شماره ۲ سال ۱ زمستان ۹۰ ۱۰۱ صفحه

ARYA SEPEHR KAYHAN

پمپ های سانتریفیوژ

نشریه تحقیق و توسعه
شرکت آریا سپهر کیهان

نشریه

پمپ های سانتریفیوژ

نشریه تخصصی

سال یکم / شماره دوم / زمستان ۱۳۹۰ / ۱۰۱ صفحه

۲ سرمقاله

۴ مقدمه‌ای بر ارتعاشات مکانیکی پمپ‌های سانتریفیوژ

۶ اخبار جهان پمپ ۱

۷ شاسی پمپ‌ها

۱۶ مقدمه‌ای بر مهندسی کیفیت و قابلیت اعتماد

۲۵ طراحی پروانه‌های شعاعی برای سرعت‌های مخصوص کمتر از ۱۸

۳۶ اخبار جهان پمپ ۲

۳۷ پمپ‌های با انرژی بالا

۴۱ محدوده عملکرد مجاز پمپ‌های سانتریفیوژ چیست؟

۴۸ راهنمای استفاده از نرم افزار ASK Pro ویرایش دوم

۶۴ عملکرد معکوس یک پمپ سانتریفیوژ به عنوان توربین

۶۷ لغت نامه

۷۳ پمپ‌های آتشنشانی

۸۶ استاندارد ایزو ۵۱۹۹

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

تلفن: ۳-۸۸۸۱۳۴۶۱-۰۲۱ فکس: ۸۸۸۱۳۴۶۴-۰۲۱

صاحب امتیاز: شرکت آریا سپهر کیهان

مدیر مسئول: آقای مهندس رسول پایدار نوبخت

سردبیر: آقای مهندس عباس قلی نژاد

سرمقاله

افزایش رقابت و انگیزه حضور در بازارهای بین المللی، گروه صنعتگران آریا سپهر کیهان را بر آن داشته که فعالیت‌های خود را بر تولیدات اساسی و توانمندی‌های محوری متمرکز کند که این امر مستلزم سرمایه‌گذاری در تحقیقات و ایجاد نوآوری‌های تکنولوژیک می‌باشد. انجام تحقیقات با هدف حمایت از نوآوری صورت می‌گیرد و فعالیت‌های قسمت تحقیق و توسعه فرصت‌های کسب و کار جدیدی خلق کرده و کسب و کار فعلی سازمان را متحول می‌نماید. تحقیق و توسعه تأثیر مستقیمی بر نوآوری، بهره‌وری، کیفیت، سطح استاندارد محصولات، سهم بازار و نیز دیگر عواملی که در افزایش توان رقابتی این گروه موثر هستند، دارد. آنچه ما از واحد تحقیق و توسعه در صنعت می‌خواهیم تولید علم یا بهره برداری بهتر از یک علم می‌باشد. لازم به ذکر است که در صنعت پمپ، به طور مداوم مسائل و مشکلاتی پیرامون فرآیند تولید و محصولات تولید شده پدید می‌آید. بنابراین برای بهبود کیفیت و ارتقاء محصولات وجود یک مرکز تحقیق و توسعه اهمیت زیادی دارد. واحد تحقیق و توسعه شرکت تمامی بخش‌های سازمان را در پروژه توسعه سازمان، به وسیله خدمات فنی، تشخیص و رفع مشکلات تولید و بررسی و تنظیم فرآیندهای تولیدی، حمایت می‌کند.

وظایف اصلی این واحد عبارتند از:

- تحقیق و تحلیل پیرامون محصولات کارخانه
- گردآوری اطلاعات، دانش و ایده‌های نو و قابل تولید مرتبط با اهداف گروه صنعتگران آریا سپهر کیهان
- تولید محصولات جدید رقابتی
- بهبود کیفیت محصولات در حال تولید
- بهبود فرآیندهای تولید
- ارائه گزارشات ادواری جهت مستندسازی روند تولیدات و بهبود مستمر

با پیشرفت علم و تکنولوژی، زمینه‌های ایجاد مراکز تحقیق و توسعه در چرخه تولید شکل گرفت و افرادی گرد هم آمدند تا کاری مشترک، برای هدفی مشخص انجام دهند. و اما صنعت پمپ که از دیرباز نقشی اساسی را در پیشرفت همه جانبه صنایع کشور داشته، امروزه بیش از پیش، نیاز به تحقیق و پژوهش موثر در تولید را احساس می‌کند.

بخش تحقیق و توسعه شرکت با توجه به اهمیت صنعت پمپ و اثرات آن در صنایع بالادستی و همچنین پایین‌دستی، تاکنون موفق به انجام پروژه‌های تحقیقاتی و مطالعاتی مختلفی گردیده و هم اکنون نیز چندین پروژه مهم را بصورت فعال در دست انجام دارد.

بخش تحقیق و توسعه شرکت، در ابتدای امر، با توجه به اهمیت مبانی و اصول طراحی پمپ‌های سانتریفیوژ و نیز احساس کمبود اساسی در این زمینه، در تمامی تولیدکنندگان کشور، که تعداد آنها از انگشتان دست نیز کمتر می‌باشد، برآن شد تا با تحقیقات اساسی و بنیادی، به ایجاد پایگاه‌های اطلاعات تخصصی در زمینه طراحی پرداخته و حجم بسیار بالایی از مطالب و مراجع تخصصی که تا به آن زمان، صنعت کشور از آن بی‌بهره بوده است را جمع‌آوری کرده و به طور رایگان، از طریق وبلاگ و وب‌سایت شرکت، در اختیار قشر فرهیخته این مرز و بوم قرار دهد.

بخش تحقیق و توسعه شرکت، در کنار تولید دانش‌محور، که اساسی‌ترین وظیفه یک تولیدکننده می‌باشد، به تحقیقات گسترده دیگری پرداخته که در زیر به گوشه‌ای از فعالیت‌های انجام شده توسط این گروه اشاره می‌شود:

- ایجاد پایگاه داده‌های کامل و جامع طراحی و تحلیل پمپ‌های سانتریفیوژ با تنوعی در حدود ۲۰۰۰ جلد
- بررسی و محاسبه نیروها در یک پمپ سانتریفیوژ(تراست محوری و شعاعی) و نرم افزار محاسبه نیروها
- محاسبات یاتاقان
- محاسبات شفت پمپ‌های سانتریفیوژ
- بررسی و محاسبه عدم تعادل باقیمانده مجاز
- کاربرد عملی ایزو ۱۹۴۰(ویرایش اول سال ۲۰۰۳)
- بررسی مبانی ارتعاشات
- بررسی دلایل ارتعاشات یک پمپ سانتریفیوژ
- آنالیزهای پیچشی و جانبی روتور در پمپ‌های سانتریفیوژ
- بررسی انواع دستگاه بالانس و محاسبات آن جهت استفاده در صنعت پمپ
- بررسی کامل مباحث و محاسبات مربوط به پروانه
- بررسی و محاسبات مربوط به بارهای نازل
- محاسبه اولین سرعت بحرانی شفت در یک پمپ سانتریفیوژ به همراه نرم‌افزار محاسبه آن
- بررسی کامل مباحث مربوط به طراحی حلزونی
- تحلیل عددی و تجربی تداخل فرکانس گذر پره و فرکانس‌های طبیعی محفظه پمپ سانتریفیوژOH2-25-200L
- منابع سر و صدا در پمپ‌های سانتریفیوژ
- مبانی آکوستیک و اندازه گیری‌های آکوستیکی
- روش‌های تحلیلی اندازه‌گیری صدای پمپ
- روش‌های تحلیلی و تجربی اندازه‌گیری صدای پمپ سانتریفیوژ OH2-25-200L
- بررسی کامل استاندارد ایزو ۵۱۹۹(سال۲۰۰۲)
- بررسی کامل استاندارد NACE MR0175
- تهیه مبانی تئوری چگونگی محاسبات نرم افزار CFTURBO 8.0
- تهیه ۲ فصل‌نامه تخصصی در پاییز و زمستان سال ۱۳۹۰

امید است که با حمایت‌های روز افزون تمامی نخبگان و مراکز علمی کشور، بتوان روزی به نقطه‌ای رسید، که تمامی لحظه لحظه‌های تولید این مرز و بوم، دانش محور و علمی گردد.

عباس قلی نژاد

مدیر تحقیق و توسعه

زمستان ۹۰

🕮 مقدمه‌ای بر ارتعاشات مکانیکی پمپ‌های سانتریفیوژ

انواع مختلف ارتعاشات، یکی از اصلی‌ترین مشکلات عملکردی پمپ‌های سانتریفیوژ می‌باشد. برای حل مشکلات مربوط به ارتعاشات، فهم رابطه بین پدیده‌های هیدرولیکی و مکانیکی پمپ‌های سانتریفیوژ، حیاتی می‌باشد. اساساً سه نوع ارتعاشات را می‌توان مشخص کرد:

ارتعاشات آزاد(Free vibrations):

این ارتعاشات وقتی اتفاق می‌افتد که یک سیستم جرم و فنر و میراکننده (Damper) به وسیله یک رخداد ساده (مانند شوک) تحریک شود و پس از آن به حال خود رها شود. در این حالت، سیستم در فرکانس‌های طبیعی (یا به اصطلاح ایگن eigen) خود ارتعاش می‌کند. مقدار دامنه نوسان با افزایش مقدار میراکننده، سریعتر کاهش می‌یابد. ارتعاشات آزاد به عنوان مثال در زمین لرزه و یا در تست ضربه برای تعیین فرکانس‌های ایگن، به‌وجود می‌آید.

ارتعاشات اجباری(Forced vibrations):

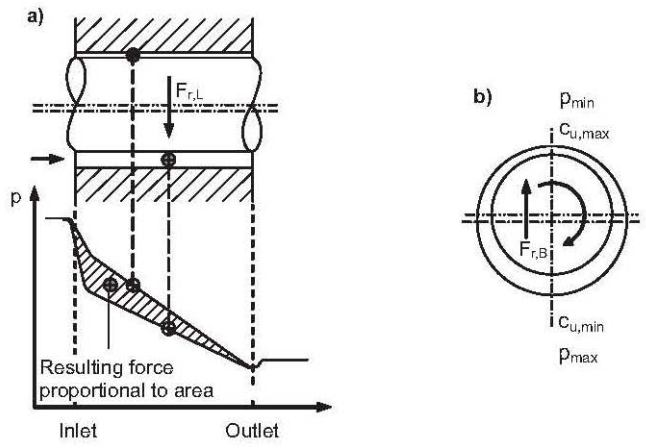
این ارتعاشات وقتی اتفاق می‌افتد که یک سیستم جرم و فنر و میراکننده به‌وسیله یک نیروی تناوبی تحریک شود. در این حالت، ارتعاشات یک روتور نابالانس از طریق یاتاقان‌ها و پوسته، فونداسیون را تحریک می‌کند. پاسخ سیستم به این تحریک وابسته، به نسبت فرکانس تحریک ω به فرکانس ایگن ω_E و میرایی سیستم می‌باشد. وقتی تشدید(resonance)در نسبت $\omega/\omega_E = 1$ اتفاق می‌افتد، اگر میرایی کم باشد، دامنه نوسانات می‌تواند بسیار بزرگ شود (دامنه تشدید).

زمان بین تحریک و پاسخ سیستم به عنوان زاویه فاز بیان می شود. با میرایی پایین و $\omega << \omega_E$ سیستم بدون تأخیر زمانی تحریک می شود. وقتی سیستم به سمت تشدید می رود، زاویه فاز از زیر ۹۰ درجه و بالای ۹۰ درجه پرش می کند. اگر سیستم بسیار میرا باشد، دامنه نوسانات به سختی در هنگام تشدید افزایش می یابد.

یک فرکانس ایگن نه تنها به وسیله یک فرکانس تحریک بسیار نزدیک به آن باعث رزونانس(تشدید) می‌شود، بلکه همچنین ممکن است بوسیله مکانیزم‌های انتخابی باند گسترده(broadband) تحریک شود. برای مثال، اگر نوسانات فشار باند گسترده در محدوده ۵ تا ۴۰ هرتز در حالتی که پمپ در بار جزئی(Part load) کار می‌کند(دبی پمپ کمتر از دبی BEP است) مشاهده شود، فرکانس ایگن ۲۵ هرتز شاسی در طیف مورد نظر را می‌توان به عنوان پیک رزونانس مشاهده نمود. حتی اگر طیف نوسان فشار، در ۲۵ هرتز، پیکی نداشته باشد.

ارتعاشات خودتحریک(Self-excited vibrations):

این ارتعاشات وقتی اتفاق می‌افتد که پاسخی از یک سازه ارتعاشی به مکانیزم‌های تحریک وجود داشته باشد. یک روتور پمپ در حال ارتعاش، نیروهای واکنش در آب‌بندهای حلقوی(Annular seals) مانند نوار گرافیتی ایجاد می‌کند. اگر جریان در آب-بند نیروهایی تولید کند که مدار روتور را در جهت سرعت روتور تحریک کند و میرایی نیز بسیار کم باشد، ارتعاش خودتحریک ایجاد می‌شود. روتور ناپایدار می‌شود و دامنه نوسانات آن تنها با اثرات غیرخطی مانند سایش در آب‌بند حلقوی محدود می‌شود.



شکل ۱: نیروهای شعاعی در آب‌بندهای حلقوی. a اثر جریان محوری (اثر لوماکین). b اثر جریان محیطی (اثر برنولی)

در حالی که ارتعاشات آزاد به ندرت در عملکرد پمپ مشاهده می‌شود، ارتعاشات اجباری و خود تحریک غالباً باعث مشکلات در پمپ‌ها می‌شوند. برای ارتعاشات مذکور، می‌توان سر فصل‌های زیر را در نظر گرفت:

۱- ارتعاشات جانبی محور(Lateral shaft vibrations):

ارتعاشات جانبی محور به عنوان ارتعاشات اجباری در هر پمپی قابل اندازه‌گیری می‌باشد. این ارتعاشات به خاطر نابالانسی باقیمانده غیرقابل اجتنابی است که منشاء مکانیکی و هیدرولیکی دارند، ارتعاشات محور بوسیله ردیاب-هایی(Probes) که در مجاورت یاتاقان‌ها نصب می‌شوند، اندازه‌گیری می‌شود.

۲- ارتعاشات پیچشی(Torsional vibrations):

ارتعاشات پیچشی روتور یک پمپ وقتی ظاهر می‌شود که محرکه پمپ، گشتاور غیریکنواختی(Unsteady)ایجاد کند. مانند موتورهای الکتریکی که از مبدل‌های فرکانسی تغذیه می‌شوند و یا پمپ‌هایی که محرکه آن‌ها موتورهای رفت و برگشتی می‌باشند.

۳- ارتعاشات محفظه یاتاقان

این ارتعاشات به عنوان پاسخ محفظه یاتاقان به ارتعاشات جانبی محور و تغییر شکل گذرا(Unsteady) پوسته پمپ، ایجاد می‌شود. این ارتعاشات به‌وسیله شتاب‌سنج‌هایی(Accelerometers) که در جهات افقی، عمودی و محوری نصب شده‌اند، اندازه‌گیری می‌شود. رزنانس محفظه یاتاقان به خاطر فرکانس عبور پره، به خصوص اگر طراحی محفظه یاتاقان به اصطلاح نیمه‌باز باشد، متداول نیست. طراحی محفظه یاتاقان به صورت بسته استحکام بیشتری دارد، اما برخی مواقع، سطح ارتعاشات را بالا می‌برد.

۴- ارتعاشات سیستم پمپ و شاسی

این ارتعاشات به‌وسیله ارتعاشات روتور و نوسانات فشار ایجاد و به فونداسیون منتقل می‌شود. شاسی‌ها به عنوان یک سازه پیوسته با تعداد درجات آزادی خیلی زیاد در نظر گرفته می‌شود. شاسی‌های پمپ‌های فشار بالا باید برای خطرات ناشی از تشدید با فرکانس‌های تحریک مختلف، مورد تحلیل قرار گیرد. نیروهای تحریک همچنین ممکن است از موتور و یا لوله کشی ناشی شوند.

۵- ارتعاشات محوری روتور یا محفظه یاتاقان(Axial rotor or bearing housing vibrations):

این ارتعاشات غالباً در پمپ‌های تک‌طبقه‌ی دومکشه هنگام کار در بار جزیی دیده می‌شود. این ارتعاشات به خاطر جریان‌های ناپایدار ورودی و خروجی پروانه می‌باشد. حرکت محوری روتور به ویژه هنگامی گفته می‌شود که بازچرخش جریان در خروجی پروانه به صورت ناپایدار به سمت فضای خالی دیواره پروانه جریان می‌یابد و باعث ایجاد نیروهای محوری و حرکت محوری روتور می‌شود. گاهی اوقات این حرکت محوری روتور با چشم قابل مشاهده می‌باشد.

۶- ارتعاشات پمپ‌های عمودی

ارتعاشات روتور و ستون تخلیه(Column pipe)، به علاوه کوپلینگ مورد بررسی قرار گرفته است. بعلاوه ارتعاشات موتور و شاسی آن ممکن است بر ارتعاشات تأثیر داشته باشد. بسته به طول ستون تخلیه، فرکانس‌های طبیعی ممکن است نزدیک فرکانس چرخش باشد و باعث مسائل ارتعاشی در پمپ شود.

اخبار جهان پمپ ۱

پیش‌بینی خرید بیش از ۳.۵ میلیارد دلار پمپ در صنعت انرژی در سال ۲۰۱۲

خرید پمپ توسط صنعت تولید انرژی در سال ۲۰۱۲ به بیش از ۳.۵ میلیارد دلار خواهد رسید. تنها خرید منطقه آسیای شرقی، به تنهایی از سقف ۱.۲ میلیارد دلار خواهد گذشت. این پمپ‌ها جهت صنایع زغال‌سنگ، هسته‌ای، نیرو محرکه‌های آبی، ژئوترمال، انرژی‌های متمرکز خورشیدی و تأسیسات سیکل‌های ترکیبی توربین گاز خریداری می‌شوند. در ایالات متحده بازار بسیار عمده‌ای توسط تأسیسات سیکل‌های ترکیبی توربین گازی به‌وجود آمده است. صنایع تولید انرژی بیش از ۱۰ برابر آبی که در شهرها استفاده می‌شود را مورد استفاده قرار می‌دهند. از این رو پمپ‌های مورد نیاز جهت انتقال آب از مخازن به برج‌های خنک‌کننده بسیار زیاد می‌باشند. پمپ‌های با عملکرد بالا و بسیار پر هزینه در نقاط مختلف یک سیکل بخاری به کار می‌روند. جهت گوگردزدایی گازها، پمپ‌هایی با دبی بیشتر از ۱۱۰۰۰ متر مکعب بر ساعت مورد نیاز می‌باشند. لازم به ذکر است که پمپ‌های سانتریفیوژ، قسمت عمده‌ای از این سفارشات را تشکیل می‌دهند. پمپ‌های دیافراگمی، رفت و برگشتی و روتاری مکان‌های بعدی این سفارشات را دارند.

نوع پمپ	میزان سفارشات (میلیون دلار)
سانتریفیوژ	۲۳۰۷
دیافراگمی	۴۰۰
رفت و برگشتی	۳۲۷
روتاری	۴۳۳
مجموع سفارشات	۳۴۶۷

مرجع خبر: سایت http://home.mcilvainecompany.com

🕮 شاسی پمپ‌ها

Pump Baseplate

شاسی پمپ‌ها در طرح‌های متنوعی طراحی و تولید می‌شود. همان‌گونه که انستیتوی هیدرولیک(HI) بیان می‌کند، هدف اصلی از ساخت شاسی، نصب پمپ و موتور و امکان هم‌راستایی آنها با هم می‌باشد.

طراحی و ساخت شاسی باید به اندازه کافی محکم باشد تا تجهیزات به سلامت به محل نصب منتقل شوند و در عین حال باید نصب ساده‌ای داشته باشند. شاسی باید امکان همراستایی نهایی پمپ و موتور را داشته باشد و در صورت نیاز خارج کردن تجهیزات و نصب مجدد آنها امکان‌پذیر باشد.

هدف از این مقاله بررسی انواع مختلف شاسی‌ها و ملاحظات طراحی آنها می‌باشد. الزامات مصرف‌کننده و ماهیت پمپ باید توسط تأمین‌کننده پمپ هنگام طراحی و ساخت شاسی مد نظر قرار گیرد.

به منظور کاهش هزینه‌های دوره عمر تجهیزات، باید شاسی مناسب جهت کاربرد تجهیزات انتخاب شود و همچنین نصب فونداسیون مناسب و همراستایی صحیح می‌بایست انجام گیرد.

انواع شاسی

انواع شاسی در کاربردهای مختلف صنایع مورد استفاده قرار می‌گیرند. به‌علاوه هر سازنده ممکن است طراحی‌های مخصوص به خود داشته باشد. انواع شاسی که در ادامه توضیح داده می‌شود مهمترین انواع شاسی مورد استفاده در صنایع می‌باشد.

سینی‌ها (Sole plates)

سینی‌ها ساده‌ترین و پایه‌ای‌ترین نوع شاسی پمپ می‌باشد. یک سینی یک صفحه ساده استیل می‌باشد که در زیر پایه پمپ و موتور قرار می‌گیرد. اگرچه این شاسی ساده است، اما مناسب برای گروت‌ریزی می‌باشد. برای پمپ و موتورهای بزرگ، سینی‌ها ارزانتر از شاسی‌ها می‌باشند. جایی که شکل دادن و ساختن فولادهای سنگین مشکل می‌باشد، سینی‌ها بهترین گزینه می‌باشند. یک سینی برای پمپ‌های بسیار بزرگ مانند پمپ‌های دو مکشه استفاده می‌شود.

همچنین سینی‌ها برای پمپ‌های عمودی توربینی که موتور بالای پمپ قرار دارد، نیز متداول می‌باشند. استفاده از سینی در این پمپ‌ها باعث راحتی در خارج کردن پمپ و موتور می‌شود. سینی پمپ‌های عمودی توربینی به همراه گروت آن را می‌توانید در شکل ۱ ملاحظه نمایید.

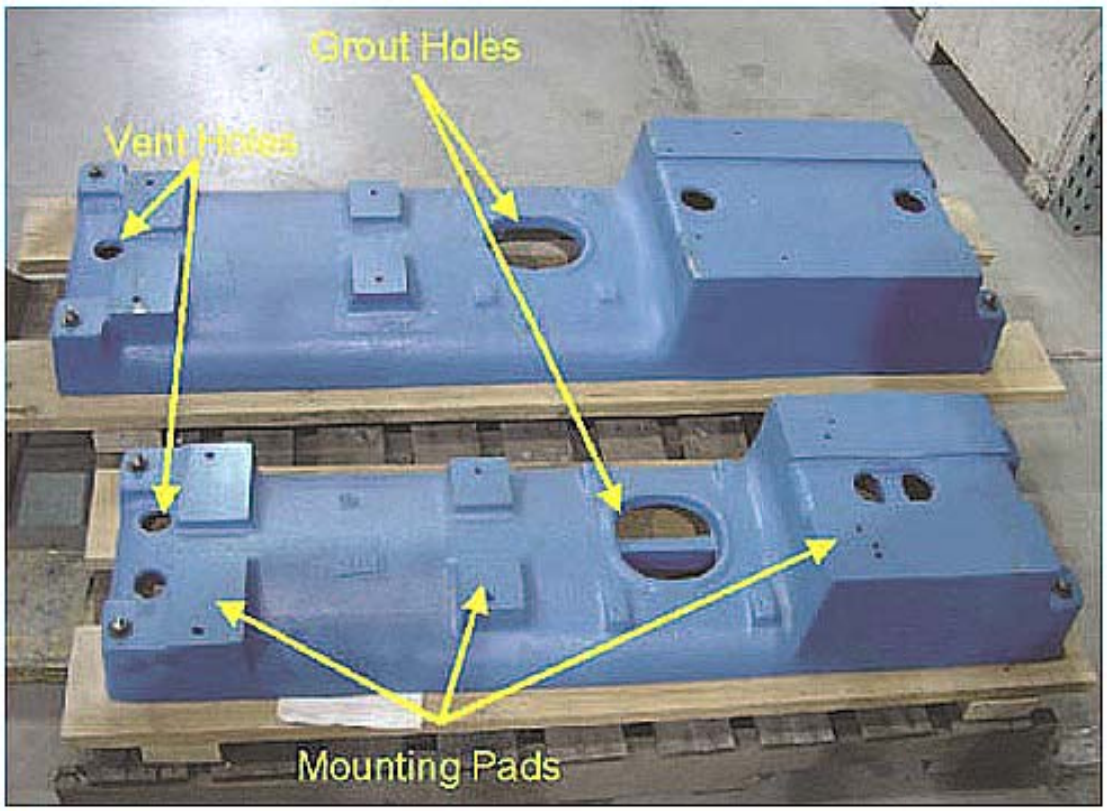
شکل ۱: پمپ عمودی توربینی نصب شده روی سینی Soleplate

شاسی چدنی

شاسی‌های ساخته شده از چدن در پمپ‌های کوچک مورد استفاده قرار می‌گیرد. استفاده از این شاسی‌ها در پمپ‌های انسی(ANSI) به خاطر هزینه‌های پایین ساخت آن دیده می‌شود. بسیاری از تولیدکنندگان این شاسی را به عنوان شاسی استاندارد به‌کار می‌گیرند، چرا که هزینه‌های نیروی انسانی برای ساخت آن کمترین می‌باشد.

برای پمپ‌های کوچک، این شاسی‌ها یک لبه برای نشیمن موتور دارند. صفحات نشیمن پمپ و موتور کف‌تراشی می‌شوند. موتورهای با فریم استاندارد نما(NEMA) برای این شاسی‌ها استفاده می‌شوند و شاسی دارای سوراخ های گروت‌ریزی و تخلیه هوا می‌باشد.

شاسی‌های چدنی کوچکتر هیچ‌گونه تمهیدی برای جمع‌آوری آب‌های تخلیه(Drain) ندارند. شاسی‌های نشان داده شده در شکل ۲ از جنس چدن با سوراخ‌های گروت، تخلیه هوا، و صفحات نشیمن می‌باشند. برای استفاده از این شاسی‌ها باید رنگ صفحات نشیمن تمیز و پاک شود. همچنین شاسی‌های چدنی برای پمپ‌های بزرگ و الکتروموتورهای استاندارد نما(NEMA) ساخته می‌شود. در این مواقع این شاسی‌ها دارای تمهیدات لازم برای جمع‌آوری آب‌های تخلیه(Drain) می‌باشند.



شکل ۲: شاسی‌های چدنی

وقتی پمپ و موتور بسیار بزرگ باشند، شاسی‌های چدنی ممکن است اقتصادی نباشند. استفاده از شاسی‌های با ساختمان فولادی(Fabricated steel baseplate) ممکن است برای ابعاد بیشتر از ۳ متر در ۱ متر گزینه مناسب‌تری باشد.

شاسی‌های با ساختمان فولادی نسبت به چدن صلب‌تر و مقاومت بیشتری دارند و در این سایزهای بزرگ وزن بیشتری نسبت به چدن دارند. به علاوه شاسی‌های چدنی در سایزهای کوچک هزینه ساخت کمتری دارند.

شاسی‌های با ساختمان فولادی (Fabricated Steel baseplates)

شاسی‌های با ساختمان فولادی از مواد مختلفی ساخته می‌شوند. این شاسی‌ها می‌توانند صلبیت بیشتری نسبت به شاسی‌های چدنی داشته باشند. اما عموماً این شاسی‌ها به خاطر مواد و هزینه‌های نیروی انسانی و جوشکاری‌های مورد نیاز، گرانتر از شاسی‌های چدنی می‌باشند. فولاد خم‌کاری یا نورد کمترین هزینه را بین مواد مختلف دارد. صفحات نشیمن موتور به شاسی جوش می‌شود. همانگونه که در شکل ۳ نشان داده شده است، صفحه نشیمن موتور طوری ساخته شده است که مناسب برای سایز موتور باشد. شاسی‌های فولادی نورد شده(Rolled steel baseplate)، به خاطر کاهش هزینه‌های ساخت، سوراخ‌های گروت ندارند. شکل ۴ نمایی از شاسی فولادی نورد شده که آماده کوپل مستقیم به الکتروموتور می‌باشد را نشان می‌دهد.

شکل ۳: شاسی فولادی نورد شده(Rolled steel baseplate)با صفحه نشیمن موتور

شکل ۴: شاسی فولاد نورد شده با صفحه نشیمن موتور

شاسی‌های با ساختمان فولادی، انعطاف‌پذیری خیلی بیشتری نسبت به سایر شاسی‌ها از لحاظ تنوع در تغییر طراحی دارند. در شکل شماره ۵ و ۶ یک شاسی فولاد ساختمانی نشان داده شده است که موتور را بر روی پمپ نگه می‌دارد.

شکل ۵: موتور نصب شده بر روی پمپ

شکل ۶: موتور نصب شده بر روی پمپ

ملاحظات طراحی

اگرچه سازندگان، طراحی‌ها و ویژگی‌های استانداردی برای شاسی‌های خود دارند، در صورت رعایت برخی ملاحظات در طراحی‌ها می‌توانند عمر تجهیزات خود را افزایش دهند.

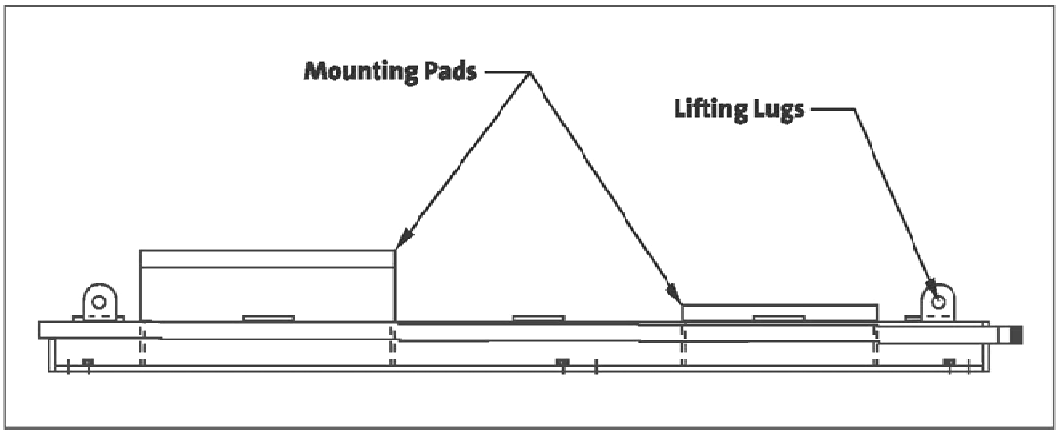
وقتی موتور روی شاسی نصب می‌شود، همراستایی باید قبل از عملکرد دستگاه انجام گیرد. همراستایی عمر دستگاه را افزایش داده و می‌تواند مصرف انرژی را کاهش دهد.

برای کمک به همراستایی آسان‌تر، صفحه(ها)ی نشیمن موتور باید طوری طراحی و ساخته شود که اجازه تعبیه حداقل ۳.۱۷۵ میلیمتر (۰.۱۲۵ اینچ) شیم زیر پایه موتور فراهم شود. بعد از ارسال و نصب نهایی، مقدار شیم‌ها می‌تواند بر حسب نیاز تنظیم شود.

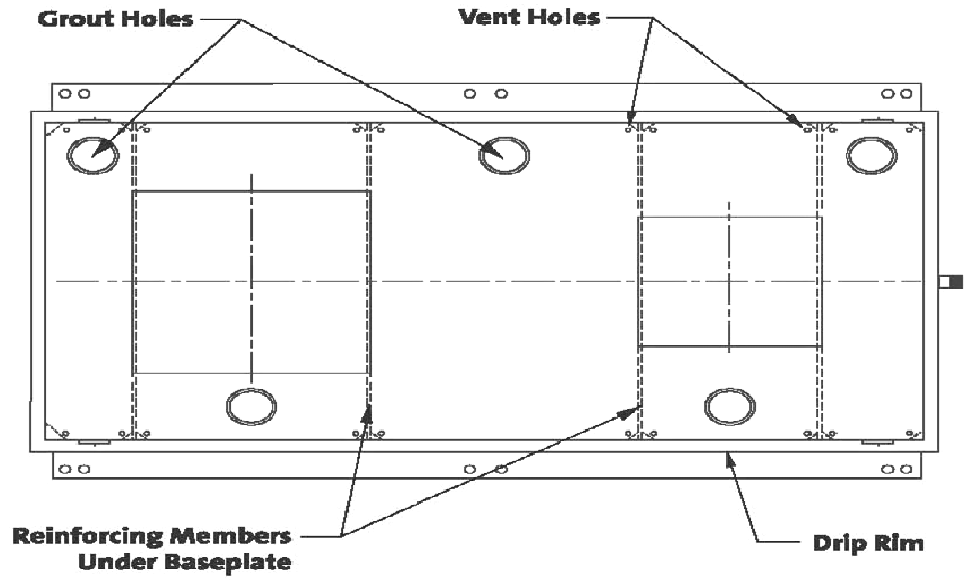
صفحات نشیمن پمپ و موتور باید حداقل از هر طرف ۲.۵۴ سانتی‌متر (۱ اینچ) بزرگتر از پایه نشیمن باشد.

به‌علاوه، پایه‌های نشیمن پمپ و موتور باید ماشینکاری و از لحاظ هم صفحه بودن با دقت ۰.۰۵ میلیمتر (۰.۰۰۰۲ اینچ) صاف و موازی باشند. این ماشین‌کاری باید بعد از تمامی عملیات ساخت شاسی انجام گیرد.

این خصوصیت، به همراستایی و قابلیت اعتماد دستگاه کمک می‌کند. شاسی شکل‌های ۷ و ۸ نمایی از صفحات نشیمن پمپ و موتور را نشان می‌دهند.



شکل ۷: نمای جانبی شاسی

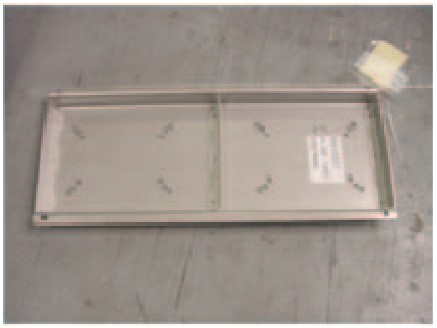


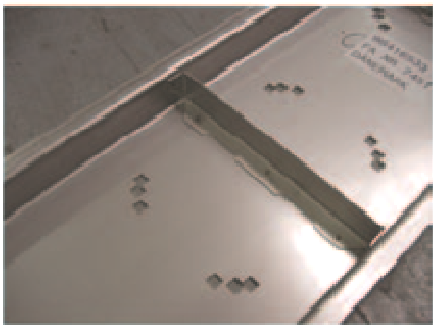
شکل ۸: نمای بالای شاسی

برخی از سازندگان برای شاسی‌های خود امکان جمع‌آوری آب را نیز فراهم می‌کنند. یک دیواره جمع آوری آب(Drip rim) با تخلیه رزوه شده را می‌توان در شکل ۸ ملاحظه نمود.

یک راه حل ارزان قیمت‌تر برای جمع‌آوری نشتی، استفاده از صفحه جمع‌آوری آب(Drip pan) می‌باشد. این صفحه زیر پمپ نصب می‌شود و به اندازه‌ای است که زیر فلنج‌ها و محفظه آب‌بندی را پوشش می‌دهد.

برای شاسی‌های با ساختمان فولادی که ممکن است بسیار طویل یا عریض باشند، استحکام‌دهنده‌ها(Stiffeners) ممکن است به‌کار روند. شکل ۹ نمایی از یک استحکام‌دهنده که زیر شاسی جوشکاری شده است را نشان می‌دهد.





شکل ۹: شاسی با ساختمان فولادی با استحکام‌دهنده (Stiffener)

برای کاربردهای دما بالا، پمپ و شاسی طوری طراحی می‌شود که نگه‌دارنده پوسته پمپ در مرکز آن باشد(Centerline mounted). این طرح از کرنش بیش از حد، در اثر افزایش دمای محصول پمپ شونده، جلوگیری می‌کند.

این یک ویژگی استاندارد در پمپ‌های صنایع نفت می‌باشد، و همچنین در پمپ‌های تغذیه بویلر نیز دیده می‌شود. بسته به متریال و طراحی سازنده پمپ، ممکن است این نوع نصب برای دماهای بالاتر از ۱۲۰ تا ۱۷۰ درجه سانتی‌گراد (۲۵۰ تا ۳۵۰ درجه فارنهایت) الزام آور باشد.

برای پمپ و موتورهای خیلی بزرگ، نصب پیچ‌های تنظیم(jackscrew)که به شاسی جوش داده شده‌اند، می‌تواند به حرکت محوری و جانبی تجهیزات سنگین در حین همراستایی، کمک کند. اگر این ویژگی انتخاب شود، باید حین ساختن شاسی انجام گیرد. اگر این جوش‌کاری بعد از ساخت شاسی و در سایت انجام گیرد، ممکن است باعث پیچش یا خرابی شاسی شود.

استاندارد ANSI B 73.1M-2001

هدف استاندارد ANSI B 73.1M-2001 تدوین الزامات ابعادی شاسی‌ها به منظور قابلیت جایگزینی آن‌ها با یکدیگر و ویژگی-های طراحی برای نصب و نگه‌داری آن‌ها می‌باشد. استاندارد الزاماتی را برای سازندگان پمپ بیان می‌دارد تا پمپ و تجهیزات مرتبط با آن از لحاظ ابعادی قابل جایگزینی با یکدیگر باشند.

