



شماره ۱۰ • سال ۳ • تابستان ۹۳ • ۱۱۰ صفحه

پمپهای سانتریفیوژ

نشریه تحقیق و توسعه
شرکت آریا سپهر کیهان



نشریه

پمپ های سانتریفیوژ

نشریه تخصصی

سال سوم / شماره دهم / تابستان ۱۳۹۳ / ۱۱۹ صفحه

- ۲  مسر مقاله
- ۳  دستورالعمل تست عملکرد هیدرولیکی پمپ های سانتریفیوژ
- ۱۹  تحلیل جریان دو بعدی پمپ گریز از مرکز OH2 50-250 به کمک دینامیک سیالات محاسباتی
- ۳۰  یاتاقان ها و روغنکاری آنها از دیدگاه استاندارد API 610
- ۴۱  مشخصه های عملکردی پمپ ها در اتصال موازی یا متوالی
- ۴۹  مقدمه ای بر مبانی اولیه پمپ
- ۵۹  پلان های آب بندی معرفی شده در ویرایش ۴ استاندارد API682
- ۶۵  متریا ل مورد استفاده صفحات، لوله ها و فیتینگ های پمپ های سانتریفیوژ بر اساس استانداردهای API و ASTM
- ۷۹  آنالیز جریان سه بعدی در پمپ گریز از مرکز OH1 50-160 با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی
- ۸۹  روشهای استاندارد آزمایش سختی راکول و سختی ظاهری مواد فلزی (بخش اول) 
- ۱۰۸  تحلیل خیز شفت یک پمپ سانتریفیوژ چند طبقه
- ۱۱۸  معرفی پمپ های جابجایی مثبت (پمپ پرستالتیک)

نشانی: تهران، میدان آرژانتین، خیابان الوند، کوچه برمک، پلاک ۴، طبقه دوم

تلفن: ۰۲۱-۸۸۸۱۳۴۶۱ فکس: ۰۲۱-۸۸۸۱۳۴۶۴

صاحب امتیاز: شرکت آریا سپهر کیهان

مدیر مسئول: آقای مهندس رسول پایدار نوبخت

سر دبیر: آقای مهندس اردلان ملکی

سرمقاله

به حول و قوه الهی نشریه تخصصی پمپ های سانتریفیوژ به دهمین شماره خود رسید. دو رقمی شدن شمارگان این نشریه با مقالاتی متنوع و کاربردی از مهندسين مجموعه صنعتگران آریا سپهر کیهان همراه شد که بیش از پیش در نگارش این نشریه به این واحد کمک کردند.

در این شماره چند مقاله پیرامون مبانی و مسائل اولیه پمپ های سانتریفیوژ ارائه شده است که هدف آن آشنایی بیشتر مخاطبین غیرتخصصی با مقوله پمپ است. همچنین مقالاتی بر مبنای استانداردهای ارائه شده پیرامون پمپ و اجزای مربوط به آن مورد نگارش قرار گرفته است. تحلیل عددی و تحلیلی برخی مسائل پمپ، موضوع سایر مقالات این شماره از نشریه است.

از خوانندگان گرامی تقاضا دارم در صورت وجود هرگونه انتقاد یا پیشنهاد از طریق پست الکترونیکی maleki@aryask.com با اینجانب در واحد تحقیق و توسعه در تماس باشند. در پایان لازم می دانم از حمایت های بی دریغ جناب آقای مهندس پایدار نوبخت، مدیر مسئول محترم این نشریه نهایت تشکر و قدردانی را داشته باشم.

و من الله توفیق

اردلان ملکی

مدیر واحد تحقیق و توسعه

📖 دستورالعمل تست عملکرد هیدرولیکی پمپ های سانتریفیوژ

۱- هدف

این دستورالعمل برای آزمون های پذیرش کارخانه ای برای اثبات عملکرد هیدرولیکی پمپ های سانتریفیوژ مطابق با استاندارد ISO 9906, API 610 و ISO 5199 در کارخانه شرکت آریا سپهر کیهان می باشد. هدف از این دستورالعمل، انجام صحیح و استاندارد این تست به منظور اطمینان از صحت عملکرد هیدرولیکی دستگاه مطابق با الزامات قراردادی می باشد.

۲- محدوده کار

این دستورالعمل برای تمامی پمپ های سانتریفیوژ افقی مکش از انتها، پمپ های سانتریفیوژ عمودی خطی In-Line، پمپ های عمودی سامپ، پمپ های سانتریفیوژ طبقاتی افقی و عمودی، پمپ های مستغرق فاضلابی و به طور کلی تمامی پمپ های سانتریفیوژ تولیدی این شرکت کاربرد دارد.

جانمایی آزمایشگاه امکان تست سایر پمپ ها مانند پمپ های روتاری و جابجایی مثبت را دارد که جهت تست عملکرد هیدرولیکی باید از دستورالعمل های مربوط به آن پیروی شود.

آزمون های پذیرش هیدرولیکی مطابق با آیین نامه های ثابت که در استانداردهای مناسب تعریف شده است، می باشد.

این آیین نامه ها، ارتباط بین سازنده یا تأمین کننده پمپ و خریدار یا بازرس تأییدکننده آزمون را تسهیل می کند.

عموماً آیین نامه شامل موارد زیر می باشد:

- تعریف تمامی پارامترهای مورد نیاز برای توصیف عملکرد پمپ سانتریفیوژ به منظور تعیین نقاط گارانتی (Q_G , H_G)، راندمان (η_G) و مقدار NPSH مورد نیاز (NPSHR).
 - تعیین گارانتی های فنی و شرایط احراز آنها
 - توصیه هایی برای آماده سازی برای اجرای آزمون های پذیرش جهت نقاط گارانتی.
 - ترسیم روش هایی که برای مقایسه نتایج اندازه گیری شده با نقاط گارانتی باید استفاده شود و توصیف نتیجه گیری.
 - توصیه هایی برای تهیه گزارش تست
 - توصیف مهمترین روش های اندازه گیری که برای تأیید نقاط گارانتی می تواند مورد استفاده قرار گیرد.
- عباراتی که در این متن مورد استفاده قرار می گیرد مانند "گارانتی" یا "پذیرش" مفهوم فنی دارند و نباید از منظر قانونی تلقی شوند. عبارت "گارانتی" مقادیر تست قراردادی را مشخص می کند، اما نسبت به قوانین و تعهدات که اگر این مقادیر بدست نیامده باشد، هیچ معنی ندارد. عبارت "پذیرش" هیچ معنی حقوقی در این متن ندارد. آزمون پذیرش موفق خودش معنی پذیرش حقوقی ندارد.

اندازه گیری های دقیقتر آزمون و نزدیکتر به مقادیر گارانتی شامل رویه های اضافی و پر هزینه می باشد. این اندازه گیری ها برای مواقعی که اطمینان از کارکرد بدون خطای تأسیسات ضروری است، استفاده می شود.

۳- ایمنی

۳-۱- ایمنی عمومی

- اپراتور تست و بازرسین باید از اقدامات احتیاطی برای ایمنی و جلوگیری از صدمات فیزیکی آگاهی داشته باشند.
- هرگز پمپ را زیر دبی مینیمم، و یا حالت خشک و یا بدون پرایم کردن به مدت بیش از ۱۰ ثانیه تحت تست قرار ندهید.
- هرگز پمپ را با شیر فلکه مکش بسته استفاده نکنید.

۳-۲- ایمنی محیطی

- همیشه محیط نصب پمپ را تمیز نگه دارید.
- از تمام خطرات الکتریکی مانند شوک های الکتریکی و قوس الکتریکی خطرناک اجتناب کنید.
- تنها از اتصالات با سایز و مواد مناسب استفاده کنید.
- مطمئن شوید که تمام اتصالات به طور مناسبی محکم شده اند و چیزی از قلم نیفتاده است.
- هرگز قبل از اینکه تجهیزات ایمنی نصب شده باشند از پمپ استفاده نکنید.
- هرگز قبل از اینکه محافظ کولپینگ نصب شده باشد از پمپ استفاده نکنید.
- هرگز پمپ را بدون پرایم کردن مناسب راه اندازی نکنید.
- اتصالات الکتریکی باید توسط تکنسین ماهر، انجام گیرد.
- برای اتصالات الکتریکی مطمئن شوید که محصول از منبع تغذیه قطع شده است.
- مطمئن شوید که تجهیزات بالابرنده در شرایط مناسبی قرار دارند.

۳-۳- اقدامات احتیاطی حین کار

- هنگام کار با پمپ به اقدامات احتیاطی و ایمنی زیر توجه کنید:
- هرگز به تنهایی کار نکنید.
 - همیشه لباس و دستکش ایمنی به تن کنید.
 - دور از بارهای آویزان قرار گیرید.
 - همیشه دستگاه را با تجهیزات بالابرنده اش بلند کنید.
 - اگر دستگاه با کنترل سطح اتوماتیک می باشد، مواظب خطرات ناشی از استارت ناگهانی دستگاه باشید.
 - بعد از دمنتاژ پمپ، آن را با آب بشویید.
 - از ماکزیمم فشار کاری پمپ تجاوز نکنید.
 - وقتی سیستم تحت فشار است، شیر هواگیری و یا تخلیه را باز نکنید. قبل از دمنتاژ پمپ، و یا باز کردن اتصالات لوله کشی، مطمئن شوید که پمپ از سیستم جدا شده است و پمپ تحت فشار نمی باشد.
 - هرگز پمپ را بدون محافظ کولپینگ استفاده نکنید.

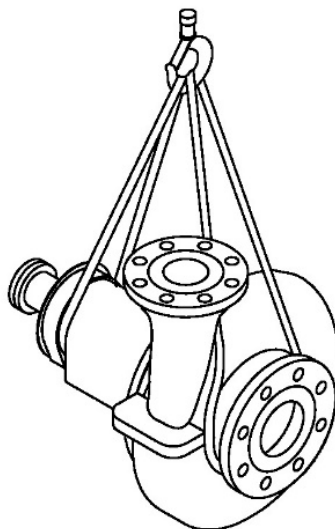
۳-۴- روش های بلند کردن دستگاه و تجهیزات جانبی

دستگاه و تجهیزات جانبی آن سنگین هستند. عدم بلند کردن مناسب و نگهداری دستگاه ممکن است باعث صدمات فیزیکی و یا آسیب به دستگاه شود. دستگاه را تنها از محل های تعبیه شده بلند کنید. تجهیزات بالابرنده باید به طور مناسبی تحمل وزن دستگاه را داشته باشند.

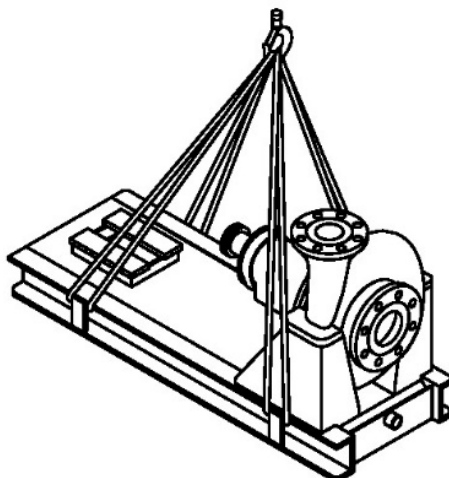
جدول شماره ۱: روشهای بلند کردن دستگاه

روش بلند کردن	نوع پمپ
از قلاب مناسب که به نحو مطلوبی به قسمتهای صلب پمپ مانند حلزونی، فلنج ها و یا محفظه یاتاقان متصل شده اند استفاده کنید.	پمپ خالی بدون دستگیره های بالابرنده
پمپ را با دستگیره های آن بلند کنید.	پمپ خالی با دستگیره های بالابرنده
از قلاب هایی استفاده کنید که به زیر پوسته و موتور و یا زیر ریل های شاسی انداخته شده است.	پمپ روی شاسی

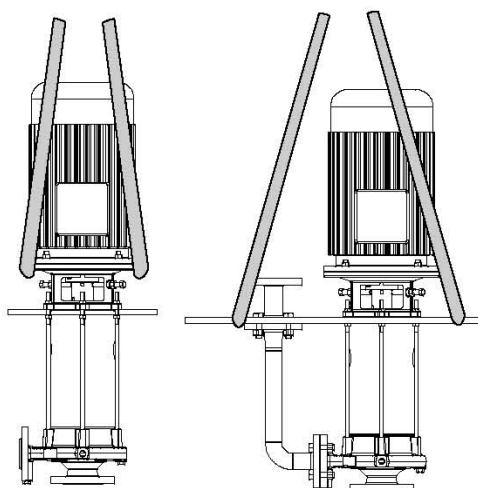
- هرگز طناب های قلاب را به محور متصل نکنید. در غیر اینصورت ممکن است دستگاه آسیب ببیند.



شکل شماره ۱: مثالی از روش بلند کردن مناسب



شکل شماره ۲: مثالی از روش بلند کردن مناسب



شکل شماره ۳: مثالی از روش بلند کردن مناسب

۴- کالیبراسیون تجهیزات اندازه گیری آزمایشگاه

کلیه تجهیزات ابزار دقیق مورد استفاده در آزمایشگاه تست هیدرولیک به صورت دوره ای می بایست کالیبر شوند. دوره کالیبراسیون وابسته به تجارب سازنده در آزمایشگاه مربوطه می باشد. در جدول شماره ۲ دوره مناسب کالیبراسیون تجهیزات ابزار دقیق تست داده شده است.

۵- معرفی آزمایشگاه تست

۵-۱-ایستگاه تست

آزمایشگاه تست پمپ شامل سه خط ۲ اینچ، ۶ اینچ و ۱۲ اینچ می باشد. بسته به دبی پمپ و پس از محاسبه سرعت سیال در هر خط، سایز مناسب خط جهت تست پمپ انتخاب می شود.

مدار ایستگاه به صورت بسته می باشد. بدین معنی که سیال مخزن (آب) توسط پمپ مکش می شود و مجدداً پس از خروج از پمپ و عبور از تجهیزات ابزار دقیق (فشارسنج و دبی سنج) به مخزن باز می گردد.

در خط مکش پمپ، یک فشار سنج عقربه ای (در بعضی مواقع ترانسمیتر فشار)، فشار مکش پمپ رو اندازه گیری می کند. در هر خط خروجی پمپ یک ترانسمیتر فشار و یک دبی سنج مغناطیسی، فشار و دبی پمپ رو به ترتیب اندازه گیری می کند و دیتاهای مربوطه را به اتاق کنترل ارسال می کند. یک شیر کنترلی در نزدیکی انتهای خط خروجی وظیفه کنترل جریان را برعهده دارد.

اگرچه امکان همسان سازی مدار ایستگاه تست با شرایط واقعی نصب پمپ در سایت وجود ندارد. اما جانمایی خطوط مکش و رانش، این امکان را فراهم می کند که پارامترهای هیدرولیکی پمپ با تقریب قابل قبولی مشابه با شرایط موجود در سایت باشد.

جدول شماره ۲: دوره مناسب کالیبراسیون تجهیزات ابزار دقیق

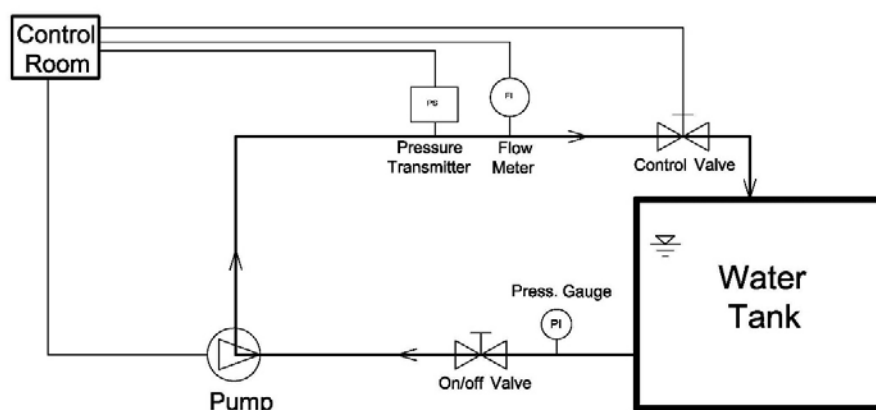
آزمایشگاه تست هیدرولیک شرکت آریا سپهر کیهان

دوره مناسب کالیبراسیون	دستگاه / تجهیز / ابزار
دبی سنج	
۱ سال	دبی سنج مغناطیسی Electromagnetic Flow meter
۶ ماه	دبی سنج التراسونیک Ultrasonic Flow meter
فشار سنج	
۱ سال	گبج فشار فنری Spring Pressure Gauge
۱ سال	ترانسمیتر فشار Transducers
توان	
۱ سال	آمپر متر و ولتمتر قابل حمل
۳ سال	آمپر متر و ولتمتر ثابت
سرعت	
۳ سال	تاکومتر (عمومی) tachometer
ارتعاش و نویز	
۱ سال	ارتعاش سنج پرتابل
۱ سال	نویز سنج پرتابل

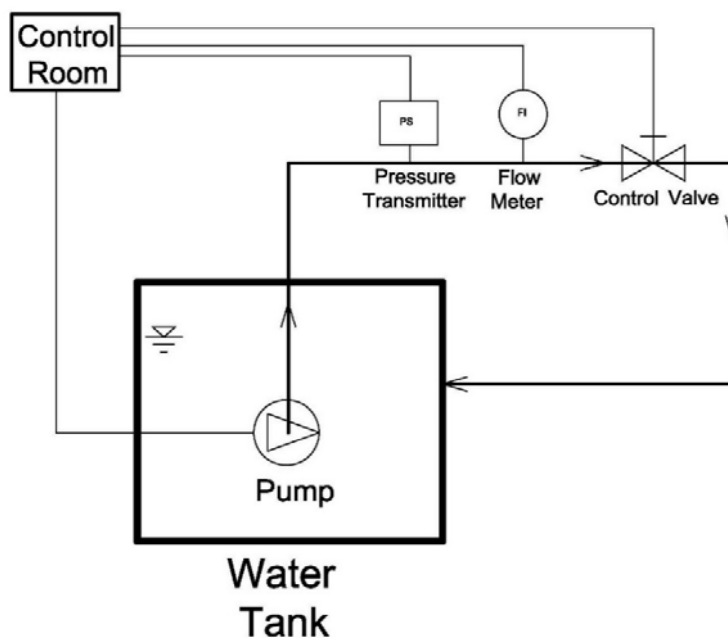
۵-۲- اتاق کنترل

اتاق کنترل آزمایشگاه شامل یک سیستم پیشرفته PLC و نمایشگر HMI می باشد. دیتاهای کنترلی پمپ شامل دبی، فشار، آمپر مصرفی الکتروموتور، ولتاژ تغذیه و سطح آب مخزن به اتاق کنترل ارسال می شود و پس از پردازش و فیلتر از طریق نمایشگر HMI نشان داده می شود.

در اتاق کنترل، امکان تنظیم شیر کنترلی جهت تست پمپ در شرایط مختلف هیدرولیکی وجود دارد. در مواردی که امکان تست پمپ در سرعت نامی وجود ندارد (مثلا دانسیته سیال واقعی بسیار کمتر از دانسیته آب باشد)، یک مبدل فرکانسی (اینورتور) در اتاق کنترل، تنظیم دور پمپ را امکان پذیر می کند.



شکل شماره ۴: ایستگاه تست پمپ های نصب خشک



شکل شماره ۵: ایستگاه تست پمپ های نصب تر

نحوه نصب برای اندازه گیری NPSH پمپ در جدول شماره ۳ نشان داده شده است.

۶- روش انجام آزمایش

قبل از هرگونه اقدام برای تست، کالیبراسیون تجهیزات اندازه گیری را بررسی کنید. مطمئن شوید علاوه بر اعتبار کالیبراسیون تجهیزات، وضعیت ظاهری و قرارگیری آنها نیز در موقعیت مناسبی قرار دارد. برنامه کالیبراسیون تجهیزات را مطالعه کنید و در صورت نیاز قبل از اتمام دوره کالیبراسیون، اقدامات لازم جهت ارسال تجهیزات به آزمایشگاه های مرجع را انجام دهید.

۶-۱- انتخاب خط تست

خط تست بر اساس سرعت سیال در لوله انتخاب می شود. سرعت سیال در خط خروجی پمپ باید بین ۰.۵ تا ۲.۵ متر بر ثانیه باشد. سرعت سیال در خط بر اساس فرمول زیر محاسبه می شود:

$$V = 354 \times \frac{Q}{D^2} \quad (1)$$

Q: دبی پمپ بر حسب متر مکعب بر ساعت

D: قطر لوله بر حسب میلیمتر

■ مثال ۱: برای دبی ۴۰ متر مکعب بر ساعت، خط لوله مناسب برای آزمایشگاه، کدام است؟

$$2" \text{ Pipeline} : V = 354 \times \frac{40}{50^2} = 5.67 \text{ m/s}$$

$$6" \text{ Pipeline} : V = 354 \times \frac{40}{150^2} = 0.63 \text{ m/s}$$

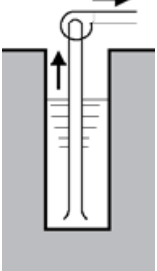
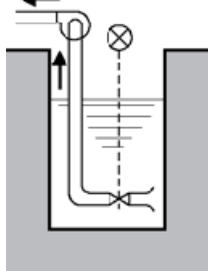
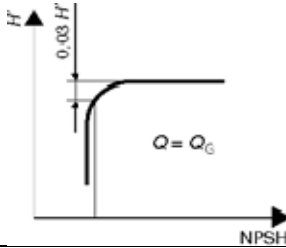
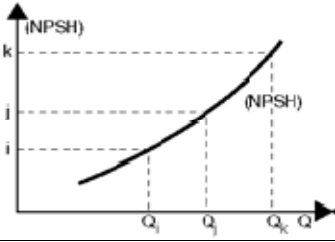
بنابراین نصب پمپ در خط ۶ اینچ (۱۵۰ میلیمتر) مناسبتر می باشد.

۶-۲- نصب و استارت پمپ

- پس از انتخاب خط تست مناسب، فلنج مکش و رانش پمپ را به آزمایشگاه متصل کنید. (مطمئن شوید لوله های انعطاف پذیر در مکش و رانش پمپ به طور مستقیم به پمپ متصل شده است و عاری از هرگونه کشش و پیچش باشد).
- شیر خط مکش را به طور کامل باز کنید. (در صورتی که مکش پمپ مستغرق باشد، به مرحله بعد بروید)
- از طریق اتاق کنترل شیر خط رانش را به طور کامل ببندید.
- مطمئن شوید هیچگونه هوایی در داخل پمپ محبوس نباشد (در صورت نیاز اتصالات هواگیری پمپ را باز کنید).
- پمپ و موتور را با توجه به دستورالعمل های مربوطه همراستا کنید.
- مطمئن شوید کلید اصلی برق اتاق کنترل خاموش باشد.
- اپراتور برق با رعایت کلیه نکات ایمنی، کابل برق الکتروموتور را متصل کند.
- مطمئن شوید که خطر برق گرفتگی حین کارکرد پمپ وجود نداشته باشد (ترمینال باکس موتور و مسیر عبور کابل را محافظت کنید)
- مطمئن شوید افراد در کنار پمپ ازدحام نکرده باشند.
- از اتاق کنترل دکمه استارت پمپ را فشار دهید.
- جهت چرخش محور پمپ را بررسی کنید. در صورتی که پمپ در جهت معکوس می چرخد، پمپ را خاموش کنید و اتصال یکی از فازها را تعویض کنید.
- مجدداً پمپ را استارت کنید و به آرامی شیر کنترل خط رانش را باز کنید تا دبی پمپ به دبی مینیمم برسد. (دبی مینیمم را از دیتاشیت پمپ بدست بیاورید)

- وضعیت کلی عملکرد دستگاه را بررسی کنید. مطمئن شوید نشتی در محل اتصالات ایستگاه تست و یا از خود پمپ وجود نداشته باشد. همچنین مطمئن شوید لرزش یا صدای غیر عادی وجود ندارد.

جدول شماره ۳: انواع سیستم های نصب برای اندازه گیری NPSH

سیستم های باز		سیستم
بین ۲.۵ متر تا ۸ متر با سطح آب کنترل شده	کمتر از ۲.۵ m با شیر خفه کننده مکش	NPSH محدوده
		اصول نصب
دبی های پایین	تمام دبی ها	دبی ها
تغییر سطح آب	خفه کردن فشار مکش	روش کنترل
 		روش برآورد در دبی ثابت، $Q_G = Q$ دبی ثابت، Q_G, H', n مقادیر اندازه گیری شده می باشند.

۶-۳- ثبت مشخصه های هیدرولیکی و مکانیکی

- با باز و بسته کردن شیر کنترلی، مشخصه های هیدرولیکی و مکانیکی پمپ را برای پنج نقطه زیر یادداشت کنید.

الف) نقطه شات-اف (اندازه گیری ارتعاش لازم نیست)

ب) مینیمم دبی پیوسته پایدار (شروع محدوده عملکرد مجاز)

پ) بین ۹۵٪ و ۹۹٪ دبی نقطه کاری

ت) بین دبی نقطه کاری و ۱۰۵٪ دبی نقطه کاری

ث) انتهای محدوده عملکرد مجاز

برای هر نقطه، مشخصه های هیدرولیکی شامل پارامترهای زیر می باشد:

الف) دبی

ب) هد

پ) آمپر مصرفی

ت) ولتاژ شبکه

ث) ارتعاش پمپ در محل یاتاقان ها در هر سه جهت

ج) ارتعاش موتور در محل یاتاقان سمت کوپلینگ در سه جهت

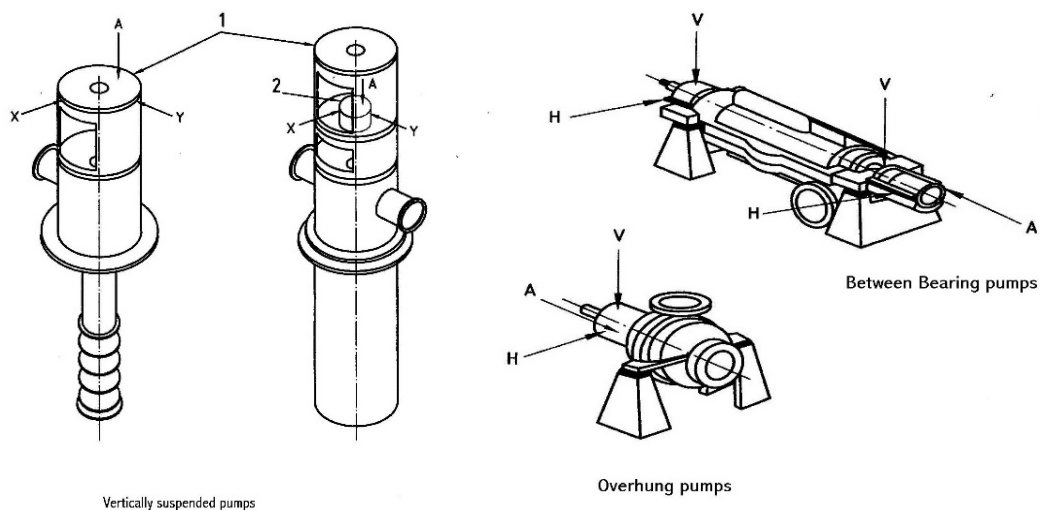
چ) نویز پمپ

- هد کل پمپ را در دبی نقطه کاری با توجه به روابط فصل ۱۲ محاسبه کنید. در صورتی که در محدوده تیرانس مجاز عملکرد قرار نداشت، علت را بررسی، اصلاح و مجدداً تست را تکرار کنید. (در صورتی که هد کل پمپ بیشتر از حد بالایی تیرانس مجاز عملکرد باشد، قطر پروانه نیاز به تراش دارد - برای محاسبه قطر تراش پروانه به فصل مربوطه رجوع شود).

۶-۴- تست ارتعاش

- دستگاه تست ارتعاش سنج پرتابل را روشن کنید. از قسمت تنظیمات، دستگاه را در وضعیت کاری قرار دهید. اگر طور دیگری در قرارداد مشخص نشده باشد، دستگاه را طوری تنظیم کنید که ارتعاش بر حسب mm/s در مقیاس RMS نمایش داده شود.
- پراب دستگاه را در محل بدون ارتعاش قرار دهید. مطمئن شوید که دستگاه ارتعاش صفر را نشان می دهد.
- مطابق شکل ۶، پراب دستگاه را در محل یاتاقان ها قرار دهید و پس از ثابت شدن اعداد نمایشگر دستگاه، عدد ارتعاش را در جهات H, V, A ثبت کنید.
- برای پمپ های OH، ارتعاش در محل یاتاقانهای خارجی پمپ و یاتاقان DE (Drive End) موتور را ثبت کنید (شکل شماره ۶)

- برای پمپ های BB، ارتعاش در محل هر دو محفظه یاتاقان و یاتاقان DE موتور را ثبت کنید (شکل شماره ۶)
- برای پمپ های VS، محل اندازه گیری ارتعاش در شکل ۶ نشان داده شده است.



(API 610 شکل شماره ۶: محل های اندازه گیری ارتعاش در پمپ (استاندارد

۶-۵- تست نویز

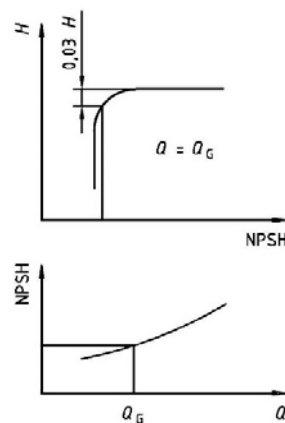
- تا آنجا که امکان دارد فضای محیط را از صداهای مزاحم پاک کنید. صدای پرسنل، دستگاه های تراش، کمپرسور باد، سنگ دستی، جرثقیل هوایی و جوشکاری از منابع اصلی تداخل نویز در انجام آزمایش هستند.
- دستگاه اندازه گیری نویز را روشن کنید. محدوده اندازه گیری را بین ۴۰ تا ۱۰۰ دسی بل تنظیم کنید.
- در شعاع یک متر از مرکز الکتروپمپ قرار بگیرید. حسگر دستگاه را به سمت دستگاه نشانه روید.
- مقدار نویز بر حسب دسی بل را قرائت کنید.
- مطابق تمامی استانداردهای موجود، نویز دستگاه نباید از ۸۵ تا ۹۰ دسی بل برای مجموعه پمپ و الکتروموتور بیشتر باشد.

۶-۶- تست NPSH

در این تست $NPSH_a$ (NPSH در دسترس مربوط به ایستگاه تست) به طور متناوب کاهش پیدا کرده تا هد کل (در طبقه اول) در دبی ثابت، ۳ درصد افت کند. این مقدار $NPSH$ را $NPSH_3$ می نامند. در واقع در این حالت وقتی هد به میزان ۳ درصد افت پیدا می کند $NPSH_a$ برابر با $NPSH_r$ می باشد. کاهش $NPSH_a$ از طریق بستن شیر مکش و یا کاهش سطح سیال در مخزن (و یا هر دو باهم) ایجاد می شود.

برای پمپ هایی با هد کمتر از ۲۰ متر، افت هد ۵ درصد (به جای ۳ درصد) در نظر گرفته می شود.

با کاهش فشار در رابطه $NPSH$ ، فشار مکش کاهش می یابد و در نتیجه مقدار $NPSH$ نیز کاهش خواهد یافت. کاهش $NPSH$ (کاهش فشار مکش) تا اندازه ای ادامه می یابد که هد کل پمپ در دبی ثابت به مقدار ۳ درصد افت پیدا کند. (شکل شماره ۷ مشاهده گردد). این لحظه شروع کاویتاسیون می باشد و $NPSH_R = NPSH_A$ خواهد بود. از روابط مربوط به فصل مربوطه، مقدار $NPSH$ پمپ را محاسبه کنید.



شکل شماره ۷ (مرجع: استاندارد ISO 9906-1999)

۶-۷- اتمام تست

- پس از ثبت اطلاعات آزمایش، برای خاموش کردن پمپ و خارج نمودن پمپ از مدار تست، اقدامات زیر را انجام دهید:
- شیر کنترلی را در وضعیت دبی مینیمم قرار دهید.
 - از اتاق کنترل، دکمه استاپ را فشار دهید.
 - ابتدا شیر رانش و سپس شیر مکش پمپ را ببندید.
 - مطمئن شوید کلید اصلی برق اتاق کنترل خاموش باشد.
 - اپراتور برق با رعایت کلیه نکات ایمنی، کابل برق الکتروموتور را جدا کند.
 - درپوش تخلیه پمپ را باز کنید و اجازه دهید سیال درون پوسته و لوله های مکش و رانش تخلیه گردد.
 - فلنج های مکش و رانش پمپ و تجهیزات جانبی (در صورت وجود) را باز کنید.
 - با استفاده از تجهیزات بالابر مناسب، دستگاه را از محل تست خارج کنید.
 - با استفاده از کمپرسور باد، داخل گذرگاه های عبور سیال در پمپ را تا آنجا که امکان دارد تمیز و خشک کنید.
- مطمئن شوید که وجود قطرات آب باعث زنگ زدگی دستگاه نمی شود. در صورت نیاز از محلول های ضد زنگ و محافظ سطح جهت شستشو استفاده کنید (محلول های محافظ باید به مدت ۴ ساعت در داخل پمپ بماند).

۷- محاسبه هد کل پمپ

، هد کل در هر مقطع از رابطه کلی زیر محاسبه می شود: ISO 9906 بر اساس تئوری مکانیک سیالات (معادلات اوپلر) و استاندارد

$$H_x = Z_x + \frac{p_x}{\rho g} + \frac{U_x^2}{2g} \quad (2)$$

که Z ارتفاع مرکز سطح مقطع نسبت به صفحه مبنا و p فشار گسیج مربوط به مرکز سطح مقطع می باشد. U هم سرعت متوسط سیال در همان سطح مقطع می باشد.

با این تعریف، هد کل ورودی و خروجی در پمپ ها با روابط زیر تعریف می شود:

هد کل ورودی :

$$H_1 = Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{U_1^2}{2g} \quad (3)$$

هد کل خروجی پمپ :

$$H_2 = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{U_2^2}{2g} \quad (4)$$

و با توجه به روابط بالا، هد کل پمپ برابر است با:

$$H = H_2 - H_1 \quad (5)$$

$$H = Z_2 - Z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} \quad (6)$$

از آنجا که نقاط گارانتی بر مبنای فلنج های مکش و رانش پمپ می باشد، و عموماً نقاط اندازه گیری فشار با این فلنج ها فاصله دارند، لازم است به هد کل پمپ، هد های اتلافی اصطکاکی (H_f) بین نقاط اندازه گیری و فلنج های پمپ را اضافه نمود.
هد اتلافی اصطکاکی برای آزمایشگاه تست هیدرولیک شرکت آریا سپهر کیهان از رابطه زیر بدست می آید:

$$H_f = f \frac{L}{D} \frac{U^2}{2g} \quad (7)$$

برای لوله های گالوانیزه در آزمایشگاه ضریب f برابر است با 0.02

L طول لوله معادل به متر می باشد.

D : قطر لوله به متر می باشد.

U سرعت متوسط سیال به متر می باشد.

H_f : هد های اتلافی اصطکاکی به متر است.

در آزمایشگاه تست، محل قرائت فشار مکش دقیقاً در مقطع فلنج مکش پمپ می باشد، بنابراین اتلافات اصطکاکی در سمت مکش صفر می باشد.

در نتیجه هد کل پمپ برابر است با:

$$H = Z_2 - Z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + H_{f2} \quad (8)$$

شتاب گرانش زمین برابر با 9.81 m/s^2 می باشد و دانسیته سیال تست مطابق با آزمایشات انجام شده برابر است با 1007 kg/m^3

در نتیجه می توان نوشت:

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2 \quad (9)$$

$$\rho = 1007 \text{ kg/m}^3 \quad (10)$$

همچنین سرعت سیال در لوله از رابطه شماره ۱ بدست می آید:

$$U = 354 \times \frac{Q}{D^2}$$

Q : دبی پمپ بر حسب متر مکعب بر ساعت

D : قطر لوله بر حسب میلیمتر

با جایگذاری روابط ۷، ۹ و ۱۰ در رابطه ۸، روابط زیر بدست می آید:

$$H = Z_2 - Z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + f \frac{L_2}{D_2} \frac{U_2^2}{2g} \quad (11)$$

و از رابطه ۱ داریم:

$$U_1 = 354 \frac{Q}{D_1^2}$$

$$U_2 = 354 \frac{Q}{D_2^2}$$

$$\rho g = 1007 \times 9.81 = 9879$$

$$2g = 2 \times 9.81 = 19.62 \text{ m/s}^2$$

$$1 \text{ bar} = 100,000.0 \text{ pa}$$

در نتیجه می توان نوشت:

$$H = Z_2 - Z_1 + 10.12 (p_2 - p_1) + 6,387.2 Q^2 \left(\frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4} \right) + 127,873.5 Q^2 \left(\frac{L_2}{D_2^5} \right) \quad (12)$$

در آزمایشگاه تست هیدرولیک شرکت آریا سپهر کیهان ترم $10.12 p_2$ از اتاق کنترل و در نمایشگر HMI قابل قرائت می باشد. این ترم را H_2 نامگذاری می کنیم.

$$H = \Delta Z + H_2 - 10.12 (p_1) + 6,387.2 Q^2 \left(\frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4} \right) + 127,873.5 Q^2 \left(\frac{L_2}{D_2^5} \right) \quad (13)$$

در رابطه فوق داریم:

- H هد کل پمپ بر حسب متر می باشد.
- مقدار ΔZ برابر با ارتفاع هندسی مرکز سطح مقطع فلنج مکش پمپ (یا خط مبنای پروانه در پمپ های عمودی) با مرکز سطح مقطع محل قرارگیری فشار سنج خروجی بر حسب متر می باشد (هد استاتیکی).
- H_2 عدد قرائت شده برای هد خروجی پمپ از نمایشگر HMI اتاق کنترل بر حسب متر می باشد.
- P_1 فشار گیج نصب شده روی فلنج مکش پمپ بر حسب bar می باشد. در صورتی که مکش پمپ غوطه ور باشد، عبارت $10.12 (p_1)$ برابر با عمق استغراق خط مبنای پروانه نسبت به سطح آزاد سیال به متر می باشد. یعنی اگر عمق استغراق ۲ متر باشد، عبارت $10.12 (p_1)$ برابر با ۲ متر می باشد.
- Q دبی پمپ بر حسب متر مکعب بر ساعت می باشد.
- D_2 قطر لوله در محل نصب فشار سنج رانش بر حسب میلیمتر می باشد.
- D_1 قطر فلنج مکش پمپ بر حسب میلیمتر می باشد
- L_2 طول لوله معادل به متر می باشد. در محاسبه طول لوله معادل، علاوه بر طول لوله مستقیم، می بایست طول معادل اتصالات و زانویی ها را نیز در نظر گرفت. برای آزمایشگاه تست هیدرولیک شرکت آریا سپهر، طول لوله معادل در خطوط مختلف در جدول زیر محاسبه شده است:

جدول شماره ۴: طول لوله معادل

سایز خط تست	L_2 طول لوله معادل
۲ اینچ	۲۷.۰ متر
۶ اینچ	۳۵ متر
۱۲ اینچ	۴۲ متر

■ **مثال ۲:** الکتروپمپی به مدار تست خط ۲ اینچ بسته شده است. سایز مکش پمپ ۳ اینچ می باشد. در نقطه ای از آزمایش دبی پمپ ۲۵ متر مکعب بر ساعت و هد H_2 برابر با ۴۳ متر قرائت شده است. فشار گیج نصب شده روی فلنج مکش پمپ عدد $0.15 bar$ را نشان می دهد. مطلوب است هد کل پمپ در نقطه آزمایش شده؟ هد استاتیکی ایستگاه ۳ متر می باشد.

حل: از رابطه ۱۳ می توان نوشت:

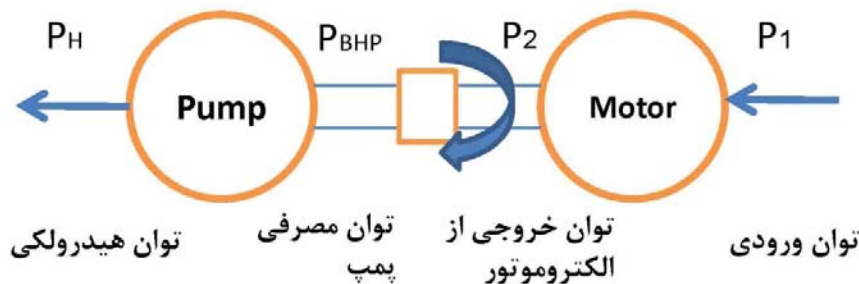
$$H = 3 + 43 - 10.12 (0.15) + 6,387.2 \times 25^2 \left(\frac{1}{50^4} - \frac{1}{80^4} \right) + 127,873.5 \times 25^2 \left(\frac{27}{50^5} \right)$$

$$H = 3 + 43 - 1.518 + 0.541 + 6.905 \rightarrow H = 52 \text{ m}$$

۸- محاسبه توان و راندمان

۸-۱- انواع توان

توان در الکتروپمپ ها چهار نوع می باشد



شکل شماره ۸: توان مصرفی در پمپ ها

توان ورودی P_1

توان الکتریکی ورودی به الکتروموتور از رابطه زیر بدست می آید.

$$P_1 = \sqrt{3} V \cdot I \cos \varphi \quad (14)$$

P_1 توان ورودی الکتریکی به وات

V ولتاژ منبع تغذیه به ولت می باشد.

I متوسط جریان مصرفی در هر خط به آمپر می باشد.

$\cos \varphi$ ضریب قدرت الکتروموتور است.

■ **مثال ۳:** توان ورودی الکتروموتوری با ولتاژ منبع تغذیه ۳۸۴ ولت، آمپر مصرفی ۲۸ آمپر و ضریب قدرت ۰.۸۹ چند کیلووات می باشد؟

$$P_1 = \sqrt{3} \times 384 \times 28 \times 0.89 \rightarrow P_1 = 16,555 \text{ W} = 16.555 \text{ kW}$$

توان خروجی الکتروموتور P_2

توان خروجی الکتروموتور همان توان مکانیکی روی محور آن می باشد و از رابطه زیر بدست می آید:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_m \quad (15)$$

η_m راندمان الکتروموتور می باشد و از کاتالوگ سازنده و یا دیتاشیت آن قابل قرائت می باشد.

لازم به توضیح است توان نامی الکتروموتور که در پلاک آن درج می شود، همان ماکزیمم توان خروجی یا ماکزیمم توان مکانیکی قابل استحصال موتور می باشد.

■ مثال ۴: در مثال فوق در صورتی که راندمان الکتروموتور ۰.۹۲ باشد، توان مکانیکی خروجی موتور چند کیلووات می باشد؟

$$P_2 = 16.555 \times 0.92 \rightarrow P_2 = 15.23 \text{ kW}$$

توان مصرفی پمپ P_{BHP}

توان مصرفی پمپ یا همان توان ورودی پمپ، توان مکانیکی روی محور پمپ می باشد و از رابطه زیر بدست می آید:

$$P_{BHP} = P_2 \cdot \eta_C \quad (16)$$

η_C راندمان کوپلینگ یا قطعه انتقال قدرت (مانند گیربکس، پولی-تسمه) می باشد. راندمان قطعه انتقال قدرت به آسانی قابل دستیابی نیست و ممکن است به صورت پیش فرض مقدار ۰.۹۰ تا ۰.۹۵ را در نظر گرفت.

■ مثال ۵: در مثال فوق در صورتی که راندمان کوپلینگ ۰.۹ باشد، توان مکانیکی ورودی پمپ چند کیلووات می باشد؟

$$P_{BHP} = 15.23 \times 0.9 \rightarrow P_{BHP} = 13.7 \text{ kW}$$

توان هیدرولیکی P_H

توان هیدرولیکی یا همان توان خروجی پمپ از رابطه زیر بدست می آید:

$$P_H = P_{BHP} \cdot \eta_P \quad (17)$$

η_P راندمان پمپ می باشد.

از طرفی توان هیدرولیکی خروجی از رابطه زیر بدست می آید:

$$P_H = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (18)$$

$$P_H = 2.74 \cdot Q \cdot H \quad (19)$$

که

Q دبی پمپ بر حسب متر مکعب بر ساعت می باشد.

H هد کل پمپ بر حسب متر می باشد.

P_H توان هیدرولیکی بر حسب وات می باشد.

■ مثال ۶: توان هیدرولیکی خروجی پمپی با دبی ۱۰۰ متر مکعب بر ساعت و هد ۹۰ متر چند کیلووات است؟

حل: از رابطه ۱۹ می توان نوشت:

$$P_H = 2.74 \times 100 \times 90 \rightarrow P_H = 24,300 \text{ W} = 24.3 \text{ kW}$$

■ مثال ۷: در مثال فوق در صورتی که توان مصرفی پمپ ۳۵.۳ کیلووات باشد، راندمان پمپ چند درصد است؟

حل: از رابطه ۱۷ داریم:

$$P_H = P_{BHP} \cdot \eta_P \rightarrow 24.3 = 35.3 \times \eta_P \rightarrow \eta_P = 0.688 \text{ (68.8\%)}$$

راندمان کلی الکتروپمپ η_T :

راندمان کلی الکتروپمپ یا به اصطلاح راندمان سیم به آب برابر است با :

$$\eta_T = \frac{P_H}{P_1} = 1.58 \frac{Q \cdot H}{V \cdot I \cdot \cos \phi} \quad (20)$$

■ مثال ۸: در مثال فوق در صورتی که توان ورودی الکتروموتور ۴۲ کیلووات باشد، راندمان کلی الکتروپمپ چند درصد است؟

حل: از رابطه ۲۰ داریم:

$$\eta_T = \frac{24.3}{42} \rightarrow \eta_T = 0.58 \text{ (58\%)}$$

راندمان پمپ η_P :

از روابط فوق راندمان پمپ بصورت زیر بدست می آید:

$$\eta_P = \frac{P_H}{P_{BHP}} = \frac{2.74 Q.H}{P_1 \cdot \eta_m \cdot \eta_C} = \frac{2.74 Q.H}{\sqrt{3} V.I \cos \varphi \cdot \eta_m \cdot \eta_C}$$

$$\eta_P = \frac{P_H}{P_{BHP}} = \frac{2.74 Q.H}{P_1 \cdot \eta_m \cdot \eta_C} = 1.58 \frac{Q.H}{V.I \cos \varphi \cdot \eta_m \cdot \eta_C} \quad (21)$$

و یا:

$$\eta_P = \frac{\eta_T}{\eta_m \cdot \eta_C} \quad (22)$$

در روابط فوق:

دبی Q بر حسب متر مکعب بر ساعت

هد کل پمپ H بر حسب متر

ولتاژ منبع تغذیه V بر حسب ولت

آمپر مصرفی خط I بر حسب آمپر

می باشد.

در آزمایشگاه تست هیدرولیک شرکت آریا سپهر کیهان جهت محاسبه راندمان پمپ از رابطه ۲۱ استفاده می شود.

منبع

دستورالعمل تست عملکرد هیدرولیکی شرکت آریا سپهر کیهان

📖 تحلیل جریان دو بعدی پمپ گریز از مرکز OH2 50-250 به کمک دینامیک سیالات محاسباتی^۱

چکیده:

در کار حاضر تحلیل جریان دو بعدی پمپ گریز از مرکز OH2 50-250 که یکی از محصولات شرکت آریا سپهر کیهان است ارائه می شود. مدل عددی بر مبنای حل معادلات ناویر استوکس برای جریان های تراکم ناپذیر به وسیله معادلات میانگین رینولدز و مدل آشفتگی جریان با استفاده از مدل K-ε انجام می گیرند. نواحی حل از یک ناحیه ساکن و یک ناحیه دورانی عبوری از مابین پره ها تشکیل شده اند. مدل دینامیک سیالات محاسباتی با استفاده از نرم افزار ANSYS FLUENT انجام می گیرد. برای دبی های مختلف نرم افزار را اجرا کرده و هد مورد نظر استخراج می گردد و نمودار مشخصه هد و دبی ارائه می شود که در انتخاب و نحوه عملکرد پمپ بسیار حائز اهمیت است. همچنین بردار های توزیع سرعت و کانتور های فشار برای اطلاع از رفتار سیال در داخل پمپ ارائه میشوند.

کلمات کلیدی:

شرکت آریا سپهر کیهان - پمپ گریز از مرکز OH2 50-250-ANSYS FLUENT - هد - دبی

۱. مقدمه:

پمپ های گریز از مرکز در زمینه های مختلفی همچون تامین آب آشامیدنی و کشاورزی، تولید نیروی برق، کنترل سیل، مهار فاضلاب، پروسه های صنعتی، انتقال مخلوط های مایع و جامد و ... به صورت گسترده مورد استفاده قرار می گیرند. طراحی این پمپ ها (انتخاب پارامترهای درونی) با استفاده از پارامترهای خروجی مانند فشار و سرعت انجام می گیرد. از دیدگاه مهندسی محاسبات طراحی، اغلب با روش های بهینه سازی پارامترهای هندسی و با در نظر گرفتن برخی محدودیت های طراحی معمولاً ضرایب کارکرد) انجام می گیرد.

جریان های واقعی به وسیله معادلات دیفرانسیل جزئی بیان می شوند که نمی توان یک حل تحلیلی برای آنها نوشت لذا به وسیله تقسیم نواحی پیچیده سیال به سلول های ریز و اعمال شرایط مرزی یک حل تقریبی با دقت خوبی می توان بدست آورد. به همین دلیل دینامیک سیالات محاسباتی به صورت وسیع در طراحی پمپ های گریز از مرکز مورد استفاده قرار می گیرند. تحلیل دو بعدی یا سه بعدی ابزاری برای شبیه سازی میدان جریان در مسائل مربوط به توربو ماشین هاست. همچنین شبیه سازی عددی امکانی برای دیدن شرایط جریان در داخل پمپ های گریز از مرکز و اطلاعاتی از مقادیر هیدرولیکی سیال را ایجاد می کند.

^۱ نویسنده این مقاله جناب آقای مهندس حافظ عزیزی می باشد.

در جریان پمپ های بدون کاویتاسیون، شبیه سازی بهتر ناحیه سیال اصلی ترین مشکل می باشد برای این منظور اغلب برخی ساده سازی ها (مانند دو بعدی سازی و) انجام می گیرد. در سال ۱۹۹۶ کروبا و همکاران [۱] شبیه سازی دو بعدی جریان ناپای آب را در پمپ گریز از مرکز مورد مطالعه قرار داده اند. همچنین موتانا و همکاران در سال ۲۰۱۱ [۲] مطالعه ای بر توزیع فشار در فن های دوبعدی گریز از مرکز برای سیال تراکم ناپذیر هوا انجام داده اند.

۲. فرمولاسیون ریاضی:

۲-۱: معادلات حاکم:

همانطور که اشاره شد جریان در پمپ حاضر به صورت پایا، دو بعدی و تراکم ناپذیر فرض میشود. معادلات حاکم مربوطه معادله پیوستگی، معادله ممنتوم (معادله ناویراستوکس) و مدل توربولانس هستند.

۲-۱-۱: معادله ناویر استوکس:

معادله بقای جرم در مختصات کارتزین برای سیال تراکم ناپذیر به صورت ذیل می باشد:

$$\frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\partial(\rho U_j)}{\partial x_j} \quad (1)$$

که در معادله فوق ρ چگالی سیال، U_j, X_j به ترتیب مختصات مکان در جهت j و سرعت میانگین هستند.

استخراج معادلات مومنوم (ناویر استوکس) با استفاده از تجزیه رینولدز است و برای سیالات تراکم ناپذیر داریم: [۳]

$$\frac{\partial(\rho U_j)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j U_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + A + F_i \quad (2)$$

در معادله فوق A ترم پخش جریان توربولانس است و داریم:

$$A = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu_m + \mu_t) \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (3)$$

P : فشار

F_i : منابع اضافی ممنتوم

از آنجا که معادلات مومنوم در یک رابطه با مرجع مرتبط با پره های دورانی هستند لذا نیروی کریولیس و گریزاز مرکز به ترم منابع اضافی مومنوم اضافه می شوند.

$$F_i = F_{i,co} + F_{i,ce} \quad (4)$$

$$F_{i,co} = -2\varepsilon_{ijk}\omega_j U_k \quad (5)$$

$$F_{i,ce} = -\omega_j \omega_i x_j + \omega_j \omega_j x_i \quad (6)$$

ω_i سرعت زاویه ای

ε_{ijk} تانسور مرتبه سه لوی-سیویتا

۲-۲: مدل آشفتگی:

مدل آشفتگی مورد استفاده در کار حاضر مدل $k - \varepsilon$ میباشد که دارای دو معادله انتقال کمکی برای حل معادله ناویراستوکس است. اولی معادله انتقال انرژی جنبشی و دومی معادله اتلاف توربولانس میباشد بنابراین با این دو معادله تعداد معادلات و مجهولات برابر شده و میتوان معادله ناویر استوکس را حل کرد:

$k \equiv \text{turbulent kinetic energy}$

$\varepsilon \equiv \text{turbulent dissipation}$

برای شبیه سازی این مدل در نرم افزار ANSYS FLUENT از روش های زیر استفاده شده است :

۱. مدل استاندارد

۲. برای رفتار سیال در نزدیکی دیواره از تابع دیوار استاندارد استفاده شده است.

و در نهایت ویسکوزیته گردابه ای به صورت ذیل است [۴]

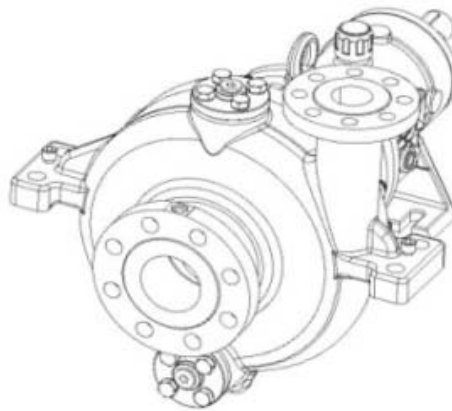
$$\vartheta_t = c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (7)$$

که در مدل استاندارد مقدار c_μ برابر ۰.۰۹ است.

۳- جریان پایا در پمپ گریز از مرکز:

۳-۱: تعریف هندسه مسئله:

در کار حاضر هدف پیشگویی عددی ساختار جریان در پمپ گریز از مرکز با سرعت مخصوص، شکل ۱- پمپ مورد مطالعه را نشان میدهد:

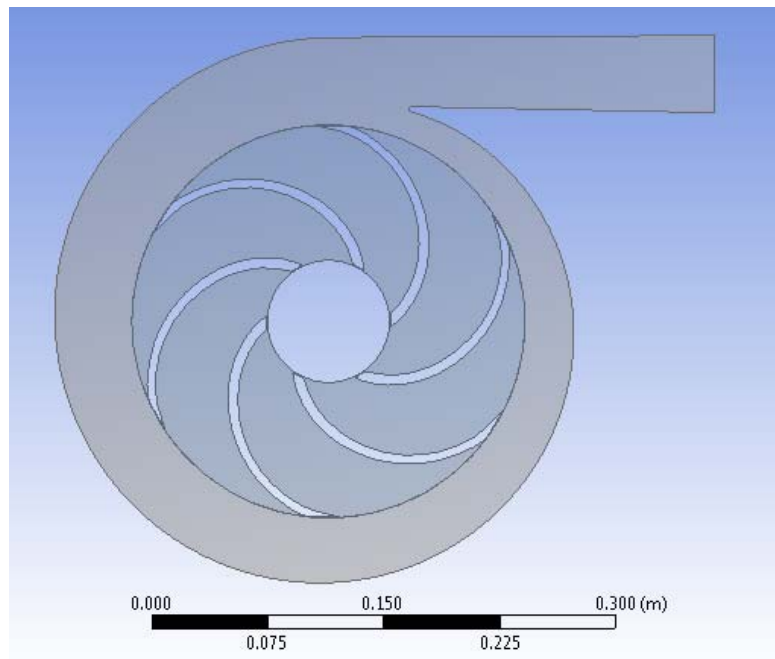


شکل ۱: نمای سه بعدی از پمپ مورد مطالعه [۵]

و جدول زیر مشخصات مسئله حاضر را نشان می‌دهد:

پروانه و حلزونی	نواحی شبیه سازی جریان
آب	نوع سیال
سرعت m/s	ورودی
فشار محیط	خروجی
$k-e$	مدل آشفتگی
مرتبه دوم	دقت حل‌ممنتوم و آشفتگی
RPM ۲۹۰۰	سرعت دورانی

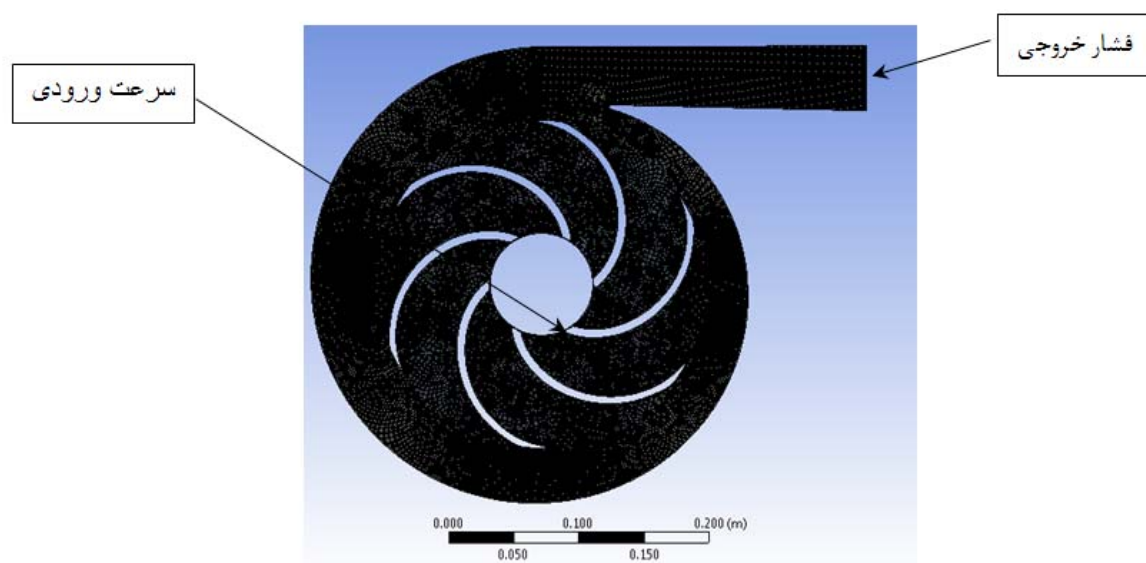
شکل دوبعدی پمپ که دقیقاً از صفحه وسط پمپ برش خورده و آماده مدلسازی برای نرم افزار به صورت زیر است.



شکل ۲: نمای برش خورده پمپ مورد مطالعه

۳-۲: مش بندی و شرایط مرزی:

مشبندی هندسه مورد نظر با استفاده از نرم افزار ANSYS FLUENT انجام گرفته است. ورودی پمپ سرعت بوده و برای سرعت های مختلف (همان دبی های مختلف) نرم افزار اجرا شده و فشار در خروجی ثبت میگردد. و فشار خروجی پمپ فشار اتمسفرمی باشد. جریان در بین پره ها به صورت مرجع چرخنده و جریان در حلزونی به صورت مرجع ساکن محاسبه می شوند. مشبندی و شرایط مرزی در شکل زیر نشان داده شده است.



شکل ۳: مشبندی و شرایط مرزی

۳-۳: تکنیک های حل مسئله:

جریان سیال به صورت پایا و سیال تراکم ناپذیر (آب) و تک فاز فرض می شود. شبیه سازی جریان ناپا به وسیله معادله متوسط رینولدز ناویر استوکس حل می شود. برای کوپلینگ سرعت و فشار از طرح SIMPL E و برای گسسته سازی معادلات مومنتوم و توربولانس از طرح UP WIND مرتبه دوم استفاده می شود. همچنین لازم به ذکر است از اثر نیروی جاذبه صرف نظر شده است.

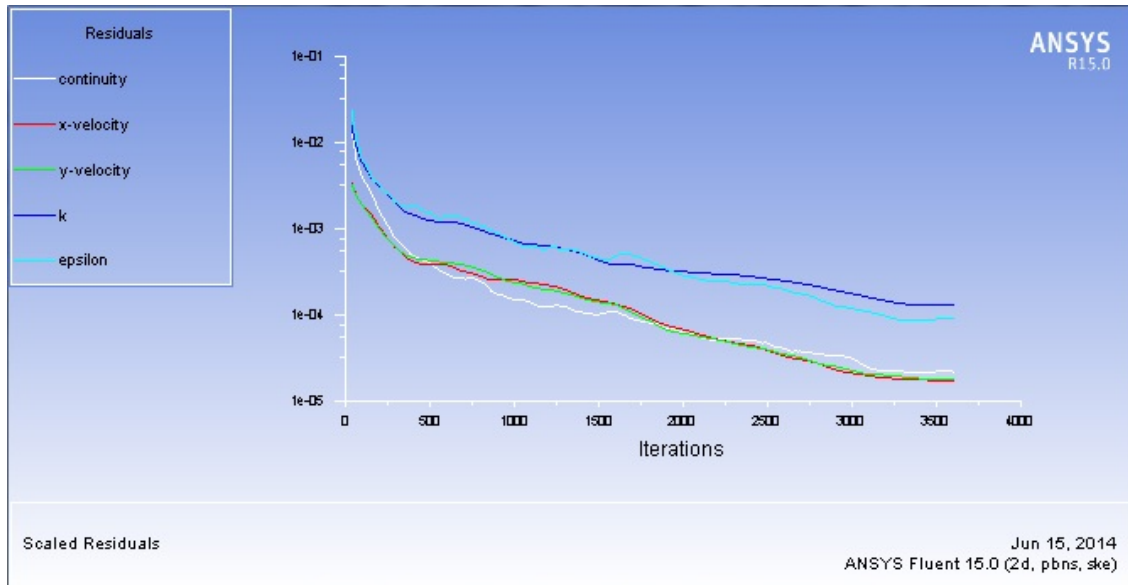
۴: نتایج و بحث:

برای پیشگویی کارکرد پمپ گریزازمرکز، دانستن چگونگی انتقال انرژی در اجزا پمپ امری ضروری است. هدف از این مقاله شبیه سازی چگونگی انتقال این پدیده ها می باشد. مسئله حاضر را برای دبی های مختلف اجرا کرده و هد خروجی به صورت زیر محاسبه و استخراج می شود: [۴]

$$H_d = \left(\frac{P_d}{\rho g} \right) + Z_d + \left(\frac{V^2}{2g} \right) \quad (۸)$$

در معادله فوق Z_d برای پمپ حاضر ۰.۲۵ است.

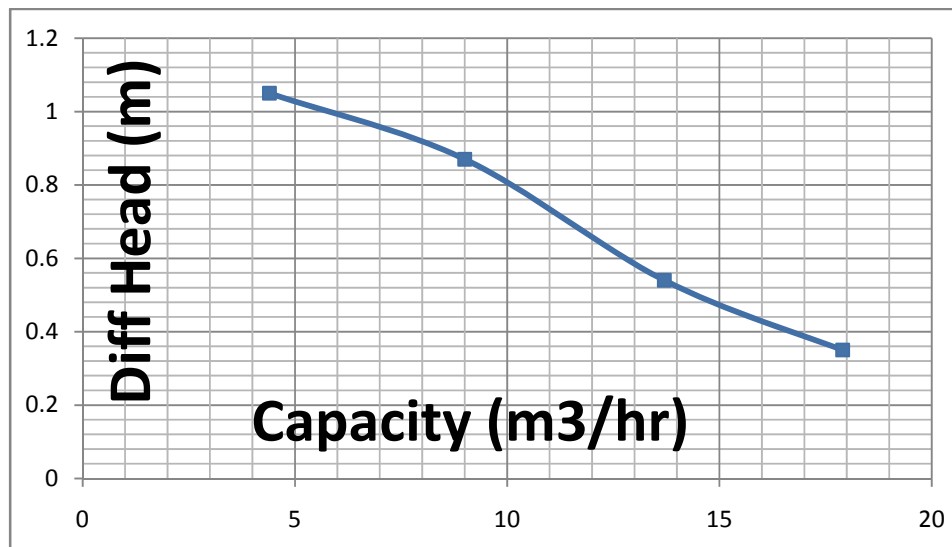
به صورت نمونه روند همگرایی نرم افزار برای یکی از حل های موجود به صورت شکل زیر است:



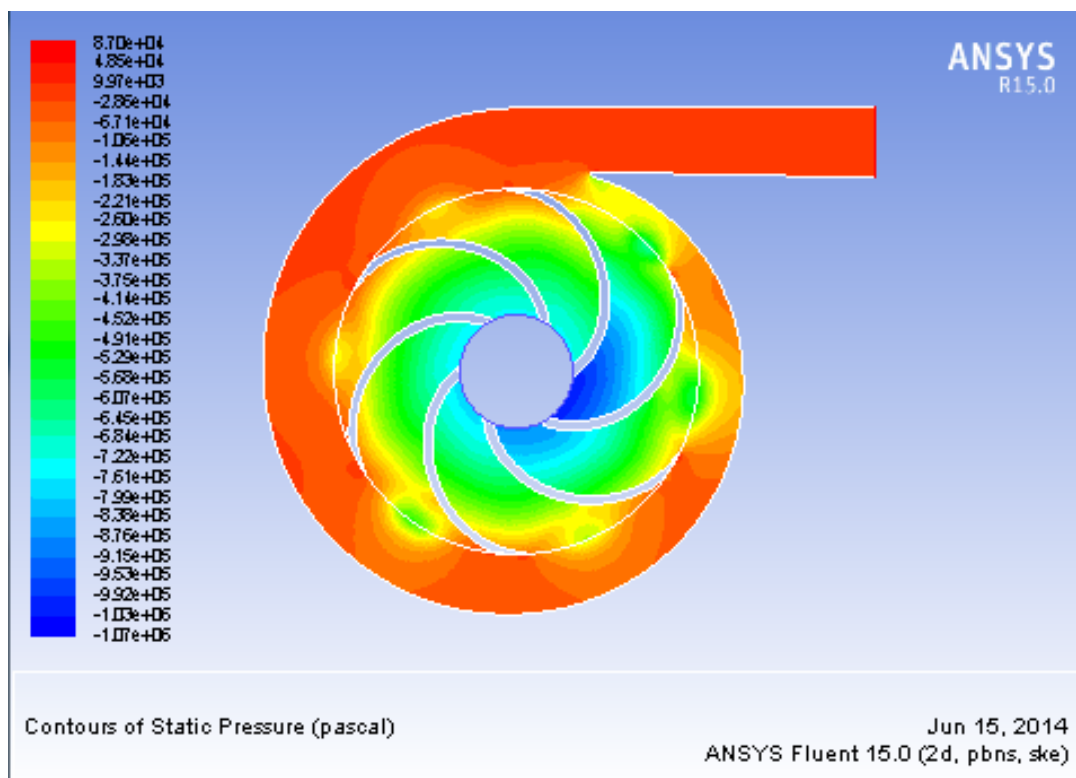
شکل ۴: روند همگرایی

پمپ حاضر را برای دبی های مختلف حل و هد متناظر با هر دبی را استخراج کرده و منحنی مشخصه هد- دبی به صورت نمودار زیر است.

کانتور فشار برای دبی $18 \left(\frac{m^3}{h}\right)$ در شکل ۶- نشان داده شده است مطالعه بر روی کانتور فشار به فهم بقای انرژی در اجزای مختلف پمپ کمک می کند. همچنین می توان نقاط کم فشار را که امکان رخ دادن پدیده کاویتاسیون وجود دارد شناسایی کرد. همانطور که در شکل نشان داده ایم فشار در فضای بین پروانه ها زمانی که انرژی مکانیکی به انرژی فشاری تبدیل می شود به طور پیوسته افزایش می یابد.

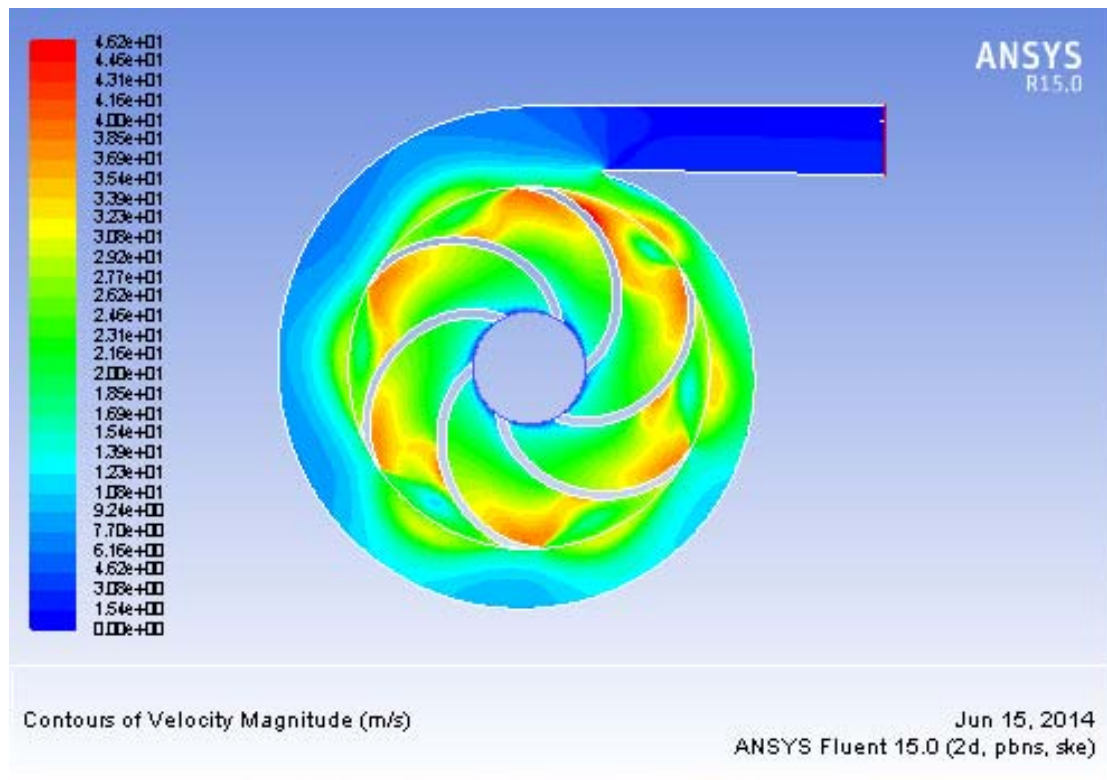


شکل ۵: نمودار مشخصه هد و دبی



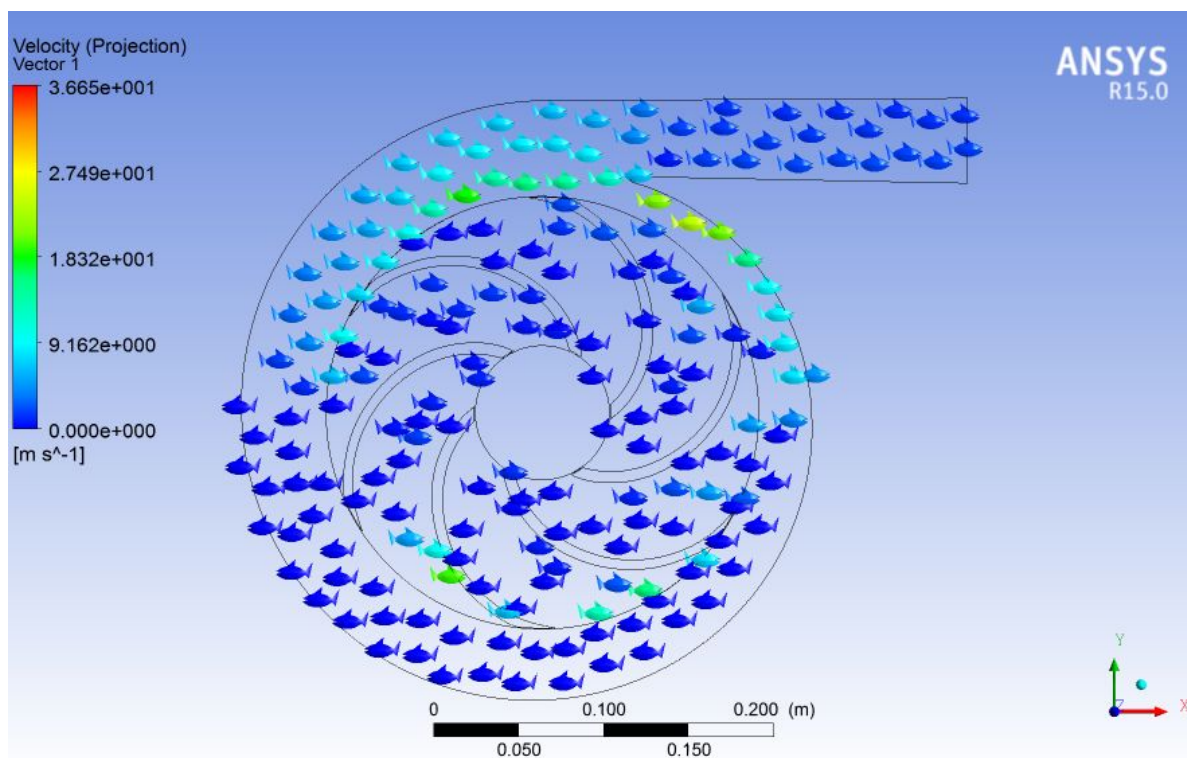
شکل ۶: کانتور فشار

کانتور سرعت نیز در شکل ۷- نشان داده شده است مطالعه بر روی کانتور سرعت در فهم انرژی جنبشی و فشار دینامیکی فعال بسیار مهم است. در فضای بین پره ها زمانی که انرژی مکانیکی به انرژی جنبشی تبدیل می شود سرعت به طور پیوسته افزایش می یابد. در حالی که در حلزونی با تبدیل انرژی جنبشی به انرژی فشاری سرعت به صورت پیوسته کاهش می یابد.



شکل ۷: کانتور سرعت

بردار سرعت در شکل ۸- نشان داده شده است بردار سرعت جهت جریان در قسمت های مختلف پمپ را نشان می دهد همچنین می توان نواحی جدایش جریان، اطلاعات جریان های گردابه ای و نواحی جریان های ثانویه را شناسایی کرد.



شکل ۸: بردار های سرعت

۵. جمع بندی:

در کار حاضر تحلیل جریان دو بعدی پمپ گریز از مرکز یکی از محصولات شرکت آریا سپهر کیهان مورد مطالعه انجام گرفت در این کار توانستیم رفتار کلی از سیال در هنگام عبور از فضای بین پره ها و حلزونی نشان دهیم و چگونگی تغییرات فشار و سرعت را مشاهده کنیم و یک منحنی مشخصه هد و دبی برای پمپ استخراج گردید که می توان برای انتخاب پمپ مورد نیاز بسیار مفید باشد. زمینه های کاری را که می توان در راستای کار حاضر انجام داد تحلیل سه بعدی و دقیق تر جریان و استخراج منحنی هد و دبی و همچنین میتوان مسئله حاضر را برای سایر مدل های آشفته گی حل و با هم مقایسه کرد.

مراجع:

1. Croba, D. and Kueny, j.L., 1996, "Numerical Calculation of 2D, Unsteady Flow in Centrifugal Pumps: Impeller And Volute Interaction", International Journal for Numerical Methods In Fluids, vol. 22, pp.467-481.

2. Muthana, k. Ali, A. 2011, "Numerical and Experimental Study on the Pressure Distribution in a Volute of High-Speed Centrifugal Fan with Impeller-Volute interaction", Al- Rafidain Engineering, vol.20, No. 5
3. Hedi, M. Hatem, k. Ridha, Z. 2012, "Numerical Analysis of the Flow Through in Centrifugal Pumps", International Journal of Thermal Technologies, ISSN 2277-4114.
4. Gulich, J.F. 2010. "Centrifugal Pumps", Springer.

۵. محصول شرکت آریا سپهر کیهان

📖 یاتاقان‌ها و روغنکاری آنها از دیدگاه استاندارد API 610

مقدمه

نوع یاتاقان‌های مورد استفاده، چینش آنها و نحوه روغنکاری آنها در پمپ‌های سانتریفیوژ یکی از مهمترین مباحث اجزای جانبی این نوع از پمپ‌هاست. برای پاسخگویی به سئوالات احتمالی در این زمینه رجوع به استاندارد بهترین روش پیشنهادی است. استاندارد API 610 که استاندارد پمپ‌های نفتی و صنایع پتروشیمی است در بندهای ۶.۱۰ و ۶.۱۱ خود موارد مربوط به یاتاقان‌ها، چینش و روغنکاری آنها را مورد بحث قرار داده است. در ادامه متن این استاندارد ارائه شده است.

۶.۱۰.۱ یاتاقان‌ها

۶.۱۰.۱.۱ هر شفت باید توسط دو یاتاقان شعاعی و یک یاتاقان محوری دو واکنش^۲ (کف گرد) حمایت شود که یاتاقان محوری مجاز است که با یکی از یاتاقان‌های شعاعی ترکیب شود یا نشود. یاتاقان باید به یکی از سه آرایش زیر باشد:

- شعاعی جزء غلتکی^۳ و کف گرد
- شعاعی هیدرودینامیکی و کف گرد جزء غلتکی
- شعاعی هیدرودینامیکی و کف گرد

مگر اینکه آرایش دیگری مشخص شده باشد که در این صورت نوع یاتاقان‌ها و آرایش آنها با توجه به محدودیت‌های جدول ۱ تعیین می‌شود.

حال توضیحاتی پیرامون محدوده‌های اشاره شده در جدول ۱ ارائه می‌شود:

- سرعت یاتاقان‌های جزء غلتکی: برای تمام انواع یاتاقان‌ها از مقداری که توسط سازنده یاتاقان به عنوان بالاترین سرعت مجاز آن اعلام شده است نباید تجاوز شود. برای یاتاقان‌های ساچمه‌ای^۴ پارامتر nd_m برای هر یاتاقان نباید از مقدار ۵۰۰۰۰۰ در حالت روغن کاری شده و از مقدار ۳۵۰۰۰۰ در حالت گریس کاری تجاوز کند. شایان ذکر است که d_m قطر میانگین یاتاقان است که میانگین قطر داخلی و قطر خارجی آن بوده و با رابطه ی زیر تعریف می‌شود:

$$d_m = \frac{d+D}{2}$$

^۲ Double-acting

^۳ Rolling element

^۴ Ball Bearing

جدول ۱

شرایط	نوع یاتاقان و آرایش آن
یاتاقان های شعاعی و کف گرد با سرعت و طول عمر در محدوده برای یاتاقان های جزء غلتکی و چگالی انرژی پمپ زیر حد مجاز	شعاعی جزء غلتکی و کف گرد
یاتاقان های شعاعی با سرعت و طول عمر خارج از محدوده برای یاتاقان های جزء غلتکی و یاتاقان های کف گرد با سرعت و طول عمر داخل محدوده و چگالی انرژی پمپ زیر حد مجاز	شعاعی هیدرودینامیکی و کف گرد جزء غلتکی و شعاعی هیدرودینامیکی و کف گرد
یاتاقان های شعاعی و کف گرد با سرعت و طول عمر خارج از محدوده برای یاتاقان های جزء غلتکی و چگالی انرژی پمپ زیر حد مجاز	شعاعی هیدرودینامیکی و کف گرد

d قطر داخلی و D قطر خارجی یاتاقان بوده و واحد تمامی قطر ها میلی متر می باشد. همچنین n سرعت دورانی شفتی است که یاتاقان روی آن نصب شده است و به واحد دور در دقیقه (rpm) بیان می شود.

تذکر ۱: محدوده های دمایی مشخص شده برای هر یاتاقان (در بخش ۶.۱۰.۲.۴ بحث خواهد شد) می تواند مقدار nd_m را محدودتر کند.

تذکر ۲: کلا یاتاقان های غلطکی^۵ و کروی^۶ حد سرعت بیشینه ی کمتری نسبت به یاتاقان های ساچمه ای دارند.

- عمر یاتاقان های جزء غلتکی با توجه به بخش های ۶.۱۰.۱.۵ و ۶.۱۰.۱.۶ مشخص می شود.
- یاتاقان های شعاعی هیدرودینامیکی و کف گرد در مواقعی استفاده می شوند که چگالی انرژی $4 \times 10^6 \frac{kW}{min}$ و یا بیشتر باشد.

تذکر ۳: چگالی انرژی از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$\text{چگالی انرژی} = \text{توان (kW)} \times \text{سرعت دوران (rpm)}$$

⁵ Roller Bearing

⁶ Spherical Bearing

۶.۱۰.۱.۲ اندازه ی یاتاقان های کف گرد باید به گونه ای انتخاب شود که تمامی شرایط ممکن، شامل بیشترین اختلاف فشار و ... مطابق با موارد زیر در نظر گرفته شده باشد:

الف) تمامی بارهای وارده باید برای لقی داخلی طراحی شده و دو برابر لقی داخلی طراحی شده تعیین شوند.

ب) نیروهای تراست برای کوپلینگ های جزء فلزی انعطاف پذیر باید بر اساس بیشترین خمش مجاز تعیین شده توسط سازنده ی آن محاسبه شوند. اگر یک موتور با بوش (بدون یاتاقان کف گرد) مستقیماً به یک پمپ با کوپلینگ متصل شود، تراست منتقل شده توسط کوپلینگ به عنوان بیشینه تراست موتور در نظر گرفته می شود.

ج) علاوه بر تراست ناشی از روتور و تمامی عکس العمل های داخلی مربوط به بدترین شرایط کارکرد مجاز، نیروی محوری منتقل شده توسط کوپلینگ انعطاف پذیر به عنوان قسمتی از نیروی وارد بر یاتاقان کف گرد تلقی می شود.

د) اگر جهت چرخش نرمال پمپ برعکس شود، یاتاقان های کف گرد این توانایی را دارند که در حالت بار کامل نیز کار کنند.

۶.۱۰.۱.۳ یاتاقان های شیار عمیق^۷ تک ردیفه باید مطابق دسته بندی گروه ۳ استاندارد ISO 5753 لقی شعاعی داخلی داشته باشند. (بزرگتر از لقی داخلی N که نماینده لقی نرمال است). یاتاقان های یک یا دو ردیفه نباید شیارهای پر داشته باشند. قفسه های غیرفلزی مجاز نیستند. هرقدر لقی داخلی بزرگتر باشد، افزایش دمای روانساز کاهش می یابد. از طرفی با افزایش این لقی، ارتعاشات افزایش می یابد. وندور باید تضمین کند که افزایش دما مطابق با بخش ۶.۱۰.۲.۴ و ارتعاشات با توجه به بخش ۶.۹.۳.۶ استانداردهای بین المللی را ارضا می نماید.

تذکر : گروه ۳ استاندارد ANSI/ABMA 20 معادل با گروه ۳ استاندارد ISO 5753 است.

۶.۱۰.۱.۴ یاتاقان های ساچمه ای کف گرد باید به صورت جفتی با یاتاقان تماس زاویه ای ۴۰ درجه تک ردیفه (سری ۷۰۰) با قفسه ی برتجی ماشینکاری شده مورد استفاده قرار گیرند. از قفسه های غیرفلزی استفاده نشود. اگر خریدار تایید کند می توان از قفسه های فولاد پرس شده استفاده کرد. یاتاقان ها بهتر است به آرایش پشت به پشت^۸ مورد استفاده قرار گیرند مگر اینکه خریدار الزامی بر استفاده از آرایشی دیگر را اعلام کند. جهت ایجاد تناسب با کاربرد و برآورده کردن میزان عمر درخواستی یاتاقان بنا به استاندارد های بین المللی، وندور باید لقی یاتاقان و پیش بار اعمالی به آن را تعیین کند.

تذکر : در برخی از کاربردها استفاده از آرایش های دیگر می تواند مفیدتر باشد. این کاربردها مواردی است که در آنها بار محوری بسیار کمی به یاتاقان وارد می شود و این بار به صورت پیوسته اعمال می شود.

۶.۱۰.۱.۵ برای محاسبه ی عمر یاتاقان های جزء غلتکی (منظور عمر پایه که با L_{10h} نشان داده می شود است) باید محاسبات را با توجه به استاندارد ISO 281 انجام داد. کمترین مقدار مجاز برای این عمر ۲۵۰۰۰ ساعت تحت عملکرد پیوسته در شرایط مشخص شده و ۱۶۰۰۰ ساعت تحت ماکزیمم نیروی شعاعی و محوری در سرعت مشخص شده می باشد.

^۷ Deep Groove

^۸ Back-to-back

تذکر ۱: استاندارد ISO 281 طول عمر پایه را در واحد میلیون دور مشخص می کند. با توجه به سرعت دورانی شفت می توان این مقدار را به ساعت تبدیل کرد.

تذکر ۲: برای تعیین طول عمر استاندارد ANSI/ABMA با استاندارد ISO 281 معادل است.

۶.۱۰.۱.۶ حداقل عمر سیستم یاتاقان ها (عمر محاسبه شده برای سیستم ترکیبی یاتاقان های مورد استفاده در پمپ مورد نظر) باید ۲۵۰۰۰ برابر ساعت تحت عملکرد پیوسته در شرایط مشخص شده و ۱۶۰۰۰ ساعت تحت ماکزیمم نیروی شعاعی و محوری در سرعت مشخص شده می باشد. برای محاسبه عمر سیستم یاتاقان ها رابطه ی زیر ارائه می شود:

$$L_{10h,sys} = \left(\left(\frac{1}{L_{10hA}} \right)^{\frac{3}{2}} + \left(\frac{1}{L_{10hB}} \right)^{\frac{3}{2}} + \dots + \left(\frac{1}{L_{10hN}} \right)^{\frac{3}{2}} \right)^{-\frac{2}{3}}$$

که در آن:

L_{10hA} عمر پایه بر اساس استاندارد ISO 281 برای یاتاقان A

L_{10hB} عمر پایه بر اساس استاندارد ISO 281 برای یاتاقان B

L_{10hN} عمر پایه بر اساس استاندارد ISO 281 برای یاتاقان N

N تعداد یاتاقان های پمپ مورد نظر

تذکر: برای دستیابی به عمر سیستم یاتاقان های ۲۵۰۰۰ ساعت یا ۱۶۰۰۰ ساعت لازم است که عمر پایه ی هر یاتاقان به تنهایی بیشتر از مقادیر ۲۵۰۰۰ ساعت و ۱۶۰۰۰ ساعت باشد.

۶.۱۰.۱.۷ اگر بار اعمالی به یاتاقان های جفت شده با یاتاقان تماس زاویه ای ۴۰ درجه که در بند ۶.۱۰.۱.۴ بیان شده، از مقدار مشخص شده تجاوز کرد باید از آرایش های دیگری به جای آرایش پشت به پشت استفاده کرد.

۶.۱۰.۱.۸ یاتاقان های جزء غلتکی باید با توجه به موارد زیر نصب، نگهداری و جایابی شوند:

الف) یاتاقان ها باید با توجه به استاندارد ANSI/ABMA7 روی سطح مشترک با شفت یا با لقی قطری روی هوسینگ فیت شوند.

ب) یاتاقان ها باید مستقیماً روی شفت نصب شوند. در صورت استفاده از هر حامل یاتاقان این مسئله باید توسط خریدار تایید شود.

ج) یاتاقان ها باید به وسیله شانه^۹، طوقه^{۱۰} و یا هر وسیله جایابی مثبت دیگری جایابی شوند. خار حلقوی^{۱۱} و واشره های فنری^{۱۲} مورد تایید نیستند.

^۹ Shoulder

^{۱۰} Collar

^{۱۱} Snap ring

د) وسیله ی مورد استفاده جهت قفل کردن یاتاقان های کف گرد محدود به یک مهره با واشر قفلی زبانی است.

تذکر : موارد بیان شده در فوق، قابل اعمال به یاتاقان های جزء غلتکی شامل هر دو نوع یاتاقان ساجمه ای و یاتاقان غلتکی است. ممکن است برای یک یاتاقان غلتکی مشخص، لقی قطری بین یاتاقان و هوسینگ کافی و مناسب نباشد.

۶.۱۰.۲ هوسینگ یاتاقان ها

۶.۱۰.۲.۱ هوسینگ یاتاقان ها باید به گونه ای آرایش یابند که برای تعویض یاتاقان ها نیازی به ایجاد مزاحمت برای اجزای پمپ نباشد.

۶.۱۰.۲.۲ هوسینگ برای یاتاقان های روغنکاری شده با روغن های غیر پر فشار باید رزوه دار و دارای دریچه خروجی حداقل DN15 که معادل $NPS \frac{1}{2}$ است باشد. هوسینگ باید مجهز به روغندان تراز ثابت با حجم حداقل ۴ اونس سیال که دارای ترازکننده مثبت، محفظه شیشه ای ضد گرما و قفسه ی حمایتی سیمی است، باشد. یک نشانگر دائمی تراز مناسب روغن باید با دقت بالا نصب و به صورت واضح روی سطح خارجی هوسینگ به وسیله ی تگ های فلزی، حکاکی روی فولاد و یا دیگر راه های پر دوام مشخص شود. شیشه مرئی باید به گونه ای قرار گیرد که تراز دلخواه روغن روی ۵۰٪ قرار گیرد.

۶.۱۰.۲.۳ هوسینگ برای یاتاقان های هیدرودینامیکی روغنکاری شده با روغن پرفشار باید به گونه ای تنظیم شود که کمترین جوشش ممکن رخ دهد. سیستم تخلیه باید برای نگه داشتن تراز روغن و کف زیر شفت و آب بند مناسب باشد.

۶.۱۰.۲.۴ خنک کاری کافی برای نگه داشتن دمای روغن و یاتاقان در دمای مشخص شده تحت شرایط عملکردی مشخص و دمای محیط ۴۳ درجه سانتیگراد باید صورت گیرد. به همین جهت موارد زیر ارائه می شود:

الف) برای سیستم تحت فشار، دمای روغن خروجی باید زیر ۷۰ درجه سانتیگراد و دمای بدنه فلزی یاتاقان زیر ۹۳ درجه سانتیگراد باشد. حین تست خرید و تحت ناسازگارترین حالت عملکردی، افزایش دمای روغن نباید بیشتر از ۲۸ درجه سانتیگراد باشد.

ب) برای سیستم های رینگ روغنی دمای کارتر^{۱۳} باید زیر ۸۲ درجه سانتیگراد باشد. حین تست خرید افزایش دمای کارتر نباید از ۴۰ درجه سانتیگراد بیشتر از دمای محیط بیشتر باشد. همچنین دمای رینگ روغن بیشتر از ۹۳ درجه سانتیگراد نشود.

تذکر : پمپ هایی با سیستم رینگ روغنی معمولاً تحت تست های کوتاه مدت و حتی تست هایی به مدت ۴ ساعت به پایداری دمایی نمی رسند.

۶.۱۰.۲.۵ اگر خنک کاری به وسیله آب مدنظر باشد، کوپل های خنک کاری پیشنهاد می شود. کوپل ها و فیتینگ های مورد استفاده باید از جنس غیر آهنی و فولاد ضدزنگ آستنیتی باشد و هیچ اتصال داخلی تحت فشاری نداشته باشد. لوله های مورد

¹² Spring-type washer

¹³ Oil sump

استفاده باید دارای حداقل ضخامت ۱ میلیمتر و حداقل قطر خارجی ۱۲ میلیمتر باشند. در صورت استفاده از صندوق آب^{۱۴} تنها از اتصالات خارجی استفاده شود و از هیچ اتصال واکش یا رزوه داری استفاده نشود تا از نشت آب به مخزن روغن جلوگیری شود.

تذکر: خنک کاری رینگ خارجی منجر به کاهش لقی و خرابی رینگ می شود.

۶.۱۰.۲.۶ هوسینگ برای یاتاقان های جزء ساچمه ای باید به گونه ای طراحی شود که جلوی آلودگی های گرد و غبار و سایر مواد خارجی را بگیرد. برای دستیابی به این منظور نیازی به استفاده از سرویس هایی مثل تصفیه هوا نیست. این هوسینگ ها به وسیله ی آب بندهایی با انتهای مارپیچ^{۱۵} یا انتهای مغناطیسی^{۱۶} که قابل تعویض هستند، شفت را از میان خود عبور می دهند. به همین دلیل از آب بندهای لبه دار^{۱۷} نباید استفاده کرد. جنس متریال آب بندها باید ضد جرقه باشد. استفاده از آب بند مناسب باعث نکه داشتن روغن در هوسینگ و جلوگیری از ورودی ذرات خارجی به آن می شود.

تذکر: بنا بر تصور تعداد زیادی از کاربرها، آلومینیوم خالص و آلیاژهای آن همراه با ۲٪ منگنز یا ۰/۲٪ مس و همچنین آلیاژهای پایه مسی (مانند برنج و برنز) ضد جرقه هستند ولی استانداردهایی مانند استاندارد EN 13463-1 این جنس ها را قابل انفجار می داند.

۶.۱۰.۲.۷ اگر از روغن تیره استفاده می شود الزامات بخش های ۶.۱۰.۲.۷.۱ و ۶.۱۰.۲.۷.۲ اعمال شود.

۶.۱۰.۲.۷.۱ برای روغن کاری روغن تیره خالص، یاتاقان و هوسینگ یاتاقان باید موارد زیر را ارضا کند:

الف) یک اتصال ورودی روغن تیره رزوه شده ۶ میلیمتری ($\frac{1}{4}$ NPS) باید برای هوسینگ یا کاور انتهایی برای هر فاصله ی بین یاتاقان جزء غلتکی و هوسینگ یاتاقان و آب بند مهیا شود.

ب) فیتینگ روغن تیره باید به گونه ای جایابی شود که روغن بتواند از میان یاتاقان جزء غلتکی عبور کند.

ج) رینگ های روغن یا زبانه ها یا مخزن های روغن تراز ثابت لازم نیست و متعاقباً نشانگر تراز روغن نیز وجود ندارد.

د) حفره تخلیه روغن و کلا هر گذرگاه دیگر روغن در هوسینگ یاتاقان باید سوراخگیری شود تا جلوی روغن را برای بای پس^{۱۸} کردن یاتاقان بگیرد.

ه) استفاده از سیستم های خنک کاری آب مجاز نیست.

تذکر: در مواردی که دمای فرآیند بالای ۳۰۰ درجه سانتیگراد است، استفاده از هوسینگ یاتاقان با روغن کاری روغن تیره خالص همراه با برخی ویژگی ها و خصیصه های دیگر می تواند منجر به کاهش انتقال حرارت به قاب های یاتاقان شود. این ویژگی ها عبارتند از:

- فلینگر^{۱۹} های نوع چاه حرارتی

¹⁴ Water jacket

¹⁵ Labyrinth type

¹⁶ Magnetic type

¹⁷ Lip type

¹⁸ Bypassing

- شفت های فولادی ضد زنگ دارای رسانش حرارتی پایینی هستند.
- سدهای حرارتی
- خنک کاری به وسیله فن
- فیلتر کردن روغن تیره با خنک کاری کارتر یا خود روغن

۶.۱۰.۲.۷.۲ برای روغن کاری روغن تیره تصفیه شده، یاتاقان و هوسینگ یاتاقان باید موارد زیر را ارضا کند:

(الف) یک اتصال ورودی روغن تیره رزوه شده ۶ یا ۱۲ میلیمتری ($\frac{1}{2}$ or $\frac{3}{4}$ NPS) باید در نیمه بالایی هوسینگ یاتاقان نصب شود تا هنگام پر شدن هوسینگ آن را خالی کند.

(ب) باید یک مخزن روغن تراز ثابت تهیه شود. همچنین لازم است یک نشانگر تراز روی هوسینگ نصب شود. روغنکاری یاتاقان به یک از روش های حمام روغن، فلینگر و یا سیستم رینگ روغن انجام شود.

(ج) مخزن روغن شیشه ای باید مجهز به یک کنترل سرریز باشد تا اجازه تخلیه روغن اضافی را بدهد که تراز روغن در کارتر ثابت بماند و از طرفی از چکه کردن این روغن بر شاسی جلوگیری کند.

(د) مخزن روغن شیشه ای باید به گونه ای لوله کشی شود که با فشار داخلی هوسینگ یاتاقان کار کند و مقدار اضافی ناخالصی ها را از هوسینگ خارج نکند و باعث چکه کردن نشستی روی شاسی نشود.

۶.۱۰.۲.۷.۳ برای هر دو حالت روغنکاری با روغن تیره خالص و تصفیه شده اتصال تخلیه باید در پایین هوسینگ نصب شود تا به خوبی تخلیه صورت گیرد.

۶.۱۰.۲.۷.۴ یاتاقان حفاظت شده یا آب بندی شده نباید در مواقع استفاده از سیستم روغن تیره مورد استفاده قرار گیرد.

۶.۱۰.۲.۷.۵ ادواتی مانند تامین کننده روغن و فیتینگ تخلیه باید توسط خریدار تهیه شوند.

۶.۱۰.۲.۸ هوسینگ برای یاتاقان های روغن کاری با رینگ روغنی باید دارای پورت هایی برای مشاهده بصری رینگ های روغن حین عملکرد پمپ باشد.

۶.۱۰.۲.۹ تمامی هوسینگ های یاتاقان ها باید در موقعیت هایی که در شکل های ۱ تا ۳ نشان داده شده اند گودی داشته باشند تا اندازه گیری ارتعاشات ثابت آسان شود. این گودی ها باید ریخته گری با ماشینکاری شوند و معمولاً عمق آنها ۲ میلیمتر و زاویه ی آنها ۱۲۰ درجه است.

در شکل ۱ محل قرارگیری اندازه گیر ارتعاشات برای پمپ های OH و BB نشان داده شده است. در شکل ۲ این مکان برای پمپ های VS و در شکل ۳ این مقدار برای پمپ های عمودی خطی (OH3) و پمپ های دنده ای سرعت بالا که به ترتیب با a و b نشان داده شده اند، مشخص شده است.

^{۱۹} فلینگر (flinger) وسیله ای است که روی شفت در حال دوران نصب می شود و وظیفه ی آن ارسال روانساز به یاتاقان و جلوگیری از ورود ذرات ماسه مانند به آن به وسیله نیروی گریز از مرکز است.

۶.۱۰.۲.۱۰ اگر مشخص شده باشد که هوسینگ نیازمند اتصالی رزوه دار برای نصب دائم ترانسفورماتورهای ارتعاشات است، باید از استاندارد ANSI/API Std 670 پیروی کرد. همانطور که در شکل های ۱ تا ۳ نشان داده شده است، در صورت استفاده از چفت متریک باید $M8 \times 1.25$ باشد.

۶.۱۰.۲.۱۱ در صورت استفاده از اندازه گیر معنایسی ارتعاشات باید سطحی صاف به قطر حداقل ۲۵ میلیمتر تعبیه شود.

۶.۱۰.۲.۱۲ خریدار باید تعیین کند که مایل به استفاده از روغن های ترکیبی هست یا خیر. اگر پاسخ مثبت است باید نوع روغن ترکیبی هم مشخص شود. وندور باید مشخص کند که رنگ آمیزی داخل هوسینگ برای روغن انتخابی مناسب است یا خیر.

۶.۱۱ روغن کاری

۶.۱۱.۱ یاتاقان و هوسینگ آن باید به گونه ای طراحی شوند که مناسب برای روغنکاری با روغن معدنی (هیدروکربنی) باشند.

۶.۱۱.۲ راهنمای عملکرد و نگهداری بیاد نحوه ی چرخش روغن در فرآیند روغنکاری را شرح دهد.

۶.۱۱.۳ می توان تدارک لازم برای استفاده از هر دوی روغن تیره تصفیه شده و روغن خالص را فراهم ساخت. (برای توضیحات بیشتر به بخش ۶.۱۰.۲.۷ مراجعه شود).

۶.۱۱.۴ می توان یاتاقان های جزء غلتکی را گریسکاری کرد. به همین منظور رعایت موارد زیر الزامی است:

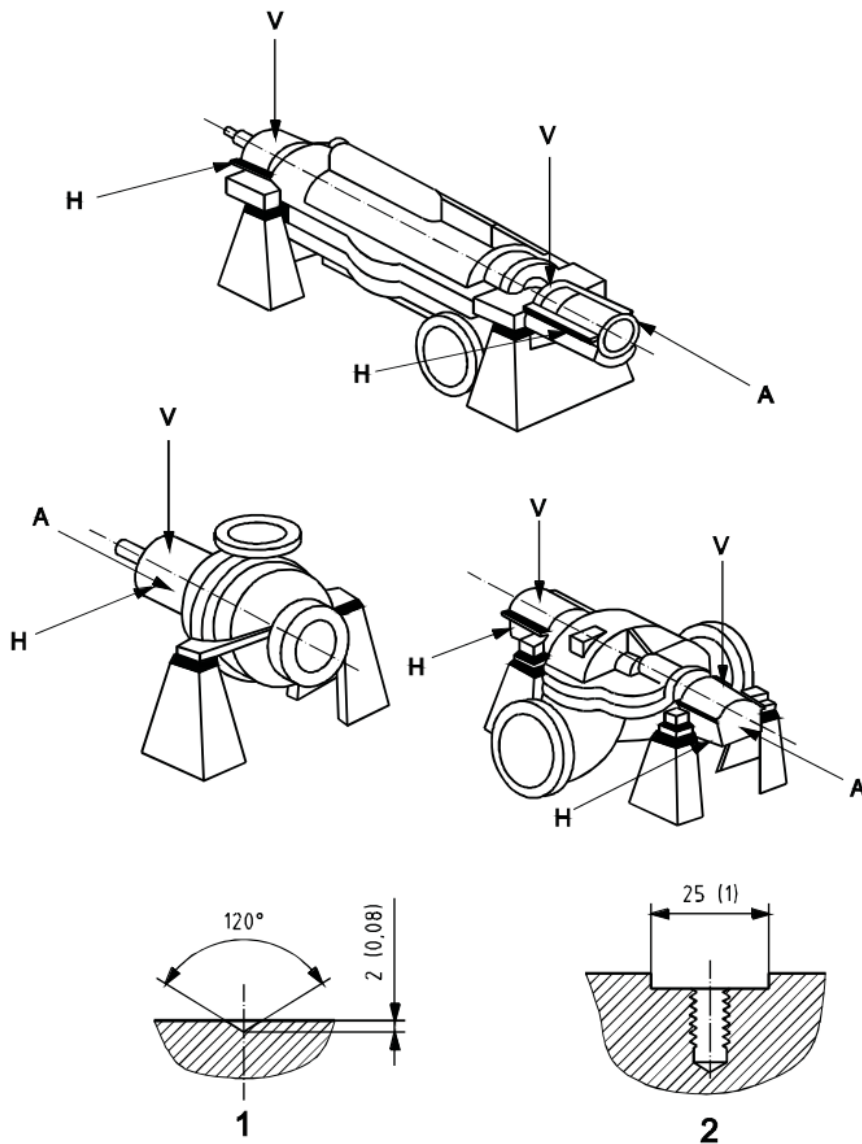
الف) عمر گریس (فاصله تا گریسکاری بعدی) باید به روشی که توسط سازنده توصیه شده یا توسط خریدار مطرح شده محاسبه شود.

ب) اگر عمر به دست آمده زیر ۲۰۰۰ ساعت باشد، استفاده از گریسکاری توصیه نمی شود.

ج) اگر عمر محاسبه شده در حدود ۲۰۰۰ ساعت و یا بیشتر تا ۲۵۰۰ ساعت باشد، باید تدبیری برای تخلیه مفید گریس کهنه و گریسکاری دوباره توسط وندور همراه با زمان گریسکاری بعدی به خریدار اعلام شود.

د) اگر عمر گریس ۲۵۰۰ ساعت یا بیشتر باشد، به سیستمی برای اضافه کردن گریس در حین عملکرد نیاز نیست.

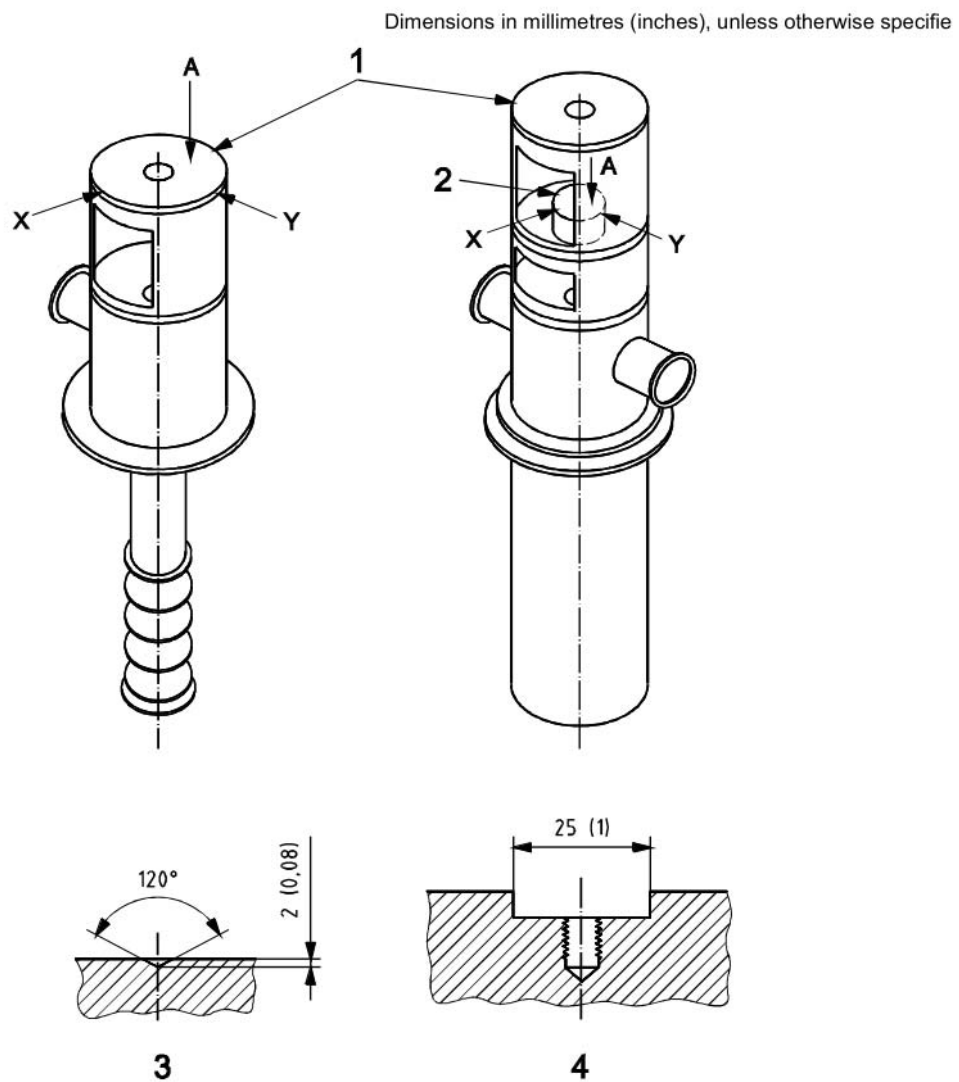
Dimensions in millimetres (inches), unless otherwise specified



Key

- 1 dimple (see 6.10.2.9)
- 2 optional arrangement for mounting vibration-measuring equipment (see 6.10.2.10)
- A axial
- H horizontal
- V vertical

شکل ۱

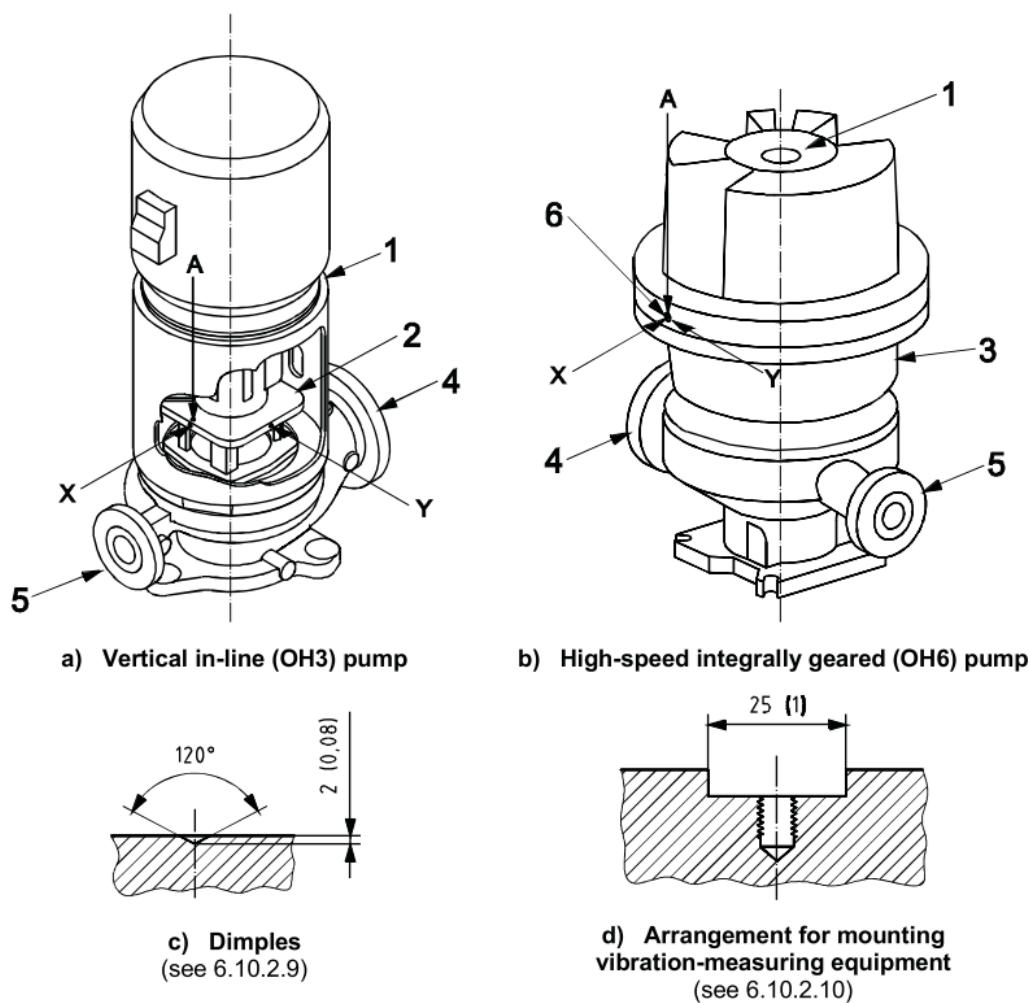


Key

- 1 driver mounting surface
- 2 pump bearing housing
- 3 dimple (see 6.10.2.9)
- 4 optional arrangement for mounting vibration-measuring equipment (see 6.10.2.10)
- A axial

شکل ۲

Dimensions in millimetres (inches), unless otherwise specified



Key

- 1 driver mounting surface
- 2 pump bearing housing
- 3 gearbox housing
- 4 suction flange
- 5 discharge flange
- 6 threaded connection for stud-mounting vibration sensor
- A axial

شکل ۳

مرجع

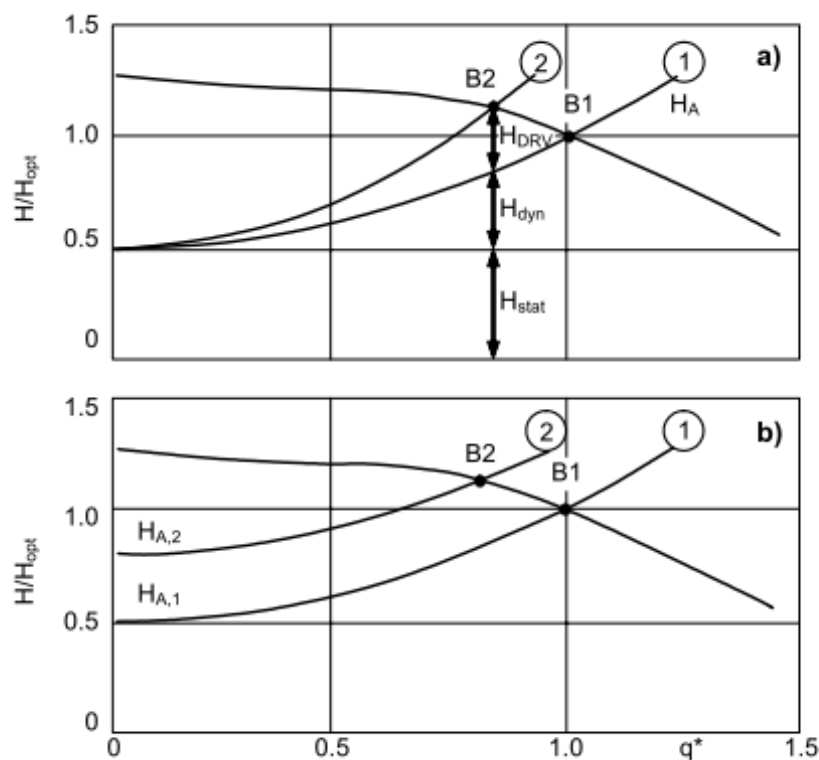
Centrifugal pumps for petroleum, petrochemical and natural gas industries, ANSI/API 610, 11th edition

📖 مشخصه های عملکردی پمپ ها در اتصال موازی یا متوالی

مشخصه های سیستم در حالت کلی

یک پمپ جابجایی مثبت، مستقل از مقدار فشار برگشتی^{۲۰} در سرعت ثابت دبی تقریباً ثابتی دارد. اما در مقابل آن پمپ سانتریفیوژ وجود دارد که دبی آن به اختلاف فشاری که توسط سیستم به پمپ اعمال می شود ($\Delta P = \rho \times g \times H_A$) وابسته است. از طرفی افزایش فشار ΔP خود به دلیل اتلافات هیدرولیکی به مقدار دبی وابسته است. به همین دلیل مشخصه ی $H_A = f(Q)$ به عنوان کل اختلاف فشاری در نظر گرفته می شود که باید توسط پمپ تامین شود تا دبی مورد نظر را در سیستم به وجود آورد.

نقطه ی عملکرد یک پمپ با تلاقی منحنی های مشخصه ی پمپ و سیستم مطابق شکل ۱ به دست می آید. شکل a نشان دهنده ی مشخصه های سیستم با شیر گلوبی و شکل b نشان دهنده ی مشخصه ی سیستم با فشار استاتیکی متفاوت است.



شکل ۱

هد مورد نیاز یک واحد صنعتی از دو بخش هد استاتیکی و هد وابسته به مقدار دبی تشکیل شده است. در بسیاری از کاربردها هد استاتیکی مقداری نزدیک به صفر دارد. هد کل از رابطه ی زیر به دست می آید:

²⁰ Back pressure

$$H_A = H_{stat} + H_{dyn}$$

هد استاتیکی از دو بخش هد وابسته به سطح H_{geo} و اختلاف فشار تشکیل شده است:

$$H_{stat} = H_{geo} + \frac{p_a - p_e}{\rho g}$$

هد دینامیکی شامل تمامی اتلافات هد لوله های مکش H_v ، اجزای خط لوله ی تخلیه (مثلا مبدل حرارتی)، افت فشار قابل تنظیم در شیر گلوبی H_{DRV} و افزایش انرژی جنبشی است:

$$H_{dyn} = \frac{c_a^2 - c_e^2}{2g} + H_v + H_{DRV}$$

همچنین هد دینامیکی را می توان با رابطه ی زیر نیز بیان کرد:

$$H_{dyn} = R Q^2$$

که در آن R ضریب ثابتی است که از تقسیم هد دینامیکی در دبی طراحی بر دبی طراحی به دست می آید:

$$R = \frac{H_{dyn,r}}{Q_r^2}$$

اگر هد دینامیکی و یا هد استاتیکی تغییر کند نقطه ی عملکرد پمپ دیگر نقطه ی قبلی نخواهد بود و همانطور که در شکل ۱ نشان داده شده است، این نقطه جابجا خواهد شد. حال اگر چند پمپ را به صورت همزمان برای تامین هد یا دبی مورد نظر به کار بگیریم مشخصه های عملکردی آنها چگونه تعیین می شود؟

عملکرد موازی

بسیاری از واحدهای صنعتی نیازمند استفاده از آرایش موازی برای استفاده از پمپ ها هستند. به طور مثال در مواقعی که مقدار دبی در زمان های مختلف بسیار متفاوت از هم است یا برای ایجاد ظرفیت هنگام آماده به کار بودن یا در مواقعی که مقدار دبی مورد نیاز توسط یک پمپ به تنهایی قابل تامین نیست.

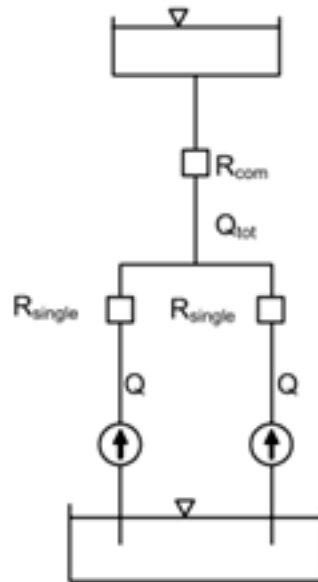
در این آرایش، نقطه ی عملکرد هر پمپ از تلاقی منحنی آن با منحنی مشخصه ی سیستم به دست می آید. همه ی پمپ ها، پمپاژ را علیه اختلاف فشار یکسانی که از طرف سیستم اعمال می شوند انجام می دهند و در نتیجه هد یکسانی دارند. از همین رو دبی کل از جمع دبی های هر کدام از پمپ های متصل در هد ثابت محاسبه می شود. یعنی اگر پمپ هایی به صورت موازی به هم متصل شوند و هر کدام با شماره های ۱، ۲، ... و n مشخص شوند، خواهیم داشت:

$$H_{sys} = H_1 = H_2 = \dots = H_n$$

$$Q_{sys} = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n$$

که در آنها زیروند Q_{sys} نشاندهنده ی مشخصه های سیستم می باشد. شکل های ۲ و ۳ عبارات فوق را برای دو پمپ که به صورت موازی با هم کار می کنند نشان می دهد. در شکل ۲ شماتیکی از نحوه ی اتصال نشان داده شده است. آن قسمت از خط لوله ای

که برای هر دو پمپ مشترک است با مقاومت جریان R_{com} نشان داده شده است و در مقابل آن قسمت های از خط لوله که به صورت انفرادی برای هر پمپ استفاده شده است (خط لوله ی مکش و تخلیه ی هر پمپ) با مقاومت جریان R_{single} معین شده است.

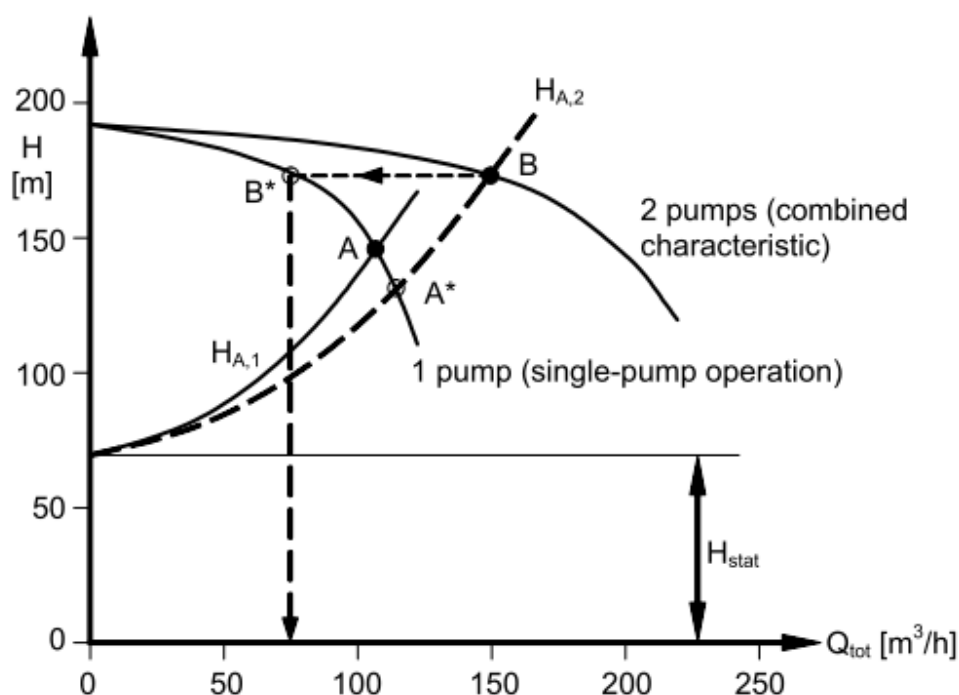


شکل ۲

اگر Q_{tot} دبی کل رسیده به سیستم باشد و Z_{pp} تعداد پمپ هایی باشد که به صورت موازی با هم کار می کنند مشخصه های سیستم از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$H_A = H_{stat} + \left(\frac{R_{single}}{Z_{pp}^2} + R_{com} \right) Q_{tot}^2$$

از رابطه ی بالا می توان برای تمامی تعداد های ممکن پمپ های موازی استفاده کرد. با توجه به شکل ۳ اگر دو پمپ به صورت موازی با هم کار کنند نقطه ی B مقدار دبی کل رسیده توسط سیستم را نشان می دهد و نقطه ی B^* دبی را برای هر پمپ به صورت مستقل نمایان می سازد. اگر یک پمپ کار کند نقطه ی A دبی را نشان می دهد.



شکل ۳

در صورتی که سهم R_{single} زیاد باشد آنگاه تفاوت بین مشخصه های سیستم در حالت عملکرد پمپ تکی و دو پمپ به صورت موازی بیشتر می شود. در بعضی از مواقع مقدار R_{single} آنقدر کم است که می توان از آن صرف نظر کرد. در این حالت عملکرد پمپ تکی در نقطه ی A^* نشان داده شده است.

در مثال نشان داده شده در شکل ۳ با اضافه کردن ۱ پمپ به صورت موازی دبی سیستم تنها ۳۵٪ افزایش می یابد. (بدیهی است که با اضافه کردن یک پمپ به حالت عملکرد تکی نمی توان دبی را دو برابر کرد.) هر قدر بخش دینامیکی مشخصه ی سیستم بزرگتر باشد و هر قدر نمودار مشخصه ی پمپ صاف تر (تخت تر) باشد، بهره ی اضافه کردن پمپ های دیگر به سیستم موازی کمتر خواهد شد.

با توجه به عبارات فوق نتیجه گیری زیر به دست می آید:

استفاده از آرایش پمپ های موازی در مواردی مناسب است که هد استاتیکی (H_{stat}) زیاد باشد و نمودار مشخصه ی سیستم صاف باشد.

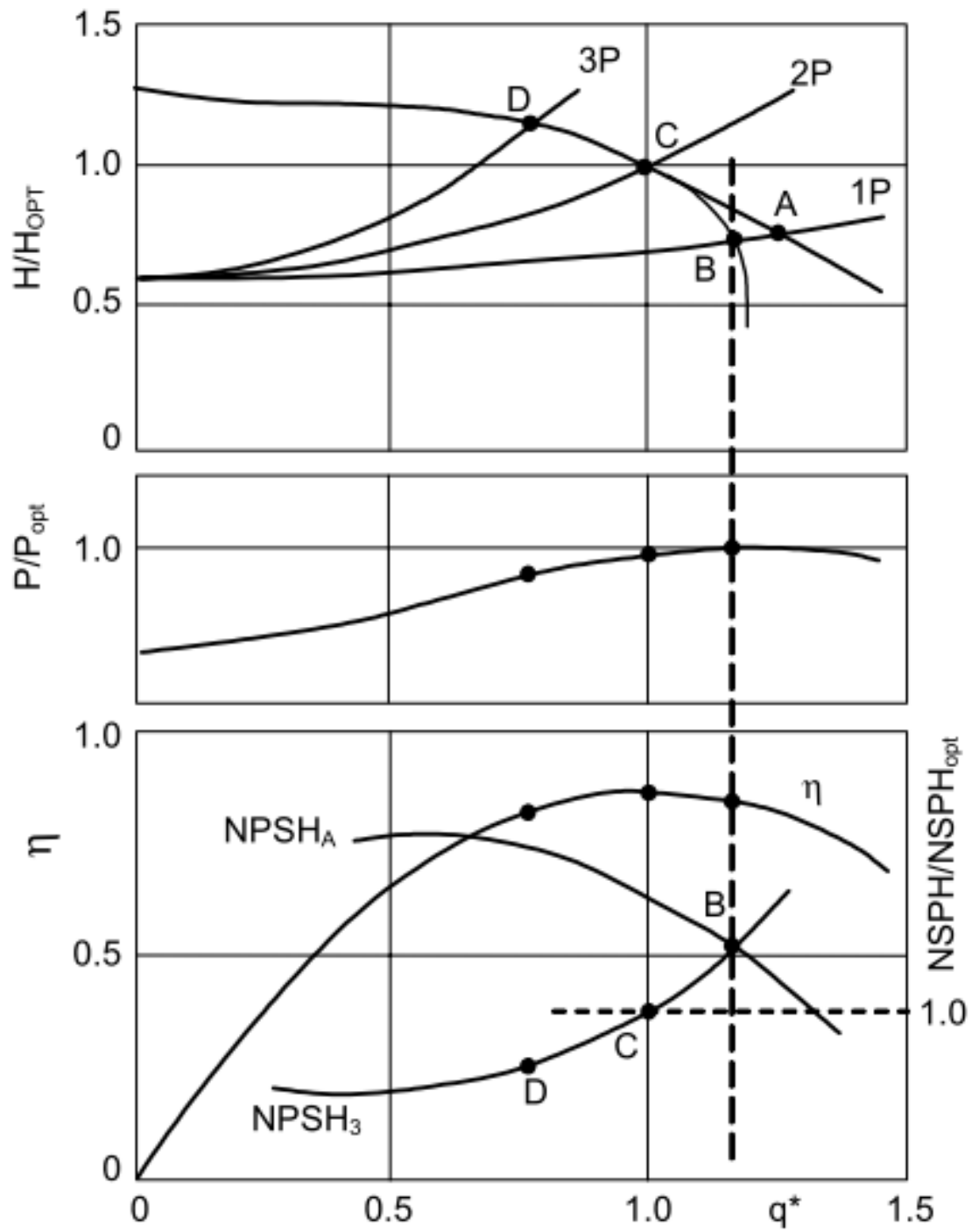
برای به دست آوردن منحنی مشخصه ی ترکیبی به جای اضافه کردن مشخصه های پمپ به یکدیگر (کاری که برای رسم منحنی مشخصه ی شکل ۳ انجام داده شد) معمولاً آسانتر و واضح تر است که مانند آنچه در شکل ۴ رسم شده است، مشخصه های سیستم

در تعدادی از عملکردهای موازی در مقایسه با عملکرد تکی پمپ رسم شود. با جاگذاری رابطه ی $Q_{tot} = z_{pp} \times Q$ در روابط به دست آمده خواهیم داشت:

$$H_A = H_{stat} + (R_{single} + z_{pp}^2 R_{com}) Q^2$$

مزیت استفاده از روشی که برای رسم نمودارهای شکل ۴ استفاده شد نسبت به روشی که برای رسم نمودارهای شکل ۳ استفاده شد این است که تنها با استفاده از رابطه ی فوق مشخصه های سیستم قابل تعیین می شود و الزامی برای اضافه کردن همه ی منحنی های هد وجود ندارد. منحنی های هد می توانند زینی شکل باشند یا تعداد زیادی پمپ به صورت موازی با هم به کار گرفته شده باشند که این دو حالت باعث دشواری مضاعف روش اول می شود.

شکل ۴ سیستمی با هد دینامیکی نسبتاً بزرگی را نشان می دهد. اضافه کردن یا کم کردن یک پمپ به این سیستم می تواند منجر به تغییر مکان زیادی در نقطه ی عملکرد شود که خود باعث افزایش بیش از حد دبی و کاویتاسیون در حالت عملکرد تکی پمپ می شود. این قضیه در شکل ۴ با $NPSH_3$ و $NPSH_A$ نشان داده شده است.



شکل ۴

اگر ۳ یا ۴ پمپ به صورت موازی با هم به کار گرفته شوند (به ترتیب نقاط C و D) عملکرد نرمال قابل دسترسی است. زیرا $NPSH_A$ به اندازه ی کافی بیشتر از $NPSH_3$ می باشد. پمپ های اگر به صورت تکی کار کنند باید همین شرط (بزرگتر بودن $NPSH_A$ از $NPSH_3$) را ارضا نمایند ولی در شکل ۴ مشاهده می شود که در نقطه ی عملکردی تکی پمپ (نقطه ی A) این شرط رعایت نشده است و در صورت پمپاژ تکی کاویتاسیون رخ می دهد. اگر سیستم به حال خود رها شود به دلیل کاویتاسیون دبی تا حد نقطه ی B محدود می شود. در این حالت دبی متناظر و گسترده ی کاویتاسون به قدری است که هد به وجود آمده در تعادل با هد مورد نیاز سیستم است. در اکثر کاربردها اینگونه عملکرد غیرمجاز است زیرا باعث می شود اختلالات زیر به وجود آید:

۱. بازده کم
۲. خسارات ناشی از کاویتاسیون
۳. نویز
۴. ارتعاشات

تنها در مواردی این گونه عملکرد مورد استفاده قرار می گیرد که به صورت پیش بینی شده در یک بازه ی زمانی کوتاه و طی تعویض اتوماتیک یک پمپ و یا در موارد کنترل کاویتاسیون سیستم در این حالت کار کند.

با توجه پاراگراف قبل می توان نتیجه گرفت برای هر سیستمی که پمپ هایش به صورت موازی با هم کار می کنند باید به دقت مورد بررسی قرار گیرد تا دو شرط زیر را ارضا کند:

۱. از بیشترین مقدار دبی مجاز در حالت عملکرد تکی پمپ ها یا هر شرایط دیگری تجاوز نشود.
۲. چه تمهیداتی لازم است که دبی در محدوده ی مجاز خود باقی بماند.

اگر مقدار $NPSH_A$ کم باشد، پمپ های موازی هم با لوله کشی مکش جداگانه به کار گرفته می شوند تا از افت $NPSH_A$ ناشی از افزایش افت فشار جلوگیری شود. همچنین برای عملکرد پایدار با آرایش موازی منحنی H-Q باید به صورت به طور پیوسته در حال سقوط (اکیدا نزولی) باشد. زیرا نقاط تقاطع بین منحنی مشخصه ی ترکیبی پمپ ها و منحنی سیستم باید غیرمبهم باشد.

دلیل اینکه تاکید می شود منحنی H-Q پمپ های موازی اکیدا نزولی باشد این است که منحنی های هر پمپ به صورت مستقل نامعینی هایی به دلیل تلورانس و اصطکاک دارد که باعث افزایش خطا می شود. به عبارت دیگر برای یک پمپ در عملکرد موازی برای جبران این خطا روی منحنی حرکت می کند تا هد مورد نظر را کسب کند و اگر منحنی صاف باشد تغییر بسیار زیادی در مقدار دبی پدید می آید. بنابراین اگر در واحد صنعتی انطباق حائز اهمیت باشد قطر پره ی دو پمپ مورد نظر که به صورت موازی عمل می کنند، باید تراش زده شود تا هم اندازه شوند. برای پمپ های ذخیره که در اکثر مواقع نزدیک به نقطه ی بهترین عملکرد کار می کنند (به دلیل سطح آب تقریباً ثابت) منحنی ناپایدار H-Q باعث بروز مشکلاتی که در بالا شرح داده شد نمی شود.

در پایان به این نکته اشاره می شود که پمپ هایی که منحنی H-Q کاملاً متفاوتی هم دارند می توانند به صورت موازی کار کنند. در این حالت پمپی با هد شات آف کوچکتر باید تنها در مواقعی راه اندازی شود که هد مورد نیاز کمتر از فشار شات آف پمپی است که اضافه می شود. به همین ترتیب پمپ با هد شات آف کوچکتر باید قبل از آنکه هد مورد نیاز سیستم از فشار شات آف پمپ کوچکتر تجاوز کند، خاموش شود.

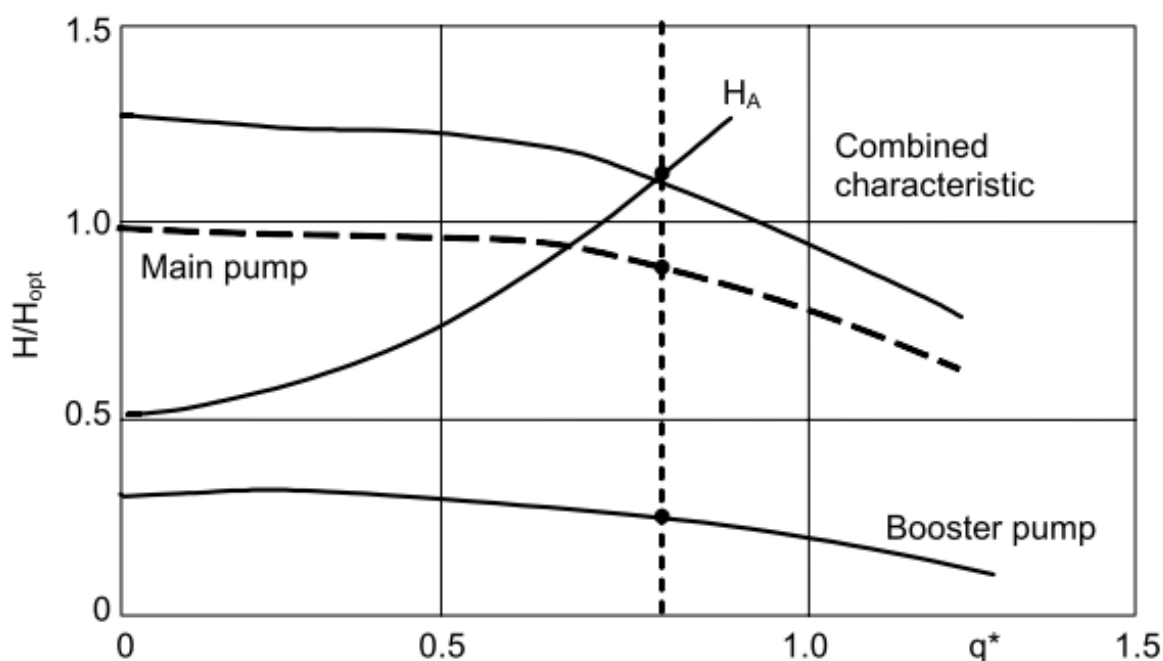
عملکرد سری

در برخی از موارد پمپ ها را پشت هم و به صورت سری به هم متصل می کنند. در این حالت لوله ی تخلیه ی پمپ اول، لوله ی مکش پمپ دوم خواهد شد و این روند تا آخرین پمپ ادامه خواهد شد. کاربردهایی که پمپ ها در آن به صورت سری به هم متصل می شوند شامل موارد زیر است:

۱. در خط لوله های انتقال آب با نفت که مسافتی طولانی را شامل می شوند.

۲. در نصب پمپ کمکی جهت تولید $NPSH_A$ کافی برای پمپ اصلی

نمونه ی متداول این آرایش یک پمپ تقویتی با هدی بین ۱۵۰ تا ۲۰۰ متر است که پمپ تغذیه ی یک بویلر پر سرعت با هد ۴۰۰۰ متر را تغذیه می کند.



شکل ۵

همانطور که در شکل ۵ نشان داده شده است، همه ی پمپ ها در این آرایش دبی برابری دارند.

منبع

- Centrifugal pumps, Johhan F.Gulich, Springer, Leipzig, 2007.

مقدمه ای بر مبانی اولیه پمپ

مقدمه

برای تسلط بر عملکرد پمپ و مشخصه های عملکردی آن، درک مبانی اولیه پمپ و خاستگاه هرکدام ضروری است. در این مقاله تلاش شده با بیان ساده این مبانی بنیادی و همچنین ارائه روابط آنها و ارائه مثال های گوناگون به این مهم کمک شود.

محاسبه NPSH

هد خالص مکش مثبت NPSH از رابطه عمومی زیر بدست می آید:

$$NPSH = \frac{P_{atm} - P_v}{\rho \cdot g} + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + Z_{PS} + \frac{U_1^2}{2g} \quad (1)$$

که :

P_{atm} فشار اتمسفر در محل آزمایشگاه می باشد که برای شهر تبریز داریم:

$$P_{atm} = 0.84 \text{ bara}$$

P_1 فشار گیج نصب شده در مکش پمپ می باشد.

P_v فشار بخار آب در دمای محیط آزمایشگاه می باشد که برای آب ۲۲ درجه سانتیگراد (تقریباً تمامی روزهای سال) داریم:

$$P_v = 0.0234 \text{ bara}$$

$$\rho g = 1007 \times 9.81 = 9879 \frac{kg}{m^2 \cdot s^2}$$

$$1 \text{ bar} = 100,000.0 \text{ pa}$$

Z_{PS} ارتفاع عمودی گیج فشار تا مرکز مقطع لوله مکش می باشد (برای شرایط آزمایشگاه این عدد صفر در نظر گرفته می شود).

$$Z_{PS} = 0 \text{ m}$$

در نتیجه می توان نوشت:

$$NPSH = 10.12 (0.817 + P_1) + 6,393.7 Q^2 \left(\frac{1}{D_1^4} \right) \quad (2)$$

در رابطه فوق:

NPSH بر حسب متر می باشد.

P_1 بر حسب barg می باشد و معمولاً عددی منفی می باشد.

Q دبی پمپ بر حسب متر مکعب بر ساعت می باشد.

D_1 قطر فلنج مکش پمپ (جایی که فشار سنج P_1 متصل است) به میلیمتر می باشد.

■ **مثال ۱:** در صورتی که با کاهش فشار مکش به 0.4 barg - ، هد کل پمپ در دبی ۲۰۰ متر مکعب بر ساعت ۳ درصد افت کند، مقدار NPSH چند متر می باشد؟ قطر فلنج مکش ۶ اینچ (۱۵۰ میلیمتر) می باشد.

حل: از رابطه ۲ می توان نوشت:

$$NPSH = 10.12 (0.817 + (-0.4)) + 6,393.7 \times 200^2 \left(\frac{1}{150^4} \right)$$

$$NPSH = 4.22 + 0.505 \rightarrow NPSH = 4.725 \text{ m}$$

قوانین تشابه

در مواقعی که دانسیته سیال واقعی نسبت به آب بسیار کم باشد، ممکن است توان الکتروموتور، امکان تست با سیال آب را ندهد. بنابراین می بایست تست پمپ در سرعتی کمتر از سرعت نامی انجام شود تا از آسیب به الکتروموتور جلوگیری شود. از آنجا که تست پمپ در سرعت پایین تری انجام می شود، برای پیش بینی عملکرد پمپ در سرعت واقعی باید از قوانین تشابه استفاده نمود. قواعد تشابه موارد زیر را به سهولت مشخص می کند :

- تغییرات دبی ، Q ، بطور مستقیم با تغییرات سرعت متناسب است ،
- تغییرات هد ، H ، به طور مستقیم با مربع تغییرات سرعت متناسب می باشد ،
- تغییرات توان مستقیماً با مکعب تغییرات سرعت متناسب دارد ،

با نوشتن به شکل معادله ، داریم :

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad (3)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2 \quad (4)$$

$$\frac{P_{BHP1}}{P_{BHP2}} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^3 \quad (5)$$

با ایجاد تغییرات کوچک در سرعت (بین 20 – 50 rpm) ، بازده پمپ تحت تأثیر قرار نمی گیرد . اما با نصف یا دو برابر شدن سرعت باید انتظار 2 % یا 3 % تغییر در بازده پمپ را داشت.

■ **مثال ۲:** دانسیته سیال پروپان در شرایط عملیاتی 470 kg/m^3 می باشد. دبی، هد و توان مصرفی گارانتی شده به ترتیب ۳۰ متر مکعب بر ساعت ، ۴۰ متر و ۲.۳۶ کیلووات می باشد و توان نامی الکتروموتور ۴ کیلووات با دور ۲۹۴۰ دور بر دقیقه می باشد. مطلوب است محاسبه حداکثر دوری که بتوان الکتروپمپ مذکور را تست نمود؟

حل: در صورتی که الکتروپمپ در سرعت نامی 2940 rpm تست شود، توان مصرفی پمپ برابر است با:

$$(P_{BHP})_w = (P_{BHP})_{propane} \times \frac{\rho_w}{\rho_{propane}}$$

$$(P_{BHP})_w = 2.36 \times \frac{1007}{470} = 5.06 \text{ kW}$$

لذا با توجه به اینکه توان الکتروموتور ۴ کیلووات می باشد، تست در دور نامی با سیال آب آزمایشگاه مقدور نمی باشد.

بنابراین باید به منظور تست الکتروپمپ، دور کاهش یابد. بنابراین می توان نوشت:

$$\frac{P_{BHP1}}{P_{BHP2}} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3$$

$$\frac{5.06}{4.0} = \left(\frac{2940}{N_2}\right)^3$$

$$1.264 = \left(\frac{2940}{N_2}\right)^3 \rightarrow N_2 = 2719.14 \text{ rpm}$$

بنابراین باید تست پمپ حداکثر در دور 2719.14 rpm انجام گیرد.

■ مثال ۳: در مثال فوق در دور 2719.14 rpm پمپ چه هد و دبی خواهد داشت؟

حل:

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{Q_1}{Q_2} \rightarrow \frac{2940}{2719.14} = \frac{30}{Q_2} \rightarrow Q_2 = 27.75 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \rightarrow \frac{40}{H_2} = \left(\frac{2940}{2719.14}\right)^2 \rightarrow H_2 = 34.22 \text{ m}$$

اطلاعات اندازه گیری شده برای مقدار NPSH می تواند با فرمول زیر تبدیل شود:

$$\frac{NPSH_1}{NPSH_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^x \quad (6)$$

به عنوان یک تقریب، اگر حالت فیزیکی مایع در ورودی پروانه به گونه ای باشد که جدایش گازی، عملکرد پمپ را تحت تأثیر قرار ندهد، توان $x = 2$ ممکن است مورد استفاده قرار گیرد.

اگر پمپ نزدیکی محدوده کاویتاسیون عمل نماید، مقادیر توان x بین ۱.۳ تا ۲ در نظر گرفته می شود که مقدار دقیق باید بین طرفین برای تعیین فرمول تبدیل، مورد توافق قرار گیرد.

■ مثال ۴: در مثال فوق اگر NPSHr برابر با 2.7 متر تعهد شده باشد، در سرعت تست 2719.14 rpm مقدار NPSHr چند متر

باید باشد؟ توان x را برابر ۲ در نظر بگیرید.

حل: از رابطه ۶ داریم:

$$\frac{NPSH_1}{NPSH_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^x \rightarrow \frac{2.7}{NPSH_2} = \left(\frac{2940}{2719.14}\right)^2 \rightarrow NPSH_2 = 2.31 \text{ m}$$

منحنی های عملکرد

منحنی های عملکرد پمپ شامل چهار منحنی به شرح ذیل می باشد:

- هد بر حسب دبی
- توان مصرفی پمپ بر حسب دبی
- راندمان بر حسب دبی
- NPSH پمپ بر حسب دبی

در شکل زیر:

X محور دبی است.

Y1 محور هد است.

Y2 محور راندمان است.

Y3 محور توان مصرفی پمپ است.

Y4 محور NPSH پمپ است.

a محدوده عملکرد ارجح (Preferred Operating Region (POR است.

b محدوده عملکرد مجاز (Allowable Operating Region (AOR است.

1 منحنی هد بر حسب دبی است.

2 منحنی توان مصرفی پمپ بر حسب دبی است.

3 منحنی راندمان بر حسب دبی است.

4 منحنی NPSH پمپ بر حسب دبی است.

منحنی هد بر حسب دبی H-Q (منحنی ۱) باید اکیدا نزولی می باشد. در این منحنی، دو محدوده عملکرد و ۷ نقطه از اهمیت خاصی برخوردار است.

❖ محدوده های عملکرد مهم در منحنی های عملکرد

- محدوده عملکرد ارجح Preferred Operating Region – به اختصار POR

مطابق با تعریف استاندارد API 610 ویرایش یازدهم سال ۲۰۱۰، محدوده عملکرد ارجح، بین ۷۰ تا ۱۲۰ درصد نقطه بهترین راندمان BEP می باشد.

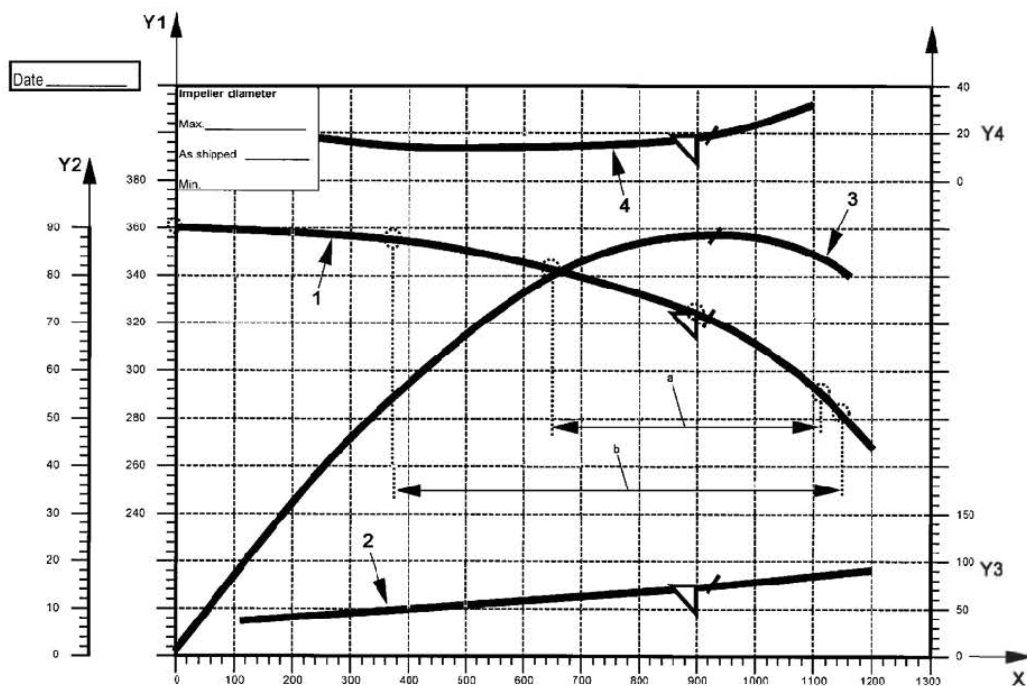
$$0.7 Q_{BEP} \leq POR \leq 1.2 Q_{BEP} \quad (7)$$

در این محدوده، عملکرد پمپ از منظر سطح ارتعاش و مقدار راندمان در سطح مطلوبی می باشد.

- محدوده عملکرد مجاز Allowable Operating Region – به اختصار AOR

مطابق با تعریف استاندارد API 610 ویرایش یازدهم سال ۲۰۱۰، محدوده عملکرد مجاز، محدوده عملکردی از پمپ می باشد که سطوح ارتعاشی در حد مجاز باقی می ماند (شکل شماره ۲ را ببینید). در خارج از این محدوده ارتعاشات پمپ از حد مجاز فراتر می رود و عملا امکان کارکرد طولانی مدت پمپ وجود ندارد.

به عنوان یک تقریب می توان محدوده عملکرد مجاز را به صورت زیر در نظر گرفت:



شکل شماره ۱: منحنی عملکرد نمونه وار یک پمپ سانتریفیوژ (مرجع: استاندارد API 610)

❖ نقاط عملکردی مهم در منحنی های عملکرد

- نقطه دبی صفر Shut off

این نقطه در منتهی الیه سمت چپ منحنی و از تلاقی منحنی H-Q با محور Y1 (محور هد) بدست می آید. بیشینه فشار ایجاد شده در پمپ در این نقطه حاصل می شود. در این نقطه ماکزیمم فشار پمپ ایجاد می شود (در دبی صفر).

$$Shut\ off \rightarrow Q = 0, H = Max., P_{BHP} = Min.$$

از آنجا که در این نقطه توان مصرفی پمپ مینیمم است، پمپ های سانتریفیوژ را در این نقطه راه اندازی می کنند (شیر فلکه رانش بسته).

- نقطه دبی مینیمم پایا Minimum Stable Flow rate Q_{min}

این نقطه حد پایین منطقه عملکرد مجاز پمپ می باشد. در واقع کارکرد طولانی مدت پمپ در کمتر از این دبی باعث افزایش بازچرخش های داخلی در پمپ، گرم شدن سیال، بروز کاویتاسیون، افزایش سطح ارتعاشی پمپ و آسیب به سیستم آبنندی و باتاقان های پمپ می شود.

$$Q_{min} \cong (0.15 \text{ to } 0.30) Q_{BEP}$$

- نقطه کار عادی Normal Operating Point

نقطه ای از منحنی عملکرد که انتظار می رود پمپ در شرایط فرایندی عادی در آن نقطه کار کند.

- نقطه کاری Rated Operating Point

این نقطه، نقطه گارانتی سازنده می باشد. در واقع سازنده عبور منحنی عملکرد حول این نقطه در محدوده تoleransi مجاز را گارانتی می کند. معمولاً دبی این نقطه ۱۰ درصد بیشتر از دبی نقطه کار عادی می باشد.

$$Q_{Rated} \cong 1.1 Q_{Normal}$$

اگر طور دیگری توافق نشده باشد، اختلاف هد نقطه کاری با نقطه شات اف باید حداقل ۱۰ و حداکثر ۲۰ درصد باشد.

Head Rise to Shut off

$$1.1 H_{Rated} \leq H_{Shut\ off} \leq 1.2 H_{Rated} \quad (8)$$

تولانس های منفی مجاز تست برای نقطه شات اف نباید باعث شود که منحنی پمپ از حالت اکیدا نزولی خارج شود. همچنین در حالتی که عملکرد موازادی دو پمپ Parallel Operation وجود دارد، اختلاف هد نقطه کاری با نقطه شات اف باید حداقل ۱۰ درصد باقی بماند و تولانس های منفی مجاز تست نباید این اختلاف را کاهش دهد.

- نقطه بهترین رانندمان Best Efficiency Point (BEP)

دبی که در آن بیشینه رانندمان پمپ در آن قطر پروانه، بدست می آید. این نقطه از دیدگاه طراحی و کارکرد پمپ، مهمترین نقطه در منحنی عملکرد می باشد. در قطر پروانه ماکزیمم، این نقطه همان نقطه طراحی پمپ می باشد که در ابتدا طراح، پمپ را برای این نقطه طراحی کرده است. روابط مربوط به سرعت مخصوص Specific Speed و سرعت مخصوص مکش Suction Specific Speed که مهمترین پارامترها در طراحی پمپ می باشد، در قطر پروانه ماکزیمم و در نقطه BEP از روابط زیر بدست می آید:

$$n_s = \frac{N \sqrt{Q}}{H^{0.75}} \quad (9)$$

$$n_{ss} = \frac{N \sqrt{Q}}{NPSH^{0.75}} \quad (10)$$

که در آن:

n_s : سرعت مخصوص پمپ است.

n_{ss} : سرعت مخصوص مکش پمپ است.

N : سرعت دوران پمپ به RPM است.

Q: دبی پمپ به m^3/s است. در پمپ های دوماکشه باید نصف دبی در روابط گذاشته شود (دبی در هر چشم پروانه).

H: هد هر طبقه پمپ به متر است. در پمپ های طبقاتی هد طبقه اول در روابط گذاشته می شود.

NPSH: هد مثبت خالص مکش پمپ به متر است.

■ مثال ۵: سرعت مخصوص و سرعت مخصوص مکش پمپی با دبی ۱۰۰ متر مکعب بر ساعت، هد ۳۰ متر، سرعت دورانی ۲۹۰۰ دور بر دقیقه و NPSH برابر با ۴ متر در قطر ماکزیمم را بدست آورید؟ تمامی اعداد فوق در نقطه BEP با قطر پروانه ماکزیمم می باشد.

حل: از روابط ۸ و ۹ داریم:

$$n_s = \frac{N \cdot \sqrt{Q}}{H^{0.75}} = \frac{2900 \sqrt{100/3600}}{30^{0.75}} \rightarrow n_s = 37.7 \text{ (SI Units)}$$

$$n_{ss} = \frac{N \cdot \sqrt{Q}}{NPSH^{0.75}} = \frac{2900 \sqrt{100/3600}}{4^{0.75}} \rightarrow n_{ss} = 170.88 \text{ (SI Units)}$$

در روابط فوق سرعت مخصوص و سرعت مخصوص مکش در سیستم SI بدست می آید. برای تبدیل اعداد به سیستم انگلیسی USC، کافی است اعداد بدست آمده را در ضریب ۵۱.۶۴ ضرب کرد.

■ مثال ۶: در مثال فوق سرعت مخصوص و سرعت مخصوص مکش در سیستم انگلیسی USC چقدر می باشد؟
حل:

$$n_s = 37.7 \times 51.64 \rightarrow n_s = 1946.8 \text{ (USC Units)}$$

$$n_{ss} = 170.88 \times 51.64 \rightarrow n_{ss} = 8,824.2 \text{ (USC Units)}$$

معمولا توصیه می شود سرعت مخصوص مکش از ۱۲۵۰۰ در سیستم آحاد انگلیسی تجاوز نکند.

- نقطه دبی ماکزیمم Q_{Max}

این نقطه حد بالایی منطقه عملکرد مجاز پمپ می باشد. در واقع کارکرد طولانی مدت پمپ در بیشتر از این دبی باعث افزایش سطح ارتعاشی پمپ و آسیب به سیستم آبنندی و یاتاقان های پمپ می شود.

$$Q_{Max} \approx (1.3 \text{ to } 1.35) Q_{BEP}$$

- نقطه پایانی منحنی عملکرد Run Out / End Curve

نقطه پایانی منحنی عملکرد، بیشینه دبی پمپ صرفنظر از سطوح ارتعاشی مجاز می باشد. در واقع عملا پمپ بیشتر از این نقطه، امکان عبور سیال در واحد زمان را ندارد و منحنی عملکرد بعد از این نقطه به صورت خط عمودی تا هد صفر امتداد خواهد داشت.

تعیین قطر تراش پروانه

عموماً هنگام تست عملکرد هیدرولیکی، مواقعی اتفاق می افتد که مشخصه های هد و دبی پمپ از مشخصه های تعیین شده بالاتر است، در این مواقع عموماً قطر پروانه تراش می خورد.

تعیین قطر تراش پروانه به راحتی امکان پذیر نمی باشد. از آنجا که با تراش پروانه، عموماً زاویه خروج پره ها تغییر می کند، امکان محاسبات دقیق امکانپذیر نمی باشد. برای تراش پروانه های کمتر از ۵ درصد قطر متوسط، در صورتی که تصور شود شکل پره ها بعد از تراش (از منظر زاویه خروج و زاویه باریک شدن) بدون تغییر می ماند، می توان از رابطه زیر برای برآورد مشخصه های هیدرولیکی جدید استفاده کرد:

$$R = \left(\frac{D_r^2 - D_1^2}{D_t^2 - D_1^2} \right)^{1/2} \quad (11)$$

$$Q_r = R \cdot Q_t \quad (12)$$

$$H_r = R^2 \cdot H_t \quad (13)$$

که:

D_1 : قطر متوسط لبه مکش پره می باشد.

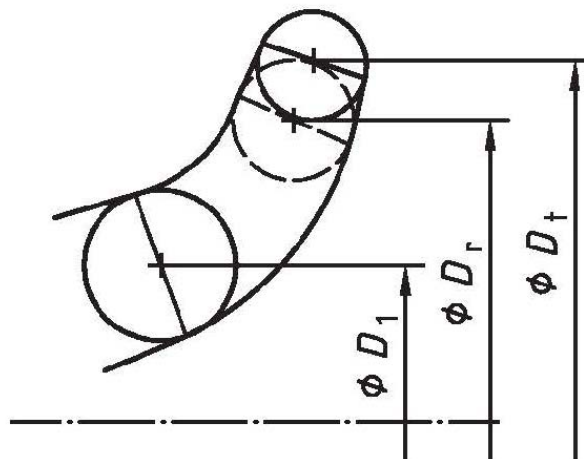
D_r : قطر متوسط تراش پره می باشد. (مجهول)

D_t : قطر متوسط پره تست شده است. (قطر موجود)

Q_r و H_r : دبی و هد مورد نظر

Q_t و H_t : دبی و هد تست شده

منظور از قطر متوسط Mean Diameter، قطر مربوط به خط مرکزی پره است. (شکل شماره ۳)



شکل شماره ۳: تراش پروانه (استاندارد ISO 9906)

■ مثال ۷: دبی و هد گارانتی شده پمپی به ترتیب برابر با ۸۵ متر مکعب بر ساعت و ۴۵ متر می باشد. در آزمایشات اولیه تست عملکرد هیدرولیک در دبی گارانتی شده، هد ۵۰ متر بدست آمده است. در صورتی که قطر متوسط لبه مکش پره D_1 برابر با ۱۲۰ میلیمتر باشد، و قطر متوسط پروانه تست شده نیز ۱۵۵ میلیمتر باشد، مطلوب است محاسبه قطر تراش پروانه؟
حل: از روابط می توان نوشت:

$$Eq. 39 \rightarrow R = \left(\frac{D_r^2 - 120^2}{155^2 - 120^2} \right)^{1/2}$$

$$\rightarrow R = \frac{\sqrt{D_r^2 - 120^2}}{98.1} \rightarrow R^2 = \frac{D_r^2 - 120^2}{9625}$$

$$Eq. 41 \rightarrow 45 = \frac{D_r^2 - 120^2}{9625} \cdot 50 \rightarrow D_r = 152 \text{ mm}$$

با کاهش قطر پروانه از ۱۵۵ میلیمتر به ۱۵۲ میلیمتر می توان انتظار داشت هد کل پمپ از ۵۰ متر به ۴۵ متر کاهش یابد. اما مطابق با رابطه ارائه شده، دبی پمپاژ نیز کاهش می یابد:

$$Eq. 40 \rightarrow Q_r = R = \frac{\sqrt{D_r^2 - 120^2}}{98.1} \cdot 85$$

با جایگذاری $D_r = 152 \text{ mm}$ خواهیم داشت:

$$Q_r = R = \frac{\sqrt{152^2 - 120^2}}{98.1} \cdot 85 \rightarrow Q_r = 81 \text{ m}^3/\text{hr}$$

همانطور که ملاحظه می شود دبی ۴.۷ درصد کاهش یافته است. در صورتی که تراش پروانه ۱۵۲ میلیمتر باشد، به علت کاهش دبی و تفرانس منفی دبی ۴.۷ درصد، تست پمپ در هیچیک از استانداردهای ISO 9906 گرید ۱ و ۲ و استاندارد API 610 قابل پذیرش نخواهد بود.

با تقریب جدید، قطر تراش پروانه را ۱۵۳ میلیمتر در نظر می گیریم و محاسبات را با استفاده از روابط ۱۱ تا ۱۳ مجدد تکرار می کنیم.

$$R = \left(\frac{153^2 - 120^2}{155^2 - 120^2} \right)^{1/2} \rightarrow R^2 = 0.936 \rightarrow R = 0.97$$

$$Q_r = 0.97 \times 85 \rightarrow Q_r = 82.45 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$H_r = 0.936 \times 50 \rightarrow H_r = 46.8 \text{ m}$$

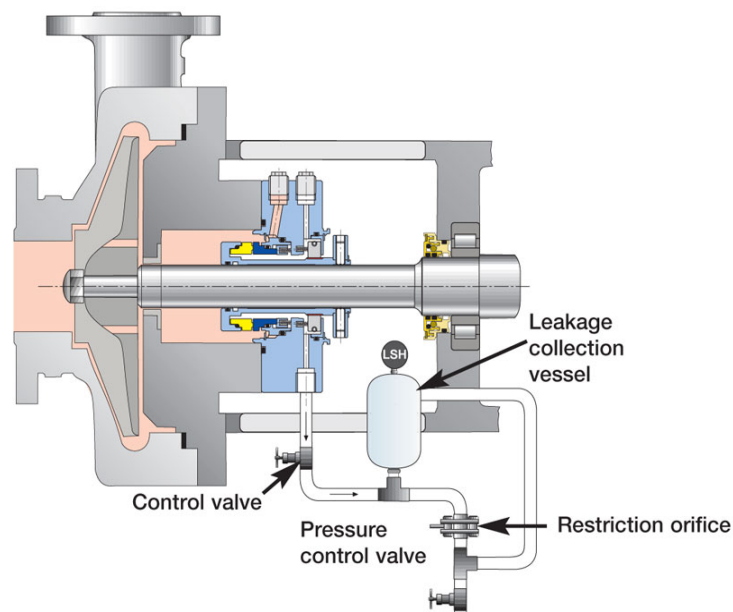
با قطر پروانه ۱۵۳ میلیمتر تفرانس منفی ۳ درصد برای دبی در تمامی استانداردها قابل قبول خواهد بود و برای هد کل پمپ، تفرانس مثبت ۴ درصد بدست می آید که تنها در استاندارد ISO 9906 گرید ۱ قابل پذیرش می باشد و در استاندارد API 610 (تفرانس $\pm 3\%$) قابل پذیرش نمی باشد. (مگر آنکه با توجه به تفرانس مثبت، مورد قبول کارفرما شود).

پلان های آب بندی معرفی شده در ویرایش ۴ استاندارد API682^{۲۱}

در ویرایش جدید استاندارد API 682 و ISO 21049 ۴ پلان آب بندی برای نمایش میزان نشتی در آب بند تکی معرفی شده است که مکانیزم عملکرد و اجزای آن در این قسمت معرفی می شود.

Plan 65A, 65B

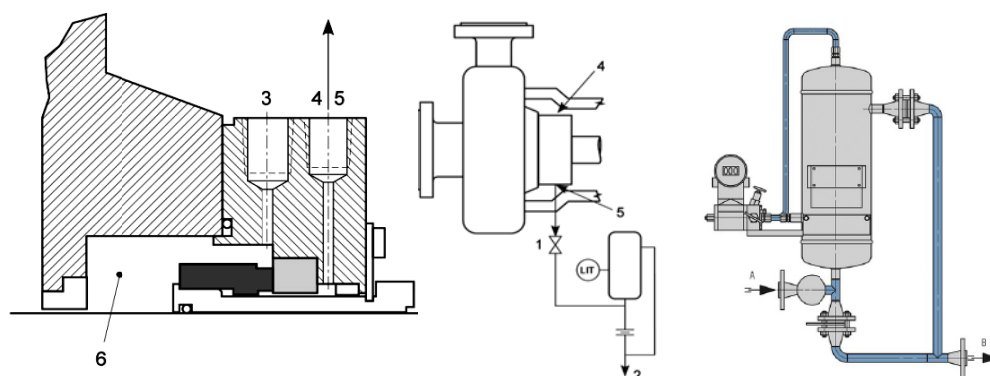
در پلان 65A (شکل ۱-۱) برای مشخص کردن نشتی بیش از اندازه آب بند به محیط ارائه شده است. در این فرایند سیال نشتی از آب بند به طور مستقیم توسط یک مخزن که دارای یک روزنه (Restriction Orifice) در خط تخلیه می باشد جمع آوری می شود. اگر نرخ بالای از نشتی سیال اتفاق بی افتد مقداری از آن از Orifice عبور کرده و مقداری که نتوانسته عبور کند وارد مخزن شده و سطح سیال داخل مخزن بالا می رود و توسط Level Switch نشان داده می شود، و این امر بیانگر این خواهد بود که آب بند آسیب دیده است.



شکل ۱-۱

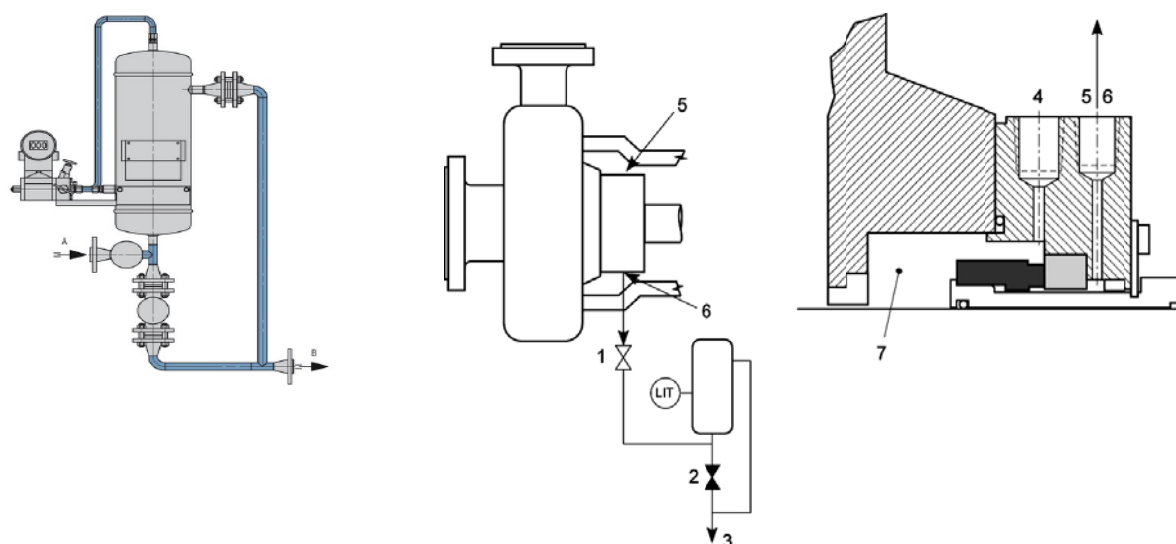
^{۲۱} این مقاله توسط جناب آقای مهندس سعید ایازیان تدوین گشته است.

استفاده کننده از این پلان آبندی می تواند میزان نشتی را بوسیله جمع آوری و اندازه گیری نشتی مشخص نماید، در این پلان سیال نشتی در داخل یک مخزن جمع آوری می شود. میزان نشتی جمع آوری می تواند اطلاعاتی در مورد عملکرد آبند استفاده شده در پمپ برای ما ارائه نماید، این پلان مستلزم این است که اپراتور در فواصل معین مخزن جمع آوری را برای مستمر بودن فرآیند تخلیه نماید. میزان سیال تخلیه شده بین دو مقدار بدست آمده از تخلیه قبلی میزان نرخ نشتی را نشان می دهد در شکل ۲-۱ طراحی پلان 65A نشان داده شده است.



شکل ۲-۱

مکانیزم عملکردی پلان 65B به مانند پلان 65A می باشد و هر دو برای جمع آوری نشتی آبند می باشد، با این تفاوت که در این پلان در ناحیه orifice از یک شیر Normally Closed استفاده می شود. تصاویر پلان 65B در شکل ۳-۱ نشان داده شده است.



(A) سیال ورودی از Seal

(B) خروجی سیال به سیستم جمع آوری

شکل ۳-۱

ویژگیها

- ✓ استفاده از پلان ۶۱ برای تخلیه سیال نشتی
- ✓ جمع آوری سیال نشتی
- ✓ مجهز بودن به تجهیزات نشان دهنده میزان نشتی و هشدار در نشتی بالا

کاربردها

- ✓ استفاده برای Single Seal
- ✓ عمدتاً برای پمپهای افقی

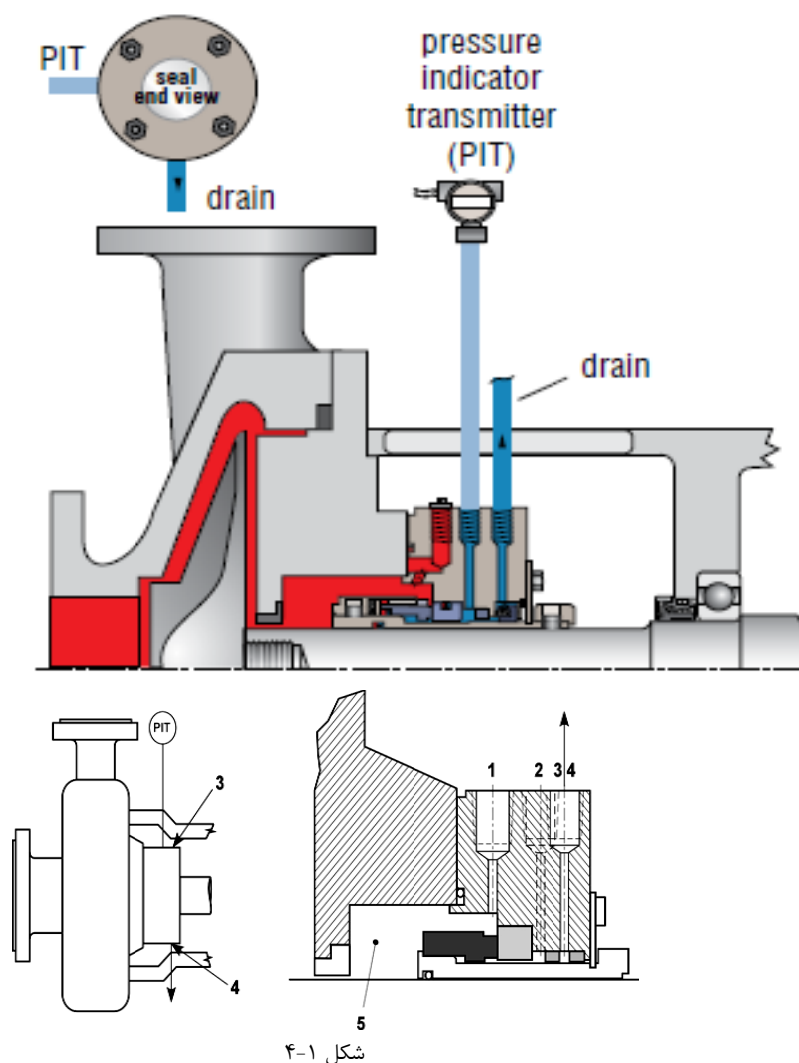
نکته

- ✓ در پلان 65A در لوله کشی عمودی Orifice بایستی دارای قطری برابر ۵ میلی متر باشد
- ✓ در پلان 65B شیر تعبیه شده در لوله کشی عمودی در زیر مخزن بایستی به صورت Kept closed باشد
- ✓ محل اتصال تخلیه بر روی gland بایستی همیشه در موقعیت پائینی باشد
- ✓ شیر کنترلی نصب شده بعد از محل تخلیه Gland بایستی به صورت Kept Open باشد

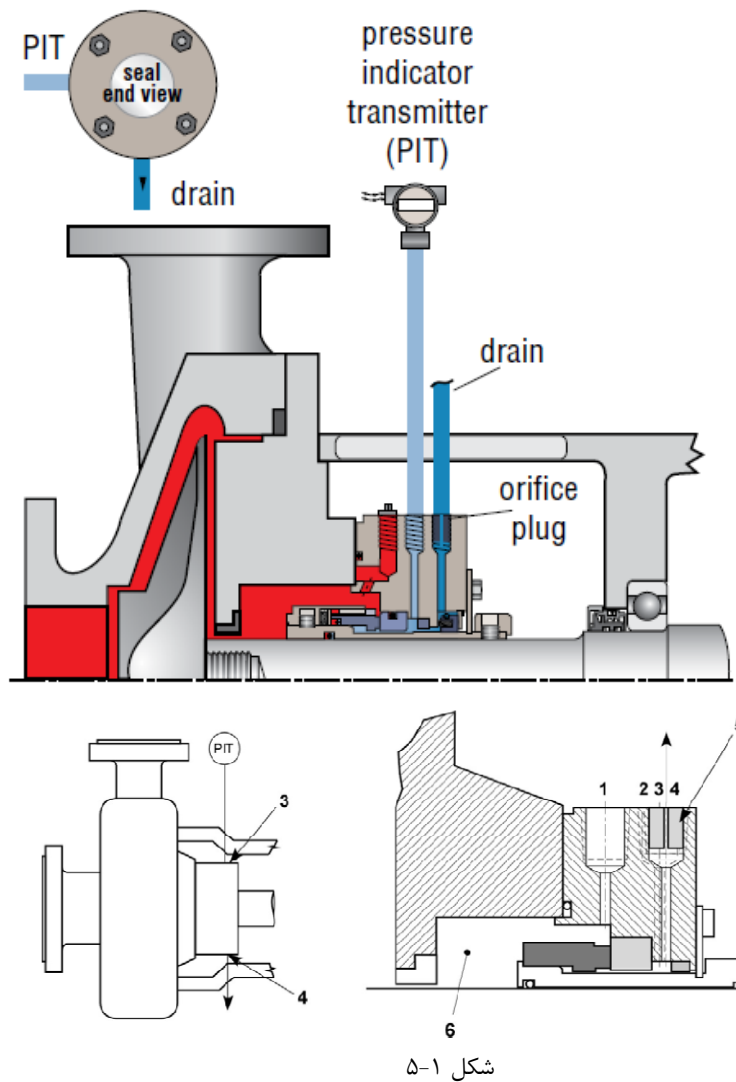
Plan 66A, 66B

دو پلان آبنندی در ویرایش جدید API682 برای مشخص کردن آسیب آب بند معرفی شده است این دو روش با اندازه گیری میزان سیال خروجی از Seal میزان نشتی آن را مشخص می نمایند.

Plan 66A با نصب یک بوش تنظیم کننده جریان در (gland) که در ناحیه پشت Seal در شکل ۱-۴ مشخص می باشد استفاده شده است، وظیفه بوش کنترلی جریان پشت Seal این است که میزان مشخصی از سیال را عبور دهد اگر میزان این نشتی در حد مجاز بوده از محل تخلیه (۳ و ۴) در نظر گرفته شده خارج و جمع آوری می شود حال اگر این نشتی از حد مجاز عبور کند سیال نمی تواند به شکل کامل از بوش تنظیم کننده عبور کرده و از ناحیه Drain خارج شود مقداری از سیال که نتوانسته از بوش تنظیم کننده عبور کند وارد مخزن اندازه گیری شده و این مقدار توسط pressure Transmitter نشان داده می شود.



در plan 66B همانطور که در شکل ۵ نشان داده شده است در محل تخلیه سیال از یک شیر محدود کننده سیال (orifice plug) استفاده شده است عملکرد این سیستم به این شکل می باشد که اگر میزان سیال نشتی از آب بند از مقدار معینی بیشتر باشد از محل تخلیه (۳و۴) این مقدار نمی تواند عبور کند و سیال از ناحیه ۲ خارج شده و این مقدار توسط دستگاه (pressure Transmitter) اندازه گیری شده و نشتی بیش از اندازه در آب بند را اعلان می کند.



ویژگیها:

۱- استفاده از یک Orifice Plug در Plan 66B و Throat Bosh در Plan 66A برای محدود کردن خروج سیال نشتی از درین.

۲- نشتی نرمال از drain خارج می شود.

۳- در صورت نشتی بیش از اندازه PIT هشدار داده و بایستی توسط اپراتور بازرسی شود.

منابع

www.flowserve.com

www.eagleburgmann.com

📖 **متریال مورد استفاده صفحات، لوله ها و فیتینگ های پمپ های سانتریفیوژ بر اساس استانداردهای API و**

ASTM

مقدمه

استاندارد API610 در زیربخش مواد اولیه خود به معرفی جنس مواد اولیه به کار رفته در ساخت اجزای مختلف پمپ های سانتریفیوژ صنایع نفت، گاز و پتروشیمی پرداخته است. بر اساس این استاندارد جدول زیر تهیه شده است که در ادامه به خصوصیات مکانیکی و ترکیبی هر کدام پرداخته می شود.

Material Class (ASTM)	Applications		
	Plate	Pipe	Fitting
CAST IRON	-	-	-
CARBON STEEL	A 516 Gr 65/70	A 106 Gr B	A 105
AUSTENITIC STAINLESS STEEL	A 240 Gr 316 L	A 312 Type 316 L	A 182 Gr 316 L
DUPLEX STAINLESS STEEL	-	A 790-S31803	A 182 Gr F 51

صفحات

ASTM A516/ Gr65/70

این استاندارد معرف نوعی از فولاد کربنی است که برای ساخت صفحات فشار پر کاربرد در مصارف دمای متوسط و پایین مناسب است. این متریال در ۴ گرید موجود می باشد که نام هر گرید بیانگر استحکام کششی آن در واحد ksi است.

❖ کاربرد در پمپ

دو گرید از این متریال (گریدهای ۶۵ و ۷۰) در ساخت صفحات صفحاتی از جنس فولاد کربنی در پمپ کاربرد دارند.

❖ ترکیب شیمیایی

میزان کربن صفحات ساخته شده از متریال مذکور وابسته به ضخامت آن می باشد. اطلاعات کاملی از ترکیب شیمیایی دو گرید ۶۵ و ۷۰ در جدول ۱-۱۵ آورده شده است.

❖ خواص مکانیکی

خواص مکانیکی دو گرید مورد استفاده در جدول ۲-۱۵ آورده شده است. شایان ذکر است که در متن استاندارد اشاره ای به سختی متریال نشده است.

جدول ۱-۱۵

عنصر	ضخامت (in)	نوع آنالیز ترکیب	گرید ۶۵	گرید ۷۰
کربن	$t \leq \frac{1}{2}$	هر آنالیزی	0.24 (max)	0.27 (max)
	$\frac{1}{2} < t \leq 2$		0.26 (max)	0.28 (max)
	$2 < t \leq 4$		0.28 (max)	0.30 (max)
	$4 < t \leq 8$		0.29 (max)	0.31 (max)
	$t > 8$		0.29 (max)	0.31 (max)
منگنز	هر ضخامتی	آنالیز حرارتی	0.85 – 1.2	
		آنالیز قطعه	0.79 – 1.3	
فسفر	هر ضخامتی	هر آنالیزی	0.35 (max)	
گوگرد	هر ضخامتی	هر آنالیزی	0.35 (max)	
سیلیکون	هر ضخامتی	آنالیز حرارتی	0.15 – 0.40	
		آنالیز قطعه	0.13 -0.45	

* به ازای هر ۰/۰۱ درصد کربن کمتر از میزان ماکزیمم ۰/۰۶ تا ۱/۵ درصد افزایش مقدار منگنز بیش از ماکزیمم تعیین شده مجاز است.

جدول ۲-۱۵

خواص مکانیکی	گرید ۶۵	گرید ۷۰
استحکام کششی (ksi)	65 – 85	70 – 90
استحکام تسلیم (ksi)	35	38
ازدیاد طول در ۲ اینچ (%)	23	21
ازدیاد طول در ۸ اینچ (%)	19	17

❖ تست نمونه

در متن استاندارد اشاره ای به نحوه تست نمونه نشده است.

❖ تعمیر و ترمیم

در متن استاندارد اشاره ای به نحوه تعمیر و ترمیم قطعه نشده است.

❖ برخی ملاحظات

حداقل ضخامت صفحات ساخته شده طبق این استاندارد در جدول ۳-۱۵ خلاصه شده است.

در این استاندارد کربن معادل با رابطه ی زیر تعریف می شود:

$$CE = C + \frac{Mn}{6} + \frac{(Cr+Mo+V)}{5} + \frac{(Ni+Cu)}{15}$$

که ماکزیمم مقدار آن برای صفحات با ضخامت کمتر از ۱ اینچ ۰/۴۳ و برای صفحات با ضخامت بیشتر از ۱ اینچ ۰/۴۵ است.

جدول ۳-۱۵

گراید	حداقل ضخامت (in)
۶۵	۸
۷۰	۸

ASTM A240/ Gr316L

این استاندارد به معرفی نوعی از فولاد ضد زنگ کرومی و نیکل- کرومی می پردازد که برای ساخت صفحه و ورق و نوار های تحت فشار مناسب است. این متریال در گرایدهای زیادی ارائه شده است.

❖ کاربرد در پمپ

از میان گرایدهای متنوع این متریال تنها گراید 316L آن در صنعت پمپ سازی و در ساخت صفحه های آستینیتی ضد زنگ کاربرد دارد.

❖ ترکیب شیمیایی

ترکیب شیمیایی گراید 316L از این متریال در جدول ۱-۹ آورده شده است.

جدول ۱-۹

نیتروژن	مولیبدن	نیکل	کروم	سیلیکون	گوگرد	فسفر	منگنز	کربن	گراید
0.1 (max)	2 – 3	10 – 14	16 – 18	0.75 (max)	0.03 (max)	0.045 (max)	2 (max)	0.03 (max)	316L

❖ خواص مکانیکی

خواص مکانیکی گرید مورد نظر در جدول ۲ - ۹ آورده شده است.

جدول ۲ - ۹

خواص مکانیکی	مقدار
استحکام کششی (Mpa)	۴۸۵
استحکام تسلیم (Mpa)	۱۷۰
ازدیاد طول (%)	۴۰
سختی (برینل)	۲۱۷

❖ تست نمونه

یک تست ضربه طبق استاندارد A370 بر روی سه نمونه ی برداشته شده از روی یک صفحه انجام می شود. نمونه ها در هنگام تست باید به صورت طولی قرار گیرند. یعنی محور طولانی تر نمونه موازی با محور صفحه نورد قرار گیرد و شکاف عمود بر آن باشد. هر کدام از سه نمونه نباید انبساط جانبی کمتر از ۰/۰۱۵ اینچ داشته باشند.

❖ تعمیر و ترمیم

در متن استاندارد اشاره ای به نحوه ی تعمیر یا ترمیم قطعه نشده است.

لوله ها**ASTM A106/Gr B**

این استاندارد معرف متریالی است که با آن می توان لوله هایی یکپارچه از فولاد کربنی ساخت که در دمای بالا کاربرد دارند. لوله های مورد نظر دارای $\frac{1}{8}$ NPS تا 8 می باشند و مناسب برای کاربردهای فلنجینگ، خمش و سایر شکل دهی های مشابه می باشند. این متریال در سه گرید A، B و C ارائه می شود.

❖ کاربرد در اجزای پمپ

از گرید B متریال A106 در ساخت لوله های فولاد کربنی مورد نیاز در اجزای پمپ یا قسمت های پایپینگ استفاده می شود.

❖ ترکیب شیمیایی

عناصر سازنده و میزان سهم آن ها در گرید B در جدول ۱-۴ آورده شده است.

جدول ۴-۱

Grade B	عنصر
0.3 (max)	کربن
0.29 – 1.06	منگنز
0.035 (max)	فسفر
0.035 (max)	گوگرد
0.1 (min)	سیلیکون
0.4 (max)	مس
0.4 (max)	نیکل
0.4 (max)	کروم
0.15 (max)	مولیبدن
0.08 (max)	ونادیوم

* مجموع کروم و نیکل و مس و مولیبدن و ونادیم نباید بیشتر از ۱٪ باشد.

❖ خواص مکانیکی

خواص مکانیکی گرید B در جدول ۴-۲ آورده شده است. شایان ذکر است که در متن استاندارد اشاره ای به میزان سختی متريال نشده است.

جدول ۴-۲

استحکام کششی (Mpa)	۴۱۵	
استحکام تسلیم (MPa)	۲۴۰	
ازدياد طول (%)	طولی	عرضی
	*	۱

* از رابطه ی زیر به دست می آید:

$$e = 1940 \frac{A^{0.2}}{U^{0.9}}$$

که در آن:

e ازدياد طول (mm)

A مساحت سطح مقطع نمونه (mm^2)

U استحکام کششی (MPa)

❖ تست نمونه

طبق استاندارد A106 برای سنجش متریار باید یک تست خمش روی آن انجام شود که با توجه به شرایط به صورت زیر است:

- I. برای لوله هایی با NPS ۲ و زیر آن اندازه ی مطلوب لوله باید به گونه ای باشد که هنگام سرد بودن به اندازه ی ۹۰ درجه حول یک مندرل^{۲۲} (فشنگی) استوانه ای که قطر خارجی آن ۱۲ برابر قطر لوله است، بدون اینکه ترک بخورد پیچانده شود. به جز برای مصارف پیچشی که باید ۱۸۰ درجه حول مندرلی با قطر خارجی ۸ برابر لوله پیچانده شود.
 - II. برای لوله هایی با قطری بیشتر از ۲۵ اینچ (معادل ۶۳۵ میلیمتر) و نسبت قطر خارجی به ضخامت ۷ یا کمتر، لوله باید در دمای اتاق ۱۸۰ درجه حول استوانه ای به قطر ۱ میلیمتر پیچانده شود بدون اینکه ترک بخورد.
- یک تست کشش نیز روی قطعه انجام می شود که شرایط زیر بر آن حکمفرما است:

- I. برای NPS ۸ یا بزرگتر از آن، نمونه می تواند چه به صورت عرضی و چه به صورت طولی برداشته شود.
- II. برای NPS کوچکتر از ۸ نمونه برداری تنها به صورت طولی قابل قبول است.
- III. برای لوله هایی با ضخامت کمتر از ۱ اینچ، نمونه باید از ناحیه ی میانی قطر داخلی و خارجی برداشته شود.

❖ برخی ملاحظات

- ۱- جرم : جرم هیچ لوله ای نباید از ۱۰٪ بیشتر و ۳/۵٪ کمتر از مقادیر تعریف شده برای NPS مورد نظر تجاوز کند.
- ۲- قطر : به جز لوله هایی با ضخامت خیلی کم بقیه از تلورانس های زیر تبعیت می کنند:
 - I. برای تعیین قطر به جدول ۲-۴ مراجعه شود.
 - II. برای لوله هایی با NPS بالای ۱۰ اینچ (۲۵۰ میلیمتر) قطر خارجی و قطر داخلی نباید بیش از ۱٪ از مقادیر تعیین شده تلورانس داشته باشد.
- ۳- ضخامت : نباید بیش از ۱۲/۵٪ کمتر از ضخامت های تعیین شده باشد.

❖ تعمیر و ترمیم

تعمیر و ترمیم این متریار توسط جوشکاری انجام می شود که باید طبق استاندارد A530 انجام شود.

²² mandrel

جدول ۲-۴

میزان تغییرات مجاز قطر خارجی				
NPS	بیشتر		کمتر	
	in	mm	in	mm
$\frac{1}{8}$ to $1\frac{1}{2}$	0.015	0.4	0.015	0.4
$1\frac{1}{2}$ to 4	0.031	0.8	0.031	0.8
4 to 8	0.062	1.6	0.031	0.8
8 to 18	0.093	2.4	0.031	0.8
18 to 28	0.125	3.2	0.031	0.8
26 to 34	0.156	4	0.031	0.8
34 to 48	0.187	4.8	0.031	0.8

ASTM A312/ 316L

این استاندارد به معرفی نوعی از فولاد ضد زنگ کرومی و نیکل- کرومی می پردازد که برای ساخت صفحه و ورق و نوار های تحت فشار مناسب است. این متریال در گریدهای زیادی ارائه شده است.

❖ کاربرد در پمپ

از میان گرید های متنوع این متریال تنها گرید 316L آن در صنعت پمپ سازی و در ساخت صفحه های آستنیتی ضد زنگ کاربرد دارد.

❖ ترکیب شیمیایی

ترکیب شیمیایی گرید 316L از این متریال در جدول ۹-۱ آورده شده است.

جدول ۹-۱

نیتروژن	مولیبدن	نیکل	کروم	سیلیکون	گوگرد	فسفر	منگنز	کربن	گرید
0.1 (max)	2 – 3	10 – 14	16 – 18	0.75 (max)	0.03 (max)	0.045 (max)	2 (max)	0.03 (max)	316L

❖ خواص مکانیکی

خواص مکانیکی گرید مورد نظر در جدول ۲ - ۹ آورده شده است.

جدول ۲ - ۹

خواص مکانیکی	مقدار
استحکام کششی (Mpa)	۴۸۵
استحکام تسلیم (Mpa)	۱۷۰
ازدیاد طول (%)	۴۰
سختی (برینل)	۲۱۷

❖ تست نمونه

یک تست ضربه طبق استاندارد A370 بر روی سه نمونه ی برداشته شده از روی یک صفحه انجام می شود. نمونه ها در هنگام تست باید به صورت طولی قرار گیرند. یعنی محور طولانی تر نمونه موازی با محور صفحه نورد قرار گیرد و شکاف عمود بر آن باشد. هر کدام از سه نمونه نباید انبساط جانبی کمتر از ۰/۰۱۵ اینچ داشته باشند.

❖ تعمیر و ترمیم

در متن استاندارد اشاره ای به نحوه ی تعمیر یا ترمیم قطعه نشده است.

ASTM A790/ S31803

این استاندارد معرف فولاد ضد زنگ فریت- آستنیتی (دوبلکس) است که برای ساخت لوله های یکپارچه و یا جوشکاری شده مناسب می باشد.

❖ کاربرد در پمپ

از گرید S31803 این متریال در ساخت لوله های فولادی ضد زنگ دوبلکس استفاده می شود.

❖ ترکیب شیمیایی

ترکیب شیمیایی گرید S31803 در جدول ۱ - ۱۸ آورده شده است.

جدول ۱-۱۸

درصد	عنصر
0.03 (max)	کربن
2 (max)	منگنز
0.03(max)	فسفر
0.02 (max)	گوگرد
1 (max)	سیلیکون
4.5 – 6.5	نیکل
21 – 23	کروم
2.5 – 3.5	مولیبدن
0.08 – 0.2	نیتروژن

❖ خواص مکانیکی

خواص مکانیکی گرید S31803 در جدول ۲-۱۸ آورده شده است.

جدول ۲-۱۸

گرید	استحکام کششی (ksi)	استحکام تسلیم (ksi)	ازدیاد طول (%)	سختی (HBW)	سختی (HRC)
S31803	95	65	25	290	30

❖ تست نمونه

اگر تعداد لوله های همسان تولید شده زیر ۱۰۰ عدد باشد ۱ تست و اگر بالای ۱۰۰ عدد باشد ۲ تست کشش باید روی نمونه ها انجام شود. همچنین روی ۵٪ لوله ها باید تست تخت کردن (Flattening) انجام شود. شایان ذکر است که تعداد نمونه ها برای تست فشردگی نباید از ۲ عدد کمتر باشد. برای لوله های جوشکاری شده با NPS بیشتر از ۱۰، تست خمش جانبی کنترل شده را می توان جایگزین تست فشردگی کرد. یک تست سختی نیز باید روی دو نمونه از لوله ها انجام شود. علاوه بر تست های فوق می توان تست غیرمخرب الکتریکی را نیز طبق استاندارد A999 روی لوله انجام داد.

❖ تعمیر و ترمیم

برای لوله هایی با NPS بزرگتر یا مساوی ۶ و ضخامت دیواره ی بزرگتر از ۰/۱۱۸ اینچ می توان از جوشکاری برای تعمیر استفاده کرد. الکترود مناسب برای گرید S31803 طبق AWS ، ER2209 است.

فیتینگ ها

ASTM A105

این استاندارد مربوط به فولادهای کربنی فودج شده ای است که در پایپینگ کاربرد دارند. این متریال توانایی عملکرد مناسب در دمای محیط و یا دماهای بالاتر و همچنین در سیستم های فشار بالا را دارد. اگر جرم قطعه ی فورج شده بیشتر از ۱۰۰۰۰ پوند (معادل ۴۵۴۰ کیلوگرم) باشد، این استاندارد متریال مناسبی برای این منظور معرفی نمی کند و به جای آن از استاندارد A266 استفاده می شود. همچنین این استاندارد شامل ورق های لوله ای و سیلندر های تو خالی آهنگری شده نمی شود. به عبارت دیگر این استاندارد معرف متریالی برای لوله های یکپارچه و شمش های نورد شده می باشد.

❖ کاربرد در اجزای پمپ

از این متریال برای ساخت فلنج های مورد نیاز در اجزای پایپینگ پمپ ها استفاده می شود.

❖ ترکیب شیمیایی

ترکیب شیمیایی متریال A105 شامل عناصر مختلفی است که در جدول ۳-۱ نشان داده شده است. همچنین در جدول ۳-۲ میزان انحراف مجاز از مقادیر تعیین شده در جدول ۳-۱ با توجه به مساحت قطعه نشان داده شده است.

جدول ۳-۱

عنصر	درصد
کربن	0.35 (max)
منگنز	0.6 – 1.06
فسفر	0.035 (max)
گوگرد	0.040 (max)
سیلیکون	0.10 – 0.35
مس	0.40 (max) ¹
نیکل	0.40 (max) ¹
کروم	0.30 (max) ^{1,2}
مولیبدن	0.12 (max) ^{1,2}
ونادیوم	0.05 (max)
کلمیوم	0.02 (max)

توضیح کلی : به ازای کاهش هر ۰/۰۱ درصد کربن از ماکزیمم میزان آن، ۰/۰۶ درصد ازدیاد منگنز از مقدار ماکزیمم آن مجاز است.

۱ مجموع درصد های کروم و نیکل و مس و مولیبدن نباید از ۱ بیشتر شود.

۲ مجموع درصد های کروم و مولیبدن نباید از ۰/۳۲ بیشتر شود.

جدول ۳-۲

	$\leq 200 \text{ in}^2$	$200 < A \leq 400 \text{ in}^2$	$400 < A \leq 800 \text{ in}^2$	$800 < A \leq 1600 \text{ in}^2$	$A > 1600 \text{ in}^2$
کربن	0.02	0.03	0.04	0.05	0.05
منگنز					
کمتر ۰/۹	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08
بیشتر از ۰/۹	0.06	0.07	0.08	0.08	0.09
فسفر	0.008	0.010	0.010	0.015	0.015
گوگرد	0.010	0.010	0.010	0.015	0.015
سیلیکون	0.03	0.04	0.04	0.05	0.06
مس	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03
نیکل	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03
کروم	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04
مولیبدن	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
ونادیوم	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
کلمبیوم	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01

❖ خواص مکانیکی

خواص مکانیکی این متریال در جدول ۳-۳ آورده شده است.

جدول ۳-۳

استحکام کششی (MPa)	۴۸۵
استحکام تسلیم (MPa)	۲۵۰
ازدیاد طول در هر ۲ اینچ (%)	
ازدیاد طول برای دیواره با ضخامت $\frac{5}{16}$ اینچ	۳۰
ازدیاد طول برای قطعه ی استوانه ای با طول ۲ اینچ	۲۲
سختی (HB)	۱۸۷

❖ تست نمونه

برای تست و آنالیز قطعه، باید نمونه بعد از عملیات حرارتی یا آهنگری احتمالی از قطعه جدا شود و طبق استاندارد A751 تست شود. اگر قطعه نرمالیزه (با حرارت بالا) یا کوئنچ شده یا فورج شده (با حرارت بالا) باشد، نمونه باید از عمق $\frac{1}{4}T$ قطعه برداشته شود. T برابر است بیشترین ضخامت قطعه ی حرارت داده شده و فورج شده.

یک تست کشش و یک تست سختی نیز بر اساس استاندارد A370 باید از قطعه گرفته شود.

❖ تعمیر و ترمیم

تعمیر و ترمیم این متریال به وسیله ی جوشکاری طبق Section IX of the ASME Boiler and Pressure Vessel Code صورت می گیرد. این فرآیند باید به گونه ای انجام شود که میزان هیدروژن در نواحی جوشکاری شده زیاد نباشد. تاثیرات جانبی جوشکاری نیز به وسیله ی سمباده زدن (یا تراشکاری) برطرف می شود. شایان ذکر است که سطح جوشکاری شده نباید بیشتر از ۱۰٪ کل سطح را در بر بگیرد.

ASTM A182/ Gr 316L/F51

این استاندارد معرف فولاد ضد زنگ نورد شده و فورج شده ای است که برای ساختن فلنج ها، شیرها و سایر قطعاتی که در دمای بالا کار می کنند، مناسب است. این قطعات مستقیماً از شمش تولید می شوند. اگر جرم قطعه بیشتر از ۱۰۰۰۰ پوند (معادل ۴۵۴۰ کیلوگرم) باشد دیگر نمی توان از این استاندارد استفاده کرد و باید به استانداردهای A965 و A336 مراجعه کرد. این متریال در گرید های متعدد و مختلفی موجود است.

❖ کاربرد در اجزای پمپ

دو گرید از این متریال در پمپ و در ساختن فیتینگ به کار می رود. گرید F316L در ساختن فیتینگ های فولادی ضد زنگ سخت شده و گرید F51 در ساختن فیتینگ فولاد ضد زنگ دوبلکس به کار می رود.

❖ ترکیب شیمیایی

در جدول ۱-۵ ترکیب شیمیایی دو گرید کاربردی از این متریال نشان داده شده است.

❖ خواص مکانیکی

خواص مکانیکی دو گرید کاربردی این متریال در پمپ، در جدول ۲-۵ آورده شده است. شایان ذکر است که در متن استاندارد هیچ اشاره ای به میزان سختی این متریال نشده است.

جدول ۵-۱

	F316L	F51
کربن (%)	0.03 (max)	0.03 (max)
منگنز (%)	2 (max)	2 (max)
فسفر (%)	0.045 (max)	0.03 (max)
گوگرد (%)	0.03 (max)	0.02 (max)
سیلیکون (%)	1 (max)	1 (max)
نیکل (%)	10 – 15	4.5 – 6.5
کروم (%)	16 – 18	21 – 23
مولیدن (%)	2 – 3	2.5 – 3.5
نیتروژن (%)	0.1 (max)	0.08 – 0.2

جدول ۵-۲

	F316L	F51
استحکام کششی (MPa)	۴۸۵	۶۲۰
استحکام تسلیم (MPa)	۱۷۰ ^۱	۴۵۰
ازدیاد طول (%)	۳۰	۲۵
کاهش مساحت (%)	۵۰	۴۵

۱ برای سطح مقطعی با ضخامت بیشتر از ۱۳۰ میلیمتر، تنش تسلیم ۴۵۰ مگاپاسکال است.

❖ تست نمونه

برای هر گرید بسته به نوع فولاد آن تست کششی تعبیه شده است که برای دو گرید کاربردی مذکور به شرح زیر است. برای این گریدها باید یک تست کشش و دو تست سختی سنجی انجام شود. نمونه باید به صورت آهنگری برداشته شود. اگر قطعه نیاز به جوش داشته باشد، نمونه بعد از جوشکاری برداشته می شود.

❖ تعمیر و ترمیم

ترمیم و تعمیر این متریال توسط جوشکاری طبق (ASME Section IX (Boiler and pressure vessel صورت می گیرد. اطلاعات تکمیلی در جدول ۳-۵ آورده شده است.

جدول ۳-۵

گريد	الکتروود	محدوده دمای توصیه شده برای پیش گرمایش	محدوده دمای مجاز بعد از جوشکاری (°C)
F316L	- E316L-15 - E316L-16	نیاز نیست	کونچ با آب + 1040
F51	22%Cr, 5.5%Ni, 3%Mo	نیاز نیست	نیاز نیست

📖 آنالیز جریان سه بعدی در پمپ گریز از مرکز OH1 50-160 با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی^{۲۳}

چکیده

در کار حاضر تحلیل سه بعدی جریان در داخل پمپ گریز از مرکز OH1 50-160 انجام گرفته است. مدل عددی بر مبنای حل معادلات ناویر استوکس برای جریان های تراکم ناپذیر به وسیله معادلات میانگین رینولدز و مدل آشفتگی جریان با استفاده از مدل $K - \epsilon$ انجام می گیرند. نواحی حل از یک ناحیه ساکن و یک ناحیه دورانی عبوری از مابین پره ها تشکیل شده اند. و مدل دینامیک سیالات محاسباتی با استفاده از نرم افزار ANSYS FLUENT انجام می گیرد. منحنی مشخصه هد و دبی پمپ استخراج و با نتایج آزمایشگاهی مقایسه شده است در نتیجه می توان برای کلیه محصولات شرکت آریا سپهر کیهان قبل از نصب بر روی سیستم و تست پمپ از نتایج تحلیلی استفاده کرد که باعث صرفه جویی در زمان و هزینه می شود. همچنین کانتور های سرعت و فشار برای آگاهی از رفتار سیال در داخل پمپ نشان داده شده اند.

مقدمه

پمپ یک ماشین هیدرولیکی است که انرژی مکانیکی را به انرژی هیدرولیکی یا انرژی فشار تبدیل می کند. پمپ های گریز از مرکز نیز به صورت یک پمپ دینامیکی مدور یا پمپ فشار دینامیکی مشهور هستند. در این نوع پمپ سیال توسط یک پروانه که دارای تعدادی پره است در معرض یک محیط دورانی قرار می گیرد. همچنین مزیت این نوع پمپ ها هزینه اولیه پایین، بازده بالا، نصب و قابلیت دسترسی آسان و غیره نسبت به سایر پمپ ها است.

پمپ های گریز از مرکز به صورت وسیع برای انتقال سیالات در بخش های از جمله کشاورزی، صنایع نفت، آب و فاضلاب و غیره مورد استفاده قرار می گیرند و محدوده این پمپها از بار کامل تا نزدیک دبی صفر است. به منظور توسعه یک دستگاه قابل اعتماد برای این محدوده کارکرد، باید رفتار جریان در کل پمپ پیش بینی شود. این امر مستلزم آنالیز جریان بسیار پیچیده که دارای هندسه سه بعدی و جریان آشفته در حالت طبیعی است.

تجزیه و تحلیل جریان از طیف آزمایشگاه و تست بسیار زمان بر و پرهزینه است، به همین دلیل امروزه دینامیک سیالات محاسباتی به عنوان یک تکنیکی برای تجزیه و تحلیل جریان برای صرفه جویی در زمان و هزینه است. در سالهای اخیر استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی به عنوان یک تکنیکی برای تجزیه و تحلیل جریان در پمپ های گریز از مرکز در صنعت مورد استفاده قرار می گیرد. با استفاده از کد دینامیک سیالات محاسباتی می توان کارایی سیستم و همچنین رفتار واقعی سیال را مشاهده کرد. در واقع می توان با این تکنیک علت و کارکرد ضعیف سیستم را یافت. بسیاری از محققین از دینامیک سیالات محاسباتی به عنوان شبیه سازی عددی پمپ های گریز از مرکز استفاده می کنند. پتال و راماکریشن آنالیز دینامیک سیالات محاسباتی برای پمپ مخلوط کن با سرعت مخصوص ۴۶ و در نقطه کار پمپ را انجام داده اند [1].

موقلی و همکاران در سال ۱۹۹۷ معادلات ناویر استوکس با مدل آشفتگی k- ϵ برای تحلیل دینامیکی سیال پمپ های فشار قوی را انجام داده اند [2].

^{۲۳} نگارنده این مقاله جناب آقای مهندس حافظ عزیز می باشند.

مدیوتر و همکاران ۲۰۰۲ از روشدینامیک سیالات محاسباتی چند فازی برای تجزیه و تحلیل کارکرد پمپ گریز از مرکز تحت شرایط کاویتاسیون استفاده کرده اند. آنها از دو فازی هموژنیوس معادلات میانگین رینولدز استفاده کرده اند. که در آن حرکت ترکیبی و معادلات پیوستگی حجم همراه با کسر حجمی بخار حل شده است. [3]

زهو و همکاران در سال ۲۰۰۳ شبیه سازی عددی جریان داخلی را در تیپ های مختلف پمپ های گریز از مرکز (یک نوع دارای شش پره و دو نوع دیگر دارای چهار پره). کد تجاری ناویر استوکس سه بعدی در سی اف ایکس (cfx) با یک مدل کا اسیلون (k-e) استاندارد استفاده می شود. آنها دریافتند که بازده پمپ های دارای پره های تیغه پیچی بهتر است از پمپ های دارای پره های تیغه مستقیم است [4]

با چارودیس و همکاران مطالعه پارامتریک پره های با قطر خارجی یکسان و زاویه خروجی متفاوت را انجام دادند. حل عددی در این کار به صورت حل معادلات ناویر استوکس سه بعدی و سیال تراکم ناپذیر با ایجاد مشبندی غیر ساختاری با استفاده از کد دینامیک سیالات محاسباتی انجام داده اند [5]

در کار حاضر تحلیل سیال در پمپ گریز از مرکز OH1 50-160 (یکی از محصولات شرکت آریا سپهر کیهان) با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی در نرم افزار انسیس فلوئنت (ANSYS FLUENT) انجام گرفته است. مشخصات برجسته پمپ 50-160 در جدول ذیل آمده است:

جدول ۱: مشخصه پمپ OH1 50-160

هد در نقطه کار پمپ (m)	۲۲
دبی در نقطه کار پمپ (m^3/h)	۱۵
سرعت دورانی در نقطه کار پمپ (rpm)	۲۹۰۰
تعداد پره	۶
قطر خارجی پروانه (mm)	۱۶۵
قطر چشمی پروانه (mm)	۸۵
عرض پروانه (mm)	۱۵

دینامیک سیالات محاسباتی:

جریان در پمپ محوری به صورت پایا، سه بعدی و آشسته در نظر گرفته می شود. معادلات به صورت بقای جرم، میانگین رینولدز- ناویر استوکس (RANS) و مدل آشفتگی k-e است فرض می شود که جریان تراکم ناپذیر است لذا قانون بقای جرم در مختصات کارتزین به صورت زیر است.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

در معادله فوق ρ چگالی، u_i سرعت میانگین و x_j مختصات مکان در جهت j است. استخراج معادلات میانگین رینولدز بر مبنای تجزیه زینولدز برای معادلات ناویر استوکس به کار برده می شود. و برای سیالات تراکم ناپذیر به صورت معادله زیر بیان می شود [6]:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + A + F_i \quad (2)$$

در رابطه فوق A ترم پخش برای جریان های آرام و آشفته است که به صورت معادله زیر است:

$$A = \frac{\partial}{\partial x} \left[(\mu_m + \mu_t) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (3)$$

P فشار، F_i منابع اضافی ممنتوم است.

از آنجا که معادلات حرکت در یک چارچوب مرجع نسبی مرتبط با پره های دورانی، نیرو های کریولیس و نیروهای گریز از مرکز قرار دارد بنابراین ترم اضافی مومنوم به صورت زیر بیان می شود.

$$F_i = F_{i,co} + F_{i,ce} \quad (4)$$

$$F_{i,co} = -2\varepsilon_{ijk}\omega_j u_k \quad (5)$$

$$F_{i,ce} = -\omega_j \omega_i x_j + \omega_j \omega_j x_i \quad (6)$$

که در معادلات فوق ω_i سرعت دورانی ε_{ijk} تانسور مرتبه سوم لوی-سیوستا است.

مدل آشفتهگی:

برای حل معادلات ناویر استوکس و ترم های آشفتهگی موجود در این معادله، نیاز به معادلات آشفتهگی نیز است مدل های مختلفی برای حل ترم های آشفتهگی در معادلات ناویر استوکس وجود دارد که در کار حاضر از مدل آشفتهگی $k-e$ استفاده شده است. این مدل از دو معادله انتقالی برای پارامترهای آشفتهگی k و e استفاده می کند. مدل بر مبنای انرژی جنبشی مخصوص k و نرخ پراکندگی نوسان آشفتهگی e است. معادلات انتقالی این مدل به صورت معادلات زیر بیان می شوند.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + P_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (7)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{C_{1\varepsilon} \varepsilon}{k} (P_k + (C_3 P_{\varepsilon b})) - \frac{C_{2\varepsilon} \rho \varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (8)$$

که در معادلات فوق :

$$\mu_t = \frac{\rho C_\mu k^2}{\varepsilon} \quad (9)$$

$$P_k = \mu_t S^2 \quad (10)$$

$$P_b = \beta g_i \left(\frac{\mu_t}{\rho r_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (11)$$

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (12)$$

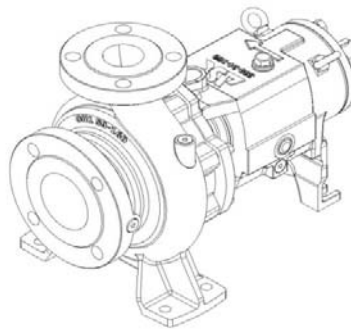
$$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_{3\varepsilon} = -0.33 \quad C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3$$

شبیه سازی عددی:

دینامیک سیالات محاسباتی به آنالیز سیستم هایی شامل جریان سیال، انتقال گرما و پدیده هایی مثل واکنش های شیمیایی می پردازد و باعث صرفه جویی در زمان و هزینه می شود. پارامترهای جریان در پمپ های گریز از مرکز به وسیله دو معادله قانون بقای جرم و قانون بقای مومنوم ارائه می شوند این قوانین بقا می تواند در ترم هایی از معادلات دیفرانسیل جزئی بیان شوند. دینامیک سیالات محاسباتی یک تکنیک عددی برای جایگزینی ترم های دیفرانسیل جزئی سیال به معادلات جبری به وسیله انفصال معادلات در راستای مکان و زمان است. نواحی محاسباتی شامل حلزونی مارپیچ و پروانه دارای ۶ عدد پره است. در کل پمپ را در حالت پایا برای ۷ دبی مختلف اجرا کرده و هد خروجی استخراج می شود. جریان سیال در پروانه به وسیله مرجع چرخنده و جریان در حلزونی به صورت مرجع ساکن محاسبه می شوند.

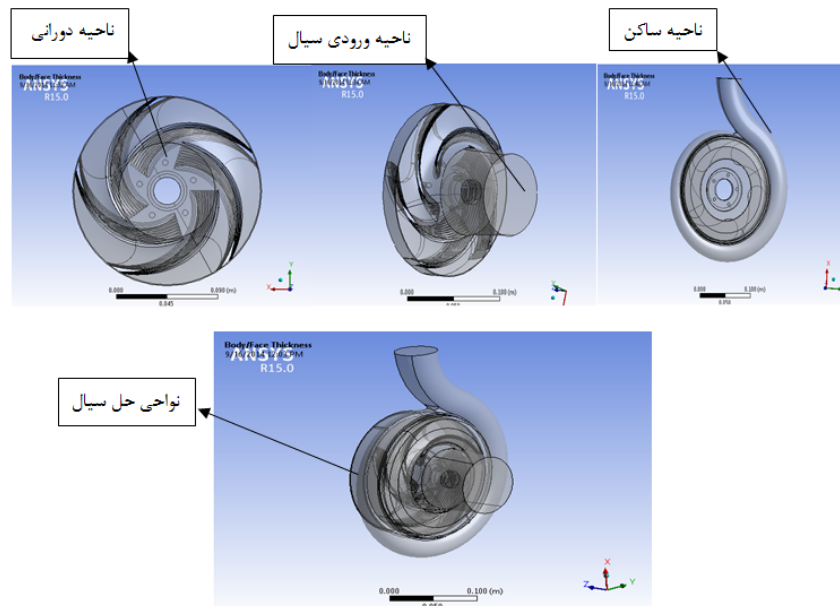
ایجاد هندسه:

در کلیه آنالیز دینامیک سیالات محاسباتی ایجاد هندسه و نواحی حل سیال یکی از مهمترین قسمت های آن جهت همگرایی بهتر است. در کار حاضر تحلیل سه بعدی پمپ *OH1 50-160* که یکی از محصولات شرکت آریا سپهر کیهان می باشد مورد بررسی قرار گرفته است. شکل ۱ شماتیکی از این نوع پمپ را نشان می دهد.



شکل ۹: شماتیک پمپ OH1 50-160 [7]

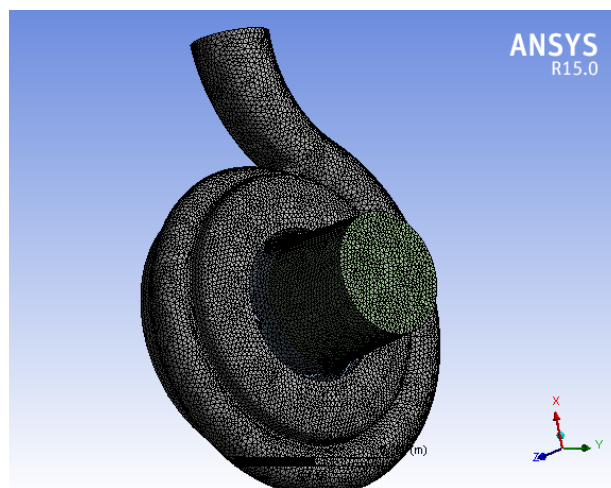
با استفاده از نرم افزار CATIA هندسه پمپ نواحی حل سیال به صورت کاملاً دقیق برای آماده سازی در نرم افزار ANSYS FLUENT به صورت نشان داده شده در شکل ۲ مدل شده است.



شکل ۱۰: مدل ایجاد شده برای تحلیل

تولید مش:

مدل سه بعدی تولید مش توسط نرم افزار *ANSYS FLUENT* ایجاد شده است به دلیل اندازه و پیچیدگی هندسه پمپ دقت در توزیع المان های مش ضروری است. نوع بندی گره های غیر ساختاری، استفاده می شود. به منظور دقت در توزیع سرعت و فشار نزدیک دیواره یک ساختار بسیار ریز در نزدیکی دیواره های حلزونی و پره های پروانه در نظر گرفته می شود این کار باعث افزایش دقت می شود. تعداد المان ها در ناحیه پروانه ۱۵۷۴۱۸ و در ناحیه حلزونی ۳۴۰۳۰۵ و در ناحیه مکش ۱۱۳۱۳۲ می باشد که جمعاً ۶۱۰۸۵۵ می باشد. شکل ۳ مش بندی ایجاد شده در نرم افزار را نشان می دهد.



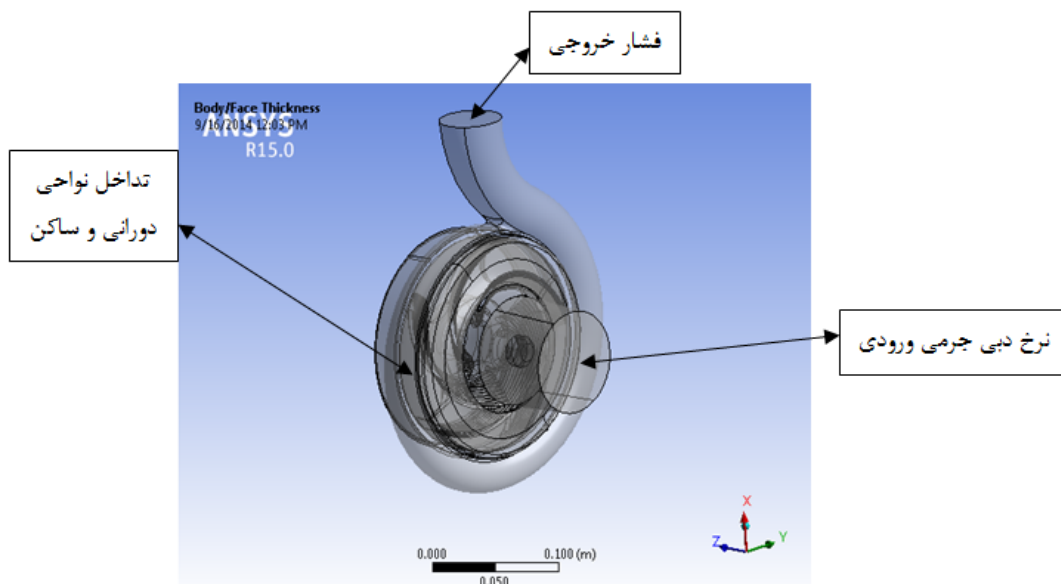
شکل ۱۱: مش ایجاد شده توسط نرم افزار

شرایط مرزی:

نرخ دبی جرمی به عنوان شرط مرزی ورودی بوده و به عنوان متغیر مسئله حاضر در نظر گرفته شده است. فشار محیط به عنوان شرط مرزی خروجی در نظر گرفته می شود. همچنین برای ارتباط نواحی دورانی و ثابت از شرط مرزی *Interface* استفاده شده است. شکل ۴ کلیات شرایط مرزی برای کار حاضر را نشان میدهد.

تکنیک حل:

برای تبدیل معادلات دیفرانسیل جزیی حاکم به معادلات جبری از تکنیک مبنای حجم کنترل استفاده شده است. سیال آب به صورت حالت پایا و تراکم ناپذیر و تک فاز در نظر گرفته شده است. زبری سطح اجزای کلیه نواحی را 0.00005 متر در نظر گرفته شده است. شبیه سازی حالت پایا در شرایط طراحی و غیر طراحی از معادلات رینولدز میانگین ناویر استوکس استفاده شده است. برای کوپلینگ سرعت و فشار از طرح *SIMPLE* استفاده شده است. و در نهایت برای انفصال معادلات ممنتوم و آشفتگی از طرح *Upwind* مرتبه دوم استفاده شده است.



شکل ۱۲: شرایط مرزی حاکم بر مسئله

نتایج و بحث:

برای پیشگویی کارکرد پمپ گریز از مرکز دانستن نحوه انتقال انرژی در قسمت های مختلف پمپ امری ضروری است این پدیده را می توان از طریق مطالعه میدان جریان در داخل پمپ های گریز از مرکز درک کرد. هد و دبی از نظر اهمیت کاربرد در یک ردیف قرار دارند اگرچه فاکتورهای دیگری نیز مانند سیال پمپ شونده، چیدمان لوله ها و نوع محرکه اهمیت دارند، ولی نیاز اولیه پمپ ها تحویل مقدار صحیحی از

سیال در هد موجود در سیستم می باشد. در کار حاضر پمپ را برای هفت دبی متفاوت اجرا کرده هد خروجی، بازده پمپ و توان پمپ محاسبه شده و به صورت جداول و نمودار های ذیل ارائه شده است. لازم به ذکر است نتایج آزمایشگاهی از تست پمپ مورد مطالعه در آزمایشگاه شرکت آریا سپهر کیهان استخراج شده است.

هد-دبی

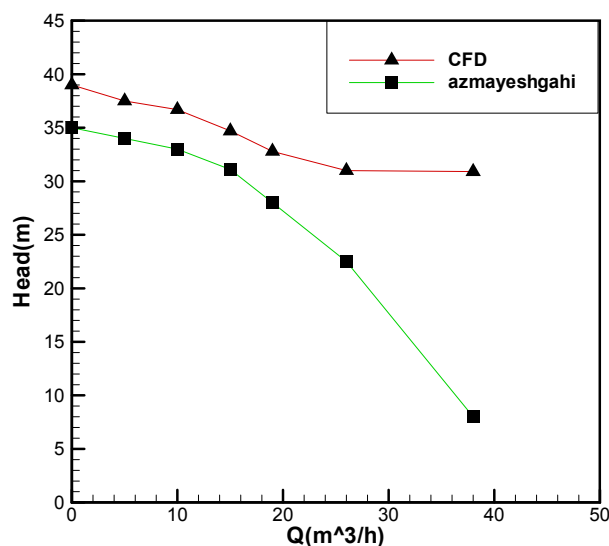
هد محاسبه شده با استفاده از معادله زیر به دست می آید:

$$total\ head = \frac{p}{\rho g} + \left(\frac{V^2}{2g}\right) + z \quad (13)$$

که در معادله فوق g شتاب جاذبه زمین و z ارتفاع پمپ است

دبی $\frac{m^3}{h}$	صفر	۵	۱۰	۱۵	۱۹	۲۵	۳۸
هد (m) نتایج تحلیل	۳۹	۳۷.۵	۳۶.۷	۳۴.۷	۳۲.۸	۳۱	۳۰.۹
هد (m) نتایج آزمایشگاهی	۳۵	۳۴	۳۳	۳۱.۱	۲۸	۲۲.۵	۸
در صد خطا	۱۰.۲۵	۹.۳۳	۱۰.۰۸	۱۰.۳۷	۱۴.۶	۲۷.۴	۷۴

شکل زیر نمودار مقایسه هد و دبی با نتایج آزمایشگاهی و نرم افزار را نشان می دهد که مشاهده می شود می توان با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی نتایج آزمایشگاهی را با دقت خوبی پیشگویی کرد و در هزینه و زمان صرفه جویی کرد. این روش باعث می شود قبل از نصب پمپ در سیستم یک حالت کلی از منحنی های مشخصه پمپ را تصور کرد و این امر در طراحی تک تک اجزای پمپ بسیار مفید است و در حقیقت دست طراح را در تغییر پارامتر های طراحی باز می گذارد.



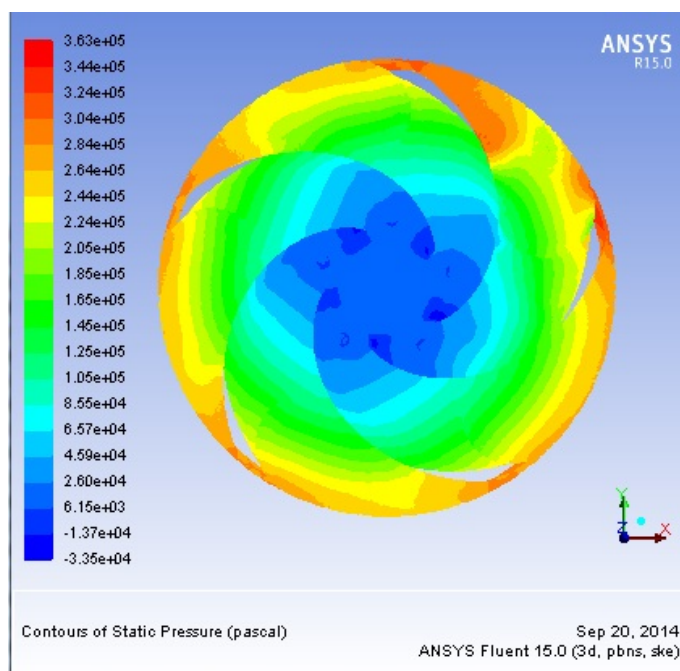
شکل ۱۳: مقایسه هد و دبی

کانتور فشار

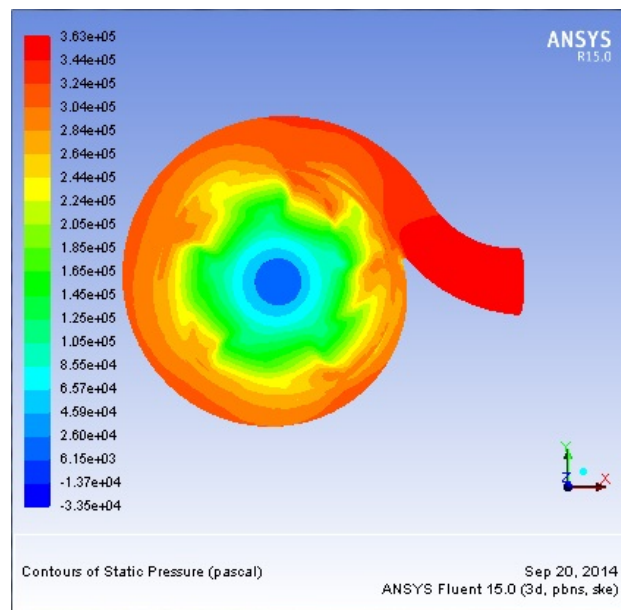
مطالعه کانتور های فشار استاتیک در فهم تبدیل انرژی انتقال یافته در قسمت های مختلف پمپ بسیار موثر است. همچنین می توان فهمید که فشار های منفی و پایین در کدام قسمت های پمپ اتفاق می افتد که در موضوع کاویتاسیون بسیار مهم است. شکل زیر یکی از کانتور های فشار را برای دبی ۱۵ نشان می دهد. به نظر می رسد که فشار در پروانه به صورت پیوسته افزایش می یابد به صورتی که پروانه انرژی مکانیکی تحمیلی را به انرژی فشاری تبدیل میکند.

بردار سرعت:

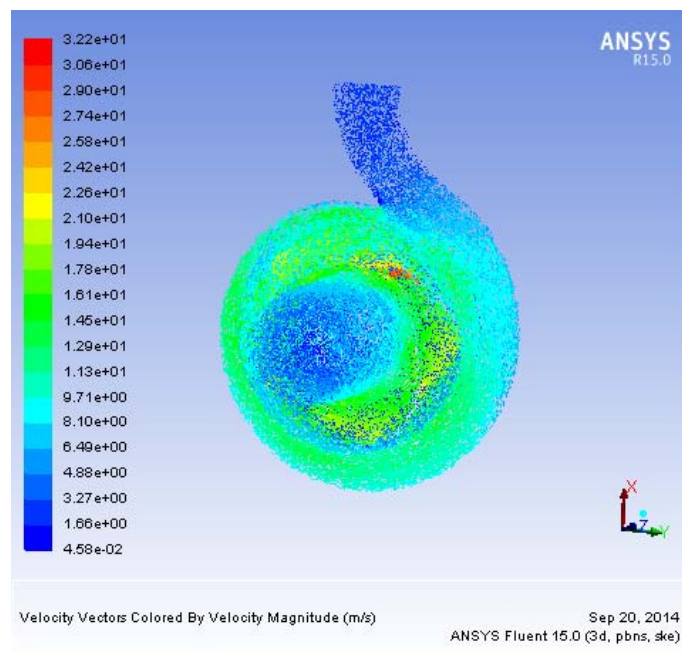
بردار سرعت در شکل ۸- نشان داده شده است بردار سرعت جهت جریان در قسمت های مختلف پمپ را نشان می دهد همچنین می توان نواحی جدایش جریان، اطلاعات جریان های گردابه ای و نواحی جریان های ثانویه را شناسایی کرد.



شکل ۱۴: کانتور فشار در پروانه



شکل ۱۵: کانتور فشار در پمپ



شکل ۱۶: بردار های سرعت

منابع:

- [1] Patel K. and Ramakrishnan N., CFD analysis of mixed flow pump.
- [2] Muggli F.A., Eisele K., Casey M.V., Gulich J., Schachenmann A., 1997. Flow analysis in a pump diffuser-part 2: validation and limitations of cfd for diffuser flows, Journal of Fluids Engineering 119 978-984.
- [3] Medvitz R.B., Kunz R.F., Boger D.A., Adam J.W., Yocum A.M., Pauley, L.L., 2002. Performance analysis of cavitating flow in centrifugal pumps using multiphase CFD. Journal of Fluid Engineering 124 377-383.
- [4] Zhou W., Zhao Z., Lee T. S., Winoto S.H., 2003. Investigation of flow through centrifugal pump impellers using computational fluid dynamics, International Journal of Rotating Machinery 9(1) 49-61.
- [5] Bacharoudis E.C., Filios A.E., Mentzos M.D., Margaritis D.P., 2008. Parametric study of a centrifugal pump impeller by varying the outlet blade angle, The Open Mechanical Engineering Journal 2 75-83.
- [6] Mohan L.H., Kanfoudi H., Zgolli R., 2012. , Numerical Analysis of the Flow Through in Centrifugal Pumps., International Journal of Thermal Technologies. , ISSN 2277 – 4114.

[7] شرکت آریا سپهر کیهان تولید کننده انواع پمپ های گریز از مرکز

📖 روشهای استاندارد آزمایش سختی راکول و سختی ظاهری مواد فلزی (بخش اول)^{۲۴}

این مقیاس پایین تر از E18 توزیع شده است. عددی که این عنوان نشان می دهد نمایانگر سال پذیرش و اتخاذ آن و عدد داخل پرانتز هم نشانگر سال آخر بازبینی می باشد. یک بالانویس اپسیلون بیانگر تغییرات از زمان آخرین بازبینی می باشد. این میزان و مقیاس هم برای استفاده آژانس ها و وزارت دفاع تصویب شده است.

حد:

۱.۱. این استاندارد روش های تست سختی راکول و سختی ظاهری راکول از مواد فلزی را پوشش می دهد که شامل روش های تایید ماشین آلات جهت سنجیدن سختی راکول (قسمت B) و درجه بندی و طبقه بندی سختی بلوکها (قسمت C) می باشد.

۱.۲. مقادیر بیان شده در واحد اینچ-پوند به عنوان استاندارد در نظر گرفته شده است. واحد SI تنها برای اطلاعات ارائه شده است.

۱.۳. این استاندارد به نظر می آید که همراه با نگرانی هایی هم می باشد که مسئولیت کاربر این استاندارد می باشد که از شیوه های ایمن و سالم در کاربرد احتمال محدودیت های نظارتی قبل استفاده می کنند. (اشاره به نکته ۶).

نکته ۱- موسسه ملی استاندارد و فناوری (NIST) از استانداردهای ملی سختی راکول برای ایالات متحده پشتیبانی می کند. در دی ماه سال ۱۳۷۶، NIST بلوک های تست مقیاس جدید راکول (HRC) بلوکها ماشینهای استاندارد سازی مرجع های قبلی به عنوان مواد مرجع استاندارد منتشر کرد. (SRMS) بلوکها ماشینهای استاندارد سازی قبلی را می سنجند. مزیت عمده ای از استاندارد NIST این است که سطح HRC آنها مانند دیگر کشورهای صنعتی در سراسر جهان می باشد. سطح NIST HRC سختی مواد راکمی سخت تر از معیارهایی که در ۷۵ سال گذشته در ایالات متحده استفاده می شده منتشر کرده است. تجدید نظر در E 18 نیازمند تمام تاییدیه های عملکرد سختی راکول و ماشین آلات سخت باید با استفاده از بلوک های آزمایشی مدرج ساخته شده قابل ردیابی به استانداردهای راکول توسط NIST باشند. این می تواند از طریق استفاده از بلوک های آزمایشی تجاری مدرج قابل ردیابی به استانداردهای NIST یا به طور مستقیم با استفاده از NIST SRM انجام پذیرد. این مقتضیات تنها برای مقیاس راکول برای تامین اولیه بلوک های آزمایش مرجع کاربرد خواهد داشت.

نکته ۲- نسخه قبلی این استاندارد اعلام کرده که ساچمه های فولادی یک نوع استاندارد از گلوله راکول است. در شروع این نسخه، گلوله کروم کاربرد به عنوان گلوله استاندارد راکول در نظر گرفته شده است. این گلوله در تست سختی راکول به دلیل گرایشات مسطح شدن منجر به بالا رفتن ارزش سختی می شود. شایان ذکر است که آزمون سختی راکول استفاده از گلوله های فولاد و کاربرد تنگستن را مقایسه کرده است که نتایج متفاوتی را نشان داده است. به عنوان مثال، بسته به مواد مورد آزمون و سطح سختی آن، نتایج آزمایش مقیاس راکول B با استفاده از گلوله کاربرد یک نقطه راکول پایین تر از زمانی است که یک گلوله فولادی استفاده می شود.

^{۲۴} این مقاله توسط جناب آقای مهندس محمد احمدی نوشته شده است.

۲. اسناد مرجع

۲.۱. استاندارد ASTM

- A370** روش های تست و تعاریف برای تست مکانیکی محصولات فولادی
- B19** مشخصات برای کارتریج ورق برنجی، نوار، صفحه، نوارودیسک
- B36/B36M** مشخصات برای صفحه برنجی ، ورق، نوار
- B96** مشخصات برای مس سیلیکون آلیاژ پللیت ، ورق، لوله گرد برای اهداف کلی و فشارمخازن
- B97** مشخصات برای مس سیلیکون آلیاژ پللیت، ورق، نوارو برای اهداف عمومی
- B103/B103M** مشخصات M برای فسفر برنز پللیت، ورق، نوار
- B121/B121M** مشخصات M برای پللیت سرب دار برنجی ، ورق، نوار
- B122/B122M** مشخصات M برای مس - نیکل - قلع آلیاژ، مس نیکل آلیاژ روی (نیکل نقره ای)، و مس نیکل آلیاژ پللیت، ورق، نوار
- B130** مشخصات نوار برنز تجاری برای پوشش گلوله
- B134** مشخصات برای برنج سیم
- B152** مشخصات برای ورق مس، نوار، صفحه و لوله گرد
- B291** مشخصات برای مس، روی، منگنز آلیاژ برنج
- B370** مشخصات برای ورق مس و نوار جهت ساخت و ساز
- E4** روشهایی برای تأیید نیروی ماشین آلات تست
- E29** برای استفاده از شماره های قابل توجه در آزمون داده ها به تعیین انطباق با مشخصات
- E140** استفاده از جدول تبدیل سختی برای فلزات
- E691** برای انجام یک مطالعه آزمایشگاهی برای تعیین صراحت و درستی روش آزمون

۳. اصطلاحات

۳.۱ تعاریف:

۳.۱.۱ درجه بندی: تعیین مقادیر پارامترهای قابل مقایسه با مقادیر نشان داده شده توسط یک ابزار مرجع و یا توسط مجموعه ای از استانداردهای مرجع.

۳.۱.۲ عدد سختی راکول: HR-تعداد برگرفته از افزایش خالص در عمق فرورفتگی به عنوان نیروی گلوله از یک نیروی آزمون مقدماتی به یک نیروی کل آزمون مشخص شده افزایش یافته.

۳.۱.۲.۱ بحث Indenters: Indenters برای آزمون سختی راکول شامل الماس sphericoconical و Indenters های گلوله با قطر مشخص می باشد. گلوله کاربید تنگستن به عنوان گلوله استاندارد راکول مورد تایید است. گلوله برای تمام مقیاس های سختی سنج راکول در نظر گرفته می شود. گلوله فلزی ممکن است فقط در صورت استفاده در مشخصات محصول و یا با توافق خاص مورد استفاده قرار گیرد.

۳.۱.۲.۲ بحث اعداد سختی راکول: همیشه با مقیاس indenterها و نیروهای استفاده شده بیان میشود. تعداد سختی با نماد HR و مقیاس معین شده است. هنگامی که یک گلوله استفاده می شود، تعیین مقیاس توسط واژه 9W9 به منظور نشان دادن استفاده از یک گلوله کاربید تنگستن یا واژه 9S9 یک گلوله فولادی را نشان می دهد.

۳.۱.۲.۳ به عنوان مثال HRC برابر است با تعداد سختی راکول ۶۴ در مقیاس C راکول. ۸۱ HR30N برابر است با تعداد سختی راکول سطحی ۸۱ در مقیاس N۳۰, ۷۲ HRBW برابر است با تعداد سختی راکول ۷۲ در مقیاس راکول B که با استفاده از گلوله تنگستن کاربید اندازه گیری شده است.

۳.۱.۳ تست سختی راکول- آزمون سختی با استفاده از یک ماشین تایید شده با نیروی الماس sphericoconical indenter (فرورونده الماس)، یا یک گلوله تحت شرایط خاص مشخص شده، به سطح ماده در حال تست در دو عملیات، و عمق فرورفتگی را تحت شرایط مشخص اندازه گیری می کند.

۳.۱.۴ آزمون سختی سطحی راکول همانند آزمون سختی راکول می باشد با این تفاوت که از نیروهای آزمون مقدماتی و کوچکتر استفاده می شود.

۳.۱.۵ تایید، بررسی و یا تست برای اطمینان درستی مشخصات.

۴. اهمیت و استفاده

۴.۱ آزمون سختی راکول یک آزمون تجربی است. آزمون سختی راکول اطلاعات مفیدی را در مورد مواد فلزی به ما می دهد. این اطلاعات ممکن است مرتبط با استحکام کششی، مقاومت در برابر سایش، انعطاف پذیری، و دیگر ویژگی های فیزیکی مواد فلزی، و ممکن است در کنترل کیفیت و انتخاب مواد مفید باشد.

۴.۲ سختی سنج راکول در یک مکان خاص در یک بخش ممکن است ویژگی های فیزیکی را در کل یا بخشی از محصول نهایی نشان ندهد.

۴.۳ آزمون سختی راکول برای آزمون پذیرش محموله های تجاری رضایت بخش در نظر گرفته شده، و به صورت گسترده در صنعت برای این منظور استفاده شده است.

۴.۴ عملکرد تأییدیه های سختی راکول و سختی ماشین آلات باید با استفاده از بلوک های آزمون کالیبره که با استانداردهای راکول که توسط NIST زمانی که بلوک های آزمون مرجع اولیه در دسترس برای مقیاس خاص راکول می باشد.

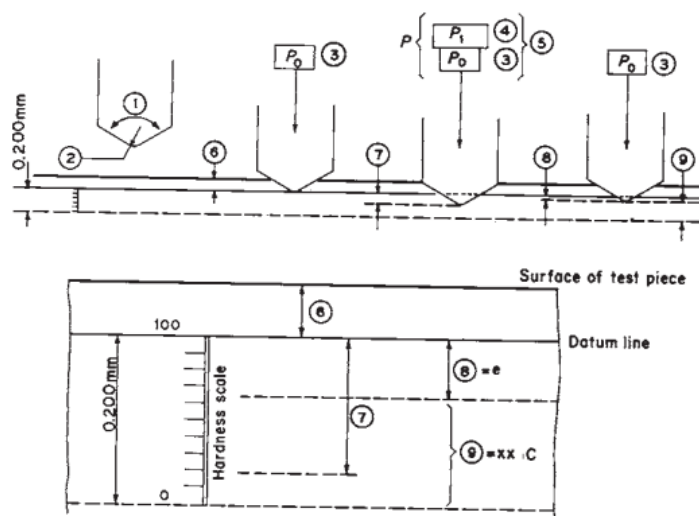
توصیف کلی و تهیه آزمایش برای میزان سختی راکول و آزمون سختی سطحی راکول

۵. اصول تست ها و تجهیزات

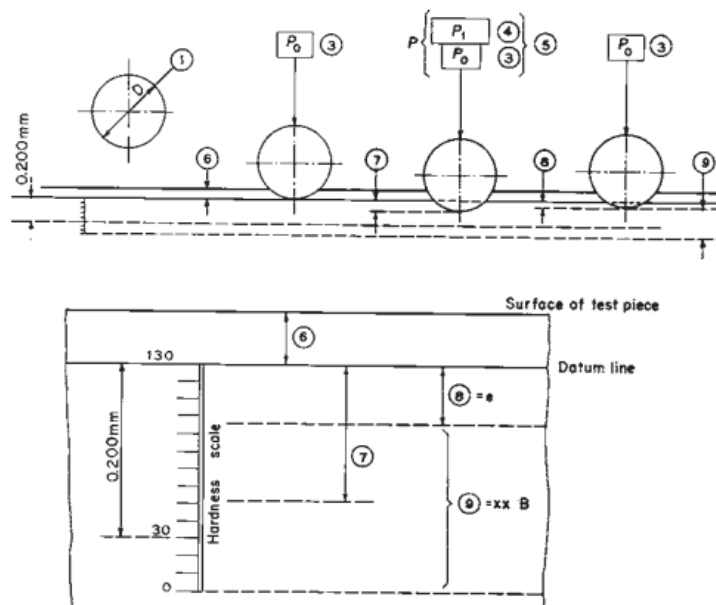
۵.۱ اصول عمومی، اصول کلی و آزمون سختی راکول در شکل ۱ (الماس indenter و شکل ۲ (گلوله Indenters همراه با جدول ۱ و جدول ۲ نشان داده شده است. در مورد آزمون های سطحی راکول اصول کلی در شکل نشان داده شده است: شکل ۳ (الماس Indenters و شکل ۴ (گلوله Indenters و همراه با جدول ۳ و جدول ۴.

۵.۱.۱ برای توضیحات پیرامون مشخصه های تجهیزات تولید کننده به محدودیت ها، ویژگی های ماشین، و روش های عملیاتی مربوطه مندرج در دفترچه راهنما نگاه کنید. برنامه های کاربردی از مقیاس های مختلف سختی در جداول ۵ و ۶ نشان داده شده است. مقدار سختی راکول معمولاً تعیین و مطابق با یکی از این مقیاس استاندارد گزارش داده شده است. indenter در سطح آزمون در دو مرحله تحت شرایط اجباری و تفاوت در عمق فرورفتگی اندازه گیری شده (بخش ۷ مراجعه کنید).

۵.۱.۲ اندازه گیری واحد الکترونیکی ۰/۰۰۲ میلی متر و ۰/۰۰۱ میلی متر برای آزمون سختی راکول و آزمون سختی راکول سطحی است. از ارزش e، تعداد شناخته شده به عنوان سختی راکول به دست آمده است. مقدار سختی راکول به تنهایی توسط تعدادی عوامل امکان پذیر نیست زیرا لازم به ذکر است که indenter و نیرو در تولید آزمون شرکت کرده اند. (جدول ۵ و جدول ۷ را ملاحظه کنید)



شکل ۱: تست سختی راکول با الماس



شکل ۲: تست سختی راکول با گلوله intender (مثال راکول B) (جدول ۲)

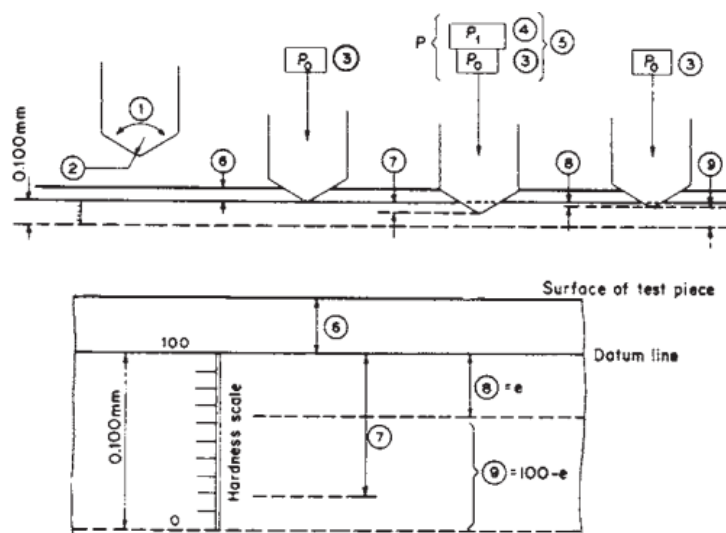
جدول ۱ نمادها و نامگذاریهای همراه با شکل ۳

عدد	حرف اختصاری	عنوان
۱		زاویه تورفتگی در نوک الماس (۱۲۰ درجه)
۲		۲ شعاع انحنا در نوک مخروط (۰.۲۰۰ میلی متر)
۳	P_0	مقدماتی نیروی تست = ۱۰ کیلوگرم نیرو (N ۹۸)
۴	P_1	نیروی اضافی = ۱۴۰ کیلوگرم نیرو (N ۱۳۷۳)
۵	P_1	نیروی تست ها $P_0 + P_1 = 10 + 140 = 150$ کیلوگرم نیرو (N ۱۴۷۱)
۶		عمق نفوذ در نیروی آزمون مقدماتی قبل از استفاده از نیروی اضافی
۷		افزایش عمق نفوذ در اضافی نیروی
۸	e	الکترونیکی افزایش دائم در عمق نفوذ در آزمون مقدماتی بعد از برداشتن نیروی اضافی افزایش در واحد های بیان ۰.۰۰۲ میلی متر
۹	xx HRC	سختی راکول $e - 100 = C$

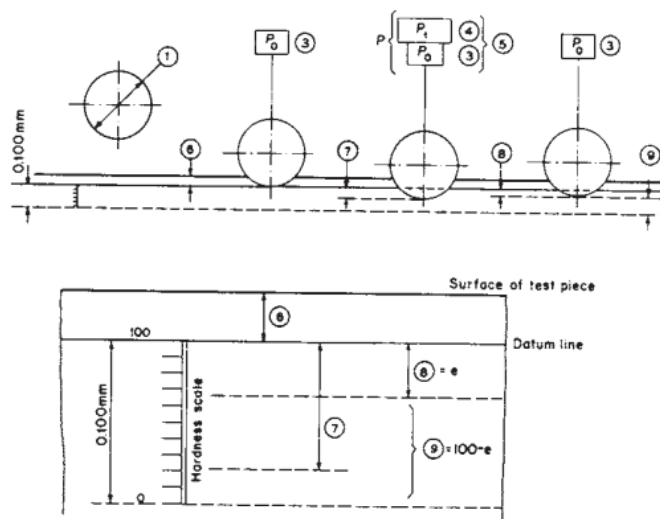
جدول ۲ نمادها و نامگذاری های همراه با شکل ۲

عدد	حرف اختصاری	عنوان
۱	D	قطر گلوله (۱.۵۸۸ mm)
۳	P_0	نیروی مقدماتی تست = ۹۸ N (kgf ۱۰)
۴	P_1	نیروی اضافی = ۸۸۳ N (kgf ۹۰)
۵	P	نیروی تست ها $P_0 + P_1 = 10 + 90 = 100$ کیلوگرم نیرو (N ۹۸۱)
۶		۶ عمق نفوذ در نیروی آزمون مقدماتی قبل از استفاده از نیروی اضافی
۷		افزایش عمق نفوذ در نیروی اضافی
۸	e	الکترونیکی افزایش دائم در عمق نفوذ در نیروی آزمون مقدماتی بعد از برداشتن نیروی اضافی افزایش در واحد های ۰.۰۰۲ میلی متر
۹	xx HRB	راکول سختی $e - 130 = B$

۵.۲ شرح دستگاه و روش آزمایش: دستگاه تعیین میزان سختی راکول دستگاهی است که سختی های متفاوت در عمق نفوذ یک indenter را تحت دو نیرو مشخص که به آن نیروهای آزمون مقدماتی و مجموع نیروهای اندازه گیری گفته می شود، می سنجند.



شکل ۳: تست سختی سطحی راکول با الماس indenter (راکول مثال ۳۰ N) (جدول ۳)



شکل ۴: تست سختی سطحی راکول با گلوله indenter (راکول مثال ۳۰ T) (جدول ۴)

جدول ۳ نمادها و نامگذاریهای همراه با شکل ۳

عدد	حرف اختصاری	عنوان
۱		زاویه تورفتگی در نوک الماس (۱۲۰ درجه)
۲		۲ شعاع انحنا در نوک مخروط (۰.۲۰۰ میلی متر)
۳	P_0	مقدماتی نیروی تست = ۳ کیلوگرم نیرو (N ۲۹)
۴	P_1	نیروی اضافی = ۲۷ کیلوگرم نیرو (N ۲۶۵)
۵	P_1	نیروی تست ها $30 = 27 + 3 = P_0 + P_1$ کیلوگرم نیرو (N ۲۹۴)
۶		عمق نفوذ در نیروی آزمون مقدماتی قبل از استفاده از نیروی اضافی
۷		افزایش عمق نفوذ در اضافی نیروی
۸	e	الکترونیکی افزایش دائم در عمق نفوذ در آزمون مقدماتی بعد از برداشتن نیروی اضافی افزایش در واحد های بیان ۰.۰۰۱ میلی متر
۹	xx HR30N	سختی N ۳۰۰ راکول = ۱۰۰ - e

جدول ۴: نمادها و نامگذاریهای همراه با شکل ۴

عدد	حرف اختصاری	عنوان
۱	D	قطر گلوله (۱.۵۸۸ mm)
۳	P_0	نیروی مقدماتی تست = ۳kgf (N ۲۹)
۴	P_1	نیروی اضافی = (27Kgf)(N ۲۶۵)
۵	P	نیروی تست ها $30 = 27 + 3 = P_0 + P_1$ کیلوگرم نیرو (N ۲۹۴)
۶		عمق نفوذ در نیروی آزمون مقدماتی قبل از استفاده از نیروی اضافی
۷		افزایش عمق نفوذ در نیروی اضافی
۸	e	الکترونیکی افزایش دائم در عمق نفوذ در نیروی آزمون مقدماتی بعد از برداشتن، نیروی اضافی، افزایش در واحد های ۰.۰۰۱ میلی متر
۹	XXHR30T	راکول T ۳۰ سختی = ۱۰۰ - e

۵.۲.۱. دو طبقه بندی کلی از آزمون راکول وجود دارد: آزمون سختی راکول و آزمون سختی راکول سطحی.

۵.۲.۲. در آزمون سختی راکول نیروی آزمون مقدماتی ۱۰ کیلوگرم نیرو (N ۹۸) است. نیروهای آزمون ها ۶۰ کیلوگرم نیرو (N ۵۸۹)، ۱۰۰ کیلوگرم نیرو (N ۹۸۱) و ۱۵۰ کیلوگرم نیرو (N ۱۴۷۱) می باشد. در آزمون سختی راکول سطحی نیروی آزمون

مقدماتی ۳ کیلوگرم نیرو (N ۲۹) و نیروهای کل آزمون ۱۵ کیلوگرم نیرو (N ۱۴۷)، ۳۰ کیلوگرم نیرو (N ۲۹۴) و ۴۵ کیلوگرم نیرو (N ۴۴۱) می باشد. intender برای هر آزمون باید از تنظیمات spheroconical یا کروی استفاده کند.

۵.۲.۳. تفاوت در عمق معمولاً توسط دستگاه های الکترونیکی و یا توسط یکی از شاخص های شماره گیری اندازه گیری می شود مقدار سختی، به عنوان ابزار خوانده شده که یک عدد دلخواه است که به تفاوت در اعماق تولید شده توسط این دو نیرو مرتبط می باشد. و از آنجا که مقیاس معکوس است، با بالاتر رفتن اعداد سختی مواد هم بیشتر میشود.

۵.۲.۴. بر اساس روش های عامل توصیه شده توسط تولید کننده سختی سنج، تست با استفاده از نیروی آزمون مقدماتی اولیه نمونه آغاز شده است. از آنجا که اندازه گیری تفاوت در عمق بعد از نیروهای اولیه شروع می شود، در صورتی که ابزار یک مدل شاخص شماره گیری باشد اشاره گر شماره سنج روی صفر تنظیم میشود. در یک دستگاه خروجی دیجیتالی، نقطه صفر به طور خودکار توسط الکترونیک ها تسخیر شده است. ابزار باید طوری طراحی شده باشند که تأثیرات استفاده از نیروی آزمون مقدماتی را بر طرف کنند.

۵.۲.۵. نیروی اضافی برای توقف مورد نیاز استفاده میشود و پس از آن حذف شده است. بازگشت به نیروی آزمون مقدماتی فرورونده در نقطه عمیق نفوذ حفظ میشود که هنوز اجازه می دهد تا الاستیسیته بهبود یابد و منبسط شود که در نتیجه آزمون توسط دستگاه آزمایش نمایش داده می شود.

Indenters

۵.۳.۱. استاندارد راکول یا الماس spheroconical است و یا گلوله کارت ریج تنگستنی با قطر:

12.70mm(1.2in) یا 1.588mm(1.16in), 3.175mm(1.8in), 6.350mm(1.4in)

از گلوله indenter فلزی تنها زمانی استفاده می شود که خصوصیات محصول مشخص شده باشد یا توسط مطابقت خاصی مشخص شود. فرورونده الماس باید به الزامات مقرر در ۱۳.۱.۲.۱ و گلوله indenter باید به الزامات مقرر در ۱۳.۱.۲.۲ مطابقت داشته باشد.

۵.۳.۲. گرد و غبار، خاک، گریس، و مقیاس نباید اجازه تجمع در فرورونده را دهد زیرا بر نتایج آزمون تأثیر می گذارد. ۵.۴. Anvils استفاده شود که برای نمونه آزمایش مناسب میباشد. سطوح anvils باید تمیز و صاف باشد. و عاری از چاله، خش عمیق، و مواد خارجی. خسارت نیز ممکن است از تماس اتفاقی با anvils فرورونده رخ دهد. اگر anvils به هر علت آسیب دیده باشد، باید تعویض شود. Anvils حداقل فرورفتگی قابل مشاهده که نتایج نادرست در مواد نازک می دهد.

۵.۴.۲. قطعات تخت باید در Anvils صاف مورد آزمایش قرار گیرد که صفحه عمود بر محور فرورونده باشد.

۵.۴.۳. Anvils برای مواد نازک یا نمونه که کاملاً صاف نیستند دارای یک نقطه سطحی مرتفع است که حدوداً ۱.۴ اینچ مورد استفاده قرار می گیرد. این نقطه بایستی به صورت صاف و مسطح جلا شود و سختی راکول از مواد نرم حداقل HRC می باشد. مواد

خیلی نرم نباید در نقطه anvil قسمت شوند چرا که نیروی اعمال شده ممکن است به anvils به زیر نمونه بدون در نظر گرفتن ضخامت آن نفوذ کند.

۵.۴.۴. هنگامی آزمایش همراه با یک ورق نازک با گلوله میباشد، توصیه می شود که یک سندان نقطه الماس هم مورد استفاده قرار گیرد

نکته ۳: نقطه anvil الماس تنها باید با یک تستر سختی سطحی و گلوله indenter استفاده شود. این توصیه باید دنبال شود به جز زمانی که توسط خصوصیات مواد باشد.

۵.۵. بلوک تست- تست بلوک الزامات قسمت C میباید که باید به صورت دوره ای تستر سختی را بررسی کند.

۶. نمونه تست

۶.۱. این آزمایش باید در یک سطح نرم هموار انجام شود که در آن از مقیاس اکسید، ماده خارجی و به ویژه گریس استفاده می شود. یک استثنا برای مواد ساخته شده از فلزات واکنش پذیر مانند تیتانیوم وجود دارد که ممکن است به intender بچسبد. در این مواقع، از روان کننده های مناسب از جمله نفت سفید استفاده می شود. استفاده از روان کننده باید در آزمون گزارش شود.

۶.۲. آماده سازی باید به گونه ای باشد که هر تغییر در سختی سطحی به حداقل برسد بعنوان مثال، گرمی یا سردی.

۶.۳. ضخامت آزمون و یا از لایه آزمون باید طبق جداول دیکته شده ۷ و ۹، و جدول ۱۰ و به عنوان گرافیکی که در شکل ۵ و ۶ ارائه شده است باشد. از مطالعات انجام شده در نوار از فولاد کربن و به نتایج قابل اعتماد برای تمام مواد دیگر توصیه می شود که ضخامت بیش از ۱۰ برابر عمق فرورفتگی با indenter الماس و ۱۵ برابر عمق فرورفتگی با indenter گلوله به عنوان یک قاعده باشد، تغییر شکل باید در نمونه آزمون پس از آزمون قابل مشاهده باشد اگر چه همه این علایم نشان دهنده یک آزمون بد است.

۶.۴. برای آزمون دراستوانه محدب سطوح اصلاحات در جدول ۱۴-۱۱ نشان داده شده که اعمال خواهد شد. اصلاحات برای آزمایش در سطوح کروی و مقعر هنگامی که آزمایش نمونه های استوانه ای، دقت و صحت از آزمون خواهد شد باید به موضوع خاص به طور جدی توسط تراز دلخواه برای بالا بردن تحت تاثیر قرار گیرد. پیچ، V-Indenter، صاف بودن سیلندر و سطح برای قطر آن در جدول، عوامل اصلاح ممکن است با درون یابی خطی مشتق شده باشند. تست در قطر کوچکتر از موارد اشاره شده در جدول ۱۴-۱۱ قابل قبول نیست.

۶.۵. هشدارها برای موادهایی که دارای شکل پذیری بیش از حد و مستقل از زمان هستند: در برخی موارد جریان پلاستیکی بعد از اعمال تمام نیروهای آزمایشی نشان داده می شود. indenter به حرکت ادامه خواهد داد. نیروی کل آزمون باید پس از زمان

مشخص شده ساکن حذف و زمان اگر بیش از ۳ باشد پس از نتایج آزمون ثبت شود (مثلاً ۶۵HRFW، ۴ ثانیه). هنگامی که مواد نیاز به استفاده از زمان توقف بیشتر از ۳ ثانیه دارند باید در مشخصات محصول درج شود.

جدول ۵ مقیاس سختی راکول

نماد مقیاس	indenter	کل نیروی آزمایشی	اشکال صفحه	کاربرد ویژه از مقیاس
B	$\frac{1}{16}$ -in. (1.588-mm) ball	۱۰۰	قرمز	آلیاژهای مس، فولاد نرم، آلیاژهای آلومینیوم، آهن چکش خوار، و غیره
C	الماس	۱۵۰	مشکی	فولاد، چدن سخت، آهن چکش خوار پرلیت، تیتانیوم، مورد عمیق از فولاد سخت شده، و دیگر مواد سخت تر از B100
A	الماس	۶۰	مشکی	کاربندهای سیمانی، فولاد نازک و فولاد مورد سخت کم عمق است.
D	الماس	۱۰۰	مشکی	فولاد نازک و مورد سخت شده فولاد متوسط، و آهن چکش خوار پرلیت، آهن، آلومینیوم و آلیاژهای منیزیم، بلبرینگ فلزات.
E	$\frac{1}{8}$ -in. (3.175-mm) ball	۱۰۰	قرمز	آهن، آلومینیوم و آلیاژهای منیزیم، بلبرینگ فلزات.
F	$\frac{1}{16}$ -in. (1.588-mm) ball	۶۰	قرمز	آلیاژهای مس نرم شده، نازک فلزات ورق نرم.
G	$\frac{1}{16}$ -in. (1.588-mm) ball	۱۵۰	قرمز	آهن چکش خوار، مس، نیکل روی و آلیاژهای cupro نیکل G92 حد بالا برای جلوگیری از صاف شدن ممکن است از گلوله استفاده کند.
H	$\frac{1}{8}$ -in. (3.175-mm) ball	۶۰	قرمز	آلومینیوم، روی، سرب.
K	$\frac{1}{8}$ -in. (3.175-mm) ball	۱۵۰	قرمز	باربری فلزات و دیگر مواد بسیار نرم یا نازک.
L	$\frac{1}{4}$ -in. (6.350-mm) ball	۶۰	قرمز	استفاده از کوچکترین گلوله و سنگین ترین بار نیست که به اثر
M	$\frac{1}{4}$ -in. (6.350-mm) ball	۱۰۰	قرمز	سندان نمی دهد
P	$\frac{1}{4}$ -in. (6.350-mm) ball	۱۵۰	قرمز	
R	$\frac{1}{2}$ -in. (12.70-mm) ball	۶۰	قرمز	
S	$\frac{1}{2}$ -in. (12.70-mm) ball	۱۰۰	قرمز	
V	$\frac{1}{2}$ -in. (12.70-mm) ball	۱۵۰	قرمز	

۷. روال کار

۷.۱ بررسی های دوره به عنوان بخشی از روند آزمون، باید انجام شود. (بخش ۱۴ پیشنهادات را ملاحظه فرمایید)

۷.۲ این تست به طور معمول در دمای محیط در محدوده ۵۰ تا ۹۵ درجه فارنهایت (10 تا ۳۵ درجه C) انجام می شود. با این حال، تغییرات دما ممکن است بر نتایج اثر بگذارد، کاربران آزمون راکول کنترل دما را در محدوده کمتری انتخاب می کنند.

۷.۳ قطعه آزموده شده بایستی به شدت محافظت بشود که هیچ اثر مخربی در طی آزمون رخ ندهد.

۷.۴ indenter باید برای آزمایش و اعمال نیروی اولیه آزمایش P0 (ظرفیت کم) از ۱۰ کیلو گرم (۹۸N) برای آزمون سختی راکول یا ۳ کیلو گرم (۲۹ N) برای آزمایش سختی راکول در جهت عمود بر سطح بدون شوک یا لرزش در تماس با سطح باشد. (جدول ۱۵ برای تحمل نیروهای آزمایشی). زمان ماندگاری برای آزمون مقدماتی نبایستی از ۳ ثانیه بیشتر باشد.

جدول ۶ مقیاس سختی سطحی راکول

Total Test Force, kgf (N)	Scale Symbols				
	N Scale, Diamond Indenter	T Scale, 1/16-in. (1.588-mm) Ball	W Scale, 1/8-in. (3.175-mm) Ball	X Scale, 1/4-in. (6.350-mm) Ball	Y Scale, 1/2-in. (12.70-mm) Ball
15 (147)	15N	15T	15W	15X	15Y
30 (294)	30N	30T	30W	30X	30Y
45 (441)	45N	45T	45W	45X	45Y

جدول ۷ حداقل ضخامت الگو برای انتخاب مقیاس با استفاده از الماس indenter (مراجعه به شکل ۵)

نکته ۱: برای هر ضخامت داده شده، سختی راکول نشان داده شده که حداقل ارزش قابل قبول برای آزمایش می باشد. برای سختی داده شده مواد با ضخامت بیشتر مربوط به آن سختی می تواند در مقیاس نشان داده شده تست شود.

Minimum Thickness		Rockwell Scale		
		A	C	
in.	mm	Hardness Reading	Approximate Hardness C-Scale ^A	Dial Reading
0.014	0.36	...	...	...
0.016	0.41	86	69	...
0.018	0.46	84	65	...
0.020	0.51	82	61.5	...
0.022	0.56	79	56	69
0.024	0.61	76	50	67
0.026	0.66	71	41	65
0.028	0.71	67	32	62
0.030	0.76	60	19	57
0.032	0.81	...	...	52
0.034	0.86	...	...	45
0.036	0.91	...	...	37
0.038	0.96	...	...	28
0.040	1.02	...	...	20

A این اعداد تقریبی سختی برای انتخاب مقیاس مناسب استفاده می شوند و نباید به عنوان تبدیل سختی مورد استفاده قرار بگیرند. در صورت لزوم برای تبدیل خوانش آزمون به مقیاس دیگر به جدول تبدیل سختی E140 (رابطه بین سختی برنیل، سختی ویکرز، سختی راکول، سختی سطحی راکول و سختی نوپ) مراجعه کنید.

جدول ۸ حداقل ضخامت الگو برای انتخاب مقیاس با استفاده از گلوله الماس indenter ۱/۶ اینچی (۵۸۸ mm) (مراجعه به شکل ۶)

نکته ۱: برای هر ضخامت داده شده، سختی راکول نشان داده شده که حداقل ارزش قابل قبول برای آزمایش می باشد. برای سختی داده شده مواد با ضخامت بیشتر مربوط به آن سختی می تواند در مقیاس نشان داده شده تست شود.

Minimum Thickness		Rockwell Scale		
		F		B
in.	mm	Hardness Reading	Approximate Hardness B-Scale ^A	Hardness Reading
0.022	0.56	...	...	...
0.024	0.61	98	72	94
0.026	0.66	91	60	87
0.028	0.71	85	49	80
0.030	0.76	77	35	71
0.032	0.81	69	21	62
0.034	0.86	...	...	52
0.036	0.91	...	...	40
0.038	0.96	...	...	28
0.040	1.02	...	...	...

A این اعداد تقریبی سختی برای انتخاب مقیاس مناسب استفاده می شوند و نباید به عنوان تبدیل سختی مورد استفاده قرار بگیرند. در صورت لزوم برای تبدیل خوانش آزمون به مقیاس دیگر به جدول تبدیل سختی E140 (رابطه بین سختی برنیل، سختی ویکرز، سختی راکول، سختی سطحی راکول و سختی نوپ) مراجعه کنید.

جدول ۹ حداقل ضخامت الگو برای انتخاب مقیاس با استفاده از الماس indenter (مراجعه به شکل ۵)

نکته ۱: برای هر ضخامت داده شده، سختی راکول نشان داده شده که حداقل ارزش قابل قبول برای آزمایش می باشد. برای سختی داده شده مواد با ضخامت بیشتر مربوط به آن سختی می تواند در مقیاس نشان داده شده تست شود.

Minimum Thickness		Rockwell Superficial Scale					
		15N		30N		45N	
in.	mm	Hardness Reading	Approximate Hardness C-Scale ^A	Hardness Reading	Approximate Hardness C-Scale ^A	Hardness Reading	Approximate Hardness C-Scale ^A
0.006	0.15	92	65	...	...	...	...
0.008	0.20	90	60	...	...	...	...
0.010	0.25	88	55	...	...	...	...
0.012	0.30	83	45	82	65	77	69.5
0.014	0.36	76	32	78.5	61	74	67
0.016	0.41	68	18	74	56	72	65
0.018	0.46	...	...	66	47	68	61
0.020	0.51	...	...	57	37	63	57
0.022	0.56	...	...	47	26	58	52.5
0.024	0.61	...	...	...	...	51	47
0.026	0.66	...	...	...	...	37	35
0.028	0.71	...	...	...	...	20	20.5
0.030	0.76	...	...	...	...	...	...

A این اعداد تقریبی سختی برای انتخاب مقیاس مناسب استفاده می شوند و نباید به عنوان تبدیل سختی مورد استفاده قرار بگیرند. در صورت لزوم برای تبدیل خوانش آزمون به مقیاس دیگر به جدول تبدیل سختی E140 (رابطه بین سختی برنیل، سختی ویکرز، سختی راکول، سختی سطحی راکول و سختی نوپ) مراجعه کنید.

جدول ۱۰ حداقل ضخامت الگو برای انتخاب مقیاس با استفاده از گلوله الماس indenter ۱/۶ اینچی (۵۸۸ mm)
 (مراجعه به شکل ۶)

نکته ۱: برای هر ضخامت داده شده، سختی راکول نشان داده شده که حداقل ارزش قابل قبول برای آزمایش می باشد. برای سختی داده شده مواد با ضخامت بیشتر مربوط به آن سختی می تواند در مقیاس نشان داده شده تست شود.

Minimum Thickness		Rockwell Superficial Scale					
		15T		30T		45T	
in.	mm	Hardness Reading	Approximate Hardness B-Scale ^A	Hardness Reading	Approximate Hardness B-Scale ^A	Hardness Reading	Approximate Hardness B-Scale ^A
0.010	0.25	91	93	...	...	...	...
0.012	0.30	86	78	...	...	...	...
0.014	0.36	81	62	80	96	...	...
0.016	0.41	75	44	72	84	71	99
0.018	0.46	68	24	64	71	62	90
0.020	0.51	...	...	55	58	53	80
0.022	0.56	...	...	45	43	43	70
0.024	0.61	...	...	34	28	31	58
0.026	0.66	...	...	...	...	18	45
0.028	0.71	...	...	...	...	4	32
0.030	0.76	...	...	...	...	...	...

A این اعداد تقریبی سختی برای انتخاب مقیاس مناسب استفاده می شوند و نباید به عنوان تبدیل سختی مورد استفاده قرار بگیرند. در صورت لزوم برای تبدیل خوانش آزمون به مقیاس دیگر به جدول تبدیل سختی E140 (رابطه بین سختی برنیل، سختی ویکرز، سختی راکول، سختی سطحی راکول و سختی نوپ) مراجعه کنید.

۷.۵ تولید موقعیت مرجع (مراجعه به معرفی ساخت دستی) و افزایش نیرو بدون شوک و یا لرزش، در طی یک دوره از ۱ تا ۸ ثانیه ای توسط ارزش نیروی های آزمایشی اضافی، P1 (ظرفیت اضافی) مورد نیاز برای به دست آوردن کل آزمون مورد نیاز نیروی P برای مقیاس سختی داده شده (جدول ۵ و ۶ را ببینید).

۷.۶ حذف نیروی آزمون اضافی P1 در حالی که هدف حفظ نیروی اولیه آزمون P0 است، مطابق با موارد زیر است:

۷.۶.۱ موادی که تحت شرایط آزمون، هیچ شکل پذیری وابسته به زمان را نشان نمی دهد، P 1 در کمتر از ۳ ثانیه پس از اعمال تمامی نیروها از بین می رود.

۷.۶.۲ موادی که تحت شرایط آزمون، هیچ شکل پذیری وابسته به زمان را نشان نمی دهند، P1 ظرف ۵ تا ۶ ثانیه هنگام استفاده از مخروط الماس indenter و به مدت ۶ تا ۸ ثانیه هنگام استفاده از گلوله indenter بعد از بکارگیری تمامی نیروهای آزمون آغازی از بین می رود.

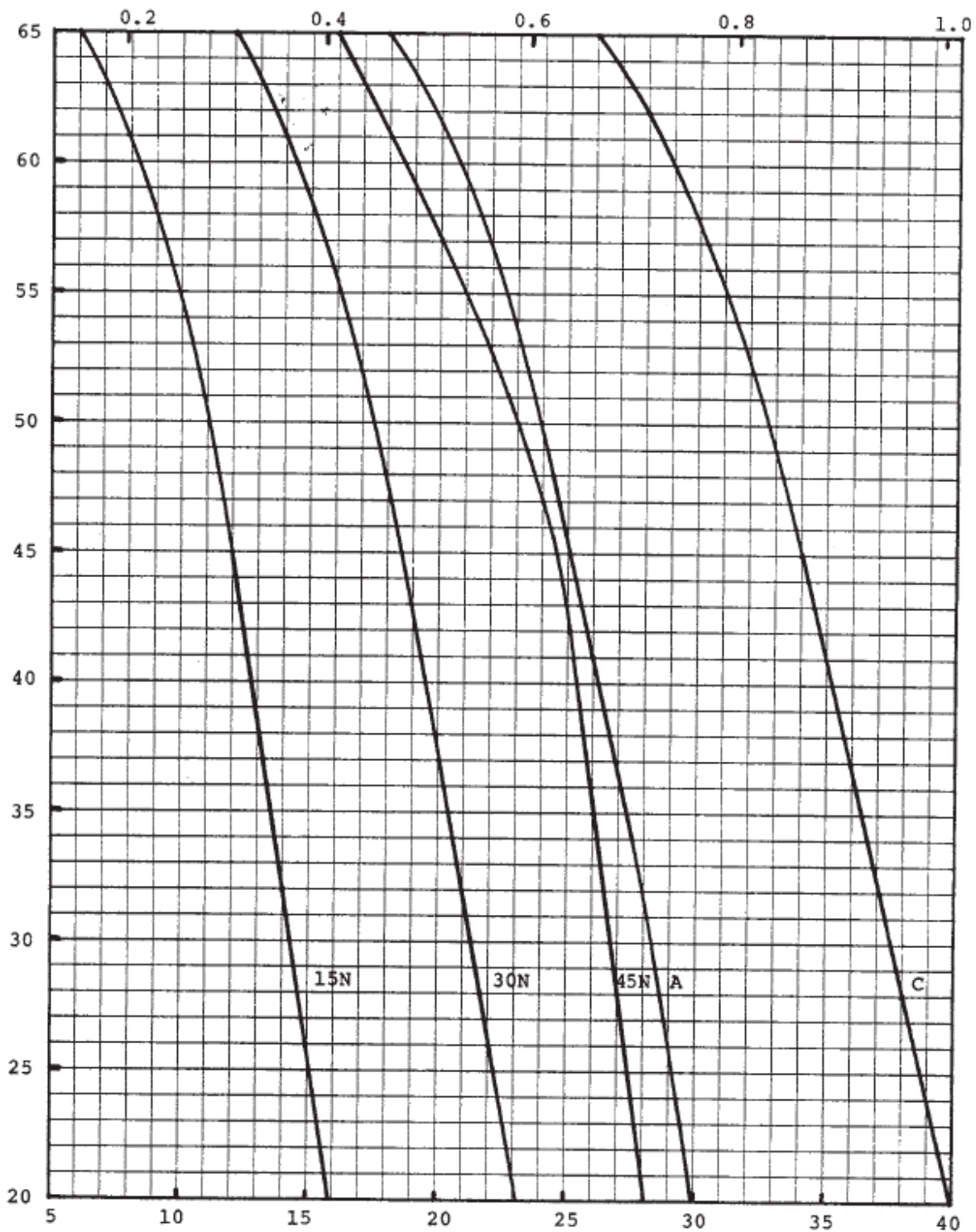
۷.۶.۳ در موارد خاص که در آن مواد تحت شرایط آزمون هستند شکل پذیری وابسته به زمان قابل توجهی را نشان می دهند، P1 به مدت ۲۰ تا ۲۵ ثانیه پس از اعمال تمامی نیروی آغازی آزمون از بین می رود.

۷.۶.۴ هنگامی که مواد نیاز به استفاده از زمان توقف بیشتر از ۳ ثانیه را دارند، این باید در مشخصات محصول مشخص شده، و زمان ماندگاری باید ثبت شود.

۷.۷ در طول آزمون، دستگاه باید از شوک یا لرزش محافظت شود.

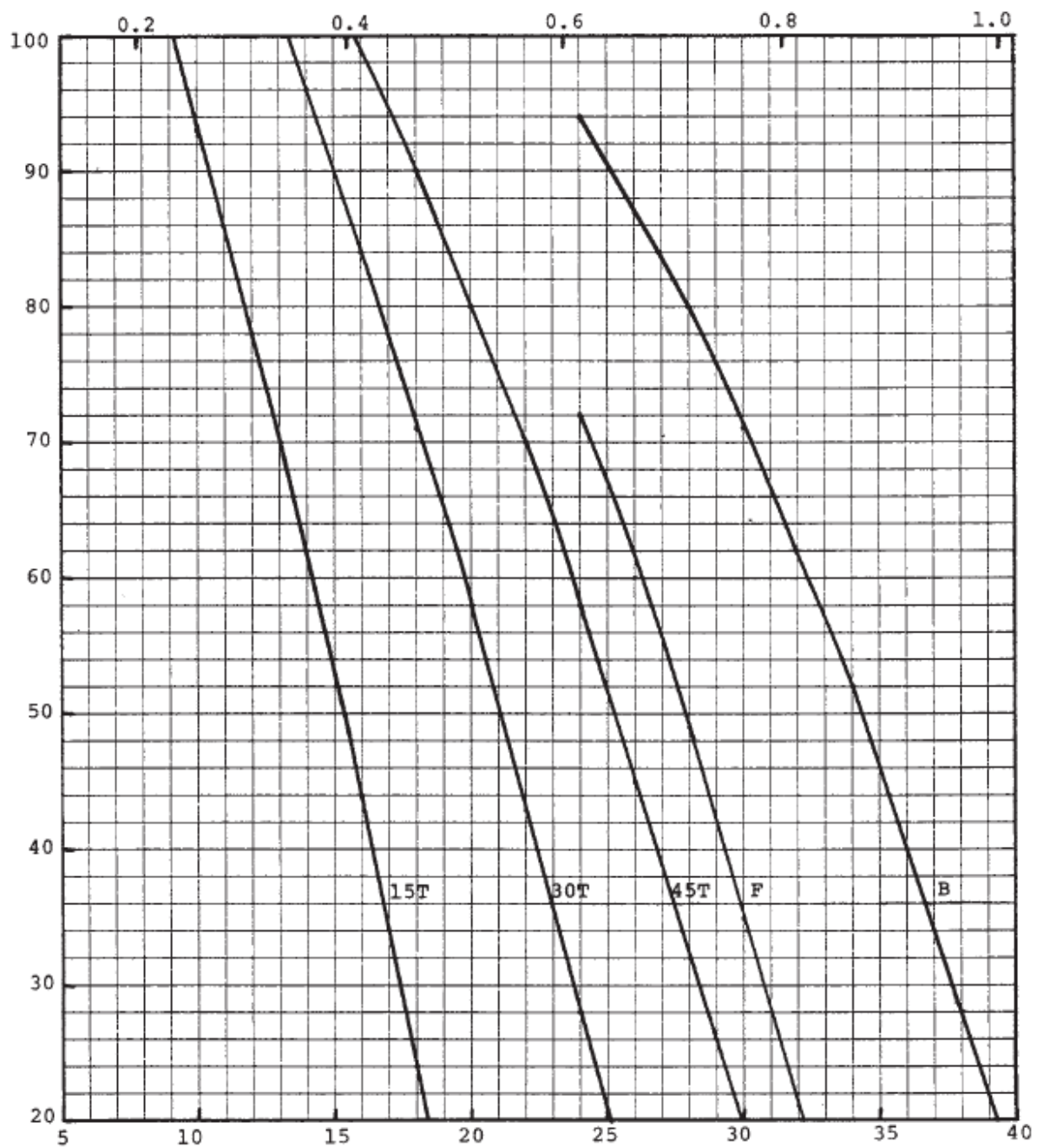
۷.۸ تعداد سختی راکول از افزایش دیفرانسیل در عمق دندان الکتریکی مشتق شده است و معمولاً ۶ را به طور مستقیم ثبت می کنند. اشتقاق از تعداد سختی راکول ۶ در شکل ۴-۱ نشان داده شده است.

شکل ۵ محدود ضخامت برای آزمون سختی راکول با استفاده از الماس **intender**



نکته-قرار دادن یک نقطه مربوط به ترکیب ضخامت سختی مورد آزمون قرار گرفته است. فقط تعادل در حال سقوط به سمت چپ از این نقطه ممکن است مورد استفاده برای این ترکیب تست باشد.

شکل ۶ محدود ضخامت برای آزمون سختی راکول با استفاده از گلوله الماس indenter ۱/۶ اینچ (۵۸۸ mm)



۷.۹ بعد از هر تغییر و یا حذف و جایگزینی، indenter و یا anvil معین میکنند که indenter (یا anvil جدید) به درستی در جایگاه خود نصب شده است.

نکته ۴- مشخص شده است که بلوک های مناسب آزمون استاندارد برای تمامی اشکال هندسی یا مواد و یا هردو قابل دسترس نیست.

۷.۹.۱ دو خوانش اول پس از indenter و یا anvil است نصب شده است که باید نادیده گرفته شود، و بهره برداری از دستگاه بررسی بایستی با بلوک آزمون سختی استاندارد مناسب باشد.

۷.۱۰ فاصله بین مرکز دو دندان مجاور باید حداقل سه برابر قطر فرورفتگی باشد.

۷.۱۰.۱ فاصله از مرکز هر دندان به لبه آزمون باید حداقل دو و نیم برابر قطر دندان باشد.

۷.۱۱ مگر در موارد مشخص تمامی خوانش ها به نزدیکترین عدد کل مطابق با تمرین E2 مشخص شود.

۸. تبدیل به دیگر مقیاس های سختی و یا مقدار استحکام کششی

۸.۱ هیچ روش کلی دقیق برای تبدیل تعداد سختی راکول در یک مقیاس به تعداد سختی راکول در مقیاس دیگر، و یا به انواع دیگر از تعداد سختی و یا ارزش استحکام کششی، قدرت وجود ندارد. بنابراین باید به جز موارد خاص که در آن یک مبنای قابل اعتماد برای تبدیل تقریبی توسط آزمون های مقایسه ای به دست می آید از چنین تغییراتی که در بهترین حالت تخمین هستند خودداری کرد.

نکته ۵- تبدیل استاندارد سختی جداول E 140، برای فلزات، مقدار تقریبی برای تبدیل مواد خاص مانند فولاد، فولاد ضد زنگ آستینیتی، نیکل و آلیاژهای نیکل بالا، برنج ماشین های اداری، آلیاژهای مس و آلیاژ چدن سفید را داده است.

نکته ۶- ASTM مشخصات روابط قدرت سختی کششی تقریبی در ضمیمه X1 ذکر شده است.

۹. گزارش

۹.۱ گزارش شامل اطلاعات زیر می باشد:

۹.۱.۱ تعداد سختی راکول (مراجعه به ۳.۱.۲)

۹.۱.۱.۱ تمامی گزارشات از خوانش آزمون سختی راکول باید با استفاده از مقیاس نشان داده شود و همچنین اگر آن را در خارج از ۵۰ تا ۹۵ درجه F (10 تا ۳۵ درجه C) باشد دمای محیط آزمون را نشان می دهد (مراجعه به ۷.۲).

مگر در موارد مشخص که تمامی خوانش ها به نزدیکترین عدد کل مطابق با تمرین E29 مشخص شود.

جدول ۱۱ اصلاحات اضافه شده به راکول D, A, C به مقادیر بدست آمده در استوانه محدب سطح A از قطرهای مختلف

Dial Reading	Diameters of Convex Cylindrical Surfaces								
	¼ in. (6.4 mm)	⅜ in. (10 mm)	½ in. (13 mm)	⅝ in. (16 mm)	¾ in. (19 mm)	⅞ in. (22 mm)	1 in. (25 mm)	1¼ in. (32 mm)	1½ in. (38 mm)
Corrections to be Added to Rockwell C, A, and D Values ^B									
20	6.0	4.5	3.5	2.5	2.0	1.5	1.5	1.0	1.0
25	5.5	4.0	3.0	2.5	2.0	1.5	1.0	1.0	1.0
30	5.0	3.5	2.5	2.0	1.5	1.5	1.0	1.0	0.5
35	4.0	3.0	2.0	1.5	1.5	1.0	1.0	0.5	0.5
40	3.5	2.5	2.0	1.5	1.0	1.0	1.0	0.5	0.5
45	3.0	2.0	1.5	1.0	1.0	1.0	0.5	0.5	0.5
50	2.5	2.0	1.5	1.0	1.0	0.5	0.5	0.5	0.5
55	2.0	1.5	1.0	1.0	0.5	0.5	0.5	0.5	0
60	1.5	1.0	1.0	0.5	0.5	0.5	0.5	0	0
65	1.5	1.0	1.0	0.5	0.5	0.5	0.5	0	0
70	1.0	1.0	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0	0
75	1.0	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0	0	0
80	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0	0	0	0
85	0.5	0.5	0.5	0	0	0	0	0	0
90	0.5	0	0	0	0	0	0	0	0

A هنگام آزمایش نمونه استوانه ای، دقت وصحت آزمون به طور جدی بر ردیف بالا برپیچ، V، indenter، پرداخت سطح و صاف بودن سیلندر اثر می گذارد.

B این اصلاحات فقط تقریبی می باشد و نشان دهنده میانگین نزدیکترین عدد ۰.۵ راکول، از مشاهدات واقعی متعدد می باشد.

جدول ۱۲ اصلاحات اضافه شده به مقادیر بدست آمده راکول F, B و G در استوانه محدب سطحی A از قطرهای مختلف

Hardness Reading	Diameters of Convex Cylindrical Surfaces							
	¼ in. (6.4 mm)	⅜ in. (10 mm)	½ in. (13 mm)	⅝ in. (16 mm)	¾ in. (19 mm)	⅞ in. (22 mm)	1 in. (25 mm)	
Corrections to be Added to Rockwell B, F, and G Values ^B								
0	12.5	8.5	6.5	5.5	4.5	3.5	3.0	
10	12.0	8.0	6.0	5.0	4.0	3.5	3.0	
20	11.0	7.5	5.5	4.5	4.0	3.5	3.0	
30	10.0	6.5	5.0	4.5	3.5	3.0	2.5	
40	9.0	6.0	4.5	4.0	3.0	2.5	2.5	
50	8.0	5.5	4.0	3.5	3.0	2.5	2.0	
60	7.0	5.0	3.5	3.0	2.5	2.0	2.0	
70	6.0	4.0	3.0	2.5	2.0	2.0	1.5	
80	5.0	3.5	2.5	2.0	1.5	1.5	1.5	
90	4.0	3.0	2.0	1.5	1.5	1.5	1.0	
100	3.5	2.5	1.5	1.5	1.0	1.0	0.5	

A هنگام آزمایش نمونه استوانه ای، دقت وصحت آزمون به طور جدی بر ردیف بالا برپیچ، V، indenter، پرداخت سطح و صاف بودن سیلندر اثر می گذارد.

B این اصلاحات فقط تقریبی می باشد و نشان دهنده میانگین نزدیکترین عدد ۰.۵ راکول، از مشاهدات واقعی متعدد می باشد.

۹.۱.۲. اگر زمان اعمال تمام نیروی آزمون بیشتر از ۳ ثانیه باشد.

۹.۱.۳. هر روان کننده ای که در سطح آزمون استفاده می شود.(مراجعه به ۶.۱).

📖 تحلیل خیز شفت یک پمپ سانتریفیوژ چند طبقه

مقدمه

به پمپی که دو یا چند پره داشته باشد، پمپ چند طبقه می گویند. پره های این پمپ ها می توانند روی یک شفت نصب شوند یا از شفت های متفاوتی استفاده کرد. برای دستیابی به فشار بیشتر پره های این پمپ ها به صورت متوالی روی یک شفت و برای دستیابی به دبی بالاتر پره ها به صورت موازی هم روی شفت های متفاوت نصب می شوند. معمولاً از حالت اول برای پمپ های چند طبقه استفاده می شود.

تحلیل دینامیکی شفت به معنای تعیین رفتار شفت در بارگذاری های دینامیکی است. این رفتار دینامیکی شامل جابجایی عمودی شفت در نقاط مختلف آن (خیز) و سرعت های دورانی ای که در آن وضعیت بحرانی پیش می آید می شود. در این مقاله تلاش شده است که با ارائه مثالی تحلیل دینامیکی یک شفت به صورت یک الگوریتم بیان شود.

مثال ارائه شده در این مقاله طراحی شفت برای یک پمپ سانتریفیوژ شش طبقه است که پره های آن میان دو یاتاقان قرار گرفته اند. (BB) دیگر اطلاعات مربوط به این پمپ در جدول ۱ ارائه شده است.

جدول ۱

واحد	مقدار	پارامتر
$\frac{m^3}{hr}$	۱۵۰	دبی
m	۶۰۰	هد
rpm	۳۰۰۰	دور موتور
kW	۶۵۰	توان
m	۲/۸	طول شفت
mm	۷۰	قطر میانگین شفت
mm	۲۸۰	قطر خروجی پره
mm	۱۱۰	قطر ورودی پره
mm	۱۲۷	قطر مکش
mm	۱۹	ضخامت خروجی پره
bar	۹/۸۱	اختلاف فشار

شماتیک روتور

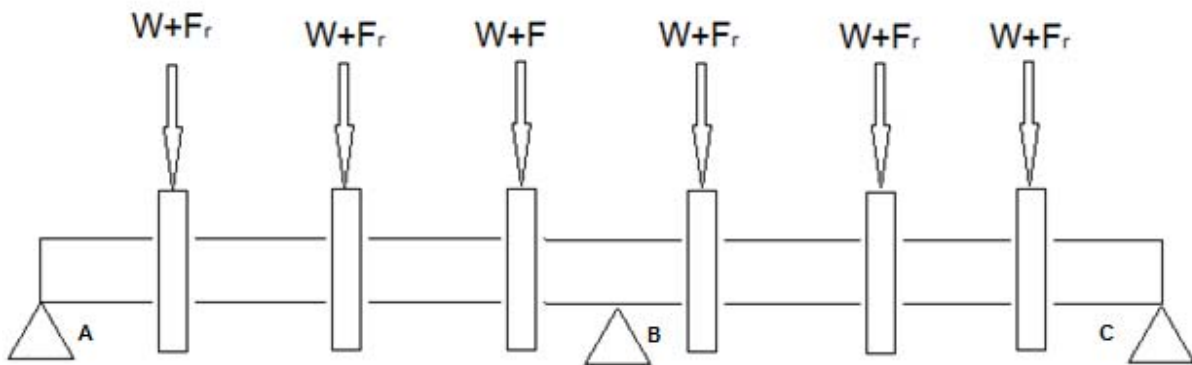
شماتیک روتور در شکل ۱ نشان داده شده است. در این شکل W وزن هر پره و F_r نیروی شعاعی وارد بر هر پره است. علاوه بر دو نیروی نشان داده شده نیروی وزن شفت نیز به صورت گسترده وجود دارد. همچنین نیروهای محوری به دلیل خنثی کردن یکدیگر

وارد محاسبات نمی شوند. برای محاسبه وزن پره و شفت می توان آنها را به ترتیب با یک دیسک دو شعاعی و استوانه توپر مدل کرد.

وزن پره:

$$W_i = \rho g V = \rho g \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) b_2$$

$$W_i = 7900 \times 9.81 \times \frac{\pi}{4} \times (0.28^2 - 0.11^2) \times 0.019 = 76.7 N$$



شکل ۱

وزن شفت:

$$W_{sh} = \rho g V = \rho g \frac{\pi}{4} d_{sh}^2 \times L$$

$$W_{sh} = 7900 \times 9.81 \times \frac{\pi}{4} \times 0.09^2 \times 2.8 = 1380.4 N$$

برای محاسبه نیروی شعاعی وارد بر هر پره از رابطه ارائه شده توسط گولیچ استفاده می شود:

$$F_R = K_R \rho g H d_2 b_2$$

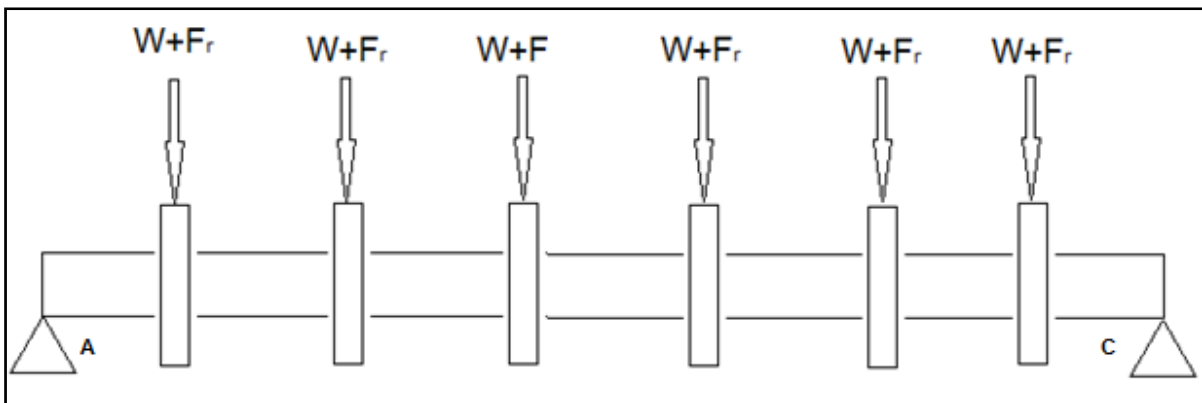
که در آن K_R ضریب نیروی شعاعی است و برای یک پمپ سانتریفیوژ در بازه $0.08 - 0.3$ می باشد. برای بحرانی ترین حالت مقدار این ضریب 0.08 در نظر گرفته می شود. پس:

$$F_R = K_R \rho g H d_2 b_2 = 0.08 \times 1000 \times 9.81 \times 100 \times 0.28 \times 0.019 = 417.5 N$$

همانطور که از شماتیک مدل مشخص است، این مسئله از نظر استاتیکی نامعین است. به اصطلاح به چنین تیرهایی، تیرهای هاپر استاتیک گفته می شود. برای تعیین نیروهای تکیه گاهی این تیرها باید از روش جابجایی با روش سوپروپوزیشن استفاده کرد. در این مقاله از روش سوپروپوزیشن استفاده شده است.

روش سوپرپوزیشن بر اساس اصل اجتماع نیروها برقرار شده است. در روش سوپرپوزیشن ابتدا واکنش های اضافی تعیین می شوند. سپس با برداشتن واکنش های اضافی سازه مبنا تشکیل می شود. خیز و شیب هر نقطه از سازه مبنا با استفاده از روش های اولیه تعیین می شود. پس از آن، واکنش های اضافی مشخص شده را به صورت بار خارجی به سازه مبنا وارد می کنیم و خیز و شیب تیر را محاسبه می کنیم. با استفاده از اصل اجتماع نیروها جابجایی کل در هر نقطه از برهم نهی جابجایی در اثر هر نیرو به دست می آید.

در مسئله پیش رو واکنش تکیه گاه B به عنوان واکنش اضافی تعیین می شود. به این ترتیب سازه مبنا به صورت شکل ۲ است. حال در سازه مبنا باید تغییر مکان نقطه B تعیین شود. به همین منظور می توان از شکل ۳ و جدول ۲ استفاده کرد.



شکل ۲

جدول ۳

Beam and Loading	Elastic Curve	Maximum Deflection	Slope at End	Equation of Elastic Curve
5		For $a > b$: $-\frac{Pb(L^2 - b^2)^{3/2}}{9\sqrt{3}EI}$ at $x_m = \sqrt{\frac{L^2 - b^2}{3}}$	$\theta_A = -\frac{Pb(L^2 - b^2)}{6EI}$ $\theta_B = +\frac{Pa(L^2 - a^2)}{6EI}$	For $x < a$: $y = \frac{Pb}{6EI} [x^3 - (L^2 - b^2)x]$ For $x = a$: $y = -\frac{Pa^2b^2}{3EI}$
6		$-\frac{5wL^4}{384EI}$	$\pm \frac{wL^3}{24EI}$	$y = -\frac{w}{24EI} (x^4 - 2Lx^3 + L^3x)$

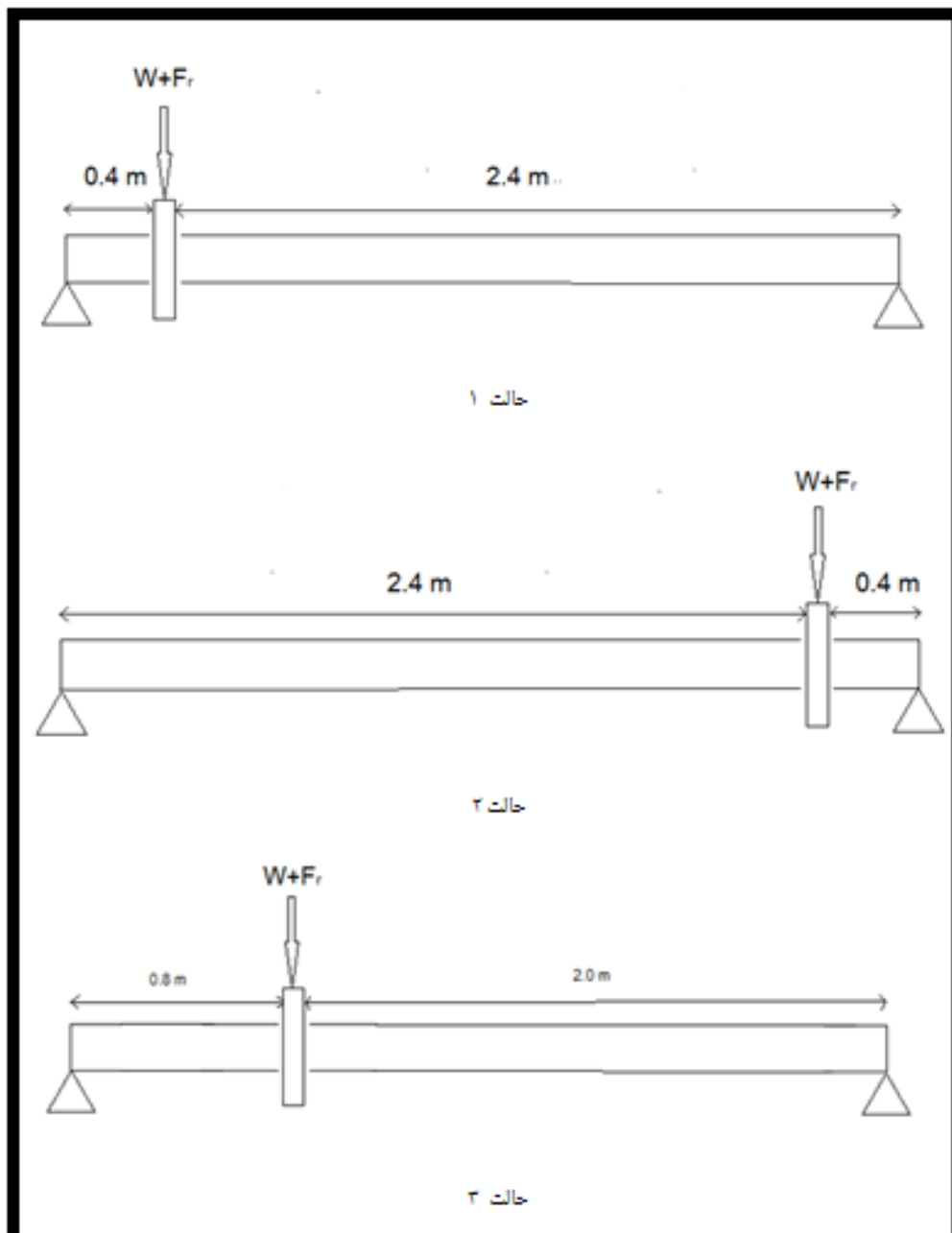
با توجه به اینکه تکیه گاه در نقطه B از نوع ساده است، تغییر مکان در این نقطه تعیین کننده خواهد بود. ممان اینرسی شفت مورد نظر از رابطه زیر به دست می آید:

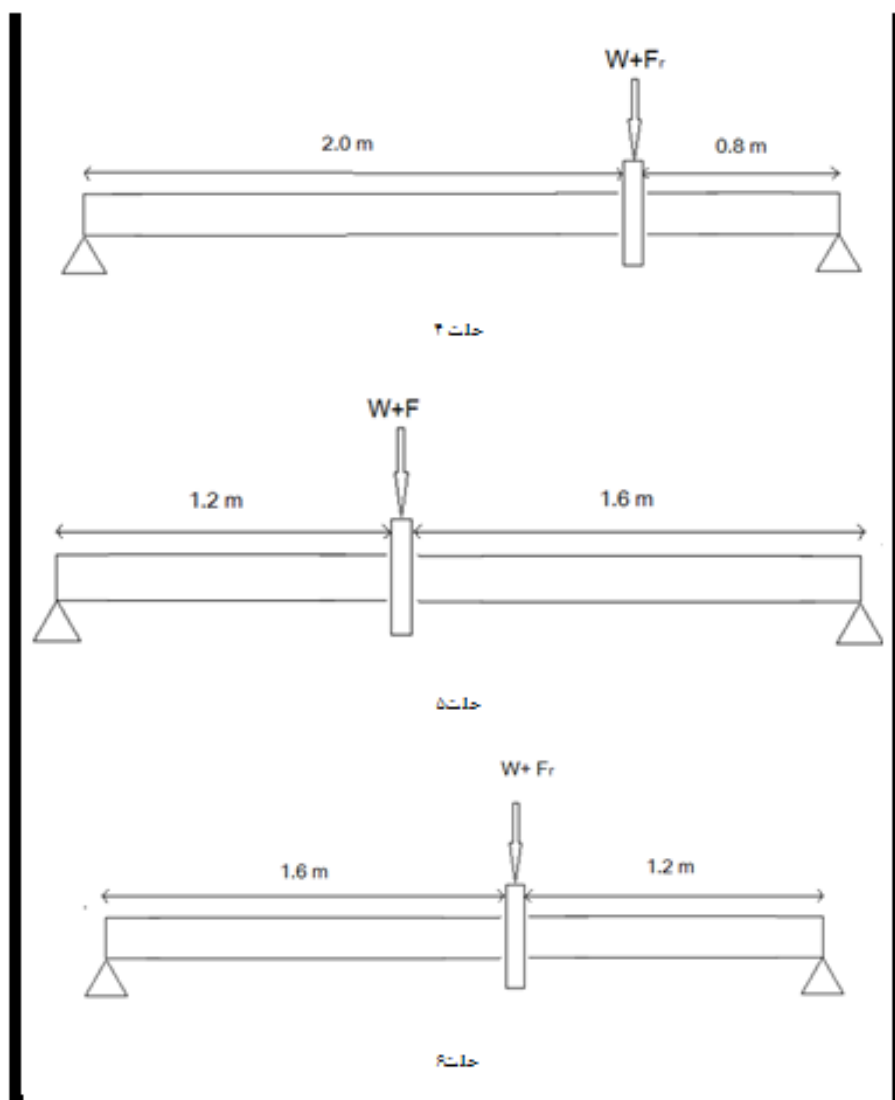
$$I = \frac{\pi}{64} d^4 = \frac{\pi}{64} \times 0.07^4 = 1.17 \times 10^{-6} m^4$$

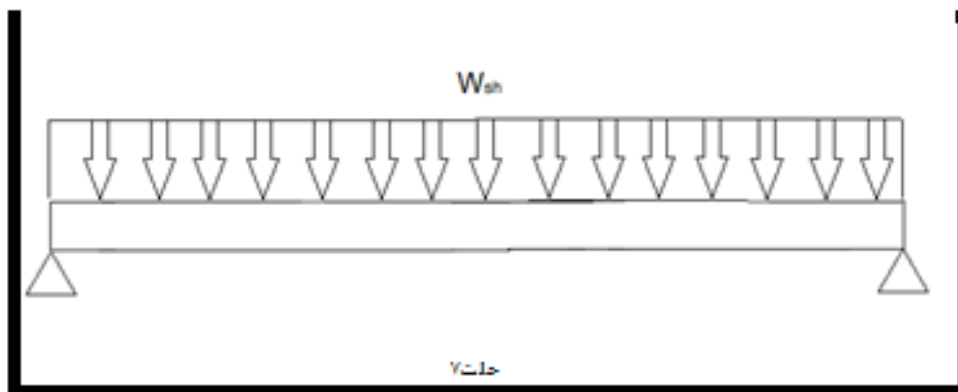
بارهای متمرکز وارد بر هر پره برابر است با:

$$P_1 = W_i + F_r = 76.7 + 417.5 = 494.2 \text{ N}$$

بار گسترده واره نیز وزن شفت می باشد. حال برای هر کدام از حالت ها سرعت بحرانی محاسبه می شود:





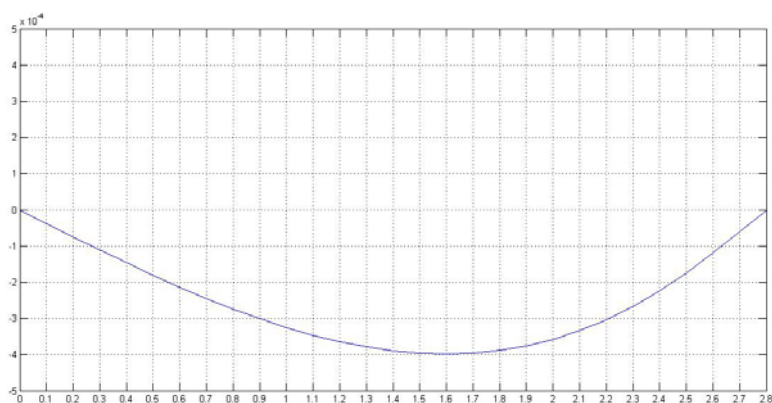


شکل ۳

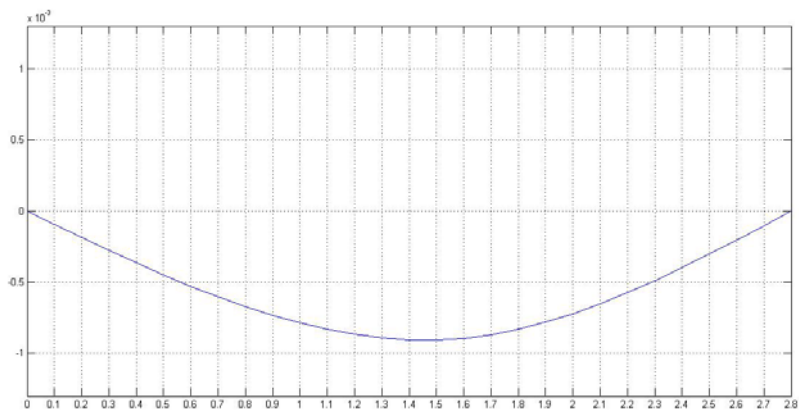
با استفاده از اطلاعات و شکل های فوق کدی در نرم افزار *MATLAB* نوشته شد که با استفاده از آن می توان جابجایی تیر را در هر نقطه و به ازای هر بار تعیین کرد. نتایج حاصل از این کد در شکل های ۴ تا ۱۱ نشان داده شده است. بنا بر اصل سوپروپوزیشن باید مجموع جابجایی های ناشی از نیروهای نشان داده شده با جابجایی ناشی از نیروی تکیه گاه B برابر باشند. زیرا در تکیه گاه B خیزی وجود ندارد.

طبق نتیجه کد نوشته شده مجموع خیز این نیروها در نقطه B متر می باشد. پس:

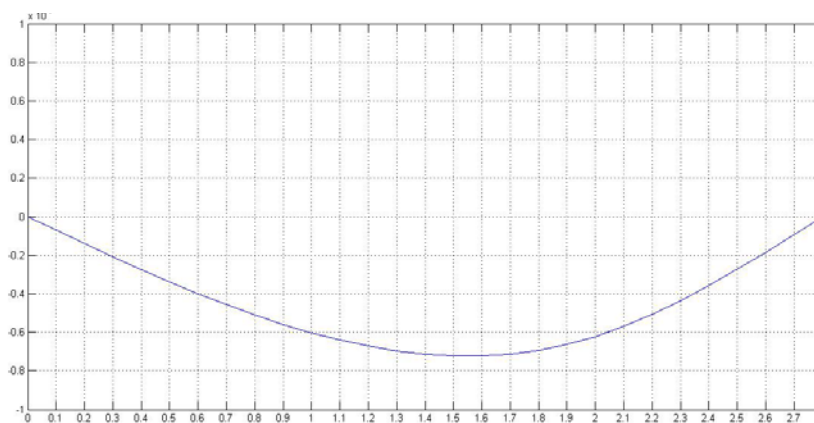
$$\frac{R_B L^3}{48EI} = 0.0056 \text{ m} \rightarrow R_B = \frac{0.0056 \times 48 \times 20.7 \times 10^{10} \times 1.17 \times 10^{-6}}{2.8^3} \rightarrow R_B = 2989 \text{ N}$$



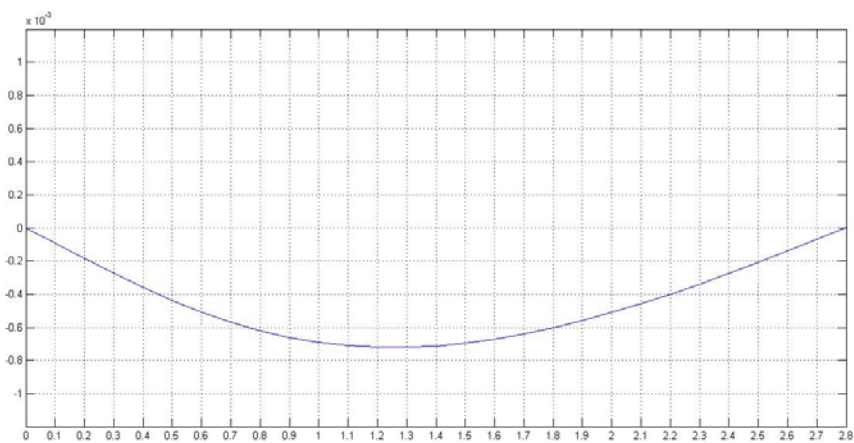
شکل ۴



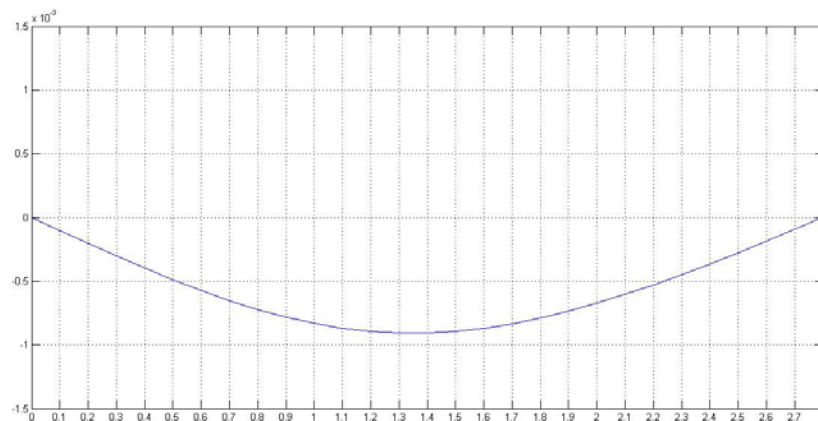
شکل ۵



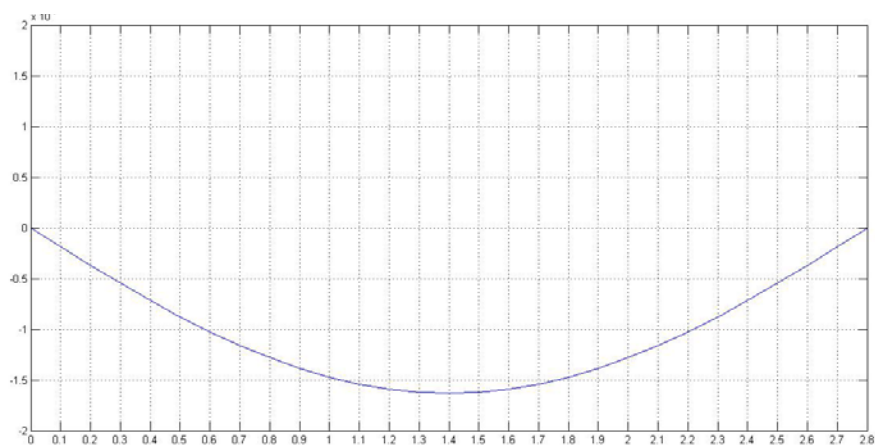
شکل ۶



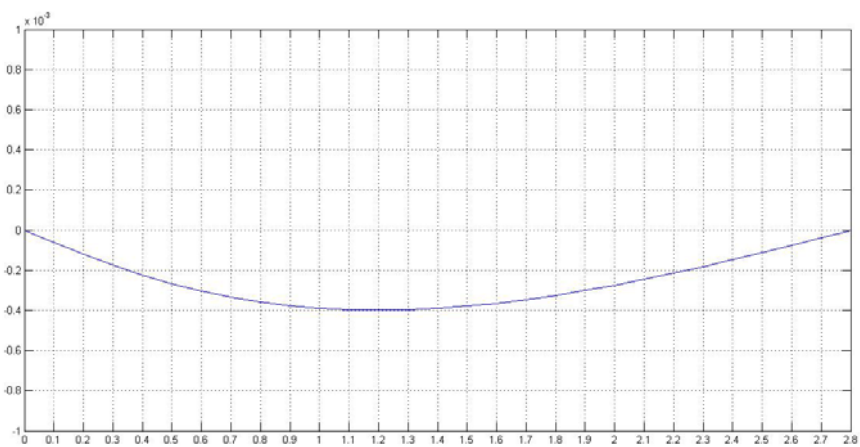
شکل ۷



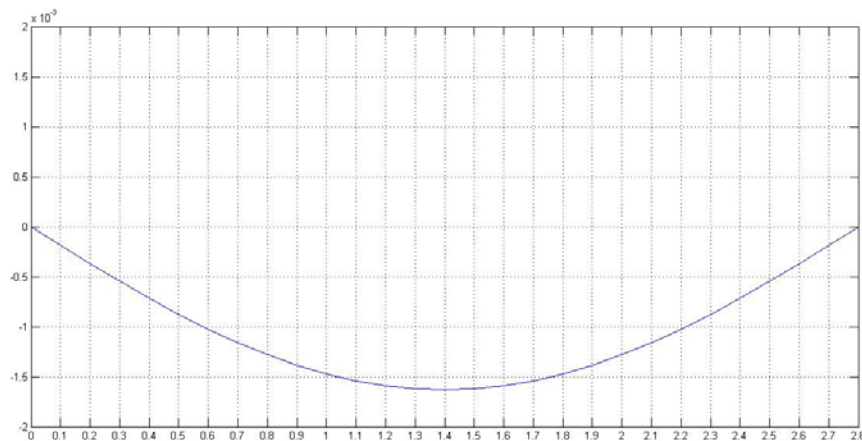
شکل ۸



شکل ۹

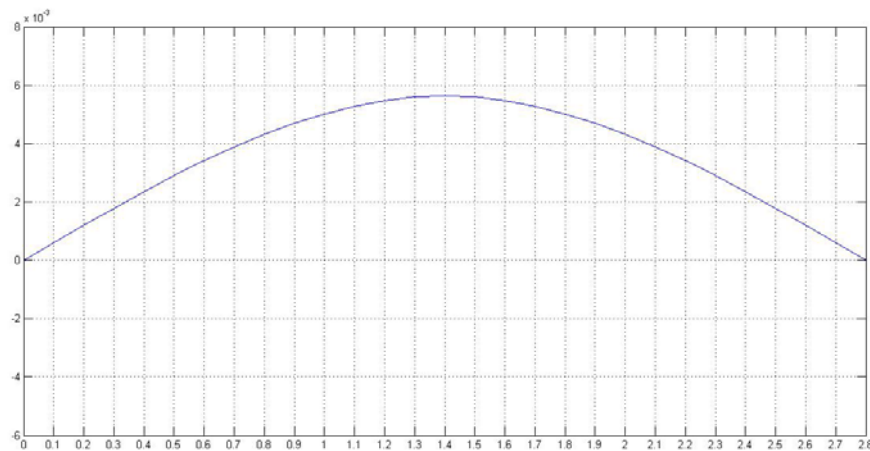


شکل ۱۰

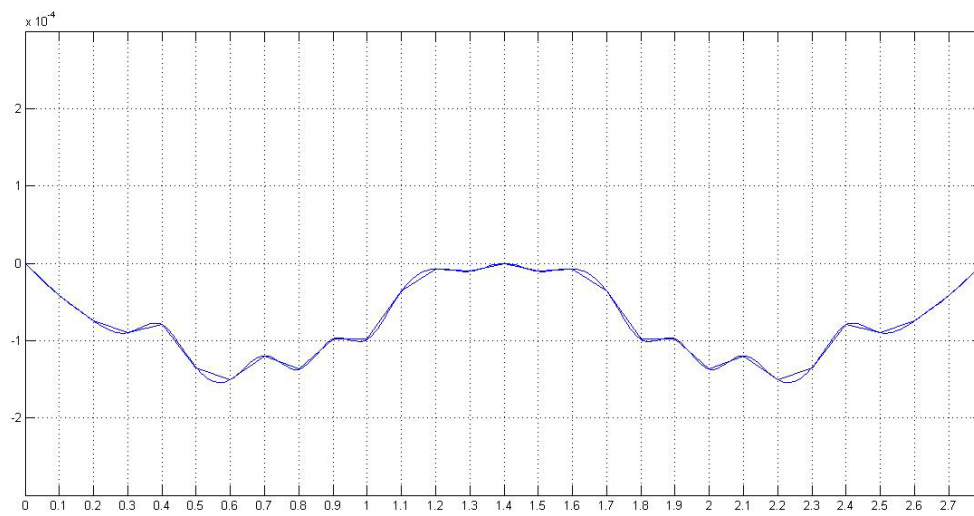


شکل ۱۱

با استفاده از مقدار نیروی به دست آمده می توان نموداری برای جابجایی احتمالی تیر در اثر نیرویی خارجی معادل نیروی تکیه گاهی مذکور رسم کرد که در شکل ۱۲ نشان داده شده است. با برهم نهی جابجایی های حاصل از هر نیرو جابجایی کل سازه مینا به دست می آید که در شکل ۱۳ نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می شود، نقطه بحرانی تیر از نظر خیز بین یاتاقان ها و به صورت متقارن است. این نقطه تقریباً در وسط یاتاقان ها قرار دارد و خیز حداکثر در آن 0.00014 متر می باشد.



شکل ۱۲



شکل ۱۳

معرفی پمپ های جابجایی مثبت (پمپ پرستالتیک)

مقدمه

پمپ های پرستالتیک در رده پمپ های جابه جایی مثبت می باشند و می توانند سیالات گوناگونی را پمپاژ نمایند. در این پمپ ها سیال داخل یک لوله انعطاف پذیر محبوس می شود. لوله انعطاف پذیر (تیوب) داخل محفظه دایروی پمپ قرار دارد. روتور پمپ که تعدادی غلطک، کفشک یا جاروبک به محیط خارجی آن متصل است، وظیفه متراکم کردن تیوب را دارد. وقتی روتور می چرخد، قسمتی از تیوب را تحت فشار یا بسته شدن قرار می دهد که این امر سبب می شود به سیال نیرویی وارد گردد تا داخل تیوب حرکت کند. بعلاوه، وقتی تیوب باز می شود و به حالت اولیه اش بر می گردد سیال به داخل پمپ جریان می یابد. این فرایند پرستالتیک نام دارد و در بسیاری از سیستم های بیولوژیک مانند حرکت مجاری معده و روده استفاده می شود.

انواع پمپ های پرستالتیک:

- ۱- هوز پمپ
- ۲- پمپ های تیوبی

هوز پمپ اصطلاحی است برای پمپ های پرستالتیک که فشارهای بالایی را تحمل می نمایند معمولاً فشارهایی تا ۱۶ بار قابل دستیابی می باشد جهت تحمل فشار بالا، تیوب این پمپ ها مقاوم شده است و معمولاً بجای غلطک از کفشک استفاده می کنند و داخل پوسته پمپ روغن روانکار استفاده می شود این روغن جهت روانکاری و جلوگیری از فرسایش تیوب بکار می رود.

از آنجا که فشار کاری این پمپ ها بالا می باشد ضخامت پوسته و ضخامت تیوب نسبت به پمپ های تیوبی بسیار زیاد است این بدین معنی است که نسبت به OD و ID هوز (شلنگ) بالا است این موضوع باعث می شود لوله انعطاف پذیر (در اینجا هوز) سفت تر باشد و انسداد آن نیروی بیشتری مصرف میکند به طور خلاصه می توان چنین استنباط نمود که برای دبی یکسان هوز پمپ هم ابعاد بزرگتری دارد و هم توان مصرفی بالاتری دارد.

بزرگترین مزیت هوز پمپ نسبت به پمپ های تیوبی فشار کاری بالای آن (تا ۱۶ بار) است. اگر فشار کاری بالایی مورد نیاز نباشد پمپ تیوبی گزینه بهتری نسبت به هوز پمپ می باشد با پیشرفت تکنولوژی ساخت تیوب های مقاوم در برابر فشار و خوردگی شیمیایی و دبی های بالا مزیت اصلی هوز پمپ ها نسبت به پمپ های غلطکی (تیوبی) روز به روز کمتر می شود.

کاربردها:

دستگاه های دیالیز-کارخانجات غذایی- پمپ های پس قلب باز-صنایع شیمیایی-پمپ تزریق-کارخانجات تولید دارو-آنالیز اتوماتیک

پمپ های پرستالتیک عموماً برای پمپاژ سیالات تمیز و استریل و یا سیالات خورنده استفاده می شود چرا که ورود آلودگی در این پمپ ها اتفاق نمی افتد. بعضی از کاربردهای این پمپ در پمپاژ فرآورده های خونی سیالات شیمیایی خورنده سیالات حاوی مواد جامد زیاد و همچنین در جاهای که سیال می بایست از محیط ایزوله گردد می باشد. پمپ های پرستالتیک روشی استاندارد در واحدهای icp-oes و icp-ms می باشند.

مزایا و معایب پمپ های پرستالتیک:

عدم سوپاپ، مهر و موم ها و نگهداری اقلامی مانند (شلنگ و لوله) ارزان میباشد. عمل پمپاژ در پمپ های پرستالتیک بسیار آسان است و ایده آل برای برش های حساس به سلول ها می باشد تنها بخشی از پمپ در تماس با مایع در حال پمپ داخل لوله یا شلنگ است و ساخت این پمپ ها آسان است.

۱- مهر و موم کمتر برای طراحی

پمپ ها ی پرستالتیک مهر و موم کمتر دارند و سائلی مانند نشتی مواد شیمیایی خورنده نداشته و تعمیر و نگهداری کم و سریع می باشد.

۲- عمل پمپاژ آرام

پمپ پرستالتیک را ملایم یا به عمل پمپاژ پایین میشناسند .

۳- قدرت بالای مکش

۴- مقاوم در برابر سایش

جنس سلیکونی شلنگ های این پمپها دلیل مقاومت بالای آنها در برابر سایش است.

۵- پمپ های Verderflo

این پمپ با شلنگ Slurries می تواند سیال های حاوی ۸۰٪ مواد جامد غیر آلی و یا ۱۵٪ مواد آلی را انتقال دهند (انتقال مواد جامد)

۶- برگشت پذیری

۷- فاقد لرزش

این پمپ ها قادر به ارائه انتقال دقیق و بدون لغزش می باشند.

شرکت آریا پخش رسانه

آدرس دفتر مرکزی: تهران، میدان آرژانتین، خیابان الوند، کوچه برمک، پلاک ۴، طبقه ۲



تلفن: ۳-۸۸۸۱۳۴۶۱-۵۷-۸۸۷۸۱۰۵۷-۸۸۷۸۱۶۷۹

تلفکس: ۸۸۸۱۳۴۶۴