی از روشهای کنترل دبی، افزایش یا کاهش کورس موثر پیستون می باشد. مکانیزمی که بتواند به دقت کورس موثر حرکت پیستون را کنترل کند جدا از مسائل اقتصادی، ارجحیت خواهد داشت.

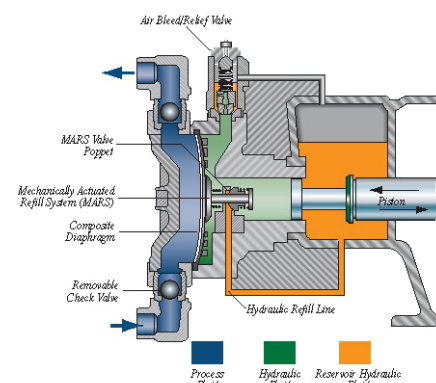
در اینجا دو سیستم انتقال قدرت تشریح خواهد شد.

۶-۱ مکانیزم میل لنگ خارج از مرکز

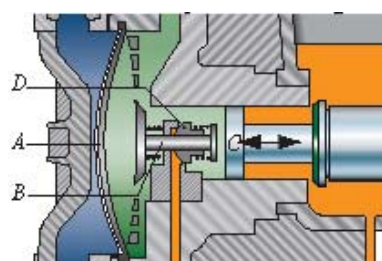
همانطور که در شکل ۱۸ نشان داده شده است، محور موتور متصل به یک چرخنده مارپیچی می باشد. این چرخنده باعث گردش چرخنده متصل به میل لنگ خارج از مرکز می شود و حرکت دورانی دنده ها سبب حرکت رفت و برگشتی میل لنگ و متعاقب آن پیستون می شود.

دبی با تغییر موقعیت شیر کنترل و در نتیجه تغییر موقعیت درگاه BY-pass در طول حرکت پیستون تنظیم می شود. اگر درگاه در موقعیت ۵۰ درصد طول کورس پیستون باشد، در نصف طول کورس رانش، سیال از درگاه خارج می شود و عمل پمپاژی صورت نمی گیرد. پس از آن درگاه توسط پلانجر کنترل BY-pass بسته می شود و فشار سیال هیدرولیک سبب تحریک دیافراگم و انجام عمل پمپاژ در نیمه

در شکل ۱۴ دیافراگم A و پیستون C کاملاً به جلو حرکت کرده اند. شیر B در موقعیت رو به جلو است و سوپاپ D بسته است و مانع ورود سیال پرکننده به داخل مجرا می شود.

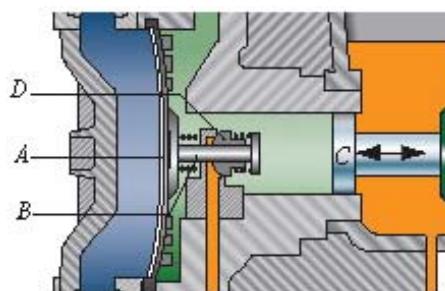


شکل ۱۳ طرح گذرگاه سیال دیافراگمی نوع HPD



شکل ۱۴ دیافراگم A و پیستون C کاملاً به جلو حرکت کرده اند. و سوپاپ D بسته است.

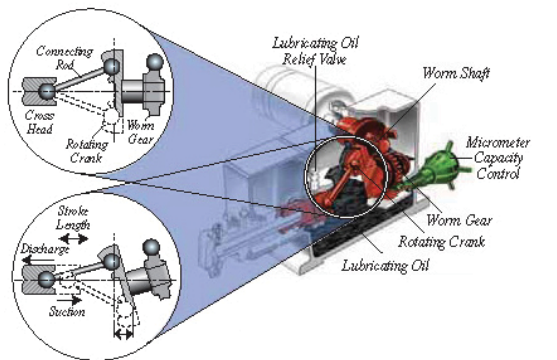
در شکل ۱۵ دیافراگم A و پیستون C کاملاً رو به عقب هستند. شیر B نیز به خاطر حرکت دیافراگم رو به عقب می باشد. بنابراین سوپاپ D آزاد است و در صورت نیاز ممکن است باز شود. در این شکل این سوپاپ بسته نشان داده شده است. چون نیازی به پر کردن مجرا وجود ندارد.



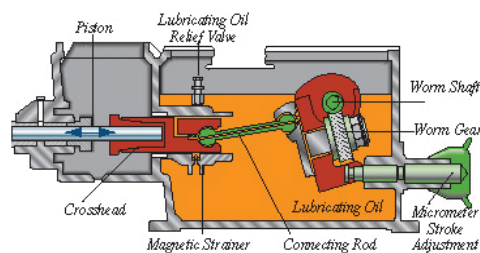
شکل ۱۵ دیافراگم A و پیستون C کاملاً رو به عقب هستند و سوپاپ D بسته است.

در شکل ۱۶ دیافراگم A و پیستون C کاملاً رو به عقب هستند و یکبار دیگر نیرویی رو به عقب به سوپاپ D وارد می کند. حجم پایین روغن ایجاد خلا می کند و سبب باز شدن سوپاپ و ورود سیال هیدرولیک از خط Refill می شود.

بعضی سازنده ها از مواد کامپوزیتی برای دیافراگم استفاده می کنند. مواد کامپوزیتی PTFE و الاستومری گزینه مناسبی برای مقاومت شیمیایی و فاکتورهای مکانیکی حرکت دیافراگم می باشد (شکل ۱۷).



شکل ۱۹ مکانیزم میل لنگ دورانی. کورس صفر و کورس ماکزیمم در شکل نشان داده شده است.



شکل ۲۰ نحوه تنظیم دبی در مکانیزم میل لنگ دورانی. در این پمپ محفظه روغن تحت فشار می باشد.

۷-۱ شیرهای ایمنی

بیشتر سیستم های لوله کشی نیازمند شیرهای ایمنی برای محافظت از لوله ها در هنگام افزایش فشار غیر مجاز می باشد. اگرچه پمپ های دوزینگ شیر ایمنی برای محافظت از خود دارند، اما جهت محافظت لوله ها، کماکان نیاز به شیر ایمنی وجود دارد.

۷-۲ شیرهای Back Pressure

از آنجا که پمپ های مترینگ باید دوز صحیحی از سیال را پمپاژ نمایند، در حالتی که اختلاف فشار خط رانش و مکش کمتر از ۱٫۵ بار باشد، استفاده از این شیر توصیه می شود. این شیر باعث می شود دبی ناخواسته از پمپ به خاطر فشار کم خط رانش جریان نیابد.

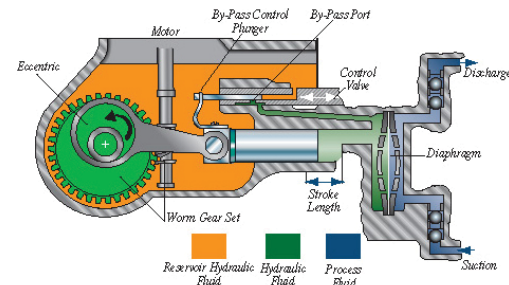
۷-۳ تعدیل کننده های پالس جریان

حرکت رفت و برگشتی پمپ های دوزینگ سبب می شود جریان خروجی به صورت پالسی باشد. این تعدیل کننده ها تا ۹۰ درصد پالس را از بین می برند. معمولاً این دستگاه تا فشار ۶۰ بار تولید می شود.

۷-۴ ستون کالیبراسیون

اگرچه هنگامی که پمپی از کارخانه سازنده خریداری می شود، مشخصه های دبی و فشار آن قبلاً کالیبره می شود. اما هر چند وقت یکبار نیاز است پمپ در حال کار مجدداً تست و کالیبره گردد تا اطمینان حاصل شود دبی مورد نظر تأمین می شود.

دوم کورس رانش می شود. به یاد داشته باشید در این روش طول کورس حرکتی پیستون تغییر نمی کند و در واقع قسمتی از کورس پیستون هدر می رود و باعث کاهش کورس موثر پمپاژ می شود.



شکل ۱۸ مکانیزم حرکت میل لنگ خارج از مرکز. کنترل دبی توسط سیستم By-pass صورت می گیرد.

۶-۲ مکانیزم میل لنگ دورانی

این طرح عملکرد فوق العاده بهتری نسبت به مکانیزم میل لنگ خارج از مرکز دارد. یک چرخنده مارپیچی دور بالا، دور الکتروموتور را کاهش و به میل لنگ دورانی منتقل می کند (شکل ۱۹ و ۲۰). یک میله رابط که در دو سر خود یاتاقانهای کروی دارد از یک طرف به میل لنگ دورانی و از طرف دیگر به مجموعه Cross head و پیستون متصل است. در حالت دبی صفر یا به اصطلاح کورس صفر، محور میل لنگ دورانی و محور چرخنده مارپیچ بر هم عمود هستند (شکل ۱۹). در این حالت حرکت رفت و برگشتی مجموعه Cross head و پیستون تولید نمی شود و فقط میله رابط حول دایره میل لنگ دوران می کند. بسته به انحراف زاویه میل لنگ نسب به محور چرخنده مارپیچ، کورس رفت و برگشتی شکل می گیرد. برای شکل گیری ماکزیمم کورس رفت و برگشتی، می بایست بیشینه زاویه ممکن بین میل لنگ و محور چرخنده مارپیچی ایجاد شود. این زاویه نسبت به حالت کورس صفر (زاویه ۹۰ درجه بین میل لنگ و محور چرخنده مارپیچی) اندازه گیری می شود. صرفنظر از میزان تنظیم طول کورس، این سیستم در انتهای کورس رانش، بیشترین نیرو را به سیال وارد می کند. این امر سبب می شود حداکثر سیال ممکن از گذرگاه سیال تخلیه گردد.

همانطور که گفته شد، زاویه میل لنگ دورانی را می توان تغییر داد. این امر سبب افزایش یا کاهش طول کورس پیستون و در نتیجه تنظیم دبی از ۰ تا ۱۰۰ درصد می شود. معمولاً جهت کنترل دقیق دبی از میکرومتر دستی یا اتوماتیک استفاده می شود. به هر حال با توجه به نوع مکانیزم، کنترل دبی در این حالت نسبت به مکانیزم حرکتی میل لنگ خارج از مرکز، دقیقتر و مطمئن تر می باشد.

۷ تجهیزات جانبی دوزینگ پمپ ها

عملکرد صحیح سیستم پمپهای دوزینگ وابسته به انتخاب صحیح تجهیزات جانبی می باشد. در زیر به متداولترین تجهیزات جانبی این پمپ ها اشاره می شود.

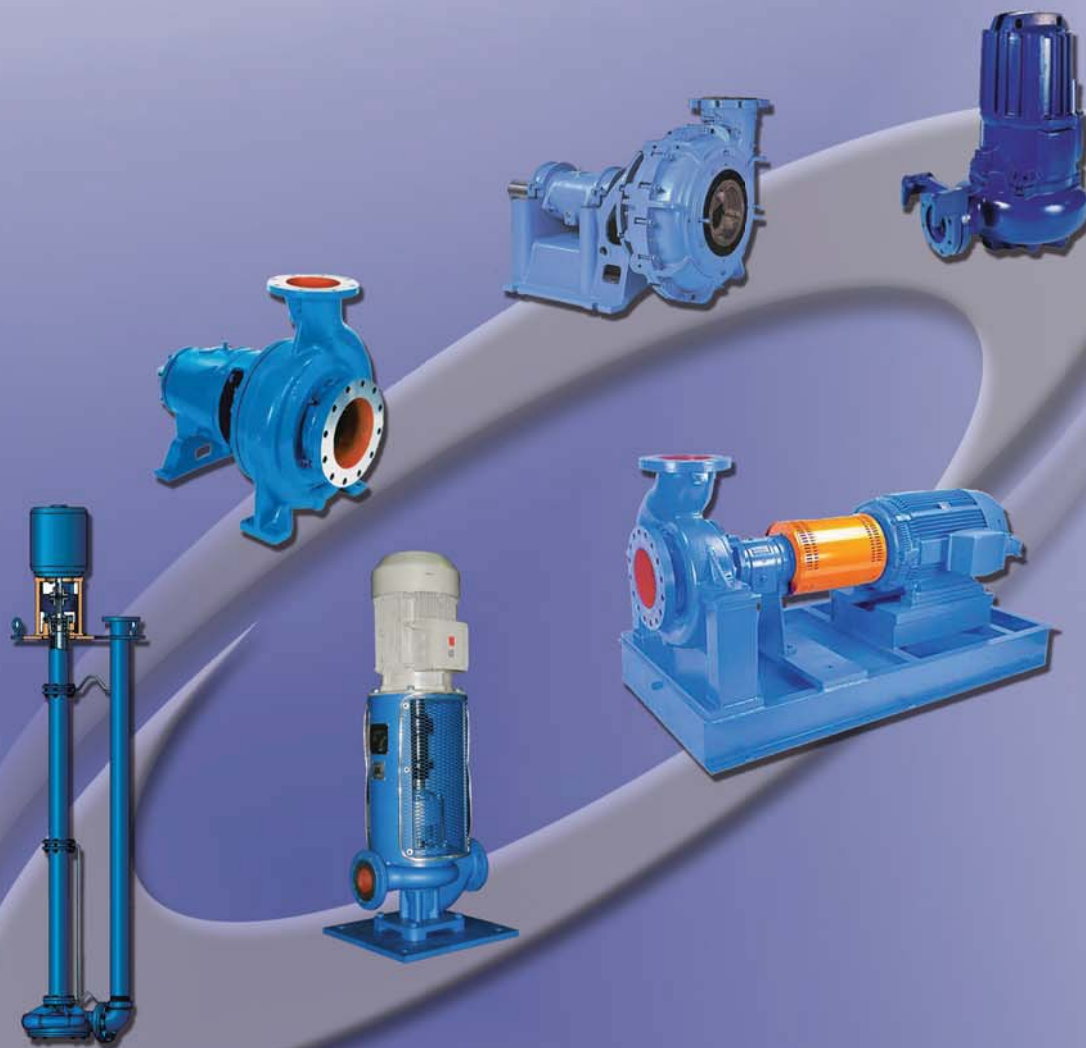
The Answer to your process needs

info@aryask.com



شرکت صنعتگران آریا سپهر کیهان

سازنده پمپ ها ی مورد نیاز صنایع نفت و پتروشیمی، آب و فاضلاب و صنایع و معادن مطابق با استانداردهای ISO 5199 و API 610



www.ARYASK.com

آدرس دفتر مرکزی: تهران، خیابان قائم مقام فراهانی، خیابان مشاهیر، کوچه زیبا، پلاک ۴، طبقه سوم، واحد ۶
تلفن: ۰۲۱-۸۸۸۱۳۴۶۱-۳ فکس: ۰۲۱-۸۸۸۱۳۴۶۴

آدرس کارخانه: تبریز، کوی صنعتی سهند، پلاک ۴
تلفکس: ۰۴۱۱-۴۲۰۱۳۰۰