این الزامات ابعادی در حوزه ابعاد نشیمن پمپ، سایز و موقعیت نازل‌های مکش و رانش، موقعیت محورها، شاسی و سوراخ پیچ-های فونداسیون می‌باشد.

استاندارد ANSI/HI1.3.5-2000

این استاندارد که توسط انجمن هیدرولیک(Hydraulic Institute) تدوین شده است، به طور ویژه برای معیارهای ساخت شاسی برای پمپ‌های افقی می‌باشد. این استاندارد برای تمامی انواع پمپ‌های افقی کاربرد دارد و دستورالعملی برای ابعاد، تلرانس‌ها، تنش‌های کاری و استحکام شاسی می‌باشد.

ویژگی‌های طراحی مانند نوع شاسی، جمع‌آوری نشتی، جوش پیوسته یا موضعی هنگام ساخت، در این استاندارد توضیح داده نشده است. این استاندارد ممکن است برای برخی پمپ‌های خاص مانند پمپ‌های انرژی بالا، کاربرد نداشته باشد. برای این پمپ‌ها باید سایر استانداردها یا تجربه سازنده مورد استفاده قرار گیرد.

استاندارد در خصوص استفاده از شاسی‌های سبک که نیاز به ماشین‌کاری ندارند و برای پمپ‌های زیر ۷.۵ کیلووات (۱۰ اسب بخار) مناسب می‌باشند، مباحثی مطرح می‌کند. با افزایش سایز الکتروموتور به ۱۵۰ کیلووات (۲۰۰ اسب بخار)، شاسی نیاز به تمهیدات بیشتری برای صلبیت دارد. برای تجهیزات بالای ۱۵۰ کیلووات (۲۰۰ اسب بخار)، تلرانس‌های ساخت شاسی‌ها باید بیشتر باشد، و عموما این شاسی‌ها ماشین‌کاری می‌شوند.

برای پمپ و موتورهای بزرگ، سطوح تحت تنش شاسی‌ها باید مورد توجه قرار گیرد. طراحی و ساخت ضعیف شاسی ممکن است باعث نصب نامناسب در سایت و ایجاد مشکلات هنگام همراستایی(Alignment) شود. به‌علاوه ممکن است باعث کاهش قابلیت اعتماد دستگاه و افزایش توان مصرفی شود.

هنگام بررسی سطح تحت تنش شاسی، متریال شاسی و نوع جوشکاری استفاده شده باید مورد بررسی قرار گیرد. بعد از ساخت، تنش‌هایی که ممکن است حین حمل و نقل یا بلند کردن ایجاد شود، باید مورد بررسی قرار گیرد.

صلبیت شاسی تأثیر زیادی روی پمپ و موتور بعد از نصب نهایی دارد. صلبیت ناکافی ممکن است باعث تغییر شکل شاسی بعد از نصب، گروت ریزی و لوله‌گذاری شود و همراستایی نهایی را با مشکل مواجه کند. نیروهای لوله‌کشی و گشتاور موتور نیز ممکن است در حالتی که شاسی صلبیت کافی نداشته باشد، روی آن تأثیر گذاشته و باعث خمش یا پیچش آن شود. این استاندارد توصیه می‌کند که مجموع گشتاور موتور و نیروهای لوله‌کشی نباید باعث تغییر شکل ۰.۲۵۴ میلیمتر (۰.۰۱ اینچ) در جهات موازی و ۰.۱۲۷ میلیمتر (۰.۰۰۵ اینچ) در جهات زاویه‌ای در شاسی شود.

استاندارد توصیه می‌کند که سوراخ‌های صفحات نشیمن پمپ و موتور و همچنین پیچ‌های آن طوری انتخاب شوند که اجازه بیشترین حرکت برای مقاصد هم‌راستایی را داشته باشد. اتصالاتی که برای بستن پمپ و موتور استفاده می‌شوند باید از نوع رزوه‌ای و به طور مستقیم به متریال شاسی با عمق برابر با قطر رزوه متصل شوند.

همچنین می‌توان از مهره‌ها در سطح زیرین شاسی، برای نگه‌داشتن پمپ و موتور حین حمل و نقل و نصب، استفاده نمود. در مواقعی که از گروت برای ایجاد استحکام بیشتر مجموعه پمپ و موتور استفاده می‌شود، توصیه‌هایی برای اندازه و فضای سوراخ‌های گروت در شاسی، داده شده است. برای جلوگیری از ایجاد تنش‌ها در گروت زیر شاسی، تمامی گوشه‌ها باید با شعاع مناسبی انحنا داده شوند.

شاسی انسی(ANSI) نشان داده شده در شکل ۱۰ بسیاری از خصوصیات توضیح داده شده در بالا را نشان می‌دهد: صفحات نشیمن ماشین‌کاری شده، سوراخ‌های گروت، سوراخ‌های تخلیه هوا، نوار جمع‌آوری نشتی، قلاب‌های مخصوص بالا بردن شاسی(Lifting lugs)، مهره‌های تنظیم سطح، و ابعاد استاندارد شاسی.

شکل ۱۰: شاسی انسی (ANSI)

استاندارد API 610

اگرچه مشخصات فنی جداگانه‌ای برای شاسی‌ها ایجاد نشده است، انستیتو نفت امریکا(American Petroleum Institute)، شاسی‌های پمپ‌های سانتریفیوژ را در استاندارد API 610 توضیح داده است. مشخصات فنی سایر پمپ‌ها مانند پمپ‌های جابجایی مثبت، دوزینگ پمپ‌ها و پمپ‌های روتاری نیز مشابه روش استاندارد API 610 می‌باشد.

استاندارد API 610 برخی از ویژگی‌های بیان شده در بخش‌های بالا را مانند ماشین‌کاری صفحات نشیمن، حداقل شیم‌های مورد نیاز، جمع‌آوری آب و استانداردهای ابعادی، مورد نیاز می‌داند.

همانگونه که قبلاً بیان شد، شاسی صلب برای قابلیت اعتماد دستگاه مهم می‌باشد. استاندارد API 610، مشخصات فنی ویژه‌ای را برای جوشکاری استحکام‌دهنده‌ها(Stiffeners) زیر شاسی و جوشکاری پیوسته بیان می‌دارد.

شکل ۸ استحکام‌دهنده‌ها زیر شاسی را توضیح می‌دهد. مطابق استاندارد، تست استحکام شاسی توسط مشتری می‌تواند درخواست شود.

برای ایجاد یک ساختار محکم، استاندارد API 610، ویژگی‌های زیادی برای شاسی‌هایی که گروت‌ریزی می‌شوند، ضروری می-داند.

گذشته از تعریف اندازه و موقعیت سوراخ‌های گروت، چنگک‌های قفل‌کننده(Locking hooks) زیر شاسی برای اتصال بهتر به گروت، توضیح داده می‌شود. همچنین برای چسبندگی بهتر شاسی به گروت، سطح زیرین شاسی باید سندبلاست و پوشش اپوکسی شود و لبه‌های خارجی آن با شعاع حداقل ۵ سانتیمتر (۲ اینچ) انحنا داده شود.

به منظور کمک به همراستایی، مطابق با استاندارد API 610، برای حرکت‌دادن موتورهای سنگین‌تر از ۲۰۵ کیلوگرم (۴۵۰ پوند) نیازمند پیچ‌های تنظیم(Jack-screw) برای کمک به همراستایی در صفحه افقی می‌باشد و برای اجزای سنگین‌تر از ۴۱۰ کیلوگرم (۹۰۰ پوند) پیچ‌های تنظیم برای کمک به ایجاد همراستایی محوری و عمودی نیز مورد نیاز می‌باشد. پیچ‌های تنظیم نشان داده شده در شکل ۱۱ برای حرکت دادن موتور و کمک به ایجاد همراستایی افقی می‌باشند.

شکل ۱۱: شاسی با پیچ‌های تنظیم(Jackscrew)

References:

1. ANSI/HI 1.3.5-2000, Centrifugal Pumps for Design and Application, Hydraulic Institute, 9 Sylvan Way, Parsippany, NJ, http://www.pumps.org.
2. ASME B73.1M-2001, Specification for Horizontal End Suction Pumps for Chemical Process, American Society of Mechanical Engineers, 345 East 47th Street, New York, NY 10017, http://www.asme.org.

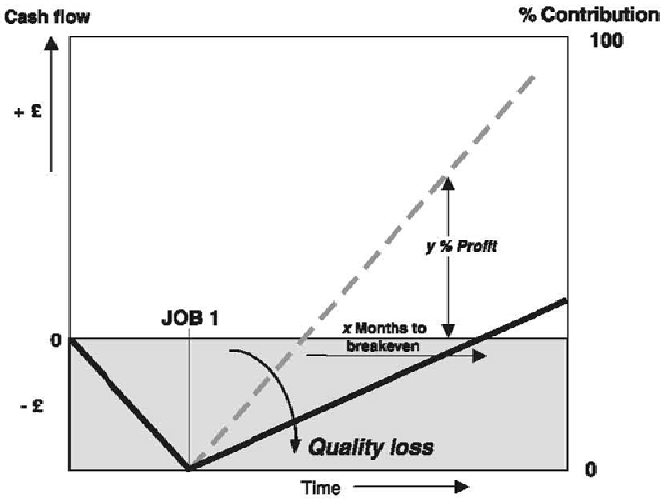
3. API Standard 610, Centrifugal Pumps for Petroleum, Heavy Duty Chemical, and Gas Industry Services, Eighth Edition, American Petroleum Institute, 1220 L Street Northwest, Washington, DC 20005, http://www.api.org.

🕮 مقدمه‌ای بر مهندسی کیفیت و قابلیت اعتماد

۱.۱ شرح مسئله

برای بهبود عملکرد اقتصادی، شرکت‌های تولیدکننده نیازمند کاهش سطح عدم تطابق و هزینه‌های خرابی به خاطر طراحی و تولید ضعیف می‌باشند. هزینه‌های خرابی بزرگترین سرفصل هزینه در اقتصاد تولید می‌باشد و شامل دوباره‌کاری، اسکرب قطعات، خدمات گارانتی، مرجوعی محصول و دعاوی مربوط به قابلیت اعتماد محصول می‌باشد. در نتیجه، هزینه‌های خرابی باعث کاهش سود شرکت می‌شود. شرکت‌هایی که تلاش می‌کنند هزینه‌های خرابی را کاهش دهند می‌توانند ایجاد مزیت رقابتی کنند (Russell and Taylor, 1995).

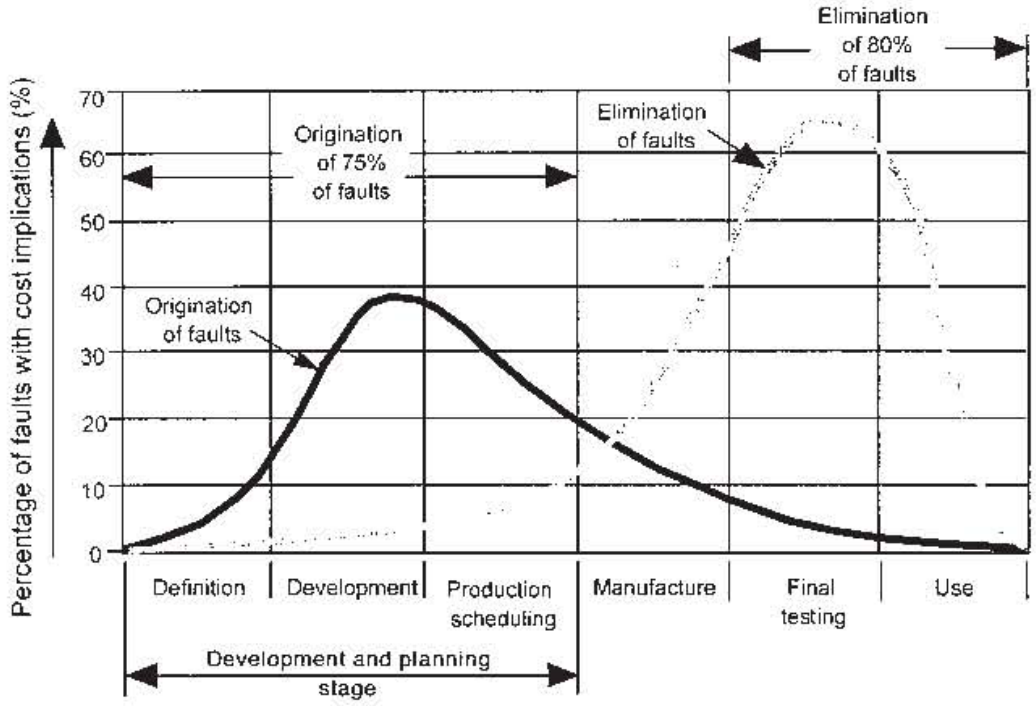
تأثیر هزینه‌های خرابی یا "عدم کیفیت" بر سود محصول در شکل ۱-۱ نشان داده شده است. سطح بالای هزینه‌های خرابی منجر به کاهش فروش و احتمالاً شکست پروژه و عدم بازگشت سرمایه گذاری می‌شود.



شکل ۱-۱ تأثیر عدم کیفیت روی سود پروژه محصول

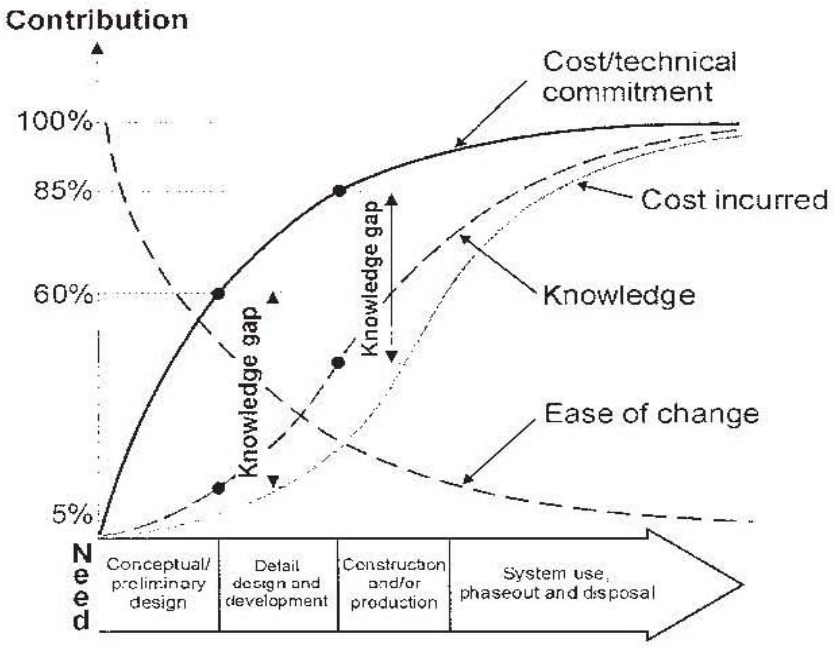
در تلاش برای مبارزه با هزینه‌های کیفیت بالا و بهبود عمومی کیفیت محصول، شرکت‌ها معمولاً سیستم‌های مدیریت تضمین کیفیت مانند BS EN ISO 9000 را انتخاب می‌کنند. سیستم مدیریت تضمین کیفیت الزاماً کیفیت محصول را تضمین نمی-کند، اما برای استقرار سیستم‌های مورد نیاز برای ردیابی و مسائل کنترل کیفیت هم از منظر تجاری و هم از منظر تأمین-کننده‌های آنها، راهنمایی‌هایی می‌کند. پذیرش استانداردهای کیفی تنها قدم اول در تحقق محصولات کیفی می‌باشد و همچنین سهم نامعلوم در کاهش هزینه‌های خرابی دارد. یک پاسخ بسیار موثر خیلی از تولیدکنندگان، اجرا و پشتیبانی از طراحی بلندمدت محصول و توسعه استراتژی‌های معطوف به مهندسی محصول می‌باشد. برای سال‌های متمادی این موضوع قابل فهم بوده است که کنترل کیفیت تنها در پایان خط تولید، تجربه خوبی نبوده است (Crosby, 1969). این موضوع منجر به افزایش توجه بر روی یکپارچه‌کردن کیفیت تا مراحل اولیه طراحی محصول شد(Evbuomwen 1996, Sanchez,1993) در نتیجه، یک انتقال تدریجی از تکنیک‌های کیفیت به روز تجاری مانند کنترل فرآیند آماری (SPC) که در طول ۵۰ سال گذشته محرکه اصلی بهبود کیفیت بوده است، به دیدگاه کیفیت آف لاین که از ابزارها و تکنیک‌های طراحی استفاده می‌کند، شده است.

توجه به بهبود کیفیت در طراحی موضوعی نیست که از قلم افتاده باشد. مطالعات نشان می‌دهد که غالب تمام هزینه‌ها و مسائل کیفی در مرحله ظهور محصول ایجاد شده است. با توجه به ایجاد خرابی‌های محصولی جدید، معلوم شده است که به طور نمونه‌وار ، ۷۵ درصد منشاء خرابی‌ها در مراحل ایجاد و برنامه‌ریزی می‌باشد، اما تا تست نهایی محصول یا وقتی که محصول مورد استفاده قرار می‌گیرد، حدود ۸۰ درصد خرابی‌ها تشخیص داده نمی‌شوند (شکل ۱-۲ را نگاه کنید). نتایج اشتباهات طراحی می‌تواند فلج‌کننده باشد: خیل عظیم مرجوعات، اصلاحات هزینه‌بر، کاهش تکرارپذیری و فروش، یا حتی خارج شدن از بازار ! مهندسین و طراحان گاهی اوقات تصور می‌کنند که اشخاص دیگری باعث ایجاد هزینه‌های محصول شده-اند، اما سطرهای بالا جزئیاتی است از اینکه چطور هزینه‌های محصول طراحی شده ایجاد می‌شود (Foley and Bernardson, 1990).



شکل ۱-۲: منشاء و حذف خرابی‌های محصول در ظهور محصول (DTI, 1992)

آشکارترین کاهش هزینه می‌تواند از تغییر طراحی محصول به جای تغییر در روش تولید بدست آید (Bralla, 1986). در مراحل برنامه‌ریزی و طراحی، هزینه‌ها ثابت می‌باشد. در مرحله ظهور محصول هزینه‌ها عموماً بین ۶۰ تا ۸۵ درصد می‌باشد. اما هزینه‌های واقعی ممکن است تنها ۵ درصد کل هزینه‌های پروژه باشد. بنابراین، بیشتر مسائل در ابتدای امر و بدون آنکه مشکلات عدیده‌ای ایجاد کنند و یا هزینه‌بر باشند، با طراحی دقیق مورد پیش‌گیری قرار می‌گیرند (Dertouzos , 1989). در این حالت غالباً کیفیت می‌تواند بدون اینکه هزینه‌های کلی تولید را افزایش دهد، در محصول نهادینه شود (Soderberg, 1995). اما، برای دستیابی به آن احتیاج به کاهش " شکاف دانش " (Knowledge gap) بین طراحی و تولید داریم. این موضوع در شکل ۱-۳ نشان داده شده است.



شکل ۱-۳: شکاف دانش

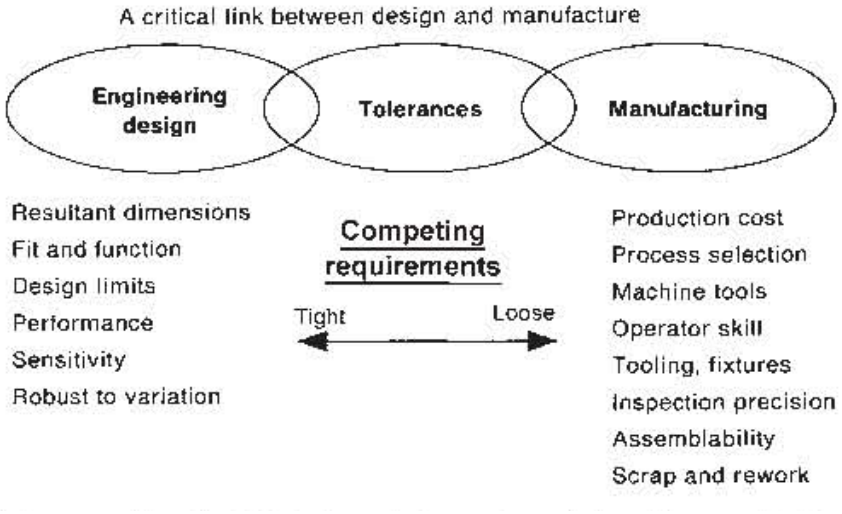
طراحی به عنوان عامل اصلی و تعیین‌کننده کیفیت و نهایتاً هزینه‌ها، شناخته می‌شود. همچنین، طراحی یک فاکتوری برای تعیین زمان ورود به بازار محصولات می‌باشد (Welch and Dixon, 1992). در قدیم، طراحان نگران نوع محصول، عملکرد و ساختار یکپارچه آن بودند (Craig, 1992). اما حالا طراح بیشترین مسئولیت و پاسخگویی برای اطمینان بخشیدن به اینکه محصول در تطابق با خواسته‌ها و مشخصات فنی مشتری می‌باشد را دارد. همچنین طراحی باید منطبق بر هدف‌های هزینه‌ای باشد و کیفیت و قابلیت اطمینان در تمامی کاربردهای محصول را تضمین کند. علاوه بر آن تمامی این کارها باید در محدوده زمانی فشرده و مشخص شده انجام گیرد.

از مطالب بالا واضح است که طراح نیازمند آگاهی از مسائل مهم فاز تولید محصول می‌باشد. از منظر کیفیت، طراح باید مطابق با استانداردها و مشخصات فنی عمل نماید و همزمان این کار را باید در محدوده قابلیت‌های بخش تولید کارخانه انجام دهد. بسیاری از طراحان تجربه‌های عملی تولید دارند و کاملاً محدودیت‌ها و قابلیت‌هایی که باید در آن کار کنند را می‌دانند. متأسفانه، همچنین بسیاری هم هستند که نمی دانند (Oakley, 1993). با دانستن اصول و ارتباط بین طراحی و تولید، طراح می‌تواند هزینه‌های مربوط به خرابی را به طور محسوسی کاهش دهد و همزمان باعث بهبود مزیت کسب و کار شرکت شود. یکی از مهمترین و حساس‌ترین مواردی که طراح می بایست از تولید بداند، تخصیص تلرانس‌های قابل اجرای فرآیند می‌باشد.

احتمالاً تا کنون در بهبود طراحی، هیچ تلاش کم هزینه‌ای به اندازه آنالیز دقیق و اعمال تلرانس‌ها نبوده است (Chase and Parkinson 1991). تأثیر اعمال تلرانس‌ها روی طراحی و فاز تولید در شکل ۱-۴ نشان داده شده است. تلرانس‌های محصول بر رضایت مشتری، بازرسی کیفی، تولید و طراحی تأثیر می‌گذارد و بنابراین یک رابطه بحرانی بین طراحی، تولید و مشتری وجود دارد (Gerth, 1997; Soderberg, 1995) . این موارد نیاز به کنترل و فهم دارند!

هر محصول به مواد، قطعات و فرآیندهای مونتاژی مجزا تقسیم می‌شود. خواص هر یک از این اجزا احتمالاً یک واریانس با مقدار ایده‌آل یا هدف آن دارد. از منظر دیگر، طراح با پیش‌بینی این موضوع، تلرانس‌ها را تعریف می‌کند، اما غالباً اعمال تلرانس‌ها از دیدگاه هزینه‌ای و قابلیت تولید جهت برآورد مشخصات فنی، انجام نمی‌گیرد (Craig, 1992; Korde, 1997). وقتی واریانس‌های خواص اجزا بسیار زیاد باشد، محصول برای منظوری که تولید شده است، ناکارآمد خواهد بود. بنابراین بسیار

مهم است که مشخص شود که آیا خصوصیات در تطابق با مشخصات فنی است و اگر نیست چقدر با مقدار مورد نظر اختلاف دارد.



شکل ۱-۴: تلرانس‌ها - رابطه بحرانی بین طراحی و تولید (Chase and Parkinson, 1991)

اعمال تلرانس‌های نامناسب و واریانس کنترل‌نشده یکی از بزرگترین دلایل خرابی، اسکرب، دوباره‌کاری، مرجوعات کالا، افزایش دوره زمانی توسعه محصول، گسیختگی جریان کار و احتیاج به بازرسی می‌باشد (Gerth and Hancock, 1995).

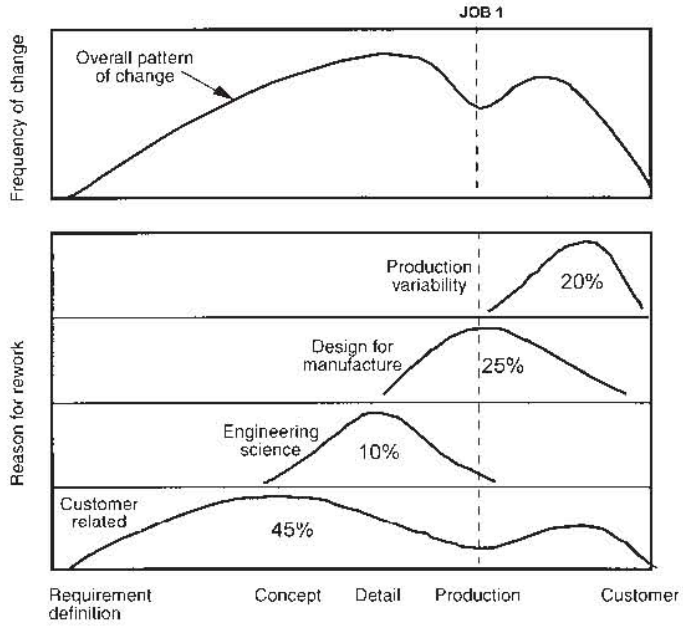
اگر فرآیندهای تولید واریانس نداشته باشند، مسائل کیفی بوجود نخواهد آمد، بنابراین کاهش اثرات تنوع (Variations) در مرحله طراحی، یک راه اقتصادی برای بهبود کیفیت محصول می‌باشد (Bergman, 1992; Kehoe, 1996).

مسائل کیفیت محصول نتیجه مستقیمی از واریانس در تولید و مونتاژ می‌باشد (Craig, 1992). اما، مطالعات در بسیاری از صنایع نشان داده است معمولاً مشکلات ناشی از تلرانس‌های تولید در مرحله طراحی بسیار دیر تشخیص داده می‌شود. به طور میانگین، تقریباً ۷۰ درصد دوباره‌کاری‌های مهندسی تولید به خاطر مسائل کیفی می‌باشد، که باعث از بین رفتن رضایت مشتری و خواسته‌های آن می‌شود. تقریباً ۴۰ درصد دوباره‌کاری‌ها تا موقعی که تولید محصول آغاز نشده باشد، تشخیص داده نمی‌شود.

دلایل دوباره‌کاری در شکل ۱-۵ شرح داده شده است. این دلایل به چهار گروه طبقه بندی می‌شوند:

- تغییرات مرتبط با مشتری (شامل کیفیت فنی)
- مسائل علم مهندسی (محاسبات طراحی، خطاها و مانند آن)
- امکان‌سنجی تولید و مونتاژ و مسائل هزینه‌ای
- مسائل واریانس‌های تولید

موضوع اول (تغییرات مرتبط با مشتری) ممکن است در مرحله طراحی، جزئیات فنی، نمونه‌سازی و تست اتفاق افتد که در واقع بدین معنی است که هنوز مقداری از خواسته‌های مشتری برآورد نشده است. مسائل علم مهندسی، به طور متوسط کمتر از ۱۰ درصد دوباره کاری‌ها را شامل می‌شود و معمولاً قبل از شروع مرحله تولید اصلاح می‌شود. بیش از ۵۰ درصد دوباره کاری‌ها در عناصر پر هزینه طراحی از دیدگاه تولید و تنوع محصول اتفاق می‌افتد.



شکل ۱-۵: موقعیت دوباره کاری در مرحله توسعه محصول (Swift et al, 1997)

کاهش تنوع قطعات در مرحله طراحی یکی از روش‌های کاهش واریانس‌های تولید می‌باشد. جایی که این موضوع به درستی درک و کنترل شود، ممکن است نتایج زیر حاصل شود:

- تولید آسانتر
- بهبود انطباق
- کاهش تنوع‌کاری
- کاهش دوره زمانی انجام کار
- کاهش تغییرات طراحی
- افزایش پایداری و بهبود قابلیت اعتماد
- افزایش قابلیت تعمیرات و نگهداری محصول

۱-۲ هزینه‌های کیفیت

منظور از هزینه‌های کیفیت، تمامی هزینه‌های یک شرکت در ارتباط با کیفیت می‌باشد. غالباً هزینه‌های کیفیت یک شرکت بین ۵ تا ۳۰ درصد فروش سالیانه آن می‌باشد. در بعضی کسب و کارهای فنی، هزینه‌های کیفیت تا ۳۶ درصد نیز گزارش شده است (Dale, 1994; Kehole, 1996; Mayler, 1996) این موضوع در شرکت‌های خدماتی تا ۴۰ درصد نیز دیده شده است (Bendell et al, 1993). اصولاً هزینه‌های کیفیت را می توان به چهار گروه زیر طبقه بندی نمود:

- هزینه‌های پیشگیری(Prevention Costs)

هزینه‌های پیشگیری، هزینه‌هایی می‌باشند که ما انتظار داریم کارها برای بار اول درست انجام شوند. برای مثال برنامه تضمین کیفیت، بازنگری طراحان، ابزارها و تکنیک‌های انجام کار، و آموزش

- هزینه‌های سنجش(Appraisal Costs)

هزینه‌های سنجش، هزینه‌هایی هستند که شامل بازرسی و بررسی کالا و مواد ورودی انجام می‌گیرد. در حالی که بازرسی و تست لازم و ضروری است، از طرفی باید تا آنجا که امکان دارد کاهش یابد تا هزینه‌های مضاعف به پروژه نیفزاید.

- هزینه‌های خرابی(Failure Casts)

هزینه‌های خرابی به دو دسته زیر تقسیم می شوند:

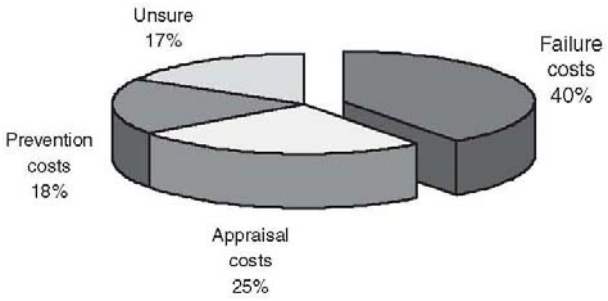
الف) هزینه‌های خرابی داخلی: مانند دوباره‌کاری، اسکرب قطعات، تغییر طراحی. در واقع هزینه‌هایی می باشند که قبل از خروج محصول ایجاد می‌شود.

ب) هزینه‌های خرابی خارجی: شامل مرجوعی کالا، هزینه‌های گارانتی و خدمات پس از فروش

- فرصت‌های از دست رفته(Lost Opportunities)

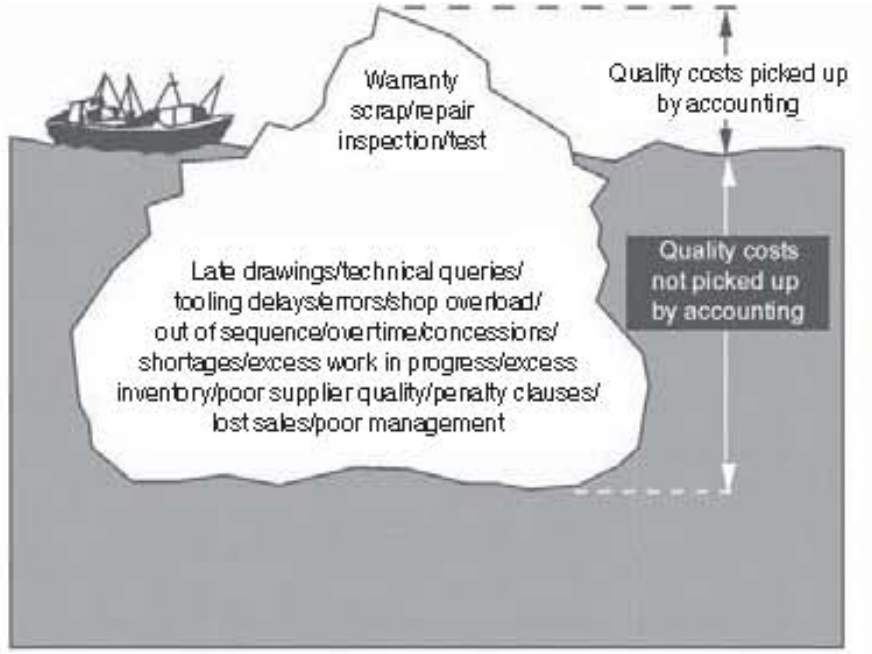
برآورد دقیق این گروه از هزینه‌های کیفیت غیرممکن می‌باشد. این هزینه مربوط به عدم استقبال محصول یک کمپانی به دلیل سابقه خدمات و کیفیت پایین آن شرکت می‌باشد. ممکن است شرکت به دلیل عدم حسن انجام کار، برای مناقصه بعدی دعوت نشود.

تا ۹۰ درصد هزینه‌های کیفیت مربوط به خرابی می‌باشد، هزینه‌های خرابی داخلی و خارجی تقریباً به یک میزان می‌باشند (Crosby, 1969; Russel and Taylor, 1995; Smith, 1993). یک بررسی در سال ۱۹۹۴ بر روی شرکت‌های انگلیسی نشان داده است که خرابی ۴۰ درصد کل هزینه‌های کیفیت می‌باشد. ۲۵ درصد مربوط به هزینه‌های سنجش، ۱۸ درصد هزینه-های پیشگیری و ۱۷ درصد هزینه‌های غیرثابت می‌باشد. این موضوع در شکل ۱-۶ نشان داده شده است.



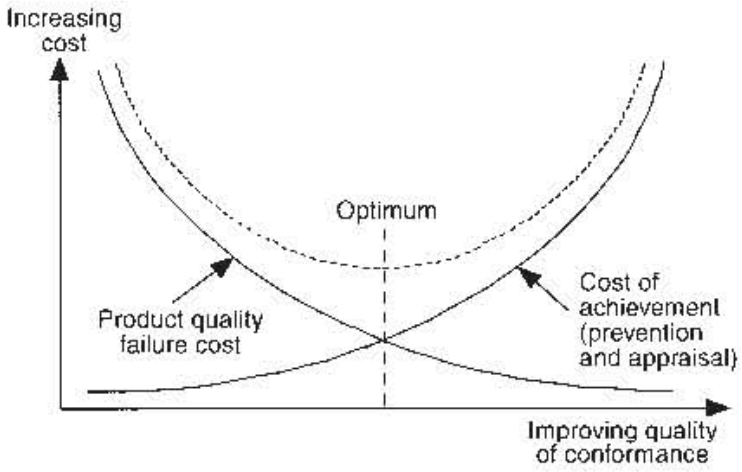
شکل ۱-۶: هزینه کیفیت در صنعت انگلیس (Booker, 1994).

بسیاری از سازمان‌ها اندازه نارسایی‌های کیفیت خود را برآورد نمی‌کنند و معمولاً به طور ناخواسته، سیستم‌های مالی را به کار می‌گیرند که هزینه‌های کیفیت را به طور صحیح نشان نمی‌دهد. در بسیاری موارد، خرابی به عنوان هزینه‌های بالاسری در نظر گرفته می‌شود. هزینه‌های نارسایی کیفیت به طور مستقیم سود شرکت را کم می‌کند! سازمان‌ها ممکن است سیستم‌های مالی برای تشخیص اسکرب، بازرسی، تعمیر و تست داشته باشند، اما این هزینه‌ها تنها نوک کوه یخی شکل ۱-۷ را شامل می‌شود.



شکل ۱-۷: هزینه‌های پنهان کیفیت ضعیف (Laboviz, 1988)

یک شرکت باید هزینه‌های خرابی و سنجش کیفیت را تا حد امکان کم کند. از طرفی باید سرمایه‌گذاری بر روی پیشگیری را افزایش دهد. البته اگرچه پیشگیری برای خرابی صفر هدف و آرزوی کیفیت می‌باشد، اما معمولاً از منظر اقتصادی این امر غیر-ممکن است. این موضوع که میزان مطلوب و منطقی پیشگیری چقدر باشد، بسته به صنعت مربوطه دارد. به طور حتم در صنعت هواپیمایی میزان پیشگیری با یک کارگاه ماشین‌کاری ساده بسیار متفاوت می‌باشد. برخی صاحب‌نظران میزان ۴ درصد فروش یک شرکت تولیدکننده را به عنوان حد متعادل صرف هزینه برای پیشگیری در نظر گرفته‌اند (Crosby, 1969). شکل ۱- ۸ یک مدل ساده هزینه – کیفیت را نشان می‌دهد. هر کسب و کاری می‌بایست حد بهینه هزینه و کیفیت را تعیین کند.

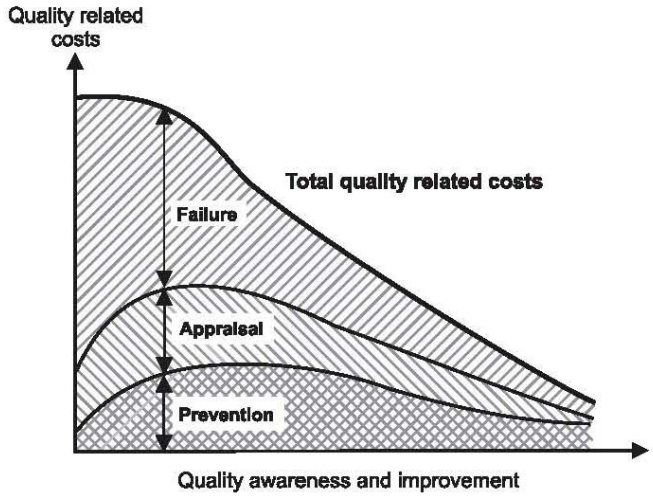


شکل ۱-۸: بهینه‌سازی هزینه‌های کیفیت

۱-۲-۱ روش های برآورد هزینه – کیفیت

مدل‌های هزینه – کیفیت می‌توانند به کسب و کارها کمک کنند تا تأثیر سطوح خرابی را روی هزینه‌ها در مدت توسعه محصول تشخیص دهند. طراحان باید از این مدل‌ها استفاده کنند تا هزینه‌ها را در مراحل مختلف تخمین بزنند. این نتایج یک فرآیند تصمیم‌گیری را ایجاد می‌کند که بالاخص در مرحله طراحی بسیار موثر می‌باشند (Hundal, 1997). برآورد هزینه‌های کیفیت در سه سطح کاملاً مختلف بیان شده است:

- مدل‌های اقتصادی هزینه – کیفیت که روش‌های عمومی یا مقیاس بزرگ یا دیدگاه از بالا به پایین می‌باشند. این مدل‌ها مسیرهای کلی هزینه‌های کیفیت را که بر پایه تغییر زمان یا بهبود تخمین زده شده‌اند را نشان می‌دهند. مدلی که در استاندارد BS6143 (شکل ۱-۱۲) ارائه شده است، از این نوع می‌باشد. همانطور که در شکل قابل مشاهده می‌باشد، با بهبود کیفیت هزینه‌های پیشگیری کاهش می‌یابد.



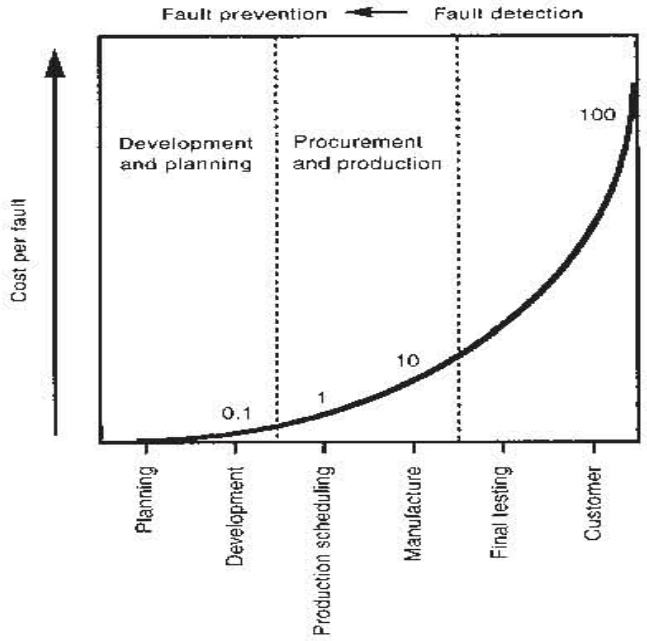
مدل عمومی هزینه – کیفیت (BS 6143, 1990)

- مدل مقیاس کوچک یا دیدگاه از پایین به بالا به هزینه‌های کیفیت. جایی که امکان محاسبه هزینه‌های به هدر رفته در تولید و مرجوعات وجود دارد، استفاده از این روش امکان‌پذیر می‌باشد. استفاده از این روش نیازمند تجربه زیاد در برآورد هزینه‌ها و وجود اطلاعات کافی می‌باشد. برای شرکت‌های تولیدکننده معمولاً استفاده از این روش بسیار سخت و غیرمفید می‌باشد. به‌علاوه این روش امکان برآورد هزینه‌های کیفیت در مراحل اولیه توسعه محصول را ندارد.
- آنالیز تطبیقی(Conformability Analysis) یا مقیاس‌بندی هزینه – کیفیت. در این روش هزینه‌های خرابی در گذشته به گونه‌ای مقیاس‌بندی می‌شود تا اجازه تغییر در طراحی بوجود آید. این روش از روش اول دقیقتر و از روش دوم کلی‌تر می‌باشد. این روش به خصوص در مرحله طراحی بسیار مفید می‌باشد.

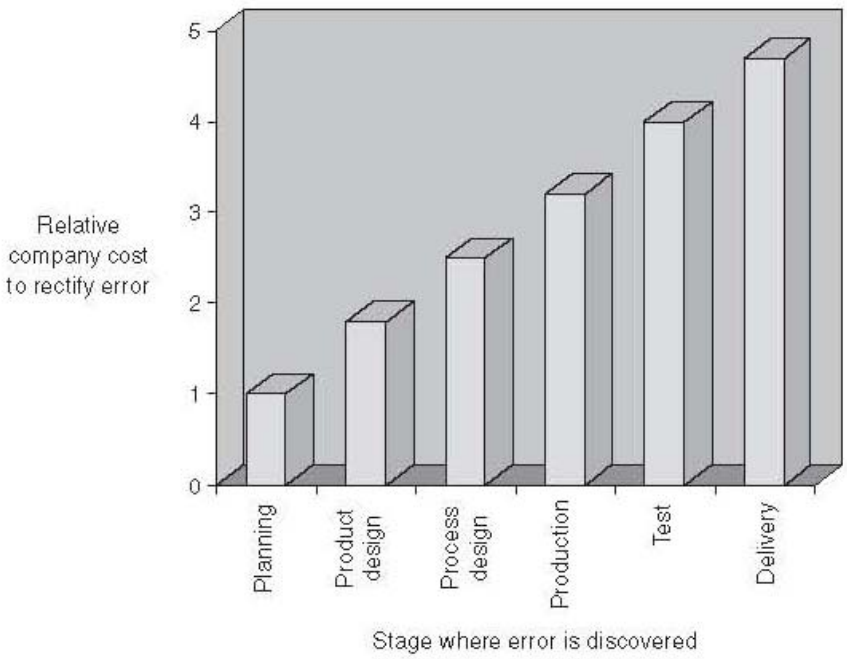
یک محصول را در نظر بگیرید که هزینه تمام‌شده آن Pc می‌باشد. هزینه‌ها بابت خرابی در مراحل مختلف عمر محصول بررسی شده است و بر حسب Pc بدست آمده است (Braunsperger, 1996; DTI, 1992).

- هزینه‌های خرابی داخلی مربوط به دوباره‌کاری در پایان خط تولید برابر است با 0.1 Pc
- هزینه خرابی خارجی مربوط به بازرسی مشتری برابر است با Pc
- هزینه خرابی خارجی برای گارانتی و خدمات برگشت محصول به خاطر خرابی محصول در دست استفاده مشتری برابر است با 10 Pc

- این رابطه عموماً به قانون ۱۰ برابر معروف است و در شکل ۱-۱۳ نشان داده شده است. قانون ۱۰ برابر بیان می‌کند که چطور یک خرابی در صورتی که تشخیص داده نشود، هزینه‌های ۱۰ برابر نسبت به هزینه اصلی آن در مراحل بعدی ایجاد می‌کند. به عبارت دیگر، محصول باید طوری طراحی گردد که به سختی هرگونه مشکل و خرابی در آن گسترش پیدا کند و یا اگر هم اتفاق بیفتد، مشکلات و خرابی باید هر چه زودتر در فرآیند ساخت محصول تشخیص داده و اصلاح شود (Braunsperger, 1996). بررسی‌های دیگری نیز انجام شده است که نشان می‌دهد این هزینه‌ها می‌تواند حتی بیشتر از قانون ۱۰ درصد هم باشد (شکل ۱-۱۴).



شکل ۱-۱۳: قانون ۱۰ برابر مربوط به هزینه‌های خرابی



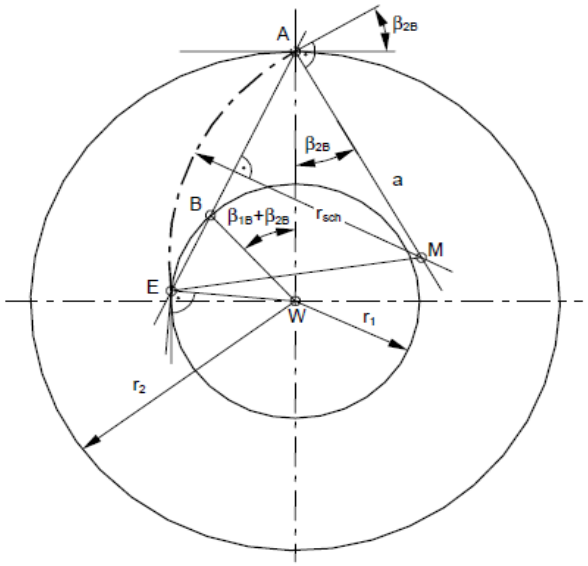
شکل ۱-۱۴: مقیاس‌بندی هزینه تشخیص خطاها در مراحل بعدی تولید (Ostrowski, 1992)

🕮 طراحی پروانه‌های شعاعی برای سرعت‌های مخصوص کمتر از ۱۸

- پره‌های دو بعدی

سرعت مخصوص پایین می‌تواند به معنای یکی از موارد، هد بالا، دبی کم و یا استفاده از الکتروموتور با دور پایین باشد. خطوط جریان داخلی و خارجی پره‌های استوانه‌ای (سیلندری) شکل (پره‌های بدون پیچش) در نمای مسطح، بر یکدیگر منطبق می‌شوند. در سرعت‌های مخصوص پایین بین ۱۶ تا ۱۸، پره‌ها به صورت بدون پیچش می‌توانند طراحی شوند. از آن جایی که افت‌های پروانه در سرعت‌های مخصوص پایین کم است و افت‌های شوک در ورودی پروانه به دلیل نسبت کم d_1/d_2 ناچیز هستند، پره های استوانه ای به صورت مجازی هیچ گونه افتی را در کارائی به وجود نمی آورند. اما در هر صورت، اگر بخواهیم که شرایط خوبی از کاویتاسیون برقرار باشد، باید از پره های پیچ دار استفاده کنیم.

در نمای مسطح، پره‌ها طوری طراحی می‌شوند که زوایای ورودی و خروجی به وسیله یک کمان دایره‌ای تک به دست آیند. طراحی به وسیله شکل زیر توضیح داده می‌شود:



شکل شماره ۱- ساختار پره‌های دایروی

۱. دایره‌ها با شعاع ورودی و خروجی پروانه کشیده می‌شوند.
۲. در هر نقطه A بر روی شعاع خارجی، زاویه پره β_{2B} رسم شده و عمود A-a از نقطه A رسم می‌شود.
۳. از مرکز شفت w زاویه $\beta_{1B} + \beta_{2B}$ در جهت چرخش بر روی شعاع W-A رسم می‌شود. خط حاصل با دایره با شعاع r_1 در نقطه B تلاقی دارد.
۴. خط گذرنده از نقاط A و B دومین تلاقی را با دایره با شعاع r_1 در نقطه E دارد که نشان‌دهنده لبه حمله پره می-باشد.
۵. عمودمنصف A-E با خط A-a در نقطه M برخورد دارد که این نقطه شامل مرکز کمان دایروی می‌باشد. این منحنی با شعاع $r_{sch} = MA = ME$ کشیده می‌شود.
۶. کمان‌های دایروی از خط کمبر پره به دست می‌آیند. سطوح فشار و مکش پره‌ها از کمان‌های دایروی با $r = r_{sch} \pm 0.5 * e$ حول نقطه M به دست می‌آیند.

شعاع r_{sch} کمان دایروی پره از رابطه زیر محاسبه می شود:

$$r_{sch} = \frac{{r_2}^2 - {r_1}^2}{2(r_2 cos\beta_{2B} - r_1 cos\beta_{1B})} \quad (۱)$$

این نوع پره‌های کمان دایروی منجر به توسعه غیردلخواه سرعت نسبی، که به مقدار $w < w_2$ در کانال پروانه کاهش یافته اند، می‌شود. پس جهت به خطر نیفتادن پایداری نمودار $Q - H$، لبه های حمله پره نباید موازی با محور روتور باشد.

پروانه‌های شعاعی با پره‌های استوانه‌ای در محدوده سرعت مخصوص بین ۸ تا ۱۸ برای پمپ‌های کوچک و برای کاربردهای بسیار خاص تا سرعت مخصوص ۲۵ نیز به کار برده می‌شوند.

نسبت پهنای خروجی کوچک ${b_2}^*$ پروانه ها با سرعت های مخصوص کم، به دلیل کانال های باریک، می تواند سبب مشکلات عمده ای در ریخته گری شوند. این مشکلات با استفاده از دیسک های پمپ کننده و یا پروانه های نیمه باز با پره های شعاعی، حل می شوند.

- **دیسک‌های پمپ‌کننده با کانال‌های دایروی**

انتقال کار در پروانه‌های شعاعی با سرعت‌های مخصوص پایین (با نسبت کم ${d_1}^*$)، به وسیله نیروهای گریز از مرکز انجام می-پذیرد. این شیوه انتقال انرژی سبب افت بسیار کمی در پروانه می‌شود. بنابراین، کارائی هیدرولیکی پمپ به صورت ذاتی به وسیله افت‌های موجود در کولکتور مورد محاسبه قرار می‌گیرد. زمانی که تاثیرات گریز از مرکز اعمال می‌شوند، کانال‌های پروانه می توانند در شکل های بسیار ساده، بدون به خطر انداختن کارائی طراحی شوند. یک دیسک دوار با سوراخ های استوانه ای (شکل شماره ۲) به عنوان پروانه می تواند به کار رود. سوراخ‌ها می‌توانند در جهت شعاعی با زوایای $\beta_{1B} = \beta_{2B} = 90$ سوراخ‌کاری شوند. به علاوه سوراخ‌ها می‌توانند در جهت جانبی با زاویه $\beta_{1B} = \beta_{2B} < 90$ جهت ایجاد انحراف کمتر در جریان و در نتیجه ضرایب هد پایین‌تر، به سمت عقب متمایل شوند.

کلکتور به عنوان یک حلزونی یا یک پوسته حلقوی که بسیار ساده است، طراحی می‌شود. سیالی که کلکتور را ترک می‌کند، در دیفیوزر، با کاهش سرعت بیشتری مواجه می‌شود. مساحت گلوگاه دیفیوزر بهترین نرخ جریان را تعیین می‌کند، زیرا افت‌ها در دیفیوزر شدیدتر از افت‌های پروانه می‌باشند. وقتی جریان از خروجی پروانه به گلوگاه دیفیوزر($c_{3q} > c_2$) شتاب می‌گیرد، افت‌های دیفیوزر افزایش می‌یابد. در نتیجه هد و کارائی کاهش می‌یابند. با شتاب کافی، سیال در مساحت گلوگاه شروع به کاویتاسیون کرده و هد و کارائی به طور عمودی و ناگهانی افت می‌کنند (دچار خفگی می‌شوند).

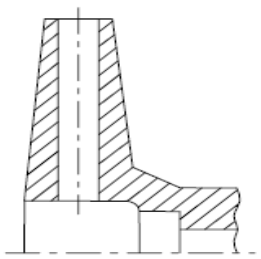
جهت دست‌یابی به ضرایب هد بالا و افت‌های کم پروانه، سرعت c_B در سوراخ‌ها باید پایین انتخاب شوند. این موضوع به طور گسترده ای به سرعت نسبی در سوراخ‌ها با قطر d_B ارتباط دارد:

$$c_B = \frac{4Q}{\pi {d_B}^2 z_{La}} \quad (۲)$$

$$\varphi_B = \frac{c_B}{u_2} \quad (۳)$$

شتاب کوریولیس از رابطه $b_c = 2 * \omega * w$ محاسبه می‌شود. در سوراخ‌های شعاعی، b_c معمولا مسئول ضریب خطا است که با افزایش نرخ جریان، به دلیل $w \approx c_B$ افزایش می‌یابد. از اندازه‌گیری‌ها می‌توان استنباط نمود که در صورتی که ضرایب

هد بالا مد نظر می‌باشد، ضرایب جریان(φ_B) در نقطه طراحی نباید از مقادیر ۰.۰۶ تا ۰.۰۸ تجاوز کند. از اینرو افت پروانه در محدوده چند درصدی هد می‌باشد. در صورتی که هد بالا مد نظر باشد، تعداد و ابعاد سوراخ‌ها باید طوری انتخاب شوند که ضرایب جریانی کمتر از ۰.۰۸ در نقطه طراحی به دست آیند. از این رو ضرایب هدی در محدوده بین ۱.۱ تا ۱.۲۵ به دست می آید. در هر صورت نمودار $Q-H$ مسطح تر شده و هد به صورت بسیار ضعیفی به سمت $Q=0$ افت می‌کند. در صورتی که شرایط برای شیب‌های بالاتر در نمودار $Q-H$ مورد نظر باشد، ضرایب جریان بالاتری باید انتخاب شده و در نتیجه افت‌های پروانه افزایش یافته و کارائی کم می‌شود.



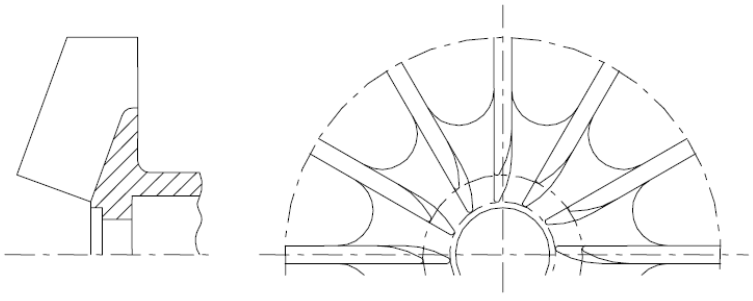
شکل شماره ۲- استفاده از یک دیسک سوراخ‌کاری شده به جای پروانه

از آن‌جایی که پوسته حلقوی دارای سطح مقطع بزرگ‌تری نسبت به مقداری است که به سرعت خروج پروانه c_{2u} مربوط است، جریان به صورت ناگهانی افت پیدا کرده و یک جریان ثانویه بسیار شدید تولید می‌شود. در صورت تشدید تبادل مومنتوم بین پروانه و جریان در کلکتور، هد می‌تواند افزایش یابد. این موضوع سبب افزایش انرژی جنبشی در ورودی به دیفیوزر شده که جهت جبران، فشار آن متناسبا افزایش می‌یابد. تبادل مومنتوم با کاهش φ_B افزایش می‌یابد.

بین پروانه و پوسته، فواصل محوری نسبتاً بزرگی($s_{ax}=0.01*d_2$) می‌تواند وجود داشته باشد، زیرا دیواره پروانه مثل یک پمپ اصطکاکی عمل می‌کند.

- **پروانه‌هایی با پره‌های شعاعی مستقیم**

پروانه‌های با پره‌های شعاعی مستقیم با $\beta_{1B}=\beta_{2B}=90$ ، بعضی اوقات در پمپ‌های کوچک با سرعت‌هایی تا ۲۵۰۰۰ دور بر دقیقه، مورد استفاده قرار می‌گیرند. محدوده سرعت مخصوص در این پروانه‌ها بین ۶ تا ۱۲ می‌باشد. این نوع از پمپ‌ها اغلب به یک پوسته حلقوی مجهز می‌باشند که سیال از آنها توسط یک دیفیوزر تخلیه می‌شود. به علاوه، دیفیوزرهای پره‌ای یا حلزونی‌های دوبل نیز در این پمپ‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرند. پروانه‌های نیمه باز یا باز، جهت کاهش افت‌های اصطکاکی دیسک و سیل‌های حلقوی می‌باشند. بسته به تعداد پره‌ها، این طراحی نیازمند فاصله محوری بسیار دقیق($\frac{s_{ax}}{b_2}$) ۰.۰۱ تا ۰.۰۲ بین پره‌ها و دیواره پوسته‌ها، جهت حفظ کارائی مورد قبول، می‌باشد.



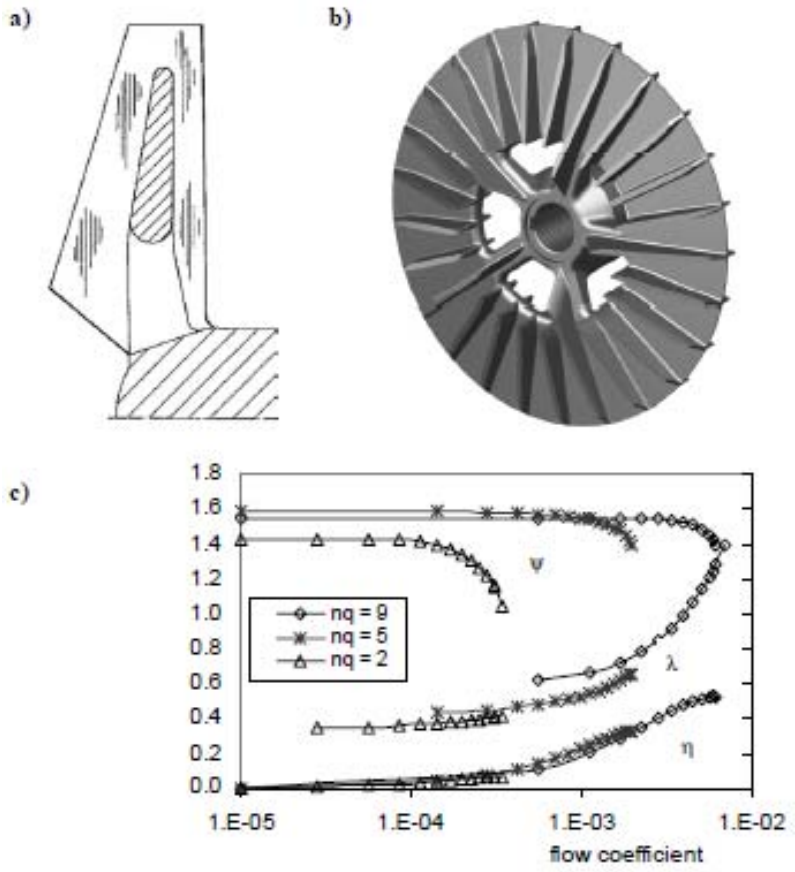
شکل شماره ۳- پروانه با پره‌های شعاعی مستقیم

پهنای خروجی پروانه معمولاً نسبتاً بزرگ انتخاب می‌شود. پروانه معمولاً دارای ۱۶ تا ۲۴(۳۲) پره می‌باشد. عموماً ۳ تا ۶ پره دارای طول کامل از d_1 تا d_2 می باشند، در حالی که بقیه پره‌ها، پره‌های فاصله‌دار می‌باشند. در غیر این صورت انسداد پره‌ها در ورودی بیش از اندازه خواهد بود. پهنای خروجی بزرگ پروانه و تعداد زیاد پره‌ها، سبب ایجاد ضریب خطایی نزدیک به ۱.۰ و تبادل قوی مومنتوم با جریان در کلکتور حلقوی می‌شود. با استفاده از دیسک‌های سوراخکاری شده، ضریب هدی(ψ_{opt}) بین ۱.۲ تا ۱.۵ به دست می آید. نمودار $Q-H$ متناسب با آن به صورت مسطح و تا حدودی ناپایدار می‌شود.

تعداد پره‌های بیشتر از ۱۶ عدد، ضریب هد را در نقطه بهترین کارائی به میزان اندکی افزایش داده اما سبب هد شات- اف بالاتری جهت بهبود تبادل مومنتوم و در نتیجه پایداری نمودار $Q-H$ می‌شود. خصوصیات هیدرولیکی پروانه‌های با پره‌های شعاعی، شبیه به دیسک‌های سوراخ کاری شده می‌باشد.

- **پروانه‌های دو منظوره با پره‌های شعاعی مستقیم**

در شکل زیر یک پروانه دو منظوره با پره‌های شعاعی مستقیم به صورت نمایی از ورودی و قسمت مریدیونال نشان داده شده است. این پروانه در یک پمپ تک‌طبقه، تک‌ورودی و مکش از انتها به کار می‌رود. هدهای به دست آمده از این پروانه به راحتی بالای ۳۰۰ متر می‌باشند. به طور مشخصی، پره‌ها در دو سمت صفحه مرکزی چیده شده‌اند. ۵ مجرای باز در صفحه مرکزی و نزدیکی هاب، به نصف سیال این اجازه را می‌دهد که به پره‌های پشتی جریان پیدا کنند(دلیل نام‌گذاری این پروانه به نام پروانه‌های دو منظوره). در هر سمت صفحه مرکزی ۵ پره بلند و ۲۰ پره کوتاه وجود دارد. کلکتور به صورت یک پوسته هم مرکز به همراه یک حلزونی که در یک دیفیوزر تخلیه می‌شود، ساخته می‌شود.



شکل شماره ۴- پروانه دو منظوره پمپ مکش از انتها

این گونه پروانه‌ها برای پمپ‌هایی با سرعت مخصوص در محدوده بین ۱ تا ۱۰ به کار می‌رود. در شکل بالا قسمت(c) مشخصات بی بعد برای سرعت مخصوص‌های ۲ و ۵ و ۹ مشاهده می‌شود. کارائی بالای ۵۰ درصد با سرعت مخصوص ۹ به دست می‌آید. افت کارائی برای سرعت مخصوص‌های پایین‌تر ایجاد می‌شود. ضرایب هد در نقطه بهترین کارائی بالای ۱.۴ می‌باشد. افت آن‌ها در سرعت مخصوص‌های پایین با توجه به افزایش افت‌ها در کلکتور می‌باشد. منحنی‌های $Q-H$ پایدار اما مسطح است(به دلیل ضرایب هد بالا). از آنجایی که شرایط جریان در هر دو سمت پروانه مشابه است، تراست محوری بالانس می‌باشد. با توجه به بار کم پره‌ها، ارتعاشات نیز بسیار کم می‌باشند.

- **پروانه‌های شعاعی برای پمپ‌های غیر قابل انسداد**

در بسیاری از کاربردها، مواد جامد درشت به وسیله سیال پمپ شده، انتقال می‌یابند. این موضوع، نیازمند طراحی خاصی برای جلوگیری از انسداد و آسیب پروانه می‌باشد. کاربردهای عمومی این پروانه‌ها:

- در پمپ‌های لجن کش
- در پمپ‌های لایروبی که مواد حفاری شامل شن‌های درشت و انواع زبالات می‌باشند
- پمپ‌های ماهی که معمولاً توسط یک پروانه تک کاناله جهت جلوگیری از آسیب‌دیدگی مواد پمپ شده، تجهیز می‌شوند
- پمپ‌های خمیر کاغذ

در جدول شماره ۲ تعدادی از پروانه‌های خاص را نشان می‌دهد که برای سیالات مملو از گاز و یا ذرات جامد با احتمال انسداد طراحی شده‌اند. در واقع، این پروانه‌ها بر اساس روند طراحی اصلی که در قسمت‌های گذشته به آن اشاره شده، طراحی می‌شوند. لازم به ذکر است که تنها رعایت ملاحظات مخصوص این پمپ‌ها در طراحی این پروانه‌ها لازم و ضروری می‌باشد.

- **پمپ‌های لجن‌کش**

شکل شماره ۵ یک پمپ لجن‌کش را نشان می‌دهد که با یک پروانه ۳ پره طراحی شده است. شرود پشتی جهت کاهش تراست محوری و خالی نگه‌داشتن فاصله بین دیواره پروانه از ذرات جامد، شامل پره‌های باز (ملخی) می‌شود. صفحات ضد سایش به صورت تنظیمی بین شرود جلوی و عقبی، جهت جلوگیری از سایش پوسته، نصب می‌شوند.

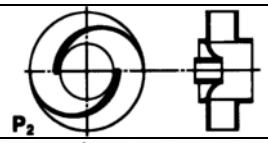
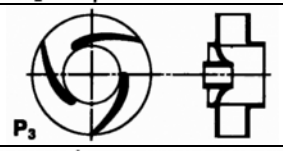
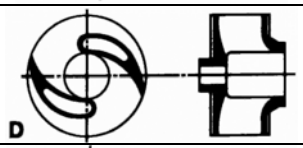
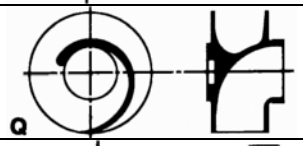
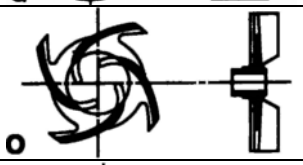
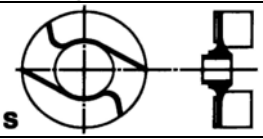
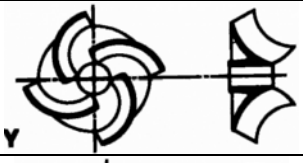
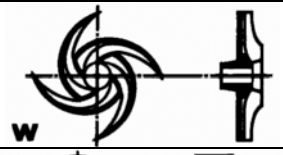
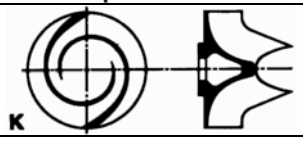
طراحی پمپ‌های لجن‌کش به صورت تعیین‌کننده‌ای متأثر از اندازه مواد خارجی که باید بدون ایجاد انسداد از پمپ عبور کنند، می‌باشد. معمولاً قطر d_k ذرات طوری تعریف می‌شود که در داخل پروانه و پوسته گیر نکند. در نتیجه، فاصله پره a_1 در گلوگاه پروانه و پهنای خروجی b_2 باید بزرگتر از قطر ذرات d_k عبوری انتخاب شوند. جهت داشتن فاصله کافی پره، تعداد پره ها بین ۲ تا ۴ انتخاب شده و توسعه پره‌ها در صورت نیاز به صورت S شکل انجام می‌شود. مقادیر معمول برای ابعاد گذر ذرات به صورت جدول زیر می‌باشد:

تعداد پره‌ها	مقدار d_k/d_2
۳ پره	۰.۱۵ تا ۰.۱۹
۴ پره	۰.۱۳ تا ۰.۱۷

جدول شماره ۱- مقادیر d_k/d_2 بر حسب تعداد پره‌های پروانه

جهت داشتن معبر مناسب ذرات، پهنای خروجی پروانه با سرعت‌های مخصوص پایین و بالا، به طور قابل ملاحظه‌ای بزرگ‌تر از پمپ‌های مخصوص سیالات تمیز و خالص طراحی می‌شود. خروجی نسبتاً بزرگ تمایل به ضرایب هد بالا دارد، اما به دلیل

تعداد پره‌های کم، فاکتور خطا γ افت کرده و هد را کاهش می‌دهد. تأثیر پهنای خروجی بسیار بزرگ می‌باشد پس زوایای خروجی کوچک طراحی می‌شوند تا بار پره‌ها و ضرایب هد را محدود کنند.

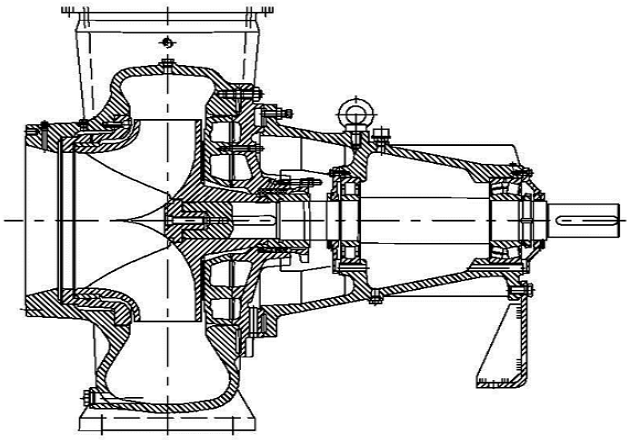
کاربرد پروانه	شکل پروانه
پروانه‌های دو کاناله با معابر بسیار بزرگ جهت پمپاژ سیالات سنگین	
پروانه‌های سه کاناله با معابر بسیار بزرگ جهت پمپاژ سیالات سنگین و لزج	
پروانه‌های دوکاناله جهت پمپاژ سیالات با مواد چسبناک یا ذرات بزرگ بدون جداسازی با معابر باز هم قطر با نازل مکش	
پروانه تک کاناله جهت پمپاژ سیالات با مواد چسبناک یا ذرات بزرگ بدون جداسازی با معابر باز هم قطر با نازل مکش	
پروانه شعاعی باز با ۳ یا ۴ پره جهت پمپاژ محلول‌ها یا سیالات پالپ‌دار	
پروانه‌های باز مخصوص با پره‌های S شکل جهت پمپاژ سیالات سنگین با ذرات جامد یا مواد چسبنده	
پروانه‌های باز نیمه محوری پیچی شکل جهت پمپاژ سیالات تمیز یا دارای آلودگی بسیار کم با دبی‌های بسیار بالا	
پروانه‌های شعاعی باز با چند پره با کانال‌های با پهنای متغیر جهت پمپاژ سیالات با ذرات معلق بالا، به خصوص ذرات کاغذ	
پروانه‌های باز دو کاناله با پره‌های مخصوص سه بعدی جهت پمپاژ سیالات محلول با لزجت بالا و سیالات گازی، سیالات با غلظت بالا	

جدول شماره ۲- پروانه‌های مخصوص جهت پمپاژ سیالات سنگین همراه با ذرات جامد و گاز

در ورودی، پره‌ها باید دارای ضخامتی در حدود $\frac{e_{max}}{d_2} = 0.05$ بوده و نیز دارای پروفیلی مناسب جهت جلوگیری از انسداد توسط مواد معلق و خارجی در لبه‌های حمله باشند. زوایای پره در ورودی پروانه نسبتا کوچک انتخاب شده تا شرایط صدا و ارتعاشات را در دبی‌های کم، بهبود بخشد. زوایای ورودی و خروجی کوچک سبب زاویه پیچش بزرگی در پره‌ها می‌شود.

تعداد پره‌ها	زاویه پیچش ε_{sch}
۲	۲۲۰ تا ۲۷۰ درجه
۳	۱۷۰ تا ۲۲۰ درجه

جدول شماره ۳- زاویه پیچش بر حسب تعداد پره‌ها



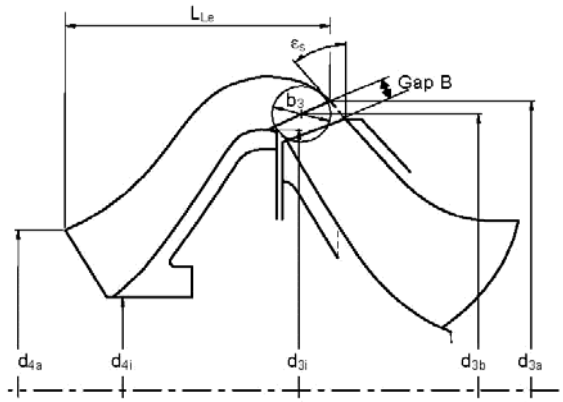
شکل شماره ۵- نمایی از یک پمپ لجن‌کش

- **پروانه‌های نیمه‌محوری**

پمپ‌های نیمه‌محوری با سرعت مخصوصی در حدود ۳۰ تا ۲۰۰ طراحی می‌شوند. این محدوده بیشتر به وسیله طراحی مشخص می‌شود تا ملزومات هیدرولیکی. به صورت هیدرولیکی، طراحی نیمه محوری در محدوده بهینه بین سرعت مخصوص ۴۰ تا ۱۶۰ واقع شده است. با توجه به شکل این پروانه‌ها، تغییر از پمپ‌های شعاعی به نیمه محوری و محوری پیوسته می‌باشد. پروانه‌های نیمه محوری با سرعت مخصوص کمتر از ۵۰، در خصوصیات هیدرولیکی، کمی با پروانه‌های شعاعی متفاوت می‌باشد. هر دو بر اساس قانون یکسانی از ضریب خطا، طراحی می‌شوند.

با فرض یک طراحی بهینه، پمپ‌های نیمه محوری برتر از پمپ‌های با پروانه شعاعی با سرعت مخصوص بالاتر از ۶۰ می‌باشند. زیرا جریان خروجی از پروانه‌های شعاعی با افزایش سرعت مخصوص، با توجه به انحراف جریان در قسمت مریدیونالی و افزایش سطح پره، غیر یکنواخت‌تر می‌باشد. در سرعت‌های مخصوص بالاتر از ۱۵۰، پمپ‌های نیمه محوری خصوصیاتی شبیه به پمپ‌های ملخی داشته و محاسبات بر اساس مفهوم ضریب لغزش(خطا) با توجه به پره‌های با فاصله، غیر دقیق می‌باشد.

پروانه‌های پمپ‌های نیمه محوری نیز به روش پروانه‌های شعاعی طراحی می‌شوند. اگرچه موارد خاصی باید در نظر گرفته شود که در نتیجه نسبت شعاعی d_{2a}/d_{2i} در خروجی پروانه به دست می‌آید. این خصوصیات هندسی در شکل زیر نشان داده شده اند:



شکل شماره ۶- پارامترهای طراحی یک پروانه نیمه محوری

۱. ضریب هد $\psi = \psi_{2a}$ از نمودار تجربی ضرایب هد انتخاب شده و قطر پره d_{2a} در خط جریان بیرونی از رابطه زیر محاسبه می شود.

$$d_2 = \frac{60}{\pi n}\sqrt{\frac{2gH_{opt}}{\psi_{opt}}} = \frac{84.6}{n}\sqrt{\frac{H_{opt}}{\psi_{opt}}} \quad (۴)$$

۲. شکل پروانه در قسمت مریدونالی به شدت به وسیله زاویه ε_s که توسط خط جریان بیرونی و خط عمود بر محور چرخش تشکیل می شود، تاثیر می پذیرد. این زاویه با افزایش سرعت مخصوص، افزایش می یابد. به رابطه ۵ توجه نمایید. برای پروانه های محوری این زاویه طبق تعریف ۹۰ درجه می گردد. پمپ ها در عمل در محدوده ± 5 درجه‌ای نسبت به آنچه در رابطه ۵ مورد محاسبه قرار می گیرد، می‌باشند.

$$\varepsilon_s = 90\left(\frac{n_q}{n_{q,ref}}\right)^{0.74} \qquad n_{q,ref} = 200 \quad (۵)$$

۳. قطر خارجی متوسط پروانه از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\frac{d_{2m}}{d_{2a}} = e^{-0.04\left(\frac{n_q}{n_{q,ref}}-1\right)} \qquad n_{q,ref} = 30 \quad (۶)$$

قطر خط جریان داخلی نیز از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\frac{d_{2i}}{d_{2a}} = \sqrt{2\left(\frac{d_{2m}}{d_{2a}}\right)^2 - 1} \quad (۷)$$

همبستگی تجربی که در رابطه ۷ وجود دارد، سبب ایجاد یک انتقال نرم از پروانه‌های نیمه محوری به محوری می‌شود.

۴. با توجه به محاسبات انجام شده در قسمت دو، ورودی پروانه با توجه به سرعت مخصوص مکش مورد نیاز، محاسبه می‌شود. زوایای ورودی پروانه معمولاً در محدوده بین ۱۲ تا ۱۸ درجه می‌باشند. با سرعت‌های مخصوص بالاتر از ۱۵۰، طراحی به محدوده پمپ‌های محوری نزدیک‌تر می‌باشد. ضریب جریان در نقطه طراحی از طریق زیر مورد محاسبه قرار می‌گیرد:

$$\varphi_1 = (0.18\ to\ 0.27)(\frac{n_{q,ref}}{n_q})^{0.3} \qquad n_{q,ref} = 200 \tag{۸}$$

حد بالایی باید جهت کارائی بهینه و حد پایینی باید جهت سرعت‌های مخصوص مکش بالا انتخاب شوند.

۵. تعداد پره‌ها: در محدوده‌های سرعت مخصوص پایین، تعداد ۷ پره، انتخاب مناسبی می‌باشد. با این وجود در محدوده سرعت مخصوص بین ۲۰ تا ۱۴۰، تعداد ۵ تا ۷ پره قابل انتخاب می‌باشد. برای سرعت‌های مخصوص بالاتر از ۱۴۰، ملاحظات طراحی پروانه‌های محوری لازم می‌باشد. در هر حال، صلبیت L/t معیار بسیار مهمی در طراحی می‌باشد. صلبیت مورد نیاز در خط جریان خارجی از معادله زیر تخمین زده می‌شود:

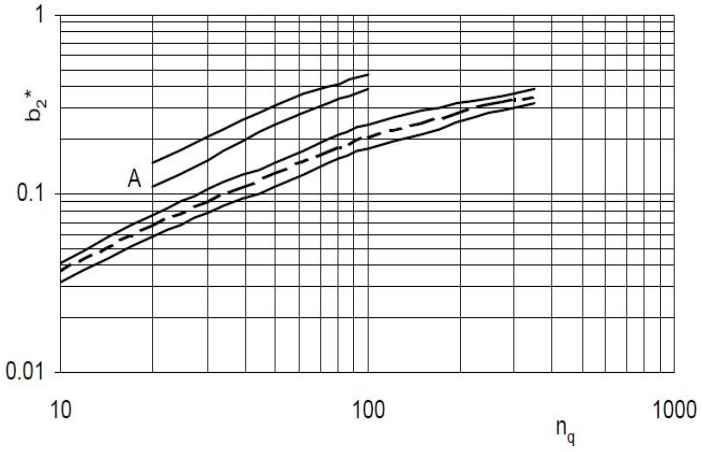
$$(\frac{L}{t})_a = 0.64(\frac{n_{q,ref}}{n_q})^{0.74} \qquad n_{q,ref} = 200 \tag{۹}$$

جهت به دست آوردن طول پره مورد نیاز در خط جریان خارجی، رابطه زیر مورد نظر می‌باشد:

$$(\frac{L}{d_2})_a \geq 1.1\left(\frac{\beta_{2a}}{25}\right)(\frac{n_q}{n_{q,ref}})^{0.4} \qquad n_{q,ref} = 200 \tag{۱۰}$$

طول پره به دست آمده از رابطه بالا، کم‌ترین طول مورد نیاز جهت ممانعت از ناپایداری نمودار $Q-H$ می‌باشد.

۶. پهنای خروجی پروانه را می‌توان از نمودار زیر مورد محاسبه قرار داد.



نمودار شماره ۱- پهنای خروجی پروانه بر حسب سرعت مخصوص

۷. زاویه خروجی پروانه در خط جریان خارجی $\beta_{2B,a}$ نیز در این قسمت باید مورد محاسبه قرار گیرد. اطلاعات زیر، نکاتی تکمیلی جهت انتخاب زوایای پره می باشد:

- بیشترین کارائی‌ها زمانی به دست می‌آیند که زاویه خارجی پره در خط جریان میانی به صورت $\beta_{2B,m} = 20\ to\ 26$ انتخاب شود.
- در خط جریان با قطرهای d_{1b} و d_{2b}، زوایای ورودی و خروجی نباید بیشتر از ۲ درجه انحراف یابند. در توسعه پره، خط جریان میانگین تبدیل به یک خط صاف می‌شود.
- به علاوه $\beta_{1B,a} < \beta_{2B,a}$ باید در خط جریان خارجی و $\beta_{1B,i} > \beta_{2B,i}$ نیز در خط جریان داخلی اجرا شود.

جهت تعیین توزیع زاویه خروجی پره پروانه در طول پره، یک فرض با توجه به انتقال انرژی در خط جریان‌های مختلف باید انجام شود. در اصل، این توزیع انرژی می‌تواند به صورت دلخواه انتخاب شود. در هر صورت، جهت داشتن نتایج تجدیدپذیر، طراح معمولاً توزیع خاصی از مومنتوم زاویه‌ای در خروجی پروانه، با توجه به اینکه $u * c_u = f(r)$ یا $c_u = c_{u,a}(\frac{r_a}{r})^m$ می‌باشد را انتخاب می‌کند.

با توجه به جدول طراحی شماره ۴، ۳ امکان موجود در قسمت زیر با یکدیگر مقایسه شده‌اند:

- در طراحی وورتکس(گردابه) آزاد با $m = 1$ (بدان معناست که $u * c_u = u_a * c_{u,a} = constant$)، همان کار پره به صورت تئوری بر هر خط جریانی انتقال می‌یابد. مولفه جانبی سرعت مطلق، از نوک پره به سمت هاب زیاد می شود با توجه به $c_u(r) = c_{u,a}(\frac{r_a}{r})$
- زمانی که توان $m = 0$ باشد، سرعت مطلق در طول پره ثابت می‌شود: $c_u(r) = c_{u,a}$
- سیال با سرعت زاویه‌ای ثابت مثل یک جسم جامد، در صورتی که $m = -1$ انتخاب شود می‌چرخد:

$$c_u(r) = c_{u,a}(\frac{r}{r_a})$$

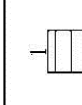
این سه انتخاب جهت تخصیص ممنتوم زاویه‌ای در طول پره در خروجی پروانه سبب توزیع کار مخصوص، فشار استاتیکی، فشار کلی و زوایای جریان در حالت‌های نسبی و مطلق متفاوتی می‌شود. روابط مربوط که با فرض سرعت مریدیونالی ثابت و جریان ورودی بدون پیچش(سوئیرل) به دست می‌آیند در جدول شماره ۴ دیده می‌شوند.

در صورتی که پره با توجه به قانون گردابه آزاد طراحی شود، تعادل شعاعی به صورت ذاتی ارضا(برقرار) می‌شود. این موضوع بر این دلالت دارد که سرعت محوری(جدا از اثرات لایه مرزی)، از آنجایی که هیچ نیرویی عمود بر جهت جریان اصلی سبب توزیع دوباره سیال نمی‌شود، به طور جدی یکنواخت می‌ماند. در هر صورت، انحراف قوی جریان در هاب، نیازمند پیچش بالای پره می‌باشد. قطر هاب باید به اندازه کافی بزرگ انتخاب شود تا پیچش را محدود کرده و از جدایش جریان جلوگیری کند. فشار استاتیکی به صورت آشکاری از نوک به هاب، زمانی که فشار کل در طول پره ثابت می‌ماند، کاهش می‌یابد. در هاب، انرژی جنبشی در بیشینه خود می‌باشد و در خط جریان خارجی به بیشترین میزان خود به وسیله فاکتور $(\frac{r_a}{r_i})^2$ میرسد. زاویه جریان ورودی به دیفیوزر در هاب، کوچکتر از خط جریان خارجی است. در نتیجه، انحراف جریانی که در دیفیوزر ایجاد می-شود در هاب بزرگتر از نوک پره می‌باشد که سبب جدایش جریان در نزدیکی هاب می‌شود. از این گذشته، مقدار زیادی از انرژی جنبشی باید به فشار استاتیکی در هاب، جهت جلوگیری از افت های مربوط به جریان ثانویه و اغتشاشات، تبدیل شود. با توجه به این توزیع جریان‌های غیر دلخواه، روی هم رفته دیفیوزر در طراحی گردابه آزاد یک المان بحرانی است، زیرا پره‌های دیفیوزر جهت افزایش بار در هاب می‌باشند. انرژی جنبشی برگشت‌پذیر در ورودی دیفیوزر، با افزایش سرعت مخصوص به دلیل کاهش نسبت سرعت جانبی(c_{2u}) نسبت به سرعت محوری(c_{2m})، از بین می رود.

اگر پروانه برای سرعت خروجی مطلق ثابت طراحی شود، کار پره از خط جریان خارجی به خط جریان داخلی متناسب با شعاع، کاهش می‌یابد. تعادل شعاعی با القاء و تحریک جریان شعاعی و ثابت نماندن سرعت مریدیونالی، از بین می‌رود. فشار استاتیکی و فشار کل به صورت آرامی به سمت هاب کاهش می‌یابند، اما به میزان مشخصی کمتر از میزان مورد نظر که در طراحی پره به روش گردابه آزاد می‌باشد.

در صورتی که پره با توجه به گردابه اجباری طراحی شود، تعادل شعاعی به صورت بسیار شدیدی بر هم می‌خورد. پیچش پره‌های پروانه در این طراحی به صورت کمینه می‌باشند. انتقال انرژی و افزایش فشار کل در هاب، به صورت کمینه می‌باشند. طراحی در این حالت دارای مزایایی مثل کاهش محسوس افت‌ها می‌باشد.

همان‌طور که می‌دانیم، مواردی چون پایداری نمودار $Q - H$، مصرف انرژی و هد در حالت شات-اف به قسمت مریدیونالی و محل لبه‌های حمله و فرار بستگی دارند. پس بسیار ضروری است که در ساخت پروانه پمپ‌های با سرعت مخصوص بالا، صافی سطح و نیز پروفیل‌های لبه فرار در سطوح مکش، به درستی ساخته شوند.

توزیع چرخش در خروجی پروانه		c_{2m} = ثابت $\alpha_1 = 90^0$	تمامی اشکال برای مقدار مقابل معتبر می باشند: $v = 0.5$	
		ممنتوم زاویه ای **constant: m = 1.0**	سرعت چرخش ثابت **m = 0**	چرخش جسم صلب **m = -1.0**
مولفه جانبی سرعت مطلق	$\frac{c_u}{c_{u\,a}} = \left(\frac{r_a}{r}\right)^m$	$\frac{r_a}{r}$	1.0	$\frac{r}{r_a}$
هد تئوری	$\frac{H_{th}}{H_{th,a}} = \frac{r\,c_u}{r_a c_{ua}}$	1.0 	$\frac{r}{r_a}$	$\frac{r^2}{r_a^2}$
فشار استاتیک	$\frac{p_a - p}{\frac{\rho}{2}c_{u,a}^2}$	$\frac{r_a^2}{r^2} - 1$	$2\ln\frac{r_a}{r}$	$1 - \frac{r^2}{r_a^2}$
فشار کل	$\frac{p_{tot,a} - p_{tot}}{\frac{\rho}{2}c_{u,a}^2} = \frac{p_a - p}{\frac{\rho}{2}c_{u,a}^2} + 1 - \frac{c_u^2}{c_{u,a}^2}$	0		$2\left(1 - \frac{r^2}{r_a^2}\right)$
زاویه جریان مطلق در خروجی پروانه	$\frac{\tan\alpha}{\tan\alpha_a} = \frac{c_{u,a}}{c_u}$	$\frac{r}{r_a}$	1.0	$\frac{r_a}{r}$
زاویه جریان نسبی در خروجی پروانه	$\frac{\tan\beta}{\tan\beta_a} = \frac{1 - \frac{\psi_{th}}{2}}{\frac{r}{r_a} - \frac{c_u}{c_{u,a}}\frac{\psi_{th}}{2}}$	$\frac{1 - \frac{\psi_{th}}{2}}{\frac{r}{r_a} - \frac{r_a}{r}\frac{\psi_{th}}{2}}$		

جدول شماره ۴- توزیع چرخش در خروجی پروانه

اخبار جهان پمپ ۲

یکصد و چهل سالگی کارخانجات KSB

در ۱۸ سپتامبر سال ۲۰۱۱، کارخانجات تولیدی شیرآلات و پمپ KSB، ۱۴۰ ساله شد.

بنیان گذار این کارخانه Johannes Klein می‌باشد که در سال ۱۸۷۱، با ۱۲ کارگر و کمک Friedrich Schanzlin و August Becker در قسمتی از محل کنونی کارخانه در Frankenthal کار تولید را شروع کرد.

امروزه با بیش از ۱۵۰۰۰ پرسنل، سایت‌های تولیدی در جای جای دنیا و درآمد حاصل از فروشی در حدود ۲ میلیارد یورو، KSB یکی از رهبران جهانی در تولید پمپ و شیرآلات می‌باشد. توسعه تکنولوژی مبتکرانه در این کارخانه، با سیستم تغذیه بویلر توسط بنیان گذار این کارخانه آغاز گردید. به دنبال این تکنولوژی، دامنه وسیعی از پمپ‌ها و شیرآلات به محصولات این کارخانه اضافه شد. تملک بسیاری از کمپانی‌های آلمانی هم زمینه توسط این گروه، سبب رشد هر چه سریع‌تر این گروه گردید. سایت‌های تولیدی این کارخانه، از دهه‌های ۵۰ و ۶۰، در تمامی مناطق آمریکای جنوبی، آسیا و آفریقا راه اندازی شده‌اند که این امر موجب پیشرفت هرچه بیشتر گروه تولیدی KSB گردید.

منبع خبر: www.ksb.com

🕮 پمپ‌های با انرژی بالا

High energy pumps

با افزایش سرعت نوک پره، هد تولیدی هر طبقه و یا توان مصرفی هر طبقه، پمپ‌ها بیشتر در معرض خطرات ناشی از ارتعاشات، کاویتاسیون و خرابی‌های مکانیکی قرار می‌گیرند. با طراحی صحیح و انتخاب مناسب مواد، این اطمینان حاصل می-شود که پمپ برای سرویس مورد نظر مناسب خواهد بود. یک پایه و اساس برای تعریف شدت سرویس کاری پمپ می‌تواند برای انتخاب‌های مناسب مواد، کیفیت پوسته و اقدامات مورد نیاز در تحلیل های مهندسی و تست، مفید باشد.

از خرابی کاویتاسیون می‌توان بوسیله فراهم کردن مکفی $NPSH_A$، انتخاب مناسب مواد و طراحی هیدرولیکی دقیق برای جلوگیری از ایجاد حباب های کاویتاسیون، جلوگیری نمود. معیار اصلی انتخاب، سرعت محیطی در ورودی پروانه و نوع و خواص سیال می باشد. بنابراین معیار کاویتاسیون به طور واضح در تعریف پمپ‌های با انرژی بالا کاربرد ندارد.

خطر خرابی پروانه یا دیفیوزر به خاطر تنش‌های وارده در هدهای بالا، تا حدودی قابل محاسبه و برآورد می‌باشد. پارامترهای مربوطه شامل افزایش فشار در هر طبقه، هندسه پروانه (سرعت مخصوص)، نوع سیال و متریال می‌باشد. خطر ترک خوردن پره پروانه به عنوان معیاری برای تعریف پمپ‌های با انرژی بالا در مراجع [1]، [2] و [3] بکار رفته است. بر طبق این تعریف، منحنی مرزی بین پمپ‌های با انرژی پایین و انرژی بالا به صورتی است که افزایش فشار در هر طبقه با افزایش سرعت مخصوص، کاهش‌می‌یابد (شکل ۱). این موضوع برای تنش‌های پره صحیح می‌باشد، اما خطر شکست لفاف (shroud) پروانه که با کاهش سرعت مخصوص، افزایش می‌یابد را پوشش نمی‌دهد.

مطابق مرجع [1] پمپ‌های با انرژی بالا پمپ‌هایی می‌باشند که هد هر طبقه در نقطه BEP از محدوده داده شده در شکل ۱ بالاتر باشد و یا به طور تقریبی از رابطه زیر بیشتر باشد:

$$H_{st,opt} > 275\ (25/n_q)^{1.85}\ (1000/\rho)$$

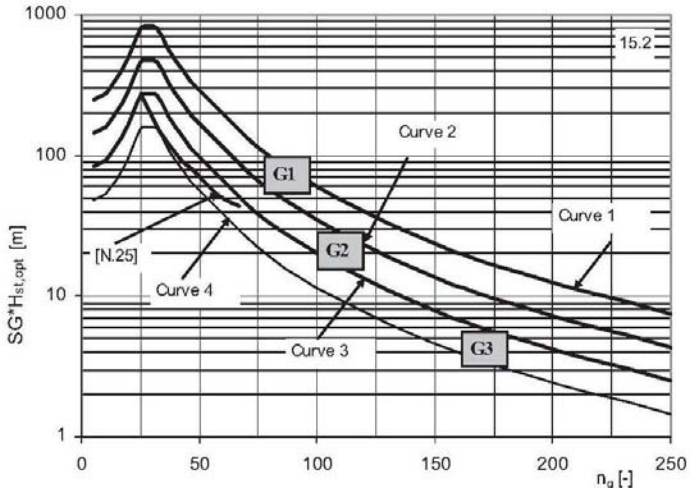
که در رابطه بالا n_q سرعت مخصوص پمپ در واحد متریک و ρ چگالی سیال بر حسب kg/m^3 می‌باشد.

رابطه بالا برای $25<n_q<67$ کاربرد دارد. برای سرعت مخصوص‌های زیر ۲۵، $H_{st,opt} = 275$ m می‌باشد. برای سرعت مخصوص-های بالای ۶۷ هیچ محدوده‌ای تعریف نشده است.

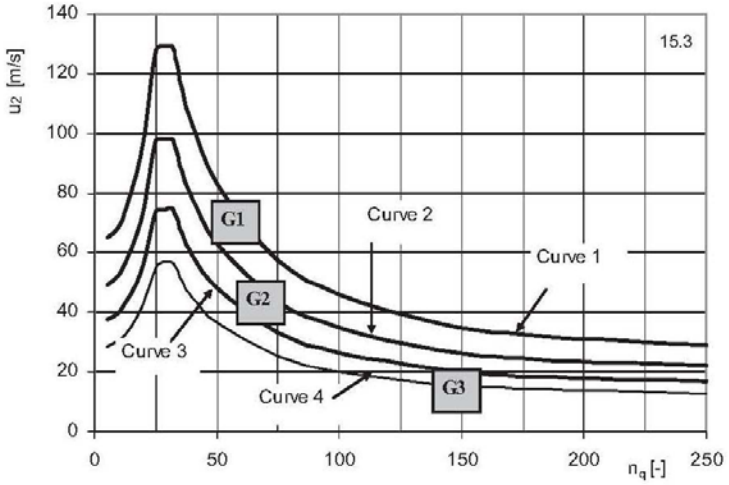
ضعف‌های معادله فوق به شرح ذیل می‌باشد:

۱- محدوده سرعت مخصوصی که معادله آن را پوشش می‌دهد، باریک می‌باشد (منحنی [N.25] در شکل ۱).
۲- یک پرش تنها از پمپ‌های با انرژی پایین به پمپ‌های با انرژی بالا وجود دارد (منحنی [N.25] در شکل ۱).
۳- محدوده افزایش فشار هر طبقه کاملاً پایین می‌باشد.
۴- خطر شکست لفاف پروانه در سرعت‌های مخصوص پایین به خاطر رزنانس‌های سازه‌ای به وسیله این روش آشکار نیست.

مفهوم کلاس‌های کیفیت G1 تا G3 در کتب و مراجع مختلف بیان شده است. کلاس کیفیت G1 بالاترین کلاس کیفیت و کلاس کیفیت G3 پایین‌ترین کلاس کیفیت قابل پذیرش در کاربردهای صنعتی می‌باشد.



شکل ۱: تعریف کلاس‌های کیفیت بر اساس هد هر طبقه، SG وزن مخصوص می‌باشد.



شکل ۲: تعریف کلاس‌های کیفیت بر اساس سرعت نوک پره u_2، برای سیال با چگالی 1000kg/m3 کاربرد دارد

شکل‌های ۱ و ۲ قصد تعریف کلاس‌های کیفیت را ندارد. ولی از منظر هد هر طبقه نسبت به سرعت مخصوص، کلاس‌های مختلف کیفیت، امکان دستیابی به هد هر طبقه مختلفی دارند. در واقع مطابق با شکل ۱ و ۲ اگر پمپی با کلاس کیفیت G2 در محدوده کلاس G1 بکار رود، پمپ دچار انواع مشکلات و خرابی های زودهنگام خواهد شد.

منحنی شماره ۱ در شکل ۱ تقریباً بیان‌کننده حدود بالایی بدست آمده در کاربردهای صنعتی می‌باشد (پمپ‌های راکت در نظر گرفته نشده است). منحنی ۲ از ضرب هدهای منحنی ۱ در $1/\sqrt{3}$ محاسبه شده است و منحنی شماره ۳ نیز از ضرب هدهای منحنی ۱ در 1/3 بدست می‌آید. نکات شکل‌های ۱ و ۲ به شرح ذیل می‌باشد:

- برای تعیین کلاس کیفیت توصیه شده به ترتیب زیر عمل نمایید:

  الف) هد هر طبقه در نقطه بهترین راندمان $H_{St,opt}$ را تعیین کنید.

  ب) $H_{St,opt}$ را در وزن مخصوص سیال SG ضرب نمایید.

  پ) به شکل شماره ۱ بروید و با سرعت مخصوص n_q و $SG \times H_{St,opt}$ کلاس کیفیت را تعیین کنید.
- کلاس‌های کیفیت به صورت زیر تعریف می‌شود:

الف) کلاس G1 بین منحنی‌های ۱ و ۲؛ پمپ‌های با انرژی بالا

ب) کلاس G2 بین منحنی‌های ۲ و ۳

پ) کلاس G3 زیر منحنی ۳؛ پمپ‌های با انرژی پایین

جدول شماره ۱ را مشاهده نمایید:

- شکل های ۱ و ۲ مربوط به پمپ‌های با پروانه فلزی می‌باشند.
- برای پمپ‌های آب دریا (یا آب تولید شده Produced water)، پمپ‌های انرژی پایین زیر منحنی ۴ و پمپ‌های با انرژی بالا، بالای منحنی ۳ می‌باشد.

جدول شماره ۱: سطح انرژی پمپ‌ها و کلاس‌های کیفیت، منحنی‌های شکل‌های ۱، ۲ و ۴

کلاس	G1	G2	G3
سطح انرژی	بالا بین منحنی‌های ۱ و ۲	متوسط بین منحنی‌های ۲ و ۳	پایین زیر منحنی ۳
سطح انرژی برای کاربردهای آب دریا	بالا بین منحنی‌های ۲ و ۳	متوسط بین منحنی‌های ۳ و ۴	پایین زیر منحنی ۴

تعریف کلاس‌های کیفیت بیان شده در بالا بر مبنای شکست پروانه(Impeller fracture) می‌باشد. معیار ارتعاشات هنوز در نظر گرفته نشده است. این موضوع قابل فهم می‌باشد که با افزایش هد هر طبقه یا سرعت نوک پروانه، سطوح ارتعاشی پمپ نیز افزایش می‌یابد. ضعف دیگر تعریف پمپ‌های با انرژی بالا مطابق با شکل ۱، غیبت تأثیر سایز و توان پمپ می‌باشد.

برهم‌کنش روتور و استاتور (Rotor/ Stator Interaction) می‌تواند نمایانگر نیروهای هیدرولیکی گذرا و تحریک ارتعاشی باشد. این برهم‌کنش با افزایش سرعت نوک پره u_2، دانسیته سیال و عرض پروانه در خروجی b_2 که (با افزایش سرعت مخصوص افزایش می‌یابد)، افزایش می‌یابد. می‌توان تصور کرد، نیروهای تحریک شعاعی متناسب با رابطه زیر می‌باشد:

$$F_{dyn} \approx \rho/2\, d_2^2\, b_2^*\, u_2^2\, \Delta p^*$$

واکنش پمپ به نیروهای تحریک وابسته به جرم پمپ می‌باشد. تصور می‌شود، سرعت ارتعاشی متناسب با نیروی تحریک تقسیم بر جرم پمپ و سرعت زاویه ای ω روتور می‌باشد. بنابراین پارامتر سرعت ارتعاشی V_v به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$V_V \approx F_{dyn} / m_{pump}\, \omega$$

$$V_V \approx \rho\, d_2^2\, b_2^*\, u_2^2\, \Delta p^* / 2\, m_{pump}\, \omega$$

در صورتی که جرم پمپ را به صورت جرم مخصوص m_{spu} (kg/kW) بیان کنیم، رابطه زیر بدست می‌آید:

$$m_{spu} = m_{pump} / P_{u,\,opt} = m_{pump} / \rho\, g\, H_{opt}\, Q_{opt}$$

در واقع توان پمپ $P_{u,\,opt}$ توان در نقطه BEP می‌باشد.

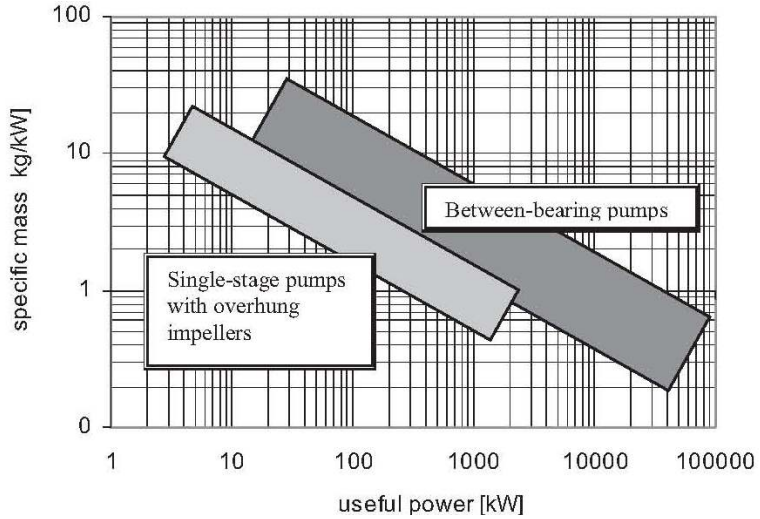
بنابراین رابطه سرعت ارتعاشی به صورت زیر بازنویسی می‌شود:

$$V_V \approx d_2^2\, b_2^*\, u_2^2\, \Delta p^* / 2\, m_{spu}\, \omega\, g\, H_{opt}\, Q_{opt}$$

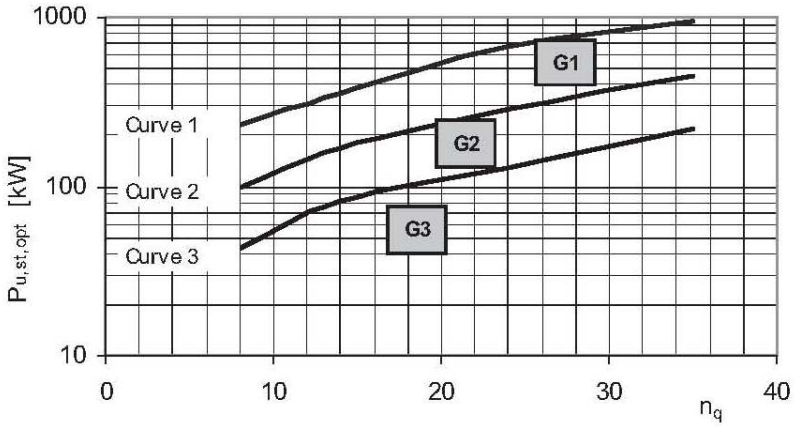
شکل ۳ اطلاعات مربوط به جرم مخصوص پمپ‌های تک‌طبقه با پروانه آویخته(Overhung) و پمپ‌های طبقاتی(Between bearing) را نشان می‌دهد. عموماً پمپ‌های طبقاتی با افزایش طبقات، جرم مخصوص آنها کم می‌شود.

بدیهی است امکان محاسبه واقعی سرعت ارتعاشی پمپ از رابطه V_V امکان‌پذیر نمی‌باشد. شکل ۴ مشابه شکل ۱ و ۲ می‌باشد.

مفهوم بیان شده در شکل ۴ مطابق با تجربه و قضاوت های مهندسی می‌باشد. باید توجه داشت که محاسبات دقیق امکان‌پذیر نمی‌باشد.



شکل ۳: جرم مخصوص پمپ‌های فلزی بر حسب توان مفید



شکل ۴: تعریف تجربی کلاس‌های کیفیت بر حسب توان مفید هر طبقه

مراجع:

[1] ANSI/HI Standard 1.1.-1.2-2000: Centrifugal Pumps

[2] Karassik I.Messina J, Cooper P, Heald C: Pump Handbook. 3rd ed, McGraw-Hill, New York, 2001

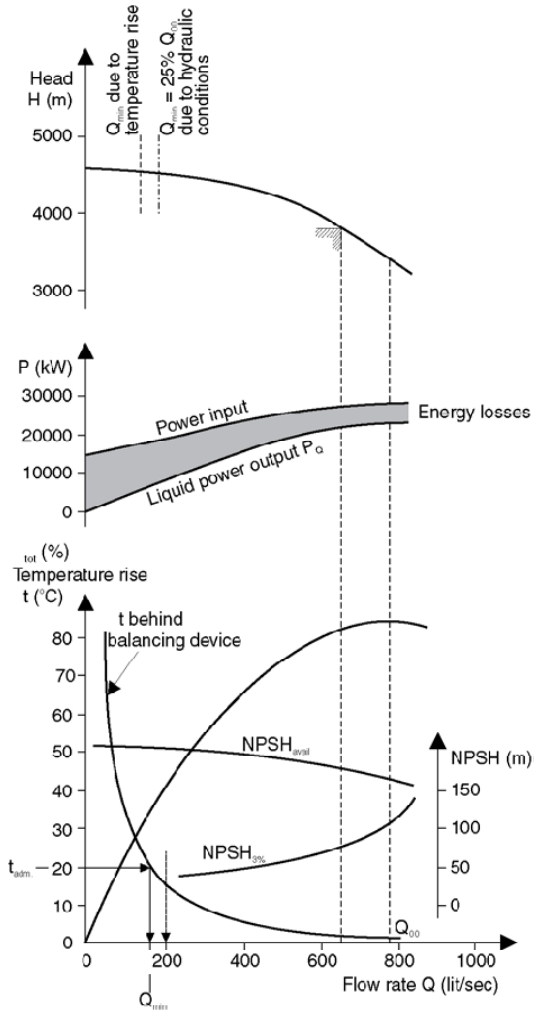
[3] Cooper P et al.: Minimum continuous stable flow in centrifugal pumps. Proc. Symp Power Plant Pumps, New Orleans, 1987, EPRI CS-5857 (1988)

[4] Johann Friedrich Gulich: Centrifugal pumps, springer 2008

🕮 محدوده عملکرد مجاز پمپ‌های سانتریفیوژ چیست؟

Allowable Operation Range

بدیهی است یک پمپ می‌بایست نزدیک محدوده نقطه بهترین راندمان انتخاب شود. این منطقه را محدوده ارجح عملکرد پمپ (Preferred Operation range) می‌نامند. عملکرد پمپ در این منطقه باعث کاهش هزینه‌های مصرف انرژی، تعمیرات و کاهش خطرات ناشی از مشکلات سیستم در اثر نیروهای هیدرولیکی و کاویتاسیون می‌گردد. به عنوان یک قانون، خیلی خوب است که نقطه کاری پمپ بسیار نزدیک نقطه بهترین عملکرد(BEP) پمپ باشد. اما، عملکرد خارج از نقطه طراحی در دوره‌های محدود، تقریباً اجتناب‌ناپذیر است. قوانین می‌بایست طوری تدوین شوند که محدوده مجاز عملکرد جهت کاهش خطرات ناشی از خرابی و فرسودگی بیش از حد، تعریف شود. برای این منظور، محدوده عملکرد باید برای عملکرد دائم و موقتی بر حسب دبی مینیمم و دبی ماکزیمم مشخص شود. این محدوده به صورت تئوریک قابل محاسبه نمی‌باشد.



معیارهای زیر ممکن است برای تعریف محدوده عملکرد مجاز مورد استفاده قرار گیرند.

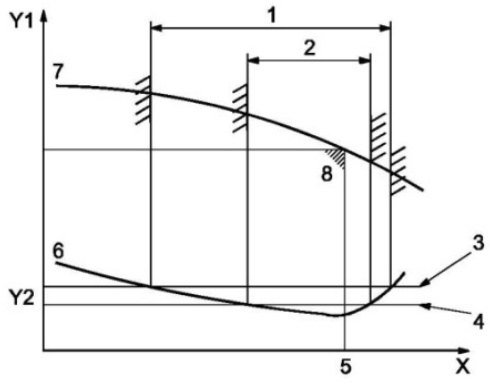
- هزینه‌های مصرف انرژی
- افزایش دمای سیال در دبی‌های کم

- نوع پمپ و سرویس عملکرد آن
- سیال پمپ‌شونده و دمای کاری آن
- هد هر طبقه و سرعت محیطی نوک پره u_2، کلاس توانی پمپ
- خطر کاویتاسیون، معیار: $NPSH_A$، u_1 ، سرعت مخصوص مکش یا وجود ایندیوسر
- بازچرخش ناشی از عملکرد پمپ در دبی‌های کم: نیروهای هیدرولیکی، نویز و ارتعاش
- رفتار ارتعاشی پمپ و سیستم
- پایداری منحنی هد بر حسب دبی
- مصرف انرژی موتور

محدوده مجاز عملکرد دائم ممکن است به اینگونه تعریف شود که با توجه به موارد فوق، پمپ توانایی کارکرد برای هزاران ساعت کارکرد بدون خرابی یا فرسودگی بیش از حد داشته باشد. به عنوان یک راهنما، می‌توان اینطور در نظر گرفت که در محدوده عملکرد مجاز پمپ سانتریفیوژ راندمان نباید از ۸۰ تا ۸۵ درصد نقطه بهترین راندمان کمتر باشد. این معیار نه تنها از منظر مصرف انرژی قابل لمس می‌باشد، بلکه اطمینان می‌دهد که پمپ با بازچرخش ناشی از عملکرد پمپ در دبی‌های کم(Part Load)کار نمی‌کند (دبی‌های کمتر از ۵۰ درصد دبی بهترین راندمان) و یا جدایش جریان به خاطر کارکرد در دبی-های بیشتر از BEP اتفاق نمی‌افتد. در عمل بسیاری از پمپ‌ها به خاطر ضرایب ایمنی هد و دبی، اورسایز می‌باشند. می‌توان نتیجه‌گیری کرد که این پمپ‌ها تقریباً با مقداری بازچرخش ناشی از دبی‌های کم(Part Load)کار می‌کنند. در سرعت‌های محیطی کم و متوسط و با طراحی قوی پمپ، معمولاً این پمپ‌ها اگر در محدوده مجاز عملکرد کار کنند، آسیب نخواهند دید.

در استاندارد API 610 معیار اساسی انتخاب محدوده مجاز عملکرد پمپ، رفتار ارتعاشی پمپ می‌باشد. در بند ۵.۹.۳.۱ ویرایش دهم سال ۲۰۰۳ (یا بند ۶.۹.۳.۱ ویرایش یازدهم سال ۲۰۱۰) استاندارد بیان می‌کند که فاکتورهای دیگری به غیر از حد قابل-قبول ارتعاش مانند افزایش دمای سیال یا $NPSH_3$ می تواند محدوده عملکرد مجاز پمپ را باریک‌تر کند.

شکل زیر در استاندارد API 610 مفهوم محدوده مجاز عملکرد را نشان می‌دهد.

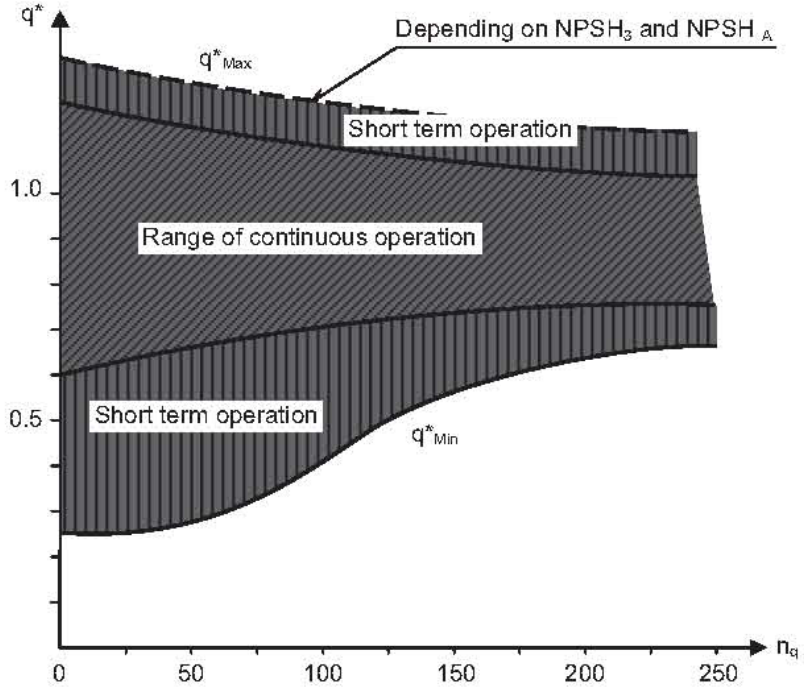


Key

X flowrate
Y1 head
Y2 vibration
1 allowable operation region of flow
2 preffered operation reqion of flow
3 maximum allowable vibration limit at flow limits
4 basic vibration limit
5 best efficiency point, flowrate
6 typical vibration vs. flowrate curve showing maximum allowable vibration
7 head – flowrate curve
8 best efficiency point, head and flowrate

Figure 30 – Relationship between flow and vibration, API 610, 10th

در کتاب گرانقدر پمپ‌های سانتریفیوژ نوشته جان فردریک گولیچ که در سال ۲۰۰۷ توسط شرکت سولزر(Sulzer Pump) از زبان آلمانی به انگلیسی ترجمه شده است در صفحه ۶۹۲ شکل ۱۴ فصل یازدهم بخش ۶ گراف زیر برای تعیین محدوده مجاز عملکرد پمپ‌های سانتریفیوژ و جریان محوری توصیه شده است.



محور x ها سرعت مخصوص متریک می‌باشد و محور y ها به صورت نسبت دبی به دبی نقطه بهترین راندمان q^* است.

محدوده مجاز عملکرد پمپ با در نظر گرفتن شرط حداقل راندمان ۸۰ تا ۸۵ درصد راندمان نقطه بهترین عملکرد(BEP) در شکل فوق (کتاب گولیچ) نشان داده شده است. همانطور که ملاحظه می‌شود با افزایش سرعت مخصوص، محدوده مجاز عملکرد پمپ باریک‌تر می‌شود. از کتاب گولیچ اینطور استنباط می‌شود که این گراف مربوط به پمپ‌های بسیار بزرگ با توان ۵۰۰ تا ۱۰۰۰ کیلووات معتبر می‌باشد. گولیچ اضافه می‌کند که فاکتورهای هد هر طبقه و توان مصرفی، مهمترین پارامترها جهت الزام عملکرد پمپ در نزدیکی نقطه بهترین عملکرد(BEP) می‌باشد. همچنین سیال پمپ‌شونده باید مورد توجه قرار گیرد. محدوده بیان شده در شکل فوق ممکن است بر اساس سیالات مختلف تغییر کند و این موضوع نیازمند آنالیزهای ویژه می‌باشد.

ماکزیمم دبی پمپ‌ها باید به خاطر خطرات ناشی از کاویتاسیون در دبی های بالا، محدود شود. قوانین کاربردی دقیقی در این خصوص تدوین نشده است، چرا که خطرات ناشی از کاویتاسیون وابسته به طراحی سمت مکش پروانه، جریان بدون شوک در ورودی، $NPSH_A$، سرعت محیطی در ورودی پروانه و متریال و خواص سیال است. با توجه به معیار کاویتاسیون و در کاربردهای با خطر کم کاویتاسیون، حد بالایی داده شده در گراف گولیچ، برای عملکرد دائم معتبر می‌باشد. وابستگی نیروهای محوری به دبی، معیار دیگری است که در دبی‌های زیاد بویژه در پمپ‌های طبقاتی باید مورد توجه قرار گیرد.

از آنجایی که پمپ‌های با سرعت مخصوص پایین به طور نسبی مشخصه‌های طراحی قوی‌تری دارند (Robust هستند)، محدوده مجاز عملکرد این پمپ‌ها غالباً توسط موارد زیر محدود می‌شوند:

الف) منطقه پایدار(Stable) منحنی هد بر حسب دبی

ب) ماکزیمم توان مصرفی موتور انتخاب شده

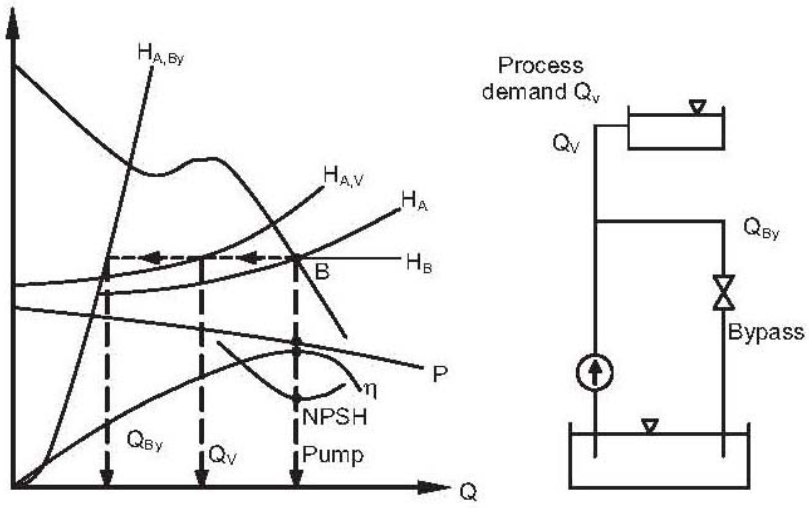
پ) تأثیر کاویتاسیون در عملکرد دبی کم (Part Load) یا دبی زیاد (Over Load) با توجه به منحنی NPSH بر حسب دبی

- **کارکرد کوتاه مدت پمپ(Short-term operation)**

کارکرد کوتاه مدت پمپ در گراف گولیچ به شرایط غیرعادی گفته می‌شود که نتیجه آن فرسودگی زود هنگام پمپ می‌باشد. به طور معمول مدت کارکرد پمپ در این حالت در سال بیش از ۱۰۰ ساعت نمی‌باشد. قسمت بالایی نمودار مربوط به عملکرد پمپ در دبی‌های زیاد و افزایش کاویتاسیون می‌باشد و قسمت پایینی آن مربوط به عملکرد پمپ در بار جزئی(Part load)می-باشد که باعث افزایش بیش از حد بازچرخش‌ها می‌شود. محدوده‌های بیان شده در شکل فوق تقریبی می‌باشند و بسته به نوع پمپ و سازنده آن و رفتار ارتعاشی و کاویتاسیون پمپ، ممکن است این محدوده باریکتر و یا بزرگتر گردد.

- **عملکرد دبی مینیمم(Minimum Flow operation)**

یک پمپ فشار بالا با توان مصرفی زیاد نمی‌تواند با شیر فلکه بسته مدت زمان زیادی کار کند، چرا که در هر ثانیه دمای پمپ چندین درجه افزایش می‌یابد. نسبت بالای توان جذبی به جرم سیال در پمپ باعث این افزایش دما می‌شود. قبل از آنکه هر گونه سیستم کنترلی فعال گردند، کاویتاسیون و تبخیر سیال و خرابی پمپ اتفاق می‌افتد. بنابراین، برای این قبیل پمپ‌ها یک سیستم برگشت دبی مینیمم(Minimum Flow By Pass) به مخزن مکش، تعبیه می‌گردد (شکل زیر). وقتی شیر فلکه خروجی بسته می‌شود، شیر دبی مینیمم به صورت اتوماتیک باز می‌شود. معمولاً و به صورت تقریبی و برای پمپ‌های با سرعت مخصوص تا ۳۵، مقدار دبی مینیمم ۰.۱ تا ۰.۱۵ دبی نقطه بهترین عملکرد(BEP) می‌باشد. برای سرعت مخصوص‌های بالاتر دبی مینیمم ممکن است بین ۰.۲۵ تا ۰.۳۵ دبی نقطه بهترین عملکرد(BEP) در نظر گرفته شود.



اصولاً دبی مینیمم توسط سه معیار مشخص می‌شود:

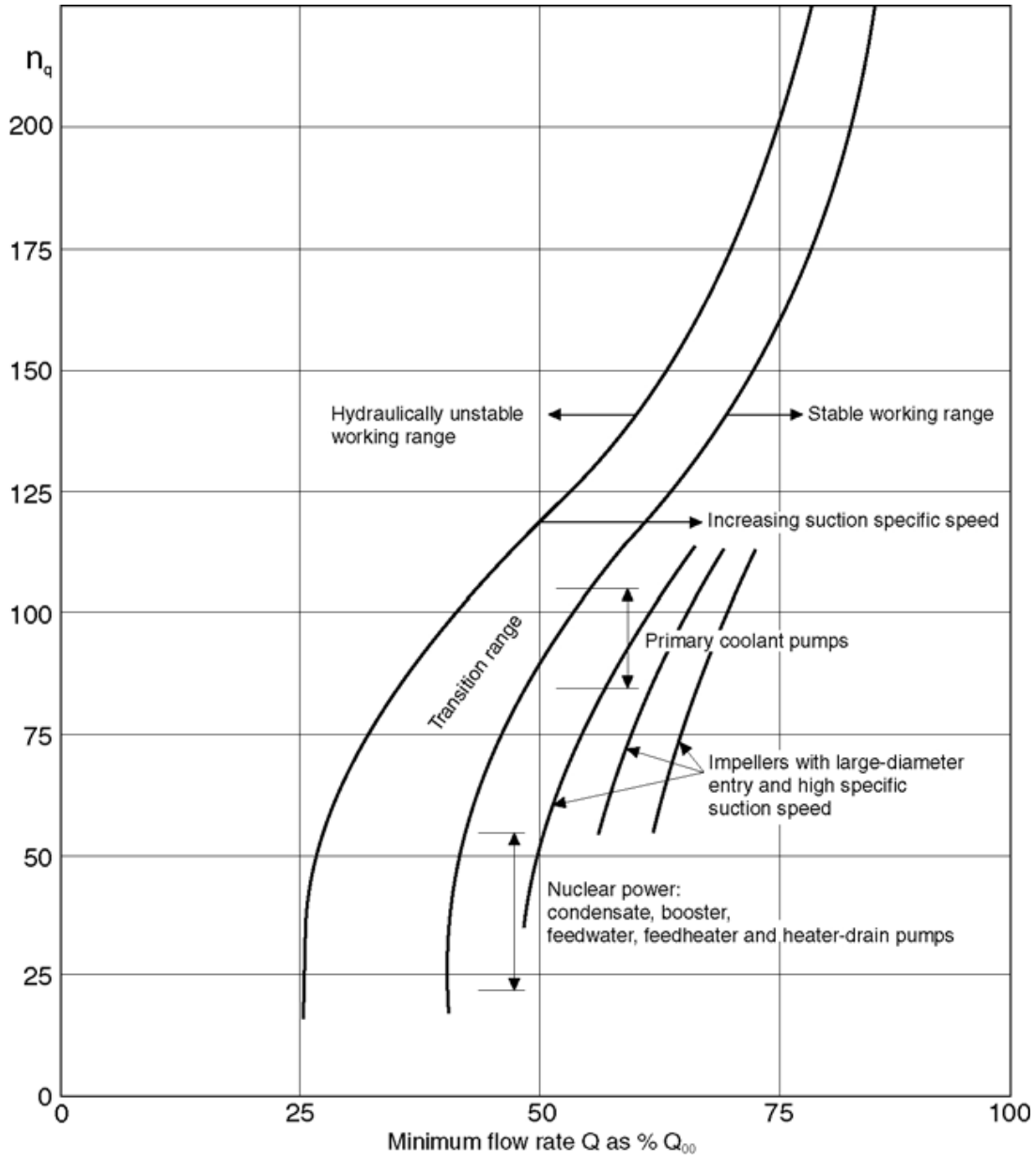
الف) دبی مینیمم ترمال(Thermal minimum flow)که افزایش دمای سیال را محدود می‌کند.

ب) دبی مینیمم هیدرولیکی که تلاش می‌کند نیروهای هیدرولیکی و ارتعاشات را کنترل کند.

پ) کاویتاسیون بیش از حد ایجاد شده توسط عملکرد در دبی کم(Part load)

از آنجا که شدت بازچرخش در دبی کم(Part load) با افزایش سرعت مخصوص، افزایش می‌یابد، حد پایینی q^*_{min} در نمودار گولیچ با سرعت مخصوص افزایش می‌یابد. عملکرد ناپایدار منحنی هد – دبی پمپ در کمتر از دبی مینیمم معمولاً می‌بایست مورد توجه قرار گیرد، چرا که پمپ نمی‌تواند در این منطقه کار کند.

شرکت سولزر در هندبوک خود تحت عنوان پمپ‌های سانتریفیوژ ویرایش سوم سال ۲۰۱۰ در صفحه ۶۷ (انتشارات Elsevier) گراف زیر را که منطق مشابهی با گراف گولیچ دارد، توصیه می‌کند. در این گراف طرح‌های مختلف پروانه و اثرات سرعت مخصوص مکش نیز در نظر گرفته شده است. منطقه سمت راست منحنی، منطقه پایدار، منطقه سمت چپ منطقه ناپایدار و منطقه میانی نمودار، منطقه گذرا می‌باشد. این گراف برای پمپ‌های با توان بیش از ۱ مگا وات توصیه شده است.



- **افزایش دما در پمپ**

افزایش آنتالپی در پمپ از رابطه زیر بدست می‌آید.

$$\Delta h_{tot} = P_i/m°$$

که P_i توان ورودی می‌باشد و از رابطه $P_i = P \times \eta_m$ بدست می‌آید. $m°$ نیز نرخ گذر جرم می‌باشد.

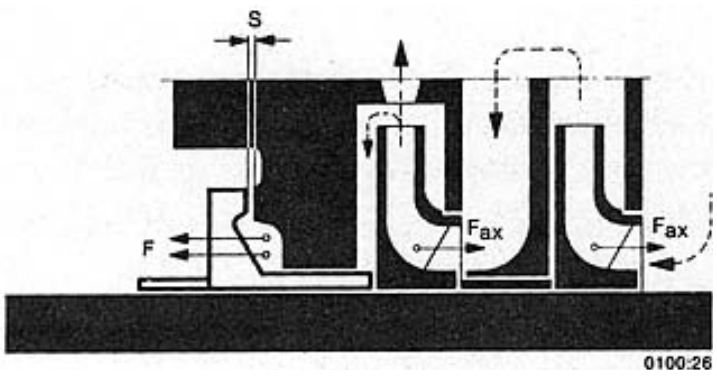
از آنجا که در هنگام بستن شیر(throttling) آنتالپی ثابت می‌ماند، دمای سیال (با گرمای مخصوص c_p) در هنگام بستن شیر و یا قسمت بالانس‌کننده نیروهای محوری(Axial thrust balancing device) با رابطه زیر افزایش می‌یابد.

$$\Delta T_{Dr} = \Delta h_{tot}/c_p = P_i/c_p m° = gH/c_p\eta_i$$

که η_i معرف بازده داخلی پمپ می‌باشد.

بنابراین، دمای سیال در هنگام عبور از خط مینیمم جریان و یا قسمت بالانس‌کننده نیروهای محوری، طبق رابطه بالا افزایش می‌یابد.

شکل زیر نمونه‌ای از قسمت بالانس‌کننده نیروهای محوری را در پمپ‌های طبقاتی نشان می‌دهد. نیروهای محوری توسط یک دیسک بالانس، مهار می‌شود.



از رابطه فوق می‌توان دبی مینیمم ترمال پمپ را بدست آورد:

$$Q_{min} = P(kw) \,.\, 3600/\rho(kg/m^3) \,.\, c\,(kJ/kg.k) \,.\, (t_E - t_s)\ [m^3/h)$$

افزایش دمای مجاز $t_E - t_s$ از روی دمای نازل مکش t_s و دمای مجاز قبل از قسمت بالانس(Balancing device)، t_E ، بدست می‌آید. در حدود ۲۰ درجه سانتیگراد را می‌توان در نظر گرفت. در پمپ‌های کوچک، دبی بالانس ممکن است به اندازه دبی مینیمم باشد. در این حالت دبی مینیمم محاسبه شده در بالا باید برابر یا کمتر از دبی بالانس باشد. اگر دبی مینیمم بیشتر از دبی بالانس باشد، حداقل، اختلاف دبی‌ها باید توسط خط بای پس عبور داده شود.

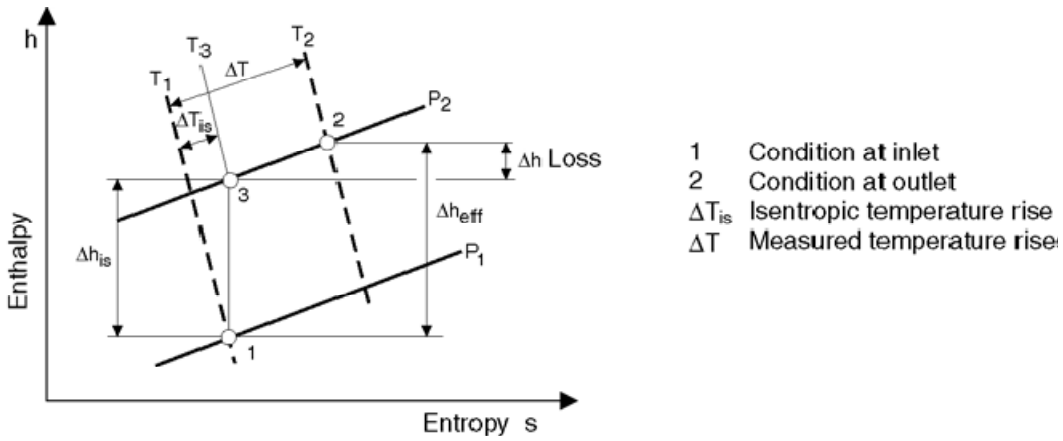
افزایش دما در پمپ شامل دو جزء می‌باشد: $\Delta T = \Delta T_V + \Delta T_{is}$. قسمت ΔT_V نتیجه‌ای از اتلافات در پمپ می‌باشد و قسمت ΔT_{is} نتیجه‌ای از تراکم آیزنتروپیک سیال می‌باشد. افزایش دمای ناشی از اتلافات داخلی (مانند اصطکاک دیسکی، نشتی‌ها و اتلافات هد در کانال‌های هیدرولیکی) از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$\Delta\, T_V = (1 - \eta_i - 1)(\Delta P/\rho\, c_p) = (1/\,\eta_i - 1)(gH/c_P)$$

تراکم آیزنتروپیک از جداول بخار آب یا از دیاگرام انتروپی/ آنتالپی بدست می‌آید. یک رابطه تقریبی برای آب می‌تواند به صورت رابطه زیر باشد:

$$\Delta T_{is} = 0.7\ (T_s / T_{Ref}).(H / H_{Ref})$$

T_s دمای سیال پمپ‌شونده به سانتیگراد می‌باشد، T_{ref} = 100 °C و H_{ref} = 1000 m می‌باشد. اگر اختلاف دمای بین مکش و رانش $\Delta T = T_D - T_S$ اندازه‌گیری شود و ΔT_{is} از جداول خواص آب بدست آید، $\Delta T_V = \Delta T - \Delta T_{is}$ قابل محاسبه خواهد بود. در این حالت بازده داخلی پمپ می‌تواند از رابطه ΔT_V بدست آید. این موضوع پایه اندازه‌گیری ترمومتریک راندمان، آنگونه که استاندارد ISO 9906 بیان می‌دارد، است.



موارد بیان شده در بالا برای آب قابل قبول می‌باشد، برای سیالات دیگر مانند LNG، هیدروکربن‌ها یا سیالات دیگر، تحلیل‌های مفصلی می‌بایست انجام گیرد.

🕮 راهنمای استفاده از نرم افزار ASK Pro ویرایش دوم

نرم افزار ASK Pro ویرایش دوم، در حال حاضر قدرتمندترین نرم افزار انتخاب پمپ در داخل کشور می‌باشد. استفاده از الگوریتم‌های پیشرفته و محاسبات مهندسی مطابق با استانداردهای روز دنیا این نرم افزار را نسبت به بسیاری از نرم افزارهای دیگر متمایز نموده است.

این نرم افزار را می توانید به صورت رایگان از دفتر مرکزی شرکت دریافت نمایید.

در اینجا به مهمترین امکانات این نرم افزار که توسط بخش تحقیق و توسعه این شرکت و با همکاری شرکت نویا سیستم تکنولوژی تدوین شده است، می پردازیم.

۱- نحوه نصب

برای نصب نرم افزار ASK Pro V2.0، لوح فشرده حاوی نرم افزار را وارد CD درایور نمایید و منتظر اجرای Auto Run بمانید. در صورتی که Auto Run لوح فشرده فعال نبود، می‌توانید با باز کردن مسیر CD درایور و دابل کلیک بر روی فایل Setup.exe مراحل نصب را اجرا کنید.

۲- الزامات سیستم

سیستم عامل: ویندوز XP، VISTA، Seven، 32 or 64 bits

RAM: حداقل ۵۱۲ مگابایت

CPU: ۱ گیگا هرتز

فضای خالی هارد دیسک: ۲۵۰ مگابایت

جهت استفاده از تمامی امکانات نرم افزار می‌بایست Microsoft excel ویرایش ۲۰۰۳ / ۲۰۰۷ یا ۲۰۱۰ و همچنین Acrobat reader ویرایش ۷ به بالا را قبلاً نصب کرده باشید.

۳- خصوصیات کلیدی نرم افزار ASK Pro V2.0

این نرم افزار یک نرم افزار مهندسی و بر پایه دیتابیس استاندارد طراحی شده توسط این شرکت عمل می‌کند.

در طراحی این نرم افزار از استانداردهای زیر استفاده شده است:

- استاندارد API 610 ویرایش دهم
- استاندارد API 682 ویرایش سوم
- استاندارد ISO 5199 ویرایش سال ۲۰۰۲
- استاندارد ISO 9906 ویرایش سال ۱۹۹۹
- استاندارد ISO 3661
- استاندارد ISO / TR 17766
- استاندارد NACE MR-0175
- استاندارد ISO 2858

از مهمترین خصوصیات و امکانات این نرم افزار می‌توان به موارد ذیل اشاره نمود:

۱- انتخاب بهینه پمپ‌های سری OH1, OH2, VS4 و SEW بر اساس استاندارد API 610 و ISO 5199

۲- انتخاب بهینه پمپ بر اساس دبی، هد، دانسیته، ویسکوزیته، دور پمپ و نوع پمپ

۳- مشاهده منحنی‌های عملکرد واقعی هر پمپ بر اساس تأثیر ویسکوزیته و دانسیته سیال و بررسی نقاط عملکرد آن

۴- رسم منحنی عملکرد پمپ‌ها بر اساس قطر پروانه مورد نظر

۵- محاسبه مهمترین مشخصه‌های پمپ مانند توان مصرفی، قطر تراش پروانه، سرعت مخصوص، سرعت مخصوص مکش، دبی مینیمم و ماکزیمم پمپ‌ها، نیروهای استاتیکی و دینامیکی وارد بر فونداسیون و محاسبه ضرایب اصلاح عملکرد پمپ‌ها بر اساس ویسکوزیته سیال

۶- رسم و مشاهده منحنی‌های هم پوشانی پمپ‌ها در دورهای مختلف

۷- مشاهده کاتالوگ محصولات

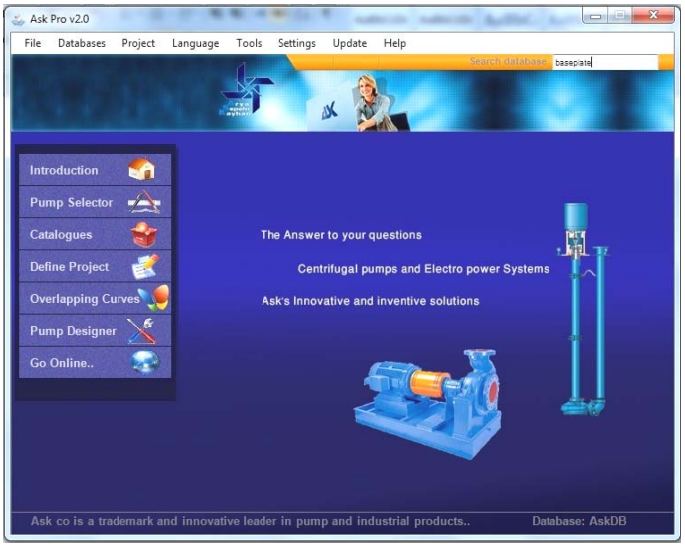
۸- پایگاه داده Database جهت انتخاب مواد و متریال پمپ‌ها، انواع الکتروموتورهای استاندارد IEC، کوپلینگ‌های انعطاف‌پذیر، پلان‌های استاندارد آب‌بندی، مشخصات فنی و ابعادی شاسی پمپ‌ها مطابق با استاندارد API و ISO

۹- امکان تعریف پروژه و دریافت دیتاشیت فنی محصولات و لیست لوازم یدکی مورد نیاز

۱۰- امکان استفاده با دیمانسیون‌های مختلف مهندسی (سیستم متریک و انگلیسی)

۴- صفحه اصلی نرم افزار

در قسمت بالای صفحه منوهای نرم افزار قرار دارند.



صفحه اصلی نرم افزار ASK Pro V2.0

مهترین امکانات نرم افزار در نوار ابزار سمت چپ صفحه قابل مشاهده می‌باشد. این نوار ابزار شامل موارد ذیل می‌باشد:

- **Introduction**: با کلیک بر این نوار ابزار، فایل PDF حاوی پروفایل شرکت با نام Company Profile باز می‌شود. این فایل حاوی اطلاعات جامع در خصوص فعالیت‌های شرکت آریا سپهر کیهان می‌باشد.
- **Pump Selector**: با کلیک بر این نوار ابزار، امکان انتخاب سریع پمپ‌ها بر اساس شرایط هیدرولیکی مهیا می‌شود.

Menu → Tools → Pump Selector

- **Catalogues**: این نوار ابزار امکان مشاهده کاتالوگ محصولات را می‌دهد.
- Define Project: این نوار ابزار از مهمترین امکانات نرم افزار می‌باشد و امکان تهیه پروژه را می‌دهد.

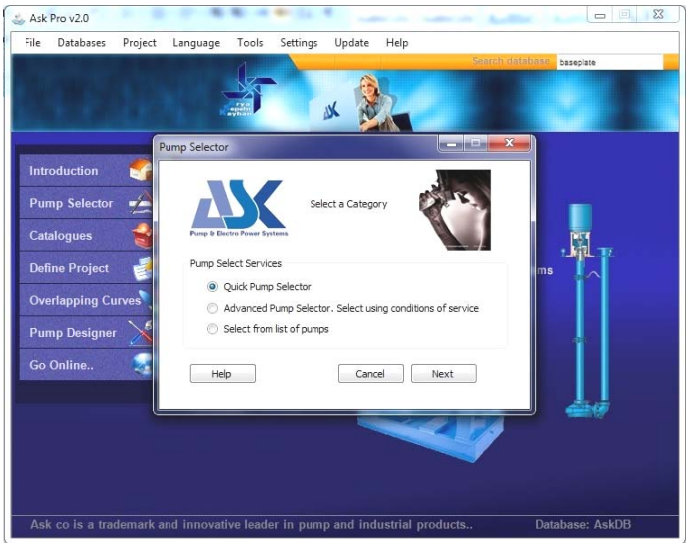
Menu → Project → New Project

- **Overlapping Curves**: امکان مشاهده منحنی‌های هم پوشانی پمپ‌ها در دورهای مختلف را می‌دهد.

Menu → Tools → Overlapping Curves

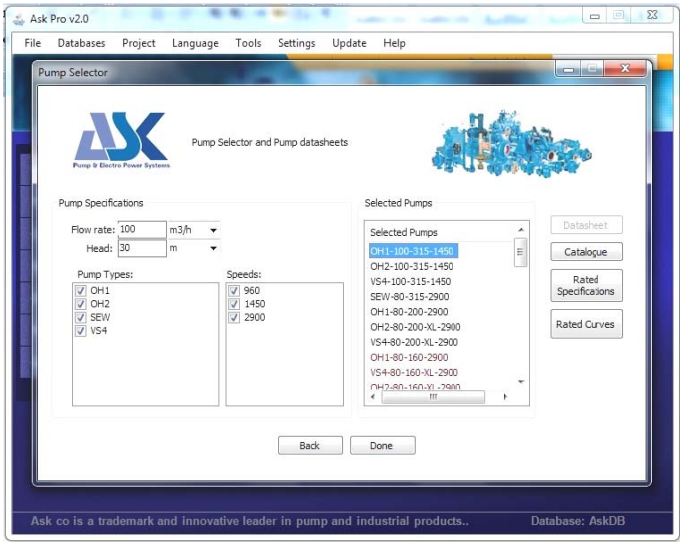
۵- Pump Selector

این نوار ابزار یکی از مهمترین امکانات نرم افزار می‌باشد. با کلیک بر روی آن پنجره‌ای باز می‌گردد که از کاربر نحوه انتخاب پمپ را سوال می‌کند. پس از انتخاب هر گزینه بر روی دکمه Next کلیک نمایید.



منوی **Pump Selector**

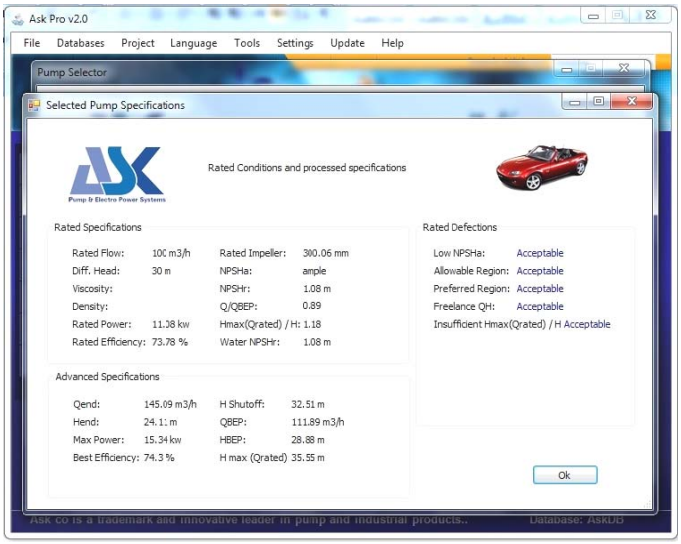
Quick Pump Selector: به کاربر این امکان را می‌دهد که با وارد کردن دبی و هد مورد نیاز، پمپ را به سرعت انتخاب نماید.



Quick Pump Selector

در کادر سمت راست صفحه، فهرستی از پمپ‌های انتخاب شده به ترتیب اولویت نمایش داده می‌شوند. در کادر پایین سمت چپ صفحه می‌توان انتخاب پمپ‌ها را بر اساس نوع یا انواع پمپ و دورهای مختلف محدود نمود.
در کادر Selected Pumps پمپ‌های انتخاب‌شده به رنگ مشکی کاملاً در تطابق با الزامات خواسته شده می‌باشند و پمپ‌های انتخاب‌شده به رنگ قرمز اگرچه مشخصات هیدرولیکی خواسته شده را تأمین می‌کنند اما در تطابق با

سایر الزامات نمی‌باشند. برای بررسی این موضوع دکمه Rated Specifications در سمت راست صفحه را کلیک نمایید.



پنجره Rated Specifications در Pump Selector

با کلیک بر دکمه Rated Specifications پنجره بالا نمایش داده می‌شود. دقت شود که این پنجره بر اساس پمپ انتخاب‌شده متفاوت می‌باشد. و در واقع هر پمپ انتخاب‌شده Rated Specifications متفاوتی دارد. در این صفحه، مهمترین پارامترهای هیدرولیکی و عملکردی پمپ نشان داده شده است: دبی، هد، ویسکوزیته، دانسیته، توان جذبی Rated Power، راندمان نقطه کاری Rated Efficiency، قطر پروانه در نقطه کاری Rated Impeller، مقدار NPSHa (مربوط به Advanced Pump Selector) مقدار NPSHr برای سیال واقعی، نسبت دبی به دبی نقطه بهترین راندمان Q/QBEP نسبت هد ماکزیمم در دبی نقطه کاری به هد نقطه کاری Hmax(Qrated)/H، مقدار NPSHr برای سیال آب، دبی انتهای منحنی Qend، هد انتهای منحنی Hend، ماکزیمم توان مصرفی پمپ Max Power، راندمان بیشینه پمپ Best Efficiency، هد نقطه دبی صفر H Shutoff، دبی نقطه بهترین راندمان QBEP، هد نقطه بهترین راندمان HBEP، و ماکزیمم هد پمپ در دبی نقطه کاری با قطر پروانه ماکزیمم H max (Qrated). همچنین در سمت راست صفحه، Rated Defections، معیارهای انتخاب پمپ نشان داده شده است. در رتبه‌بندی انتخاب پمپ، نرم افزار پنج معیار زیر را در نظر می‌گیرد:

Low NPSHa: در صورتی که از گزینه Advanced Pump Selector استفاده نمایید و مقدار NPSHa ذکر گردیده باشد، این معیار مهمترین گزینه جهت رتبه‌بندی و انتخاب پمپ‌ها می‌باشد.

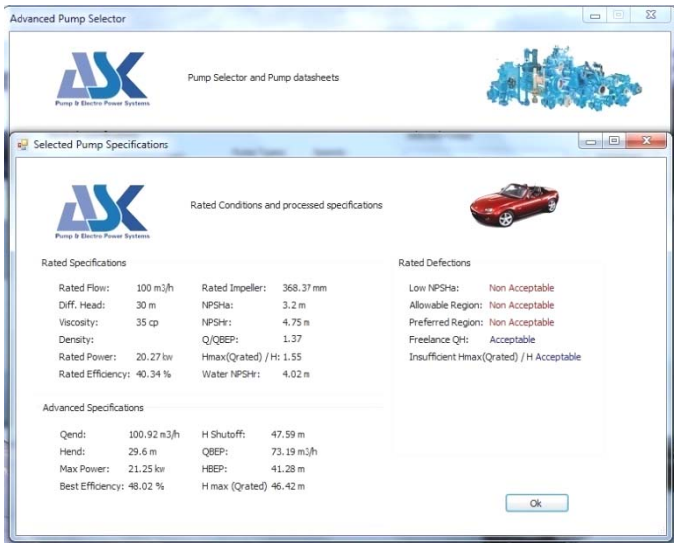
Allowable Region: محدوده بین دبی مینیمم Qmin و دبی ماکزیمم Qmax مجاز کارکرد پمپ Allowable Region می‌باشد. نرم افزار بر اساس منحنی عملکرد هر پمپ، این محدوده را مشخص می‌کند و نقطه کاری انتخاب شده می‌بایست داخل این محدوده باشد.

Preferred Region: محدوده بین ۰.۷ تا ۱.۲ دبی BEP محدوده Preferred Region می‌باشد. نرم افزار با محاسبه این محدوده، قرارگیری نقطه کاری انتخاب‌شده در این محدوده را بررسی و رتبه‌بندی می‌کند.

Freelance QH: هر منحنی عملکرد هد بر حسب دبی برای پمپ‌های سانتریفیوژ می‌بایست کاملاً هموار و صعودی باشد. نرم افزار صحت این موضوع را بررسی و رتبه‌بندی می‌کند.

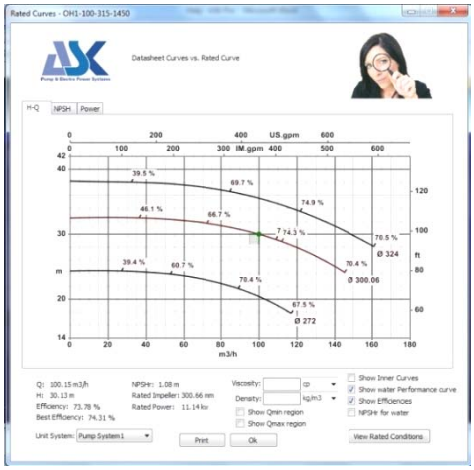
Insufficient Hmax(Qrated)/H: مطابق با استاندارد API 610 هر پمپ انتخاب‌شده می‌بایست توانایی افزایش هد به میزان حداقل ۵ درصد در دبی Rated را با تعویض تراش پروانه داشته باشد. نرم افزار این بند از استاندارد را به عنوان معیاری برای انتخاب پمپ در نظر می‌گیرد.

در صورتی که Rated Specifications یکی از پمپ‌هایی که به رنگ قرمز انتخاب شده‌اند، را انتخاب نمایید، شکل زیر نمایش داده می‌شود:



Rated Specifications یکی از پمپ هایی که نرم افزار آن را به رنگ قرمز انتخاب نموده است.

همانطور که در شکل بالا نشان داده شده است، سه معیار Low NPSHa، Allowable Region و Preferred Region به رنگ قرمز شده‌اند. این بدین معنی است که از لحاظ معیارهای فوق، پمپ مورد نظر مناسب نمی‌باشد. از قسمت سمت چپ صفحه نیز قابل مشاهده است که NPSHa برابر با ۳.۲ متر می‌باشد ولی NPSHr برابر با ۴.۷۵ متر است. بنابراین انتخاب این پمپ، اشتباه می‌باشد و قطعاً پمپ دچار کاویتاسیون خواهد شد. همچنین از مقدار نسبت Q/QBEP: 1.37 اینطور استنباط می‌گردد که پمپ در محدوده Preferred & Allowable Region قرار ندارد. با کلیک بر دکمه Rated Curves در صفحه Quick Pump Selector منحنی عملکرد پمپ نمایش داده می‌شود:

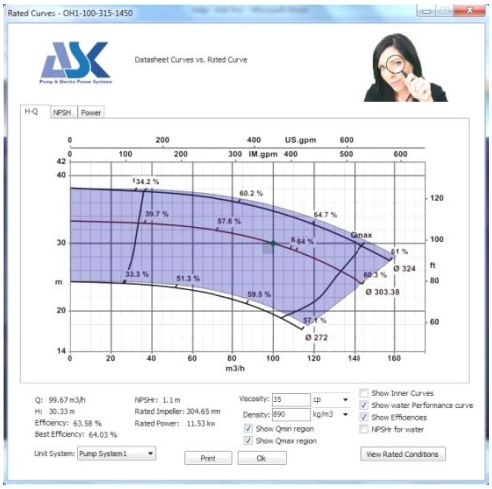


منحنی عملکرد پمپ Rated Curves

همانطور که در شکل بالا دیده می‌شود منحنی‌های عملکرد هد بر حسب دبی، NPSHr بر حسب دبی و توان جذبی بر حسب دبی قابل مشاهده و بررسی می‌باشد. در منحنی هد بر حسب دبی، راندمان هر نقطه به صورت درصد در کنار منحنی‌ها نشان داده شده است. نقطه عملکرد انتخاب‌شده با علامت سبز روی منحنی Rated Impeller

(منحنی قرمز رنگ) نمایش داده می‌شود. با حرکت ماوس روی صفحه منحنی، مقادیر سایر نقاط عملکرد در پایین صفحه نمایش داده می‌شود.

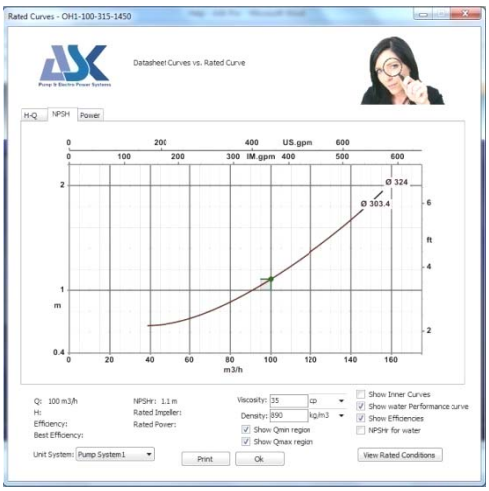
همچنین در این صفحه می‌توانید با وارد کردن مقدار ویسکوزیته و دانسیته سیال و علامتگذاری بر روی Show Qmin region و Show Qmax region تأثیرات این پارامترها بر منحنی عملکرد را بررسی نمایید (شکل زیر).



تأثیر ویسکوزیته و دانسیته و دبی ماکزیمم و مینیمم بر منحنی عملکرد پمپ

منحنی بنفش رنگ منحنی سیال آب (بدون تأثیر ویسکوزیته) می‌باشد. همانطور که مشاهده می‌شود با افزایش ویسکوزیته (ویسکوزیته ۳۵ سنتی پواز) منحنی عملکرد نسبت به منحنی آب افت داشته است.

با برداشتن علامت Show water Performance curve منحنی بنفش رنگ حذف می‌شود و فقط منحنی واقعی سیال ویسکوز نشان داده می‌شود. خط دبی ماکزیمم مینیمم نیز در شکل بالا قابل مشاهده می‌باشد. با برداشتن علامت Show Qmin region و Show Qmax region این خطوط حذف می‌شود. با کلیک بر روی tab های NPSH و Power سایر منحنی‌های عملکرد پمپ نمایش داده می‌شود.

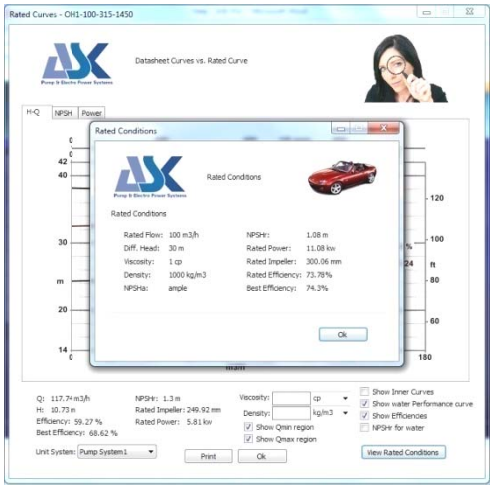


منحنی NPSHr بر حسب دبی پمپ

منحنی توان جذبی پمپ بر حسب دبی

با کلیک بر دکمه View Rated Conditions پنجره شکل زیر باز می‌شود و پارامترهای زیر نشان داده می‌شوند:

- دبی نقطه کاری Rated Flow
- هد پمپاژ Diff. Head
- ویسکوزیته سیال Viscosity
- دانسیته سیال Density
- مقدار NPSHa
- مقدار NPSHr
- توان جذبی نقطه کاری Rated Power
- قطر پروانه کاری Rated Impeller
- راندمان نقطه کاری Rated Efficiency
- راندمان بیشینه پمپ Best Efficiency

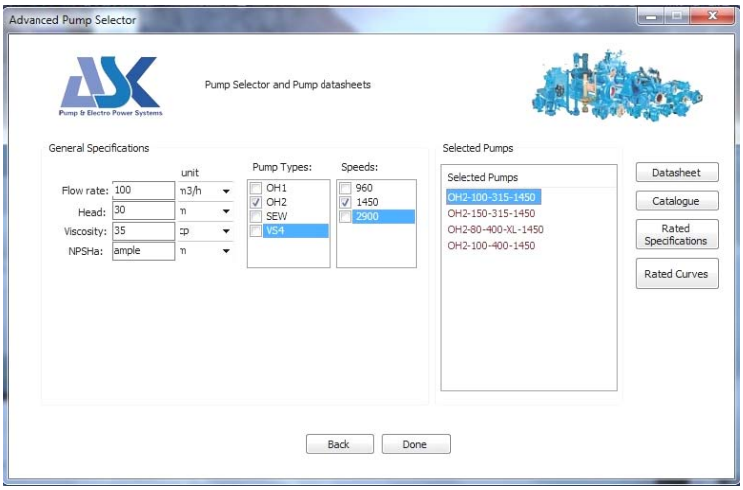


پنجره View Rated Conditions مربوط به پنجره Rated Curves

گزینه Advanced Pump Selector:

Main page →Pump Selector →Advanced Pump Selector
Tools →Pump Selector →Advanced Pump Selector

این گزینه مانند Quick Pump Selector می‌باشد با این تفاوت که امکان وارد کردن ویسکوزیته و NPSHa را در هنگام انتخاب پمپ دارد.



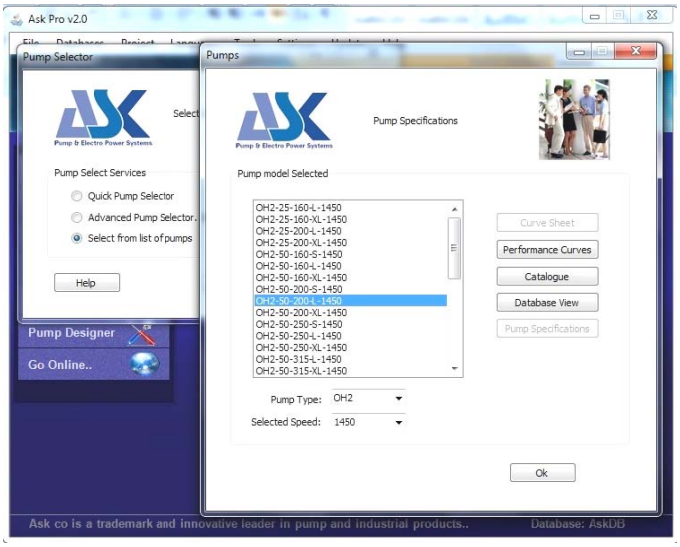
Advanced Pump Selector قابلیت ورود ویسکوزیته و NPSHa در انتخاب پمپ

سایر شرایط و امکانات مشابه Quick Pump Selector می‌باشد.

گزینه Select from list of pumps

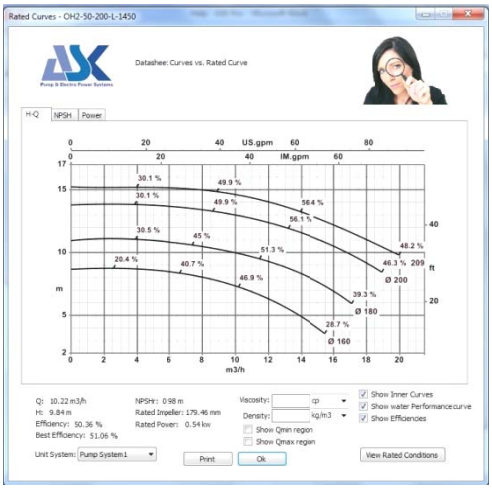
Main page →Pump Selector → Select from list of pumps
Tools →Pump Selector → Select from list of pumps

با انتخاب این گزینه، لیست تمامی پمپ‌های موجود در دیتابیس نرم افزار نشان داده می‌شود.



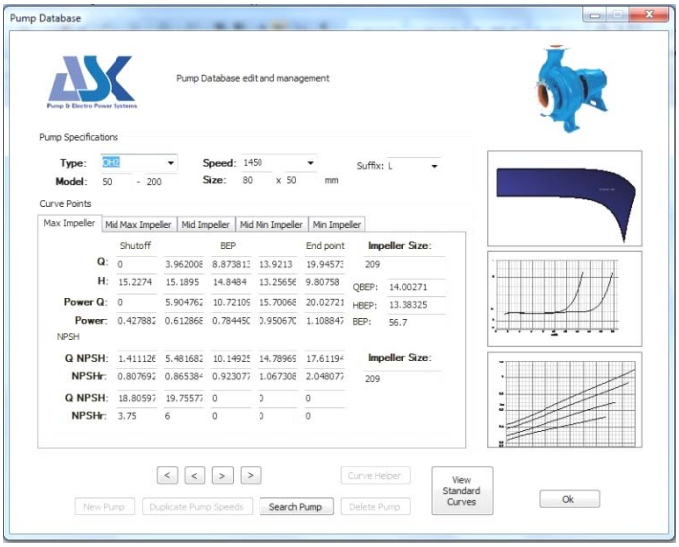
گزینه Select from list of pumps

در پایین صفحه امکان دسته‌بندی پمپ‌ها بر اساس نوع و دور آنها وجود دارد. با کلیک بر روی هر پمپ و فشار دادن دکمه Performance Curves منحنی عملکرد استاندارد پمپ نشان داده می‌شود.



منحنی عملکرد استاندارد پمپ مدل OH2 50-200-L با دور 1450 rpm

با کلیک روی دکمه Database View صفحه مربوط به جزئیات هیدرولیکی پمپ در دیتابیس نرم افزار قابل مشاهده می‌باشد. در صورتی که کاربر رمز عبور مربوطه را داشته باشد، می تواند اطلاعات این بخش را حذف، اصلاح و یا تغییر دهد.



نمایی از صفحه دیتابیس مشخصات هیدرولیکی پمپ OH2 50-200-L با 1450 rpm

۶- منوی File

این منو شامل موارد ذیل می‌باشد:

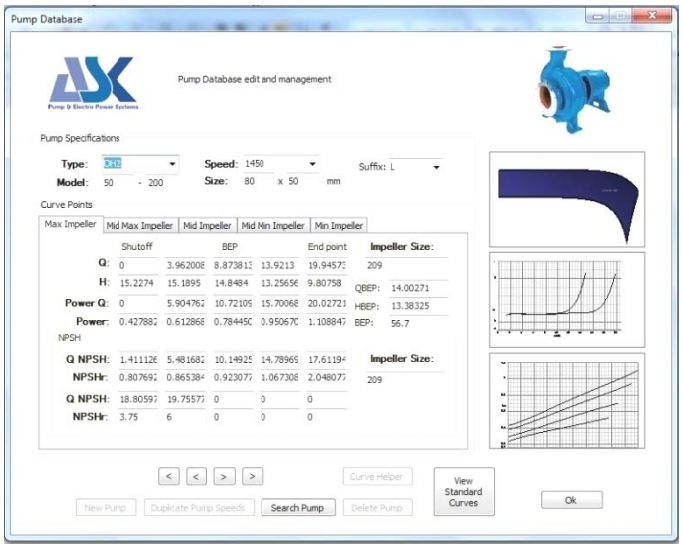
- New Database: جهت ایجاد دیتابیس جدید استفاده می‌شود. قویاً توصیه می‌شود بدون هماهنگی شرکت، اقدام به ایجاد دیتابیس جدید نکنید.
- Import Database: جهت به روز رسانی دیتابیس استفاده می‌شود. بدون هماهنگی شرکت، اقدام به تغییر دیتابیس نرم افزار نکنید.
- Login as Administrator: جهت تغییر دیتابیس موجود نرم افزار نیاز به رمز عبور می‌باشد. برای این منظور با این شرکت تماس حاصل نمایید.
- Exit: خروج از برنامه

۷- منوی Database

این نرم افزار بر پایه دیتابیس آن عمل می‌کند. دیتابیس این نرم افزار بر اساس استانداردهای بین المللی و مشخصات فنی کارخانه این شرکت تنظیم گردیده است. توجه داشته باشید این دیتابیس مخصوص این شرکت می‌باشد و در بیشتر موارد اطلاعات آن برای سازندگان دیگر کاربرد ندارد.

این منو شامل موارد ذیل می‌باشد:

Pump Database: تمامی اطلاعات هیدرولیکی مربوط به پمپ‌ها در این دیتابیس ذخیره شده است.

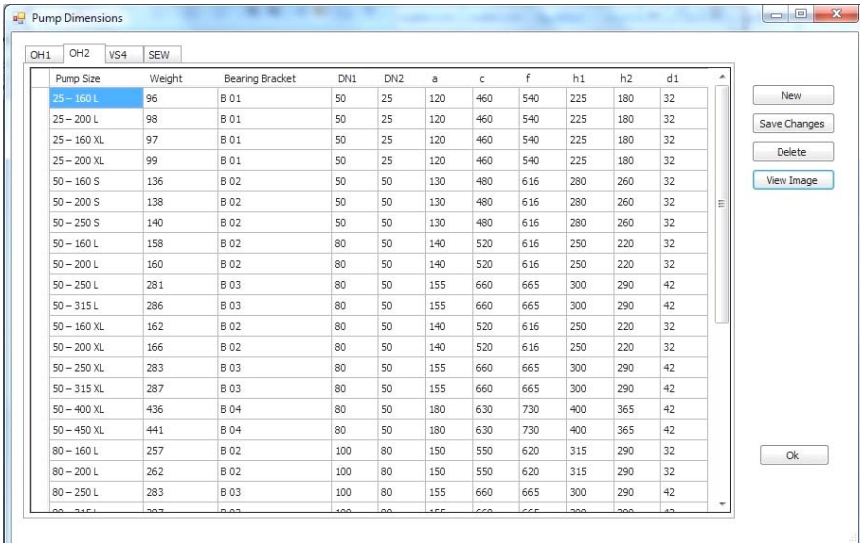


نمایی از صفحه دیتابیس مشخصات هیدرولیکی پمپ OH2 50-200-L با 1450 rpm

با کلیک بر Search Pump می توان تمامی انواع پمپ‌ها را جستجو و مشخصات هیدرولیکی آنها را مشاهده نمود.

Pump Types: با داشتن رمز عبور می‌توان، سری پمپ ها را اضافه یا کسر کرد. به یاد داشته باشید حتی در صورتی که رمز عبور Admin را نیز دارید، با احتیاط و با هماهنگی این شرکت اقدام به تغییر دیتابیس نمایید.

Pump Dimensions: تمامی اطلاعات ابعادی مربوط به پمپ‌ها به همراه شکل شماتیک آنها در این گزینه وارد شده است.



دیتابیس Pump Dimensions – اطلاعات ابعادی مهم پمپ‌ها

با کلیک بر دکمه View Image شکل شماتیک پمپ نشان داده می‌شود.

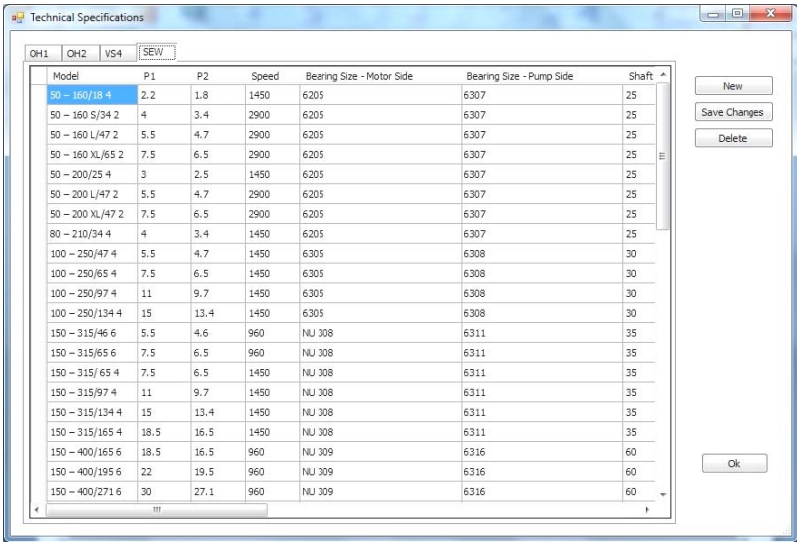
به غیر از پمپ‌های سری VS4، وزن سایر پمپ‌ها نیز در این دیتابیس گنجانده شده است.

وزن پمپ های VS4 از مسیر زیر قابل مشاهده می‌باشد:

Database →Pump Dimensions →VS4 Types →Pump Weight

در این دیتابیس وزن پمپ‌های VS4 بر اساس طول پمپ (H) نشان داده شده است.

Technical Specifications: در این دیتابیس مهمترین مشخصات فنی پمپ‌ها قرار دارد.



Model	P1	P2	Speed	Bearing Size - Motor Side	Bearing Size - Pump Side	Shaft
50 – 160/18 4	2.2	1.8	1450	6205	6307	25
50 – 160 S/34 2	4	3.4	2900	6205	6307	25
50 – 160 L/47 2	5.5	4.7	2900	6205	6307	25
50 – 160 XL/65 2	7.5	6.5	2900	6205	6307	25
50 – 200/25 4	3	2.5	1450	6205	6307	25
50 – 200 L/47 2	5.5	4.7	2900	6205	6307	25
50 – 200 XL/47 2	7.5	6.5	2900	6205	6307	25
80 – 210/34 4	4	3.4	1450	6205	6307	25
100 – 250/47 4	5.5	4.7	1450	6305	6308	30
100 – 250/65 4	7.5	6.5	1450	6305	6308	30
100 – 250/97 4	11	9.7	1450	6305	6308	30
100 – 250/134 4	15	13.4	1450	6305	6308	30
150 – 315/46 6	5.5	4.6	960	NU 308	6311	35
150 – 315/65 6	7.5	6.5	960	NU 308	6311	35
150 – 315/ 65 4	7.5	6.5	1450	NU 308	6311	35
150 – 315/97 4	11	9.7	1450	NU 308	6311	35
150 – 315/134 4	15	13.4	1450	NU 308	6311	35
150 – 315/165 4	18.5	16.5	1450	NU 308	6311	35
150 – 400/165 6	18.5	16.5	960	NU 309	6316	60
150 – 400/195 6	22	19.5	960	NU 309	6316	60
150 – 400/271 6	30	27.1	960	NU 309	6316	60

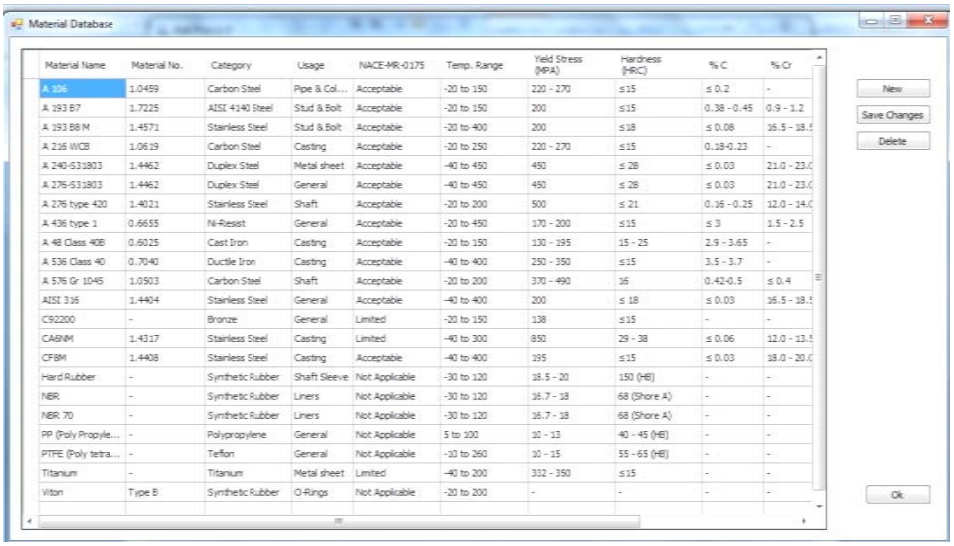
دیتابیس Technical Specifications – مهمترین مشخصات فنی پمپ‌ها

Electro motors: در این دیتابیس مشخصات فنی و ابعادی الکتروموتورهای سه فاز آسنکرون در کلاس‌های ضدانفجاری و Safe Area بر اساس استاندارد IEC گردآوری شده است. مشخصات فنی این دیتابیس بر پایه محصولات تولیدی شرکت طبقه-بندی شده است به طوری که توان‌های بالاتر از تولیدات این شرکت در دیتابیس گنجانده نشده است.

Couplings: شامل مشخصات فنی کوپلینگ‌های انعطاف‌پذیر مورد استفاده در پمپ‌های سری OH1، OH2 و VS4 می‌باشد.

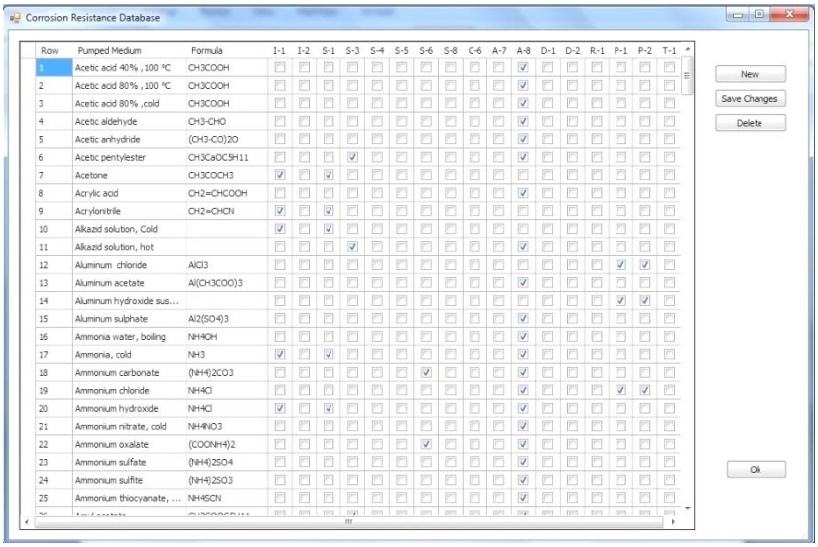
Base plates: این دیتابیس برای پمپ‌های OH1 مطابق با استاندارد ISO 3661 و برای پمپ‌های OH2 مطابق با استاندارد API 610 می‌باشد. این دیتابیس شامل مشخصات ابعادی شاسی پمپ‌ها بر اساس استانداردهای فوق می‌باشد.

Materials: این دیتابیس به دو قسمت Materials و Material Classes تقسیم می‌شود. بخش Materials مشخصات شیمیایی و مکانیکی کلیه مواد به کار رفته در پمپ های این شرکت (به طور استاندارد) را شامل می‌شود. بخش Material Classes کلاس‌های متریال پمپ ها مطابق با استاندارد API 610 و همچنین استاندارد این شرکت را شامل می‌شود. کلاس-های متریال برای پمپ‌های OH1، OH2 و VS4 مطابق با استاندارد API 610 می‌باشد و کلاس متریال پمپ‌های SEW مطابق با استاندارد ساخت شرکت می‌باشد.



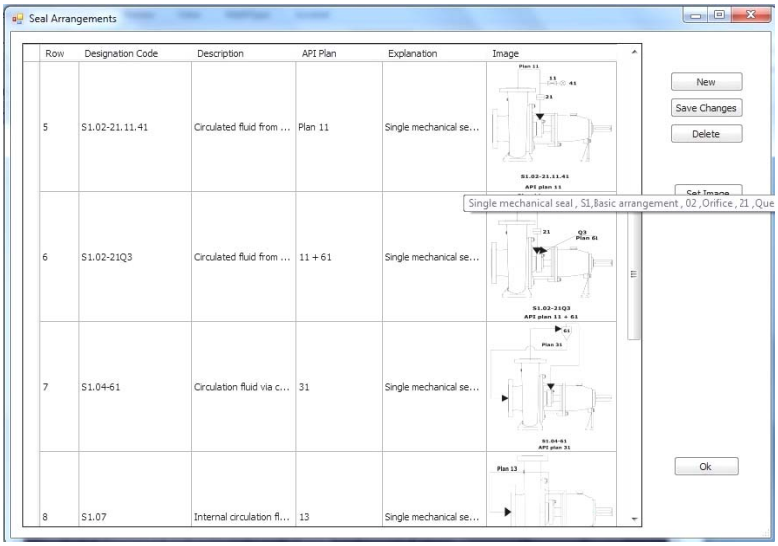
Database →Materials → Materials – مشخصات مکانیکی و شیمیایی مواد استاندارد

Corrosion Resistance: این دیتابیس بر اساس تجربه و هندبوک‌های مختلف شرکت‌های بزرگ سازنده پمپ تدوین شده است. در این دیتابیس راهنمایی‌های کلی جهت انتخاب مناسب کلاس متریال پمپ بر اساس نوع سیال شده است.



دیتابیس Corrosion Resistance – راهنمایی های کلی جهت انتخاب کلاس متریال مناسب پمپ بر اساس انواع سیالات

Seal Arrangements: در این دیتابیس مشخصات پلان آببندی پمپ‌ها مطابق با استاندارد API 610 نشان داده شده است.



دیتابیس Seal Arrangement – جزئیات فنی پلان‌های آببندی پمپ

Nuzzle & Moments: نیروها و ممان‌های مجاز وارد بر فلنج پمپ‌ها در این دیتابیس جمع‌آوری شده است.

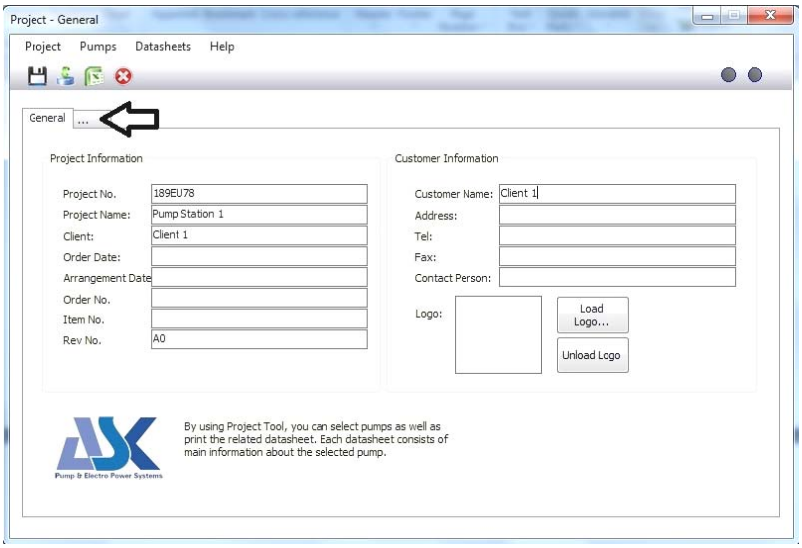
Pumps: در این دیتابیس لیست کامل پمپ‌های موجود در نرم‌افزار به همراه منحنی‌های عملکرد آنها جمع‌آوری شده است. از منظر عملکرد، این دیتابیس مشابه با گزینه Select from list of pumps در Pump Selector می‌باشد.

۸- منوی Project

اصلی‌ترین امکان نرم افزار، در این منو گنجانده شده است. با استفاده از این منو، کاربر قادر است پروژه جدید تعریف کند و یا پروژه‌ای که قبلاً ذخیره کرده است را بارگذاری کند.

هدف از این منو، انتخاب مناسب پمپ، متریال اجزا آن، الکتروموتور، کوپلینگ، سیستم آببندی، لوازم یدکی و در نهایت دریافت تمامی این اطلاعات در دیتاشیت محصول می‌باشد.

۱- از منوی Project گزینه New Project را انتخاب کنید. پنجره مشخصات عمومی پروژه باز می‌شود. با استفاده از این صفحه، می‌توانید مشخصات عمومی پروژه مانند شماره پروژه، نام کارفرما، تاریخ انجام کار و همچنین بارگذاری لوگوی شرکت مشتری را انجام دهید.

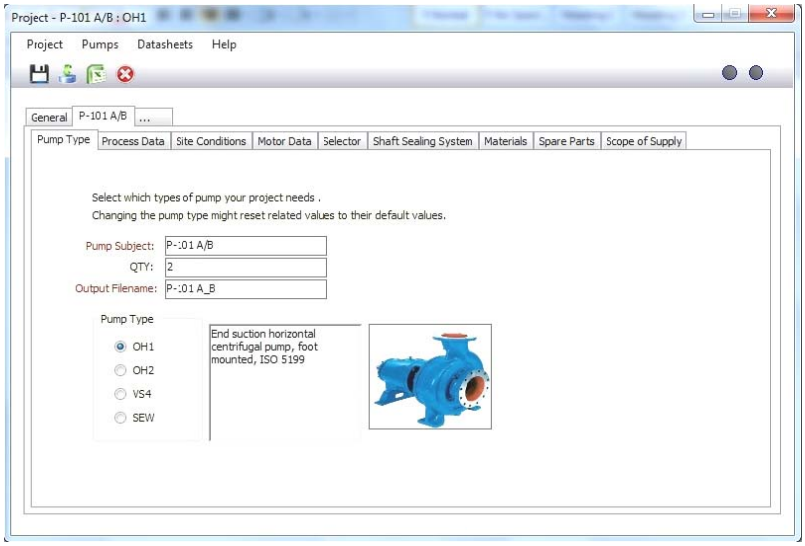


منوی Project – مشخصات عمومی پروژه

۲- در بالای صفحه کنار تب general تب ... (کنارعلامت فلش) را کلیک نمایید.

۳- نوع پمپ و کد پمپ را وارد نمایید.

نکته: تمامی آیتم‌هایی که با رنگ قرمز مشخص شده‌اند می‌بایست توسط کاربر وارد شوند. در غیر اینصورت نرم افزار دیتاشیت محصول را ایجاد نمی‌کند.



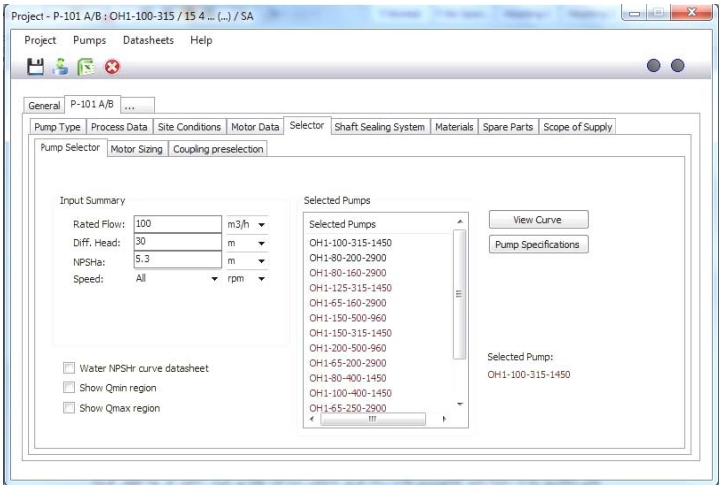
منوی Project – صفحه انتخاب محصول

۴- تب Process Data را کلیک نمایید و اطلاعات مربوط به دبی نقطه کاری، هد پمپاژ و سایر مشخصات فنی پمپ را وارد کنید.

۵- تب Site Conditions را کلیک نمایید و اطلاعات مربوط به دمای محیط Amb. Temperature و ارتفاع از سطح دریا Altitude a. s را وارد کنید. این اطلاعات به نرم افزار کمک می‌کند تا الکتروموتور را مناسب با شرایط نصب انتخاب نماید. همچنین میزان رطوبت محیط Humidity را نیز وارد کنید.

۶- تب Motor Data را کلیک نمایید و اطلاعات مربوط به موتور را وارد کنید. هر کجا که اطلاعات مربوطه را نداشتید، خالی بگذارید. به یاد داشته باشید که مواردی که با رنگ قرمز مشخص شده‌اند، حتماً پر شوند. تکمیل هر چه دقیقتر گزینه ها باعث انتخاب صحیح‌تر و کاملتر الکتروپمپ خواهد شد.

۷- تب Selector را کلیک کنید و مشابه با Pump Selector، پمپ مورد نظر را انتخاب کنید.



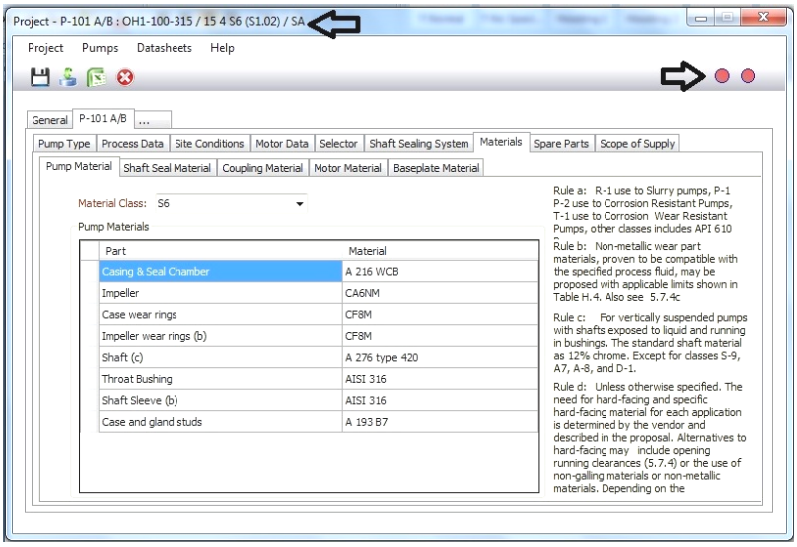
منوی Project – تب Selector

۸- در تب Selector، تب Motor Sizing و Coupling pre selection را به ترتیب کلیک نمایید و موارد خواسته شده را بررسی نمایید.

۹- تب Shaft Sealing System را کلیک نمایید و پلان آبندی مورد نیاز را انتخاب کنید.

۱۰- تب Materials را انتخاب کنید و کد متریال مورد نظر را انتخاب کنید. با استفاده از تب‌های Shaft Seal Material، Coupling Material، Motor Material و Base plate Material می‌توانید متریال این اجزا را نیز انتخاب نمایید.

پس از انتخاب متریال و در صورتی که تمامی آیتم‌های قرمز رنگ مشخص شده در مراحل قبلی را پر کرده باشید، دو چراغ قرمز در بالای صفحه روشن خواهد شد که بدین معنی است که دیتاشیت پروژه آماده می‌باشد. همچنین در بالای صفحه نیز کد محصول به صورت کامل نشان داده می‌شود.



منوی Project- تب Materials – دو چراغ قرمز در بالای صفحه نشان‌دهنده آماده بودن دیتاشیت می‌باشد.

۱۱- تب Spare Parts را کلیک نمایید و با استفاده از دکمه Select Recommended Items، نرم افزار به صورت خودکار، لوازم یدکی مورد نیاز پمپ را انتخاب می‌کند. در صورت تمایل می توانید این لیست را اصلاح نمایید.

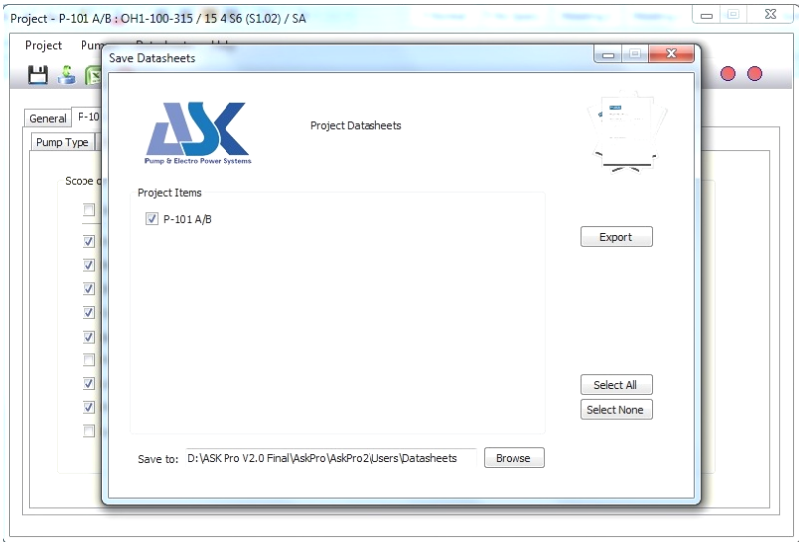
۱۲- تب Scope of Supply را کلیک نمایید و با استفاده از دکمه Select Standards اجازه دهید، نرم افزار به صورت خودکار، لیست تجهیزات پمپ را انتخاب کند. در صورت تمایل می‌توانید این لیست را اصلاح نمایید.

۱۳- در صورتی که قصد دارید پمپ جدیدی به لیست اضافه نمایید، تب ... را به مانند قبل کلیک نمایید و مراحل فوق را تکرار کنید.

۱۴- پس از اتمام انتخاب پمپ (ها) دکمه Save را فشار دهید و مسیر ذخیره فایل پروژه را وارد نمایید.

۱۵- جهت دریافت دیتاشیت محصول دکمه Create Excel datasheets را فشار دهید.

۱۶- در پنجره Save Datasheets مسیر ذخیره فایل (ها) Excel حاوی دیتاشیت محصول (محصولات) را انتخاب و دکمه Export را فشار دهید.



دریافت دیتاشیت Excel محصول

پس از ایجاد دیتاشیت‌ها، نرم افزار پیغام Project's datasheets have been created successfully را ظاهر می‌کند و در صورت کلیک بر روی دکمه OK، فولدر دیتاشیت‌ها باز خواهد شد.

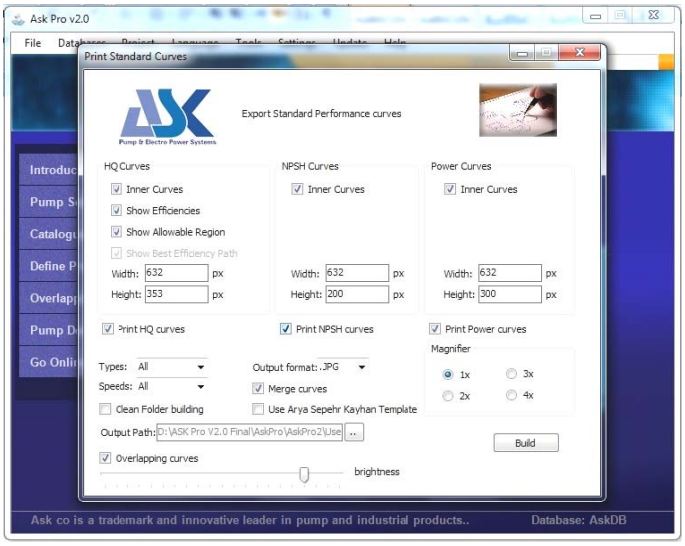
۹- منوی Tools

این منو شامل موارد ذیل می باشد:

Pump Selector: که قبلاً به طور مفصل توضیح داده شده است.

Overlapping Curves: با کلیک بر این گزینه، دریافت منحنی‌های هم‌پوشانی پمپ‌ها در دورهای مختلف امکان پذیر خواهد بود.

Print Standard Curves: با کلیک بر این گزینه، کاربر قادر خواهد بود، منحنی عملکرد تمام و یا برخی از مدل پمپ‌ها را پرینت نماید. همچنین امکان مدیریت منحنی‌ها را با انتخاب گزینه‌های مربوطه دارا می‌باشد.



منوی Tools، گزینه Print Standard Curves

🕮 عملکرد معکوس یک پمپ سانتریفیوژ به عنوان توربین

Reverse running centrifugal pumps used as turbines

با حرکت معکوس پمپ‌های سانتریفیوژ می توان از آنها به عنوان توربین استفاده نمود. با این کار انرژی حرکت سیال بازیافت می‌شود. در استاندارد API 610 عبارت Hydraulic Power Recovery Turbines (HPRT) برای این موضوع انتخاب شده است.

کاربرد این عمل در مواقعی است که مقدار زیادی انرژی سیال از شیرها و یا تجهیزات تراتلینگ تخلیه شده است. در بعضی کاربردها که گازهای نامحلول از سیال جدا شده‌اند یا در طی فرآیند انبساط بخار، سیال به وجود آمده است، نیز مقادیر زیادی انرژی سیال وجود دارد که می توان برای بازیافت آنها از عملکرد معکوس پمپ‌های سانتریفیوژ استفاده نمود.

عملکرد معکوس یک پمپ سانتریفیوژ بدین معنی می‌باشد که رانش پمپ به عنوان ورودی توربین و مکش پمپ به جای خروجی توربین استفاده می‌شود. یعنی سیال از دهانه خروجی پمپ وارد و از دهانه مکش آن خارج می‌شود. شکل زیر این موضوع را نشان می‌دهد. در این حالت جهت چرخش پروانه پمپ (در اصطلاح توربین به آن runner گفته می شود) معکوس (Forward) خواهد بود.

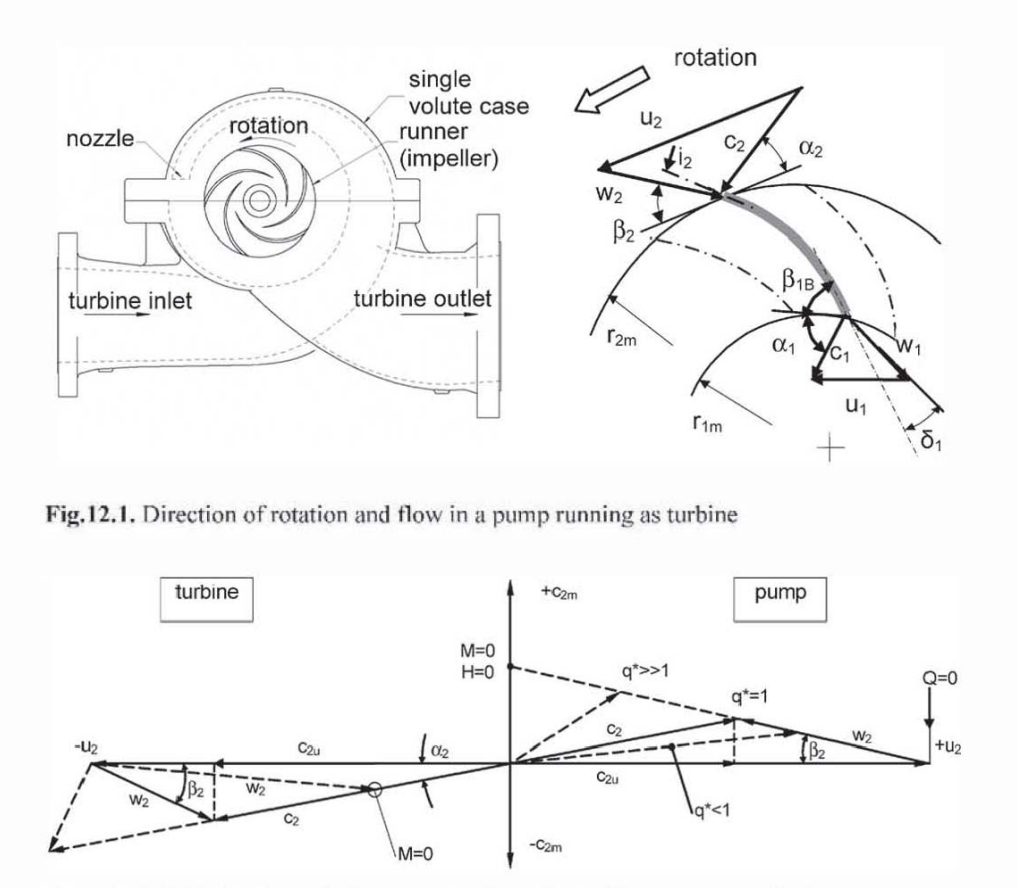


Fig.12.1. Direction of rotation and flow in a pump running as turbine

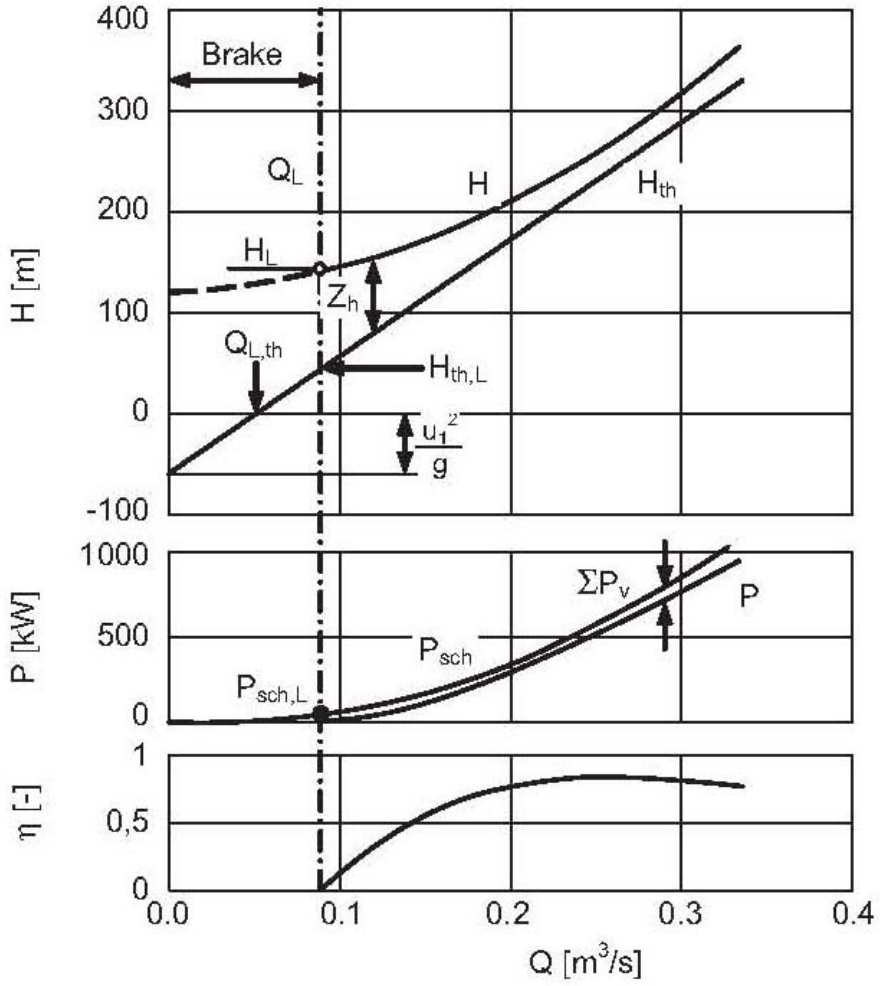
در حالت توربین، حلزونی یا دیفیوزرها نقش هدایت‌کننده جریان به سمت پروانه (Runner) را دارند. در شکل فوق، تفاوت مثلث‌های سرعت در حالت پمپ و توربین مقایسه شده است.

کار مخصوص چرخ توربین، صرفنظر از نحوه بدست آوردن آن، از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$Y_{sch} = Y_{th} = P_{sch} / \rho\, Q_{L\cdot a} = u_2\, c_{2u} - u_1\, c_{1u} = u_2\, c_{2m} \cot \alpha_2 - u^2_1 + u_1\, c_{1m} \cot \beta_1$$

زوایای α_2 و β_1 زوایای جریان می‌باشند. زاویه جریان ورودی α_2 با استفاده از هندسه هدایت‌کننده (دیفیوزر یا حلزونی) بدست می‌آید.

هر چقدر سرعت خروجی سیال در توربین کمتر باشد، بازده بازیافت انرژی بیشتر خواهد بود. منحنی مشخصه عمومی اینگونه توربین‌ها به صورت شکل زیر می‌باشد:



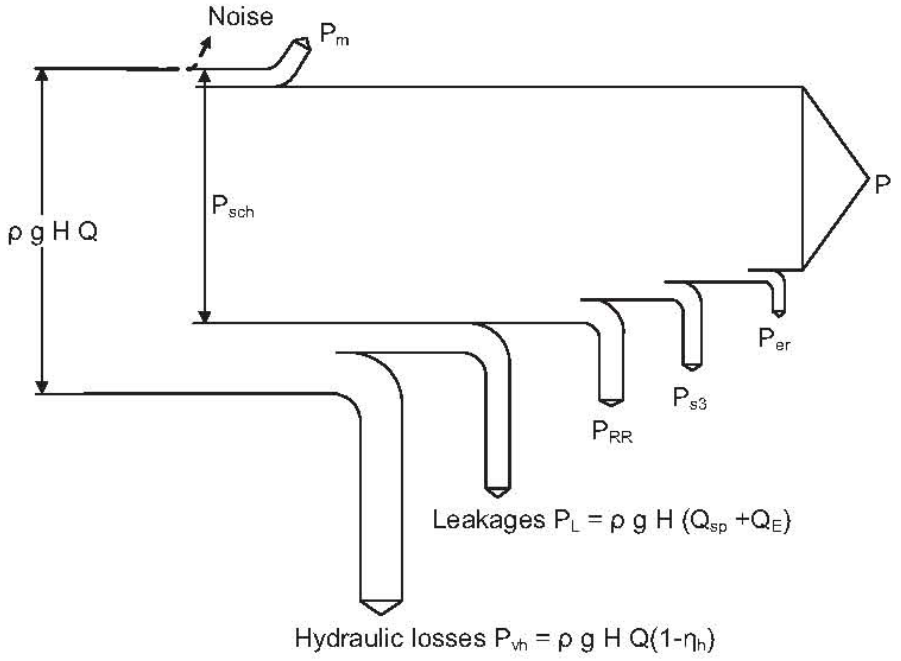
در منحنی بالا منحنی مشخصه‌های یک توربین در حالت تئوریک و واقعی نشان داده شده است. محور افقی دبی سیال ورودی به پمپ (توربین) را نشان می‌دهد و محور عمودی به ترتیب هد (انرژی) سیال ورودی به متر(در واقع همان منحنی سیستم تا ورودی توربین – رابطه برنولی)، توان خروجی (قابل استحصال) توربین به کیلووات و راندمان توربین را نشان می‌دهد. از منظر عملی، توربین تنها در دبی‌های بیش از Q_L گشتاور (توان) ایجاد می‌کند. اما از لحاظ تئوریک این دبی Q_{Lth} می‌باشد. این تفاوت دبی به خاطر اتلافات توربین می‌باشد. اتلافات هیدرولیکی در توربین با Z_h نمایش داده شده است که تفاوت انرژی مورد نیاز H تئوریک و واقعی می‌باشد. با افزایش دبی و راندمان، این اتلافات کاهش می‌یابد. در منحنی توان، P توان واقعی (توان مفید) و P_{sch} توان تئوریک می‌باشد.

می‌توان نوشت :

$$\rho g H Q = P + \rho g H (1 - \eta_h) Q + \rho g H (Q_{sp} + Q_E) + \Sigma_{st} P_{RR} + \Sigma P_{s3} + P_m + P_{er}$$

سمت چپ معادله فوق انرژی ورودی به توربین می‌باشد. سمت راست انرژی خروجی می‌باشد که به صورت مجموع انرژی مفید P (ترم اول معادله سمت راست) و تمام اتلافات می‌باشد. این اتلافات شامل اتلافات هیدرولیکی (ترم دوم)، نشتی (ترم سوم، Q_{sp} نشتی جریان در رینگ‌های سایشی، Q_E جریان نشتی در دستگاه بالانس نیروهای محوری) ، مجموع اصطکاک دیسکی P_{RR}، اتلاف توان در مقاطع داخلی آببندها P_{s3}، اتلافات مکانیکی P_m و اتلافات اصطکاکی ایجاد شده در دستگاه بالانس نیروهای محوری P_{er} می‌باشد.

بالانس انرژی در توربین به صورت شکل زیر می‌باشد :



لغت نامه

از آنجایی که صنعت پمپ یکی از پیشرفته‌ترین و پیچیده‌ترین صنایع در جهان به شمار می‌رود، دایره لغات تخصصی این صنعت، هر روزه در حال گسترش و پیشرفت می‌باشد. با گسترش روزافزون فناوری اطلاعات و امکان استفاده از اطلاعات دیگر شرکت‌های پیشرو، دانش فهم و استفاده از این لغات تخصصی، بیش از پیش مد نظر می باشد. یکی از لغت‌نامه‌های مرجع در صنعت پمپ، لغت‌نامه شرکت KSB می‌باشد که از لحاظ ساختار و جزئیات، بی‌نظیر می‌باشد. در این مطلب به بررسی تعدادی از لغات مرتبط با پمپ و صنعت آن، که در آن کتاب آورده شده است، می‌پردازیم:

- **سایش – Abrasion**

سایش یک نوع از خوردگی می‌باشد که به وسیله حملات مکانیکی سیال در سطح مواد(به خصوص زمانی که سیال حاوی ذرات جامد باشند) به وجود می‌آید. در زمینه پمپ‌های سانتریفیوژ(به خصوص در طراحی پمپ‌هایی که جهت جابه‌جایی سیال همراه با ذرات جامد به کار می‌روند)، تدارکات خاصی در زمینه طراحی و انتخاب مواد باید صورت پذیرد تا این اطمینان حاصل شود که سایش در محدوده مجاز می‌باشد.

سایش در اثر موارد زیر، تمایل به افزایش خواهد داشت:

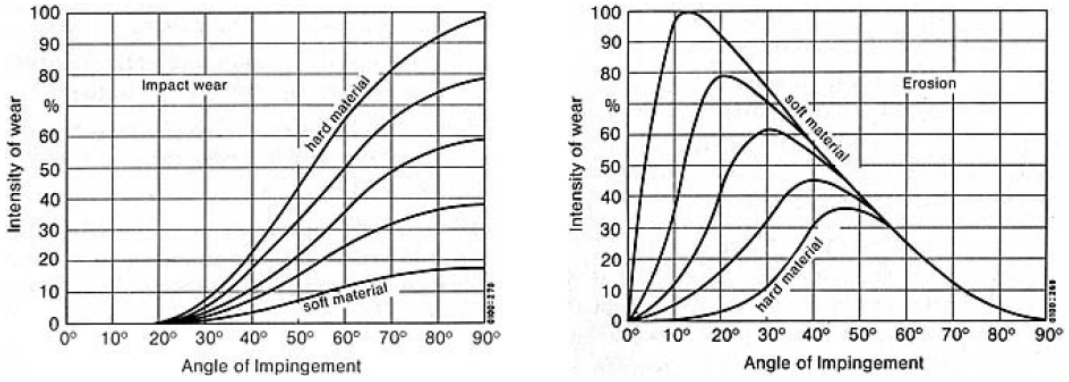
- ❖ با مربع یا مکعب سرعت نسبی بین سیال پمپ شده و مواد پمپ
- ❖ در مواردی که مواد پمپ به طور هم‌زمان در معرض حمله به وسیله کاویتاسیون، خوردگی و سایش مکانیکی قرار بگیرند
- ❖ متناسب با تمرکز ذرات جامد
- ❖ با نسبت سختی ذرات جامد به سختی مواد سازنده پمپ
- ❖ با نسبت دانسیته ذرات جامد به دانسیته سیال حاوی این ذرات(سیال در حال پمپاژ)
- ❖ زمانی که ذرات نوک تیز به جای ذرات با نوک گرد و پخ انتقال می‌یابند
- ❖ با اندازه دانه‌بندی ذرات جامد(قطر ذرات)
- ❖ با افزایش میزان انحراف نقطه عملیاتی از حجم بهینه

در زمینه پمپ‌های سانتریفیوژ ذکر شده، درصد ذرات مجاز و در صورت لزوم، قطر ذرات و سرعت جریان، باید با توجه به تجربیات کاربردی، محدود شوند. در زمینه پمپ‌های سانتریفیوژ که برای جابه‌جایی و انتقال ذرات جامد طراحی شده‌اند، ویژگی‌های طراحی زیر جهت خنثی کردن مواردی که سبب سایش می‌شود، اتخاذ می‌گردند:

در محل‌هایی که انتظار خوردگی وجود دارد، از دیواره‌های بسیار ضخیم استفاده می‌شود. تا حد ممکن از جریان‌های با سرعت بسیار بالا دوری شده و در نتیجه این گونه پمپ‌های سانتریفیوژ، اختلاف فشار نسبتاً کمی را تولید می‌کنند. اجزایی که در تماس با نرخ بالایی از خوردگی می‌باشند، طوری طراحی می‌شوند که به راحتی، با کم‌ترین میزان دست‌کاری و کم‌ترین زمان بتوان این قطعات را با قطعه‌ای جدید، جایگزین نمود. اصطلاحاً به این پمپ‌ها، پمپ‌های زره‌پوش می‌گویند. قطعات سایشی این پمپ‌ها شامل موادی می‌شوند که دارای بیشترین میزان سختی بوده و طوری طراحی می‌شوند که تنها نیازمند ماشین کاری مکانیکی در قسمت‌های معدودی باشند. این عملیات ماشین‌کاری تنها به کمی صافکاری محدود می‌شود.

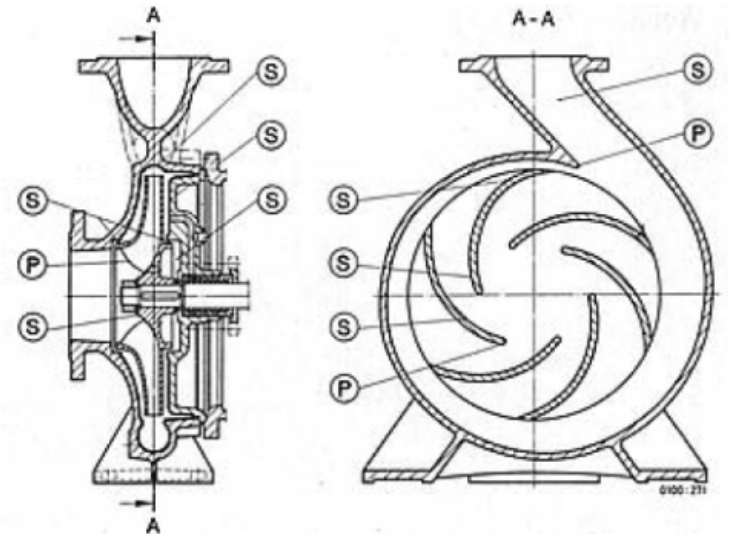
این پمپ‌ها جهت انتقال هیدرولیکی ذرات جامد معمولاً توسط یک یاتاقان خارجی قوی و یک شفت با اندازه بسیار بزرگ و در بسیاری از موارد به کنترلر سرعت جهت تمدید زمان عملیات پمپ تا حد ممکن(با وجود افزایش عدم تعادل و بدتر شدن اوضاع

هد پمپ پس از سایش) و به دلیل آنکه شیرها و دریچه‌های کنترل تراتل بسیار سریع دچار سایش می‌شوند، مجهز می‌شوند. رابطه‌ای بین تأثیر سختی مواد و زاویه اثر یا اصابت وجود دارد. در صورتی که ذرات جامد به سطحی سخت و شکننده در زاویه اثری بزرگ(در حدود ۹۰ درجه) برخورد کنند، پس از فشردگی ابتدایی و در نتیجه خستگی دیواره ماده، در نهایت موفق به انحراف از دیواره می‌شوند. در سمت دیگر، مواد نرم در اثر سایش، در اندازه کمتری تحت تأثیر قرار می‌گیرند. اگر ذرات جامد با زاویه اثر کوچک‌تری(در حدود ۱۵ درجه) به سطح نرم و شکل‌پذیر برخورد کنند، ذرات مواد را از روی دیواره به شکل کاغذ سمباده، مورد ساییدگی قرار می‌دهند. در آب بندهای بسیار نازک، ذرات جامد منجر به سایشی با نام سایش اصطکاک ذرات می‌شوند که به وسیله فلاشینگ با آب تمیز یا استفاده از مواد نسبتاً سخت، این موضوع خنثی می‌شود.



شکل ۱- شدت سایش به صورت تابعی از مواد و زاویه برخورد

اغلب آسیب‌های ناشی از سایش، توسط فرسایش و سایش ناشی از اصطکاک ذرات جامد حاصل شده و در نتیجه مواد بسیار سخت بسیار مفید می‌باشند. از سوی دیگر، تنها مکان‌های کمی در یک پمپ تحت تأثیر سایش قرار دارند مثل لبه جلویی مسیر حلزونی، پره‌های پروانه، رویه جلویی بافل‌ها که برای جهت‌دهی به جریان مورد استفاده قرار می‌گیرند. در این مکان‌ها باید از مواد نرم استفاده نمود.



شکل ۲- نقاط تحت معرض سایش در پمپ (Ⓟ = impact wear; Ⓢ = erosion)

- **سرعت مطلق- Absolute Velocity**

مفهوم سرعت مطلق به صورت برجسته‌ای در ماشین‌های سیالاتی به کار می‌رود. سرعت مطلق، سرعت(V) ذره سیال در رابطه با پیرامون ثابت ذره(مثل پوسته پمپ) می‌باشد. سرعت مطلق به همراه سرعت نسبی(W) و سرعت جانبی(U)، مثلث سرعت را تشکیل می‌دهند.

- **تست‌های تأییدیه و مقبولیت- Acceptance Test**

در تست‌های تأییدیه یک پمپ سانتریفیوژ، تعهدات فنی ذکر شده در قرارداد تأمین بین خریدار و فروشنده، به وسیله اندازه-گیری پارامترهای مورد نظر، به اثبات می‌رسد.

معمولاً موارد زیر در تست تأییدیه مورد اندازه‌گیری قرار می‌گیرند: سرعت چرخشی، هد، ظرفیت و توان شفت پمپ. در صورت نیاز، هد مکش مثبت خالص مورد نیاز پمپ سانتریفیوژ نیز باید تعیین شود. به علاوه، تست تأییدیه می‌تواند جهت مقایسه اطلاعات و خصوصیات فنی پمپ نیز مورد استفاده قرار گیرد که این موارد نیز می‌توانند قسمتی از تعهد فنی را تحت پوشش قرار دهند مانند نمودار تراتلینگ پایدار، توان جذبی پمپ در نقطه شات- اف(توان شفت)، بیشینه توان شفت، سرعت چرخشی معکوس، افت‌های ناشی از نشتی، سطح فشار صوتی(سر و صدای پمپ و تجهیزات وابسته)، میزان سکون پمپ و غیره. دستورالعمل‌های تست تأییدیه برای پمپ‌های سانتریفیوژ، راهنمایی جهت اجرا و ارزیابی تست‌های تأییدیه می‌باشند.

این موضوع باید مد نظر قرار گیرد که هر نوع اطلاعات یا خصوصیات خواسته شده اضافی، سبب افزایش هزینه‌های تست تأییدیه می‌گردد. بنابراین درخواست باید بر اساس خصوصیات و داده‌های ثبت شده‌ای باشد که برای مورد خاصی از مصرف، برنامه‌ریزی شده است. هزینه‌های تست تأییدیه باید تناسبی منطقی با قیمت پمپ داشته باشند. الزامات با دقت بالا، مستلزم هزینه‌های اضافی می‌باشد. جزئیات میزان دقت ۱، ۲و ۳ برای تست‌های تأییدیه، می تواند مورد تعهد قرار گیرد.

مکان مناسب جهت اجرای تست‌های تأییدیه، می تواند محل تست سازنده پمپ، محل تست کارفرما و یا محل تست یک موسسه بی‌طرف باشد. در مواردی که پمپ دارای یک شفت بسیار بلند باشد(در بازه بیش از ۲ مگاوات) و یا پوسته پمپ قابلیت دمونتاژ را نداشته باشد(مانند پمپ‌های با پوسته بتنی)، تست تأییدیه می‌تواند در مکانی جدا از این مکان‌ها انجام شود. مکان، زمان، میزان و هزینه تست‌های تأییدیه باید متقابلاً در قرارداد تأمین، مورد توافق قرار بگیرد.

با توجه به اجرای تست‌های تأییدیه، نکات زیر باید بین خریدار و فروشنده در زمان مناسبی پیش از آغاز تست‌ها، مورد توافق قرار بگیرد: میزان عدم قطعیت مجاز در اندازه‌گیری‌ها، نقاط عملیاتی که می‌توانند در آزمایشگاه‌های تست پمپ به وسیله آب سرد و یا سیال حقیقی مورد نظر مورد آزمایش قرار بگیرند، اینکه پمپ در دور کامل الکتروموتور تست شود و یا با دور کاهش یافته، کدام رابطه کارائی باید مورد استفاده قرار بگیرد و چه شرایط عملیاتی در هنگام تست باید اعمال شود.

- **دستورالعمل‌های تست تأییدیه پمپ‌های سانتریفیوژ- Acceptance Test Codes For Centrifugal Pumps**

این مفهوم شامل مواردی جهت اجرای تست‌های تأییدیه می‌باشد. دستورالعمل تست تأییدیه پمپ‌های سانتریفیوژ، به طور معمول در یک شکل استاندارد بوده و شامل موارد زیر می‌باشد:

- تعریف تمامی الزامات موجود جهت نشان دادن تعهدات، به خصوص: سرعت چرخشی، فشار، سرعت جریان، هد، خروجی پمپ، ظرفیت، هد مکش مثبت خالص، توان شفت، سطح مقطع‌های پمپ، افت هد و کارائی.
- شروط مربوط به تعهدات فنی و اجرای تعهدات گفته شده
- پیشنهاداتی جهت آماده‌سازی و اجرای تست‌های تأییدیه با هدف بازرسی تعهدات
- شروط مربوط به مقایسه نتایج تست‌ها و مقادیر مورد تعهد و نیز نتایجی که از این مقایسه باید حاصل گردد
- پیشنهاداتی مربوط به جمع‌آوری نتایج تست‌ها
- شرح نتایج و روش‌های تست(تکنیک‌های اندازه گیری) جهت تایید تعهدات، شامل اجرا و ارزیابی روش گفته شده، با احتساب تلرانس کلی

مفهوم تأییدیه باید در تمامی موارد مربوط به این موضوع به صورت فنی مورد نظر قرار بگیرد، نه در معنای حقوقی آن.

مواردی از پرکاربردترین دستورالعمل‌های تست‌های تأییدیه پمپ‌های سانتریفیوژ به ترتیب زیر می‌باشند:

- ایزو ۲۵۴۸ یا ۳۵۵۵ پمپ‌های سانتریفیوژ یا محوری یا جریان مختلط، دستورالعمل‌هایی برای تست‌های تأییدیه
- قوانین پمپ‌های اروپایی(EUROPUMP)، تأییدیه برای پمپ‌های سانتریفیوژ
- استاندارد انگلیسی ۵۹۹، روش‌های تست پمپ
- استانداردهای موسسه هیدرولیک، قسمت: پمپ‌های سانتریفیوژ، استانداردهای تست
- DIN1944 تست‌های تأییدیه پمپ‌های سانتریفیوژ
- DIN4325 تست‌های تأییدیه پمپ‌های مخازن
- IECچاپ ۱۹۸، دستورالعمل‌های استاندارد در زمینه تست‌های تأییدیه پمپ‌های مخازن، API610: پمپ‌های سانتریفیوژ برای سیستم‌های پالایشگاهی، قسمت چهارم: بازرسی و تست، قسمت پنجم: گارانتی و تعهدات
- ASME PTC 8.2 دستورالعمل‌های تست توان پمپ‌های سانتریفیوژ

- **قوانین تشابه- Affinity Law**

قواعد تشابه گروهی از قوانین هستند که بر پمپ‌های سانتریفیوژ حاکم می‌باشند. در سال‌های اخیر، این گونه قوانین برای پیش‌بینی عملکرد پمپ هنگام کار در مناطق و مکان‌هایی که دارای سیستم الکتریکی متفاوتی هستند، مورد استفاده قرار گرفته‌اند.

اگر سرعت پمپ که با مقیاس دور بر دقیقه(rpm) سنجیده می‌شود تغییر کند، مشخصه‌های عملکردی نیز دچار تغییر می-شوند. این تغییرات را می‌توان با استفاده از قوانین تشابه محاسبه کرد. در ابتدا به تعریف علائم زیر می‌پردازیم:

Q دبی جریان یا ظرفیت که بر اساس واحدهای گالن بر دقیقه، لیتر بر دقیقه و متر مکعب بر ساعت سنجیده می‌شود. H هد یا همان نیروی مایع که به صورت ارتفاع بر حسب متر یا فوت سنجیده می‌شود. bhp انرژی لازم برای پمپاژ مایع بر حسب کیلو وات و یا اسب بخار می‌باشد. N سرعت شفت که بر حسب دور بر دقیقه اندازه‌گیری می‌شود. D قطر پروانه می‌باشد.

- تغییرات دبی به طور مستقیم با تغییرات سرعت متناسب است.
- تغییرات هد به طور مستقیم با مربع تغییرات سرعت متناسب است.
- تغییرات توان به طور مستقیم با مکعب تغییرات سرعت متناسب است.

- تغییرات جریان به طور مستقیم با تغییرات قطر پره متناسب است.
- تغییرات هد به طور مستقیم با مربع تغییرات قطر پره متناسب است.
- تغییرات توان با مکعب تغییرات قطره پره متناسب است.

پس خواهیم داشت:

$$Q_2 = Q_1 (D_2/D_1) \qquad bhp_2 = bhp_1 (N_2/N_1)^3$$

$$H_2 = H_1 (D_2/D_1)^2 \qquad Q_2 = Q_1 (D_2/D_1 \times N_2/N_1)$$

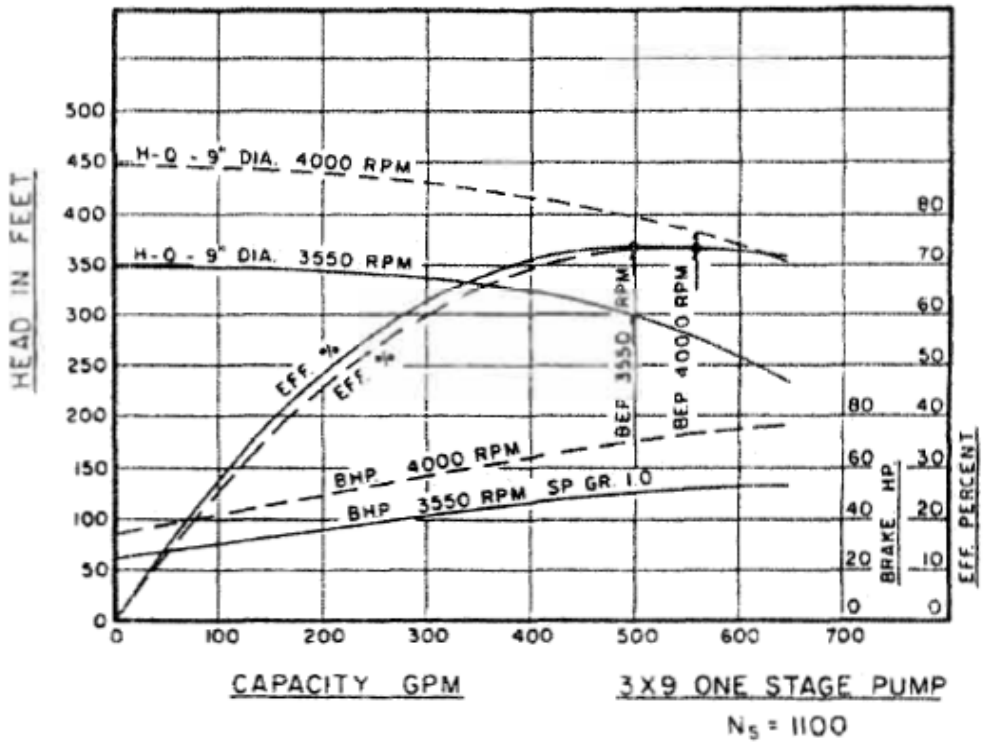
$$bhp_2 = bhp_1 (D_2/D_1)^3 \qquad H_2 = H_1 (D_2/D_1 \times N_2/N_1)^2$$

$$Q_2 = Q_1 (N_2/N_1) \qquad bhp_2 = bhp_1 (D_2/D_1 \times N_2/N_1)^3$$

$$H_2 = H_1 (N_2/N_1)^2$$

مثال شماره ۱:

پمپی با الکتروموتور ۳۵۵۰ دور بر دقیقه نمودار عملکردی مشابه نمودار زیر دارد. اگر دور موتور به ۴۰۰۰ دور در دقیقه افزایش یابد، عملکرد پمپ جدید را محاسبه کنید؟



شکل ۳- نمودار عملکرد پمپ در دور ۳۳۵۰

فاکتور تصحیح برای عملکرد در ۴۰۰۰ دور در دقیقه برابر است با:

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{4000}{3550} = 1.13 \qquad (\frac{N_2}{N_1})^2 = 1.27 \qquad (\frac{N_2}{N_1})^3 = 1.43$$

پس برای هر پارامتر دلخواه خواهیم داشت:

$$Q_2 = Q_1 * 1.13$$

$$H_2 = H_1 * 1.27$$

$$bhp_2 = bhp_1 * 1.43$$

پس با افزایش دور الکتروموتور، تمامی پارامترهای دبی، هد و توان پمپ افزایش می‌یابد.

مثال شماره ۲:

اگر قطر پروانه پمپی با الکتروموتور ۳۰۰۰ دور در دقیقه ۱۰ درصد کاهش یابد، مصرف انرژی این پمپ چقدر کاهش می‌یابد؟

با توجه به رابطه شماره ۳ خواهیم داشت:

$$bhp_2 = bhp_1(\frac{D_2}{D_1})^3 = bhp_1(\frac{0.9D_1}{D_1})^3 = bhp_1 * 0.729$$

پس در حدود ۲۷ درصد کاهش می یابد.

🕮 پمپ‌های آتشنشانی

شاید پمپ‌های آتشنشانی بحرانی‌ترین بخش در تجهیزات آتشنشانی نصب شده در یک مجموعه باشند. پمپ‌های آتشنشانی انواع و اندازه‌های مختلفی دارند. در مواردی که فشار تغذیه آب عمومی برای فعال‌کردن اسپرینکلرها خیلی کم است یا انشعاب آب عمومی تامین نشده است، استفاده از پمپ‌های آتشنشانی ضروری می‌شود. در مورد نخست، برای تقویت فشار آب عمومی و فعال‌کردن اسپرینکلرها، یک پمپ آتشنشانی تقویت‌کننده نصب می‌شود. در مورد بعدی، پمپ‌های آتشنشانی به یک مخزن آب اختصاصی (مخزن ذخیره، خلیج، رودخانه، یا ...) متصل خواهد شد تا فشار آب مورد نیاز برای مصارف آتشنشانی را تامین کند. بیشتر پمپ‌های آتشنشانی محرک‌های دیزل یا الکتریکی دارند، اگرچه بعضی از آنهایی که پیش از سال ۱۹۷۴ ساخته شده‌اند با موتورهای بنزینی یا ماشین‌های بخار به حرکت در می-آیند (البته این مورد به ندرت دیده می‌شوند).

پمپ‌های آتشنشانی تقویت فشار معمولا الکتریکی هستند در حالیکه استفاده از پمپ‌های دیزل برای مخازن آب اختصاصی مرسوم‌تر می‌باشند. محدوده ظرفیت پمپ‌ها از ۲۵ gpm تا ۵۰۰۰ gpm و بیشتر و محدوده فشار آنها از ۵۰ psi تا ۱۲۵ psi و بیشتر تغییر می‌کند.

بعضی از آنها از نوع توربینی با محور عمودی هستند در حالیکه بقیه، پمپ‌های گریز از مرکز هستند، "استاندارد NFPA20 با نام پمپ‌های ایستگاهی برای محافظت در برابر آتش" (ویرایش ۱۹۹۹) در حکم مرجعی موثق، آخرین الزامات و سایر اطلاعات را درباره پمپ‌های آتشنشانی ارائه می‌دهد. ضمائم A و B – که جزو استاندارد NFPA20 نیستند – رئوس ارزشمندی درباره طراحی، نصب، آزمایش و نگهداری و عیب‌یابی پمپ‌های آتشنشانی بیان می‌کنند.

- **استاندارد NFPA چیست؟**

در ابتدا باید یادآور شد که NFPA انجمن ملی آتشنشانی امریکا(American National Fire Protection Association) می-باشد. انجمن NFPA استانداردها و اسنادی را جهت ایمنی در مقابل آتش وضع و منتشر می‌کند. در مقایسه با سایر سازمان‌های مشابه، NFPA و استانداردهایش ارجحیت دارند و تمام سازمان‌های مشابه نیز به استانداردهای آن احترام می‌گذارند و به عنوان یک مرجع می‌شناسند. اغلب سازندگان پمپ‌های آتشنشانی به دو دلیل زیر سعی می‌کنند از استانداردهای NFPA تبعیت نمایند:

الف) استاندارد NFPA قابل احترام‌ترین و سختگیرانه ترین استاندارد جهان در این زمینه می‌باشد.

ب) از آنجا که سایر سازندگان تجهیزات مانند تولیدکنندگان آبپاش‌های اتوماتیک، کابین‌های آتش و سیستم‌های خاموش-کننده از این استاندارد تبعیت می‌کنند، در صورت ساخت پمپ‌ها مطابق با این استاندارد هیچگونه عدم انطباقی در کارکرد تجهیزات به‌وجود نمی‌آید.

- **استاندارد NFPA 20 چیست؟**

استاندارد NFPA 20 استانداردی در رابطه با پمپ‌های آتشنشانی می‌باشد. این استاندارد قوانینی جهت نصب و عملکرد پمپ‌ها، موتورهای محرکه، کنترلرها و اجزای کمکی آنها دارد.

FM (Factory Mutual) **چیست؟**

باید بدانیم که FM واحد فنی مستقل شرکت (Factory Mutual Insurance) است که تأییدیه عملکرد برای سیستم‌ها و تجهیزات با ریسک بالا را صادر می‌کند.

در پمپ‌های آتشنشانی، تأییدیه FM جزو الزامات و نیازمندی‌های NFPA می‌باشد. معمولاً وجود تأییدیه FM نشان‌دهنده آن است که محصول نسبت به محصولات مشابه از کیفیت خیلی بالاتری برخوردار است.

- **جزییات ساختار پمپ‌های آتشنشانی مطابق با استاندارد NFPA 20**

الف) خصوصیات پمپ‌های آتشنشانی

به خاطر اهمیت ویژه پمپ‌های آتشنشانی، NFPA استانداردهایی هم برای متریال و هم برای منحنی‌های عملکرد این پمپ‌ها وضع کرده است. یک پمپ آتشنشانی باید مطابق با استاندارد NFPA 20 باشد. به نظر می‌رسد خصوصیات و منحنی عملکرد پمپ‌های آتشنشانی متفاوت از نمونه‌های دیگر می‌باشد. به عبارت دیگر پمپ‌های دیگر صنایع با توجه به ماکزیمم بازده و مسائل اقتصادی انتخاب می‌شوند اما در پمپ‌های آتشنشانی این موضوع از اهمیت اول برخوردار نیست. پمپ‌های آتشنشانی برای عملکرد مطمئن در تمام عمر طراحی می‌شوند. ماکزیمم ایمنی و معیارهای فشار خروجی کل از اهمیت بالایی در این پمپ‌ها برخوردار است.

اساس پمپ‌های آتش نشانی

برخی از اصول بنیادین عبارتند از:

۱- انتظار می‌رود که این پمپ‌ها فشاری معادل ۱۴۰-۱۲۰ درصد نامی خود را (در شرایط نرخ جریان صفر) ایجاد کنند.
۲- نقطه نامی پمپ، فشار و جریان معادل ۱۰۰ درصد فشار و جریان نامی را ایجاد می‌کند.
۳- بیشترین نرخ جریان مورد انتظار از یک پمپ آتش‌نشانی، نرخ جریانی معادل ۱۵۰ درصد نرخ جریان نامی در فشاری معادل ۶۵ درصد فشار نامی است.

ویژگی‌های این سه نقطه، به تعریف منحنی مشخصه پمپ برای یک پمپ آتش‌نشانی خاص کمک می‌کنند.

اندازه مناسب یک پمپ آتشنشانی چقدر است؟ پاسخ‌های فراوانی برای این پرسش وجود دارد ولی بیشتر متخصصان معتقدند که یک پمپ آتشنشانی باید به اندازه‌ای بزرگ باشد که بتواند آب کافی (جریان و فشار) برای بیشترین جریان مورد انتظار از هر اسپرینکلر منفرد یا یک سیستم سیلابی همچنین یک مقدار اضافه (شیلینگ آتشنشانی) برای نیازهای اطفاء حریق، را تامین کند. مثلا، اگر بیشترین تقاضای اسپرینکلر ۱۰۰۰ gpm در فشار ۶۰ psi باشد و تقاضای مورد نیاز (شیلنگ آتش نشانی) gpm ۵۰۰ باشد، آنگاه تامین دست کم ۱۵۰۰ gpm نرخ جریان در فشار ۶۰ psi از مجموعه‌ای از پمپ آتش نشانی و آب عمومی یا مخزن اختصاصی انتظار می‌رود. اما در واقع درباره اندازه یک پمپ آتشنشانی یک پاسخ اساسی که برای همه موارد مناسب باشد، وجود ندارد. بعضی از بیمه گذاران و مراجع دارای قدرت اجرایی ترجیح می‌دهند که نرخ تقاضای بیشترین جریان از نقطه کارکرد نامی پمپ (۱۰۰ درصد جریان و فشار) تجاوز نکند، اما دیگران مقداری بین نقطه نامی و نقطه بیشینه جریان را می-پذیرند که البته به ندرت نقطه بیشینه جریان پذیرفته می‌شود.

همچنین نصب یک پمپ اضافی در واحدهای خیلی بزرگ کار متداولی است زیرا حتی اگر یکی از پمپ‌ها دچار مشکل شود یا برای تعمیر خارج از سرویس باشد، در زمینه تامین آب کافی مشکلی وجود نخواهد داشت. اگرچه پمپ آتش نشانی الکتریکی، مطمئن است ولی به شدت به در دسترس بودن منبع تغذیه الکتریکی قابل اعتماد وابسته است. پمپ‌های آتش‌نشانی دیزل نیز قابل‌اطمینان هستند اما آنها نیز به منبع تغذیه خاص خودشان (سوخت دیزل) نیازمندند. روش متداول و مطمئن برای واحدهای بزرگ، استفاده همزمان از یک پمپ الکتریکی و یک پمپ دیزل آتش نشانی است.

ب) انواع پمپ‌های آتشنشانی

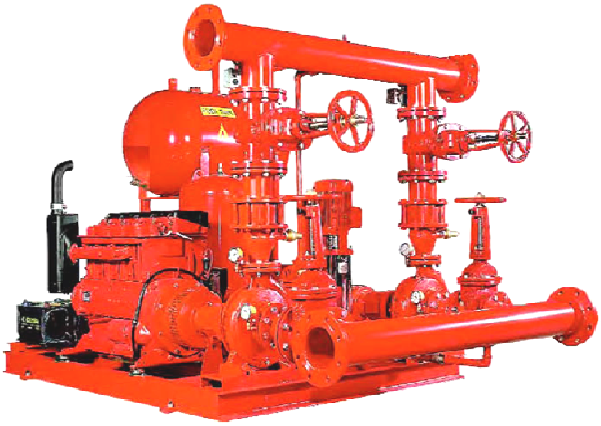
پمپ‌های آتشنشانی مورد تأیید استاندارد NFPA 20 چهار گونه هستند:

۱- پمپ‌های سانتریفیوژ تک طبقه افقی(Horizontal End Suction Centrifugal Pump)

۲- پمپ‌های عمودی خطی(Vertical In-Line Pump)

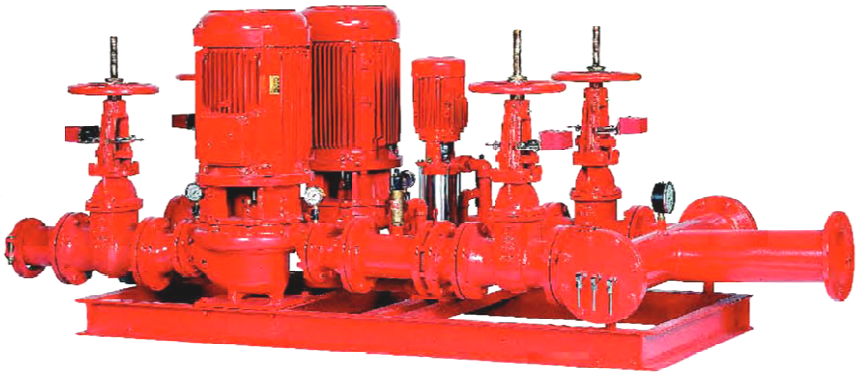
۳- پمپ‌های اسپلیت‌کیس یا همان پمپ‌های دو مکشه(Horizontal Split-Case or Double Suction Centrifugal Pump)

۴- پمپ‌های عمودی توربینی(Vertical Turbine Pump)

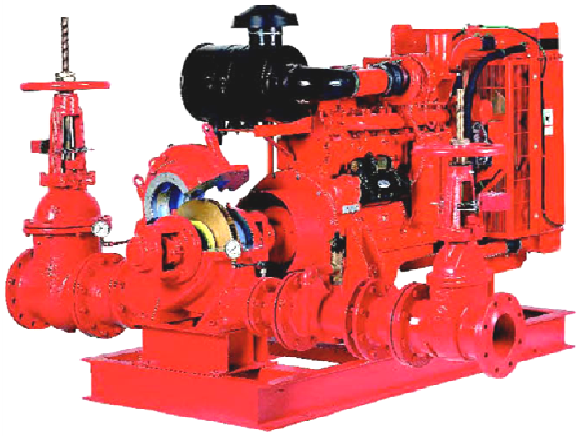


شکل ۱: دیزل پمپ آتشنشانی با پمپ سانتریفیوژ تک طبقه

هر کدام از پمپ‌های فوق به گونه‌های مختلفی تقسیم می‌شوند. مثلاً پمپ‌های عمودی خطی به انواع کوپلینگی صلب و کوپلینگی انعطاف‌پذیر تقسیم می‌شوند و همینطور بقیه موارد که می توان به استاندارد NFPA 20 مراجعه نمود.



شکل ۲: سیستم پمپ های آتشنشانی با پمپ‌های عمودی خطی



شکل ۳: دیزل پمپ آتشنشانی با پمپ دو مکشه افقی

شکل ۴: دیزل پمپ آتشنشانی با پمپ عمودی توربینی. محور و قطعات هیدرولیکی پمپ جداگانه حمل می‌شود.

پ) متریال پمپ‌های آتشنشانی

پوسته پمپ با توجه به فشار کاری پمپ، پوسته پمپ ممکن است چدن خاکستری GG 25، GGG 40، چدن نشکن، برنز و یا استنلس‌استیل ریخته گری شده باشد.

پروانه بر طبق استاندارد NFPA 20 و FM 1311-UL 448، پروانه پمپ‌های آتشنشانی یا باید برنز باشند و یا استنلس‌استیل. پروانه چدنی هرگز نباید در پمپ‌های آتشنشانی استفاده گردند.

محور محور پمپ باید استنلس‌استیل باشد. بعلاوه استانداردهای FM 1311 و UL 448 قوانین واضحی جهت طراحی محور پمپ‌های آتشنشانی عنوان کرده‌اند.

آببندی نوار گرافیتی (نوع بدون آزبست)

یاتاقانها بلبرینگ های روانکاری شده با گریس. بلبرینگ‌ها باید به حد کافی استحکام داشته باشند تا حداقل ۵۰۰۰ ساعت در ماکزیمم بار دوام آورند.

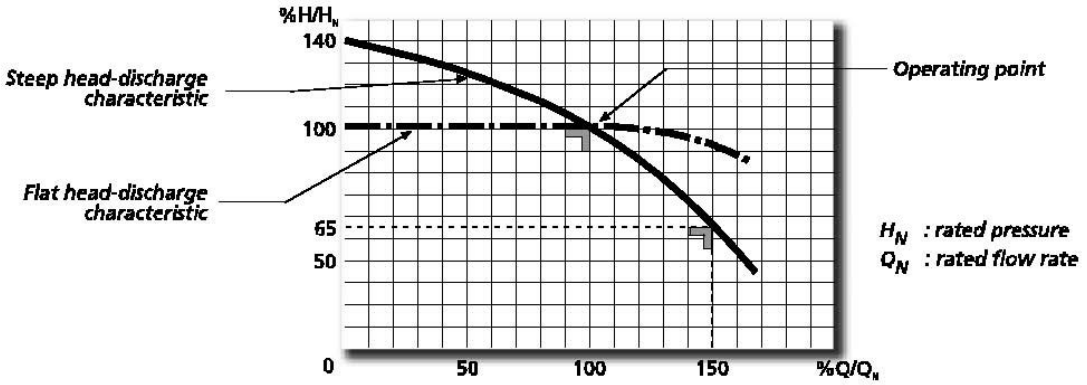
ت) منحنی عملکرد پمپ‌های آتشنشانی

بر طبق استاندارد NFPA 20 منحنی مشخصه پمپ‌های آتشنشانی به صورت زیر تعریف می‌شود:

الف) هد شات–اف Shut-off Head. برای تمامی انواع پمپ، هد نقطه شات–اف نباید از ۱۴۰ درصد هد نقطه کاری تجاوز نماید.

ب) دبی و فشار نقطه کاری. منحنی مشخصه پمپ باید از محل تلاقی دبی و فشار نقطه کاری و یا بالاتر از این نقطه عبور نماید. به عبارت دیگر در پمپ‌های آتشنشانی تلرانس منفی برای پمپ مجاز نمی‌باشد.

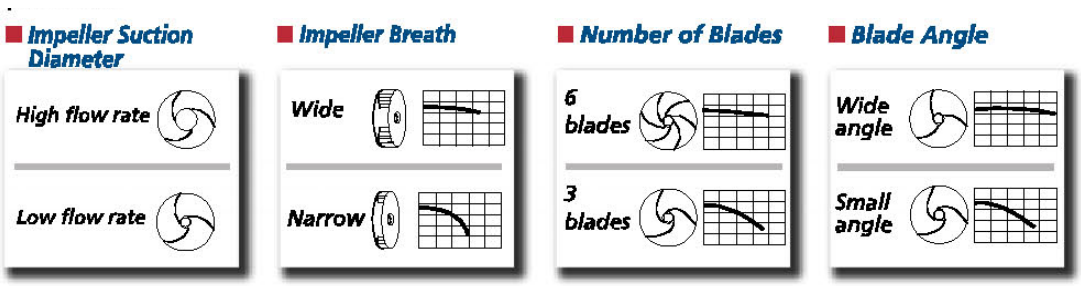
پ) بار اضافی. منحنی عملکرد پمپ باید به گونه‌ای باشد که در دبی‌های بیش از ۱۵۰ درصد نقطه کاری، هد پمپ بیش از ۶۵ درصد افت نکند.



شکل ۵: منحنی عملکرد یک پمپ آتشنشانی مطابق با استاندارد NFPA 20

ث) تأثیر طراحی پروانه روی منحنی عملکرد پمپ‌های آتشنشانی.

پروانه پمپ‌ها بر اساس نوع کاربردشان برای هدهای پایین، متوسط و بالا طراحی می‌شوند. در شکل‌های زیر تأثیر طراحی پروانه بر مشخصه‌های فشار و دبی نشان داده شده است.



شکل ۶: تأثیر طراحی پروانه بر مشخصه‌های فشار و دبی در پمپ‌های سانتریفیوژ

ج) سایر خصوصیات پمپ‌های آتشنشانی

- تمام اندازه‌گیری‌ها و محاسبات باید برای آب تمیز با دمای ۲۰ درجه سانتیگراد انجام شود.

- برای حالتی که دبی به ۱۵۰ درصد نقطه کاری می‌رسد، توان مورد نیاز موتور می‌بایست مشخص شود و در صورت درخواست کارفرما توان نامی محرکه بر اساس این حالت انتخاب گردد.

- برای اطمینان از عملکرد پمپ‌ها در شرایط خواسته شده، سازنده می‌بایست هر پمپ را جداگانه با آب تست نماید و گواهینامه‌های تست را ارائه نماید. در گواهینامه تست می بایست منحنی عملکرد، توان جذبی موتور و منحنی بازده نشان داده شود.

- در مواقعی که پمپ می بایست مکش منفی انجام دهد نباید از پمپ‌های سانتریفیوژ استفاده نمود.

- هر پمپ می‌بایستی پلاک جداگانه‌ای داشته باشد. در پلاک پمپ می‌بایست فشار کاری، دبی نقطه کاری، سرعت چرخش و فاکتورهای عملکرد موتور ذکر گردد.

- هر پمپ می‌بایستی دارای فشار سنج در سمت رانش و مکش باشد.

- پوسته هر پمپ می‌بایستی دارای شیر فشار شکن باشد.

- کوپلینگ موتور پمپ و سایر اجزا دورانی پمپ می‌بایستی مجهز به محافظ (گارد) باشد.

چ) موتورهای الکتریکی

- الکتروموتورها می‌بایست بر طبق استاندارد NEMA MG-1 باشند.
- تمام الکتروموتورها می‌بایست مناسب جهت کارکرد دائم باشند.
- موتورها نباید سرویس فاکتور کمتر از 1.15 داشته باشند.
- در مواقعی که امکان پاشش آب وجود داشته باشد، الکتروموتورها می بایست از نوع TEFC باشند.
- در مواقعی که عدم قطعیت در تأمین برق وجود دارد، می‌بایست منبع قدرت یدکی تأمین شود.
- وقتی ژنراتور برای تأمین برق الکتروپمپ استفاده می‌شود، منبع انرژی می‌بایست الزامات استاندارد NFPA 110 را داشته باشد.

ح) دیزل موتورها

- موتورهای دیزلی استفاده شده در پمپ‌های آتشنشانی، می‌بایست قابل‌اطمینان، با کیفیت بالا و برای سیستم‌های آتشنشانی طراحی شده باشد.
- در حالتی که موتور دیزل انتخاب شده است، می‌بایست دمای محیط و ارتفاع از سطح دریا مورد توجه قرار گیرد.
- پمپ و دیزل موتور می‌بایست توسط کوپلینگ‌های انعطاف‌پذیر کوپله شوند.
- دیزل موتورها می‌بایست مجهز به گاورنر باشند و قابلیت تنظیم سرعت دیزل بین ۱۰ درصد شات-اف و ماکزیمم بار کاری پمپ را داشته باشد.

- دیزل موتور باید دارای دستگاه خاموش‌کننده افزایش سرعت(Over speed shut-down device) باشد که وقتی سرعت ۲۰ درصد افزایش می‌یابد دیزل خاموش گردد.
- موتور می‌بایست مجهز به سرعت سنج(Tachometer) باشد.
- موتور می‌بایست داری گیج فشار روغن باشد.
- موتور می‌بایست دارای نشانگر دما باشد.
- تمام نشانگرهای کنترلی موتور می‌بایستی به طور مناسبی به تابلو کنترل متصل گردند.
- هر دیزل موتور می‌بایستی مجهز به دو باتری ذخیره باشد.
- هر باتری می‌بایستی دو برابر ظرفیت برای نگه‌داشتن سرعت میل‌لنگ که توسط سازنده توصیه شده است، دارا باشد.
- هر دو باتری می‌بایستی دارای کنتاکتورهای دستی کنترلی باشند تا وارد مدار گردند.

خ) تجهیزات جانبی

- شیرآلات مکش و رانش می‌بایستی از نوع دروازه ای OS&Y باشند.
- درمواقعی که بین قطر فلنج مکش و لوله مکش اختلاف سایز وجود دارد، یک تبدیل خارج از مرکز می‌بایست استفاده شود.
- درمواقعی که بین قطر فلنج رانش و لوله رانش اختلاف سایز وجود دارد، یک تبدیل مرکزی می بایست استفاده شود.
- پمپ‌های آتشنشانی می‌بایستی دارای، شیر فشارشکن پوسته(Casing relief valve)، شیر تخلیه هوا در خروجی (برای پمپ‌های دو مکشه اسپلیت کیس) و فشار سنج باشند.

د) پمپ‌های جاکی(Jockey Pumps)

- پمپ‌های جاکی برای ثابت نگه‌داشتن فشار در تمام زمان‌ها در سیستم آتشنشانی استفاده می‌شود.
- جاکی پمپ باید فشار خروجی کافی داشته باشد تا فشار مورد نظر سیستم محافظتی آتشنشانی تأمین گردد.
- پمپ‌های جاکی همچنین از ایجاد ضربه قوچ وقتی پمپ اصلی وارد مدار می شود جلوگیری می‌کند.

- **سیستم کنترلی پمپ‌های آتشنشانی با محرکه الکتریکی**

الف) خصوصیات

- پانل می‌بایستی به طور ویژه برای کارکرد پمپ‌های آتشنشانی با محرکه الکتریکی ساخته شوند.
- تمام سیستم کنترلی باید قبل از ارسال از کارخانه توسط سازنده، مونتاژ، سیم کشی و تست گردند.
- طراحی سیستم کنترلی می‌بایست بسیار قابل اطمینان باشد.
- مفهوم هر لامپ و یا دکمه و مانند آن روی پانل می‌بایستی به گونه‌ای نوشته شود که امکان پاک‌کردن و یا از بین بردن آن نباشد.

ب) پوشش(Enclosure)

- پانل می‌بایستی به طور مطئمنی در برابر قطرات آب محافظت شود (حداقل مطابق توصیه‌های NEMA و IEC). وقتی که تجهیزات در محیط‌های بیرون و یا ویژه ای نصب می‌گردند، درجه حفاظت تابلو می‌بایستی مناسب باشد.
- پانل می‌بایستی کاملاً روی زمین مستقر شود.
- پانل‌های نوع ایستاده(On stood) یا دیواری می‌بایستی مجهز به تمام تجهیزات لازم جهت نصب باشند.
- پانل می‌بایستی به طور مطمئنی قفل شود.

پ) راه اندازی و کنترل

- راه اندازی و کنترل می‌بایستی بصورت دستی یا اتوماتیک باشد.
- کنترلر اتوماتیک باید خودعمل‌کننده(Self-acting) برای راه اندازی و محافظت الکتروموتور باشد.
- وقتی سویچ فشار استفاده می‌شود، باید سویچی استفاده شود که مستقل از تنظیمات بالا و پایین کالیبر در مدار کنترل باشد.
- برای تمام پمپ‌ها و همچنین پمپ جاکی، هر کنترلر باید سویچ فشار جداگانه مخصوص خودش را داشته باشد.
- برای حالت غیر اتوماتیک، سوئیچ عملکرد دستی روی کنترل پانل باید به گونه‌ای باشدکه موتور به صورت دستی روشن شود و عملکرد سوئیچ دستی تأثیری بر سوئیچ فشاری نداشته باشد. سیستم باید به گونه‌ای باشد تا موقع خاموش کردن دستی، سیستم در حالت کار باقی بماند.

ت) تجهیزات سیگنال و آلارم

- یک نشانگر قابل رویت باید دسترسی توان در تمام فازها را نمایش دهد.
- نقص فاز یا برگشت فاز(Phase reversal) در ترمینال کنتاکتورهای موتور باید مونیتور شود. تمام فازها می‌بایستی مونیتور شوند.
- کنترلر باید مجهز به مدارات عملکرد زیر باشد:

الف) کارکرد موتور و پمپ

ب) دو فاز شدن جریان

پ) برگشت فاز

ت) کنترلر به منبع جایگزین(Alternative source) متصل شده است.

- **سیستم کنترلی پمپ‌های آتشنشانی با محرکه دیزلی**

الف) خصوصیات

- کنترلرها می‌بایست به طور ویژه برای کارکرد پمپ آتشنشانی با محرکه دیزلی ساخته شوند.
- تمام سیستم کنترلی باید قبل از ارسال از کارخانه توسط سازنده، مونتاژ، سیم کشی و تست گردند.
- تمام کنترلرها باید دارای علامت(Diesel Engine Fire Pump Controller) باشند و نام سازنده دستگاه در محل مناسبی درج گردیده باشد.

ب) پوشش

- کنترلر می بایست تا جایی که عملاً امکان دارد نزدیک دیزل موتور باشد و در کنار آن نصب گردد.
- کنترلر باید در محلی نصب گردد و یا به طریقی محافظت گردد که امکان خرابی ناشی از پاشش آب از پمپ‌ها و یا اتصالات نباشد.
- پوشش باید مطابق استاندارد NFPA 70 باشد.

پ) راه اندازی و کنترل

- راه اندازی و کنترل می بایستی به صورت اتوماتیک و یا غیر اتوماتیک باشد.

- منبع تغذیه اولیه کنترلر نباید برق ac باشد.
- وقتی سیستم کنترل فشار آب استفاده می‌شود، مدار کنترل باید سوئیچ فشاری داشته باشد که مستقل از تنظیمات بالا و پایین کالیبراسیون باشد.

ت) تجهیزات سیگنال و آلارم

- برای حالات زیر می‌بایست نشانگرها و آلارم‌های جداگانه ای وجود داشته باشد:

۱) از کار افتادن استارت اتوماتیک موتور

۲) خاموش شدن موتور به خاطر سرعت غیر مجاز(Over speed)

۳) خرابی باتری

۴) از کار افتادن شارژر باتری

۵) فشار بسیار پایین روغن در سیستم روان‌کاری

۶) دمای سیستم خنک‌کاری

ث) اتصالات و سیم کشی

- اجزای سیم‌کشی کنترلر باید به صورتی باشد که برای کارکرد دائم مناسب باشد.

- **آزمایش های منظم مورد نیاز**

پمپ‌های آتشنشانی، در هر نوع و اندازه‌ای نه تنها باید بطور دوره‌ای و ترجیحا به روش روشن‌شدن خودکار (استارت اتوماتیک) آزمایش شوند، بلکه گاه باید دستی نیز روشن شوند. بعضی از متخصصان می‌گویند این پمپ‌ها باید هفتگی آزمایش شوند (مانند آنچه در NFPA20 آمده است) و عده‌ای دیگر می‌گویند پمپ‌های دیزل، هفتگی و پمپ‌های الکتریکی، ماهانه نیازمند آزمایش هستند. این آزمایش‌ها شامل آزمون راه‌اندازی و کارکردی (بدون جریان آب) هستند، مانند روشن کردن خودرو در یک صبح زمستانی خیلی سرد. درباره زمان این آزمایش‌ها نیز نظرها متفاوت است اما به نظر بعضی کارشناسان خبره ۳۰ دقیقه برای پمپ‌های دیزل و ۱۵-۱۰ دقیقه برای پمپ‌های الکتریکی (در هر نوع پمپ در سرعت نامی و دمای کاری عادی). فصل پنجم "استاندارد NFPA25، با نام بازرسی، آزمایش و نگهداری سیستم‌های اطفاء حریق بر مبنای آب" (ویرایش ۱۹۹۸) شامل محدوده کاملی از آزمون‌های پیشنهاد شده و دوره تکرار آنهاست. در NFPA25 راهنمایی‌های خوبی در هر مورد وجود دارد.

- **آزمایش جریان آب**

همه پمپ‌های آتشنشانی باید دست کم بطور سالانه در شرایط جریان آب کامل آزمایش شوند و ویژگی‌های آنها در شرایط دبی صفر، نقطه نامی و بیشترین خروجی اندازه‌گیری شود. به دلیل این که امکان دارد کارایی پمپ به تدریج کاهش یابد یا در اثر آسیب‌های موقت در مخزن آب مشکل ایجاد شود، به کمک نتایج سالانه آزمایش جریان آب می توان به دقت این مشکلات را نشان داد و پیش از نیاز به وجود پمپ‌ها در شرایط اضطراری، به حل این مشکلات کمک کرد. اکنون بسیاری از کارخانجات و مجتمع‌های صنعتی و ساختمانی از پیمانکاران مستقلی که در زمینه آزمایش پمپ‌های آتش‌نشانی تخصص دارند، بهره می-گیرند. این پیمانکاران در زمینه قطعات یدکی و چگونگی انجام این آزمایش‌ها تخصص دارند و به نتایج خوبی رسیده‌اند.

پمپ‌های آتشنشانی خیلی بزرگ دارای ابزار اندازه‌گیری جریان هستند تا آزمایش جریان بتواند بدون هدر رفتن هزاران گالن آب در دقیقه به سهولت انجام شود. از دبی‌سنج برای اندازه‌گیری نرخ جریان آب در یک سیستم بازچرخش استفاده می‌شود. معمولا پمپ‌های آتشنشانی با دبی‌های نامی بیش از ۲۵۰۰ gpm برای آزمایش دبی‌سنج دارند، اگرچه ممکن است پمپ‌های کوچک نیز نیاز به دبی‌سنج داشته باشند. گاهی اوقات شرایط نصب، امکان تخلیه نرخ جریان کل را فراهم نمی‌کند.

- **بازرسی کامل واحد**

پمپ‌های آتشنشانی باید دست کم هر هفته برای کنترل شرایط عمومی پمپ، محرک و کنترلر، بازرسی (و راه اندازی) شوند. بازرسی باید شامل خود پمپ، یاتاقان‌ها، محفظه آب‌بندی، مکش مخزن آب و رانش، صافی‌ها، کارایی پمپ، آژیرهای قطع برق، مخازن سوخت و منابع تغذیه الکتریکی باشد. محدوده بازرسی پمپ‌های آتش نشانی دیزل و بنزینی باید شامل باتری‌ها، سطح روغن، سیستم خنک‌کننده، تسمه‌ها و شیلنگ‌ها، و شرایط مکانیکی عمومی موتور باشد. محرک دیزل‌های آتش‌نشانی، مانند خودرو یا کامیون، به تنظیم سالیانه و دیگر نگهداری‌هایی که توسط سازنده مشخص شده است، نیاز دارد و یک مکانیک دیزل متخصص باید این کار را انجام دهد.

تمام کارکردهای کنترلر پمپ‌آتشنشانی باید حداقل سالیانه آزمایش شوند. سازنده کنترلر می‌تواند متخصص محلی را برای کمک در انجام این آزمایش‌ها، معرفی کند. پس از پایان آزمایش‌ها، باید گزارشی از آزمون شامل آزمایش‌های انجام شده و تنظیم همه ابزارهای دارای تاخیر زمانی تهیه شود. گزارش باید شامل نتایج آزمایش کارکرد پمپ، محرک و کنترلر باشد. مقایسه نتایج سال به سال می تواند مشکلات را پیش از جدی شدن آن آشکار سازد.

- **آزمایش پذیرش**

مولفین و بیشتر بیمه‌گذاران و مراجع دارای قدرت اجرایی موافقند که تست پذیرش برای یک پمپ آتشنشانی مشخص در هر سیستم نصب شده جدید، ضروری است. همچنین NFPA20 آزمایش‌های پذیرش یک پمپ آتش‌نشانی تازه نصب شده را لازم می داند و در فصل ۱۱ (ویرایش ۱۹۹۹) معیار مشخصی را ارائه می‌دهد.

"آزمون سه نقطه‌ای" و منحنی مشخصه پمپ، یک آزمون پایه‌ای برای کمترین نرخ جریان است که البته مولفین پیشنهاد می-کنند که در آزمایش‌های پذیرش، پنج نقطه مورد آزمایش برداشت شود.

واحد کنترل پمپ آتشنشانی نیز در آزمایش پذیرش دارای مراحلی است. همچنین NFPA20 شش استارت دستی و شش استارت خودکار و یک حداقل زمان کارکرد پنج دقیقه‌ای برای محرک پمپ می‌خواهد.

پمپ‌های آتشنشانی الکتریکی نیز باید با اندازه‌گیری ولتاژ و جریان الکتریکی در شرایط جریان مختلف، آزمایش شوند. استاندارد NFPA20 (ویرایش ۱۹۹۹) اینک خواستار وجود ولتمتر و آمپرمتر در کنترلر برای انجام ایمن این آزمایش‌ها می‌باشد. پمپ‌های دیزل باید توسط هر دو مجموعه باتری روشن شوند. پمپ‌های آتشنشانی در طول مدت (کل) انجام این آزمایش‌ها باید دست کم ۶۰ دقیقه کار کند.

متخصصان پمپ آتشنشانی، شامل سازندگان و نصب‌کنندگان، آزمایش‌های پذیرش را به طور متداول انجام می‌دهند. اگر پروانه پمپ بطور اشتباهی نصب شده باشد یا در مسیر مکش، انسداد وجود داشته باشد، آزمایش پذیرش، موقعیت خوبی برای یافتن این مشکلات است.

پمپ‌های آتشنشانی کمی گران هستند ولی برای مکان‌هایی که به تقویت فشار آب نیاز دارند یا تغذیه آب عمومی ندارند، بسیار ارزشمند هستند.

اینگونه سرمایه‌گذاری به مراقبت‌های ویژه ای نیاز دارد، چنان که شاید پمپ‌های نصب شده و نگهداری شده سال‌ها قابل استفاده باشند.

🕮 استاندارد ایزو ۵۱۹۹(ویرایش سال ۲۰۰۲)

این مقاله که به صورت اختصاصی در بخش تحقیق و توسعه این شرکت گردآوری شده است، ترجمه کاملی از استاندارد استاندارد ایزو ۵۱۹۹ ویرایش سال ۲۰۰۲ میلادی می‌باشد که به دلیل حجم بالای آن، در چند شماره از فصل‌نامه به چاپ می‌رسد. امید است که این مقاله بتواند کمکی به شناخت هرچه بیشتر این استاندارد توسط صنعت‌گران این مرز و بوم شود.

- پیش گفتار

ایزو(سازمان جهانی استاندارد سازی) یک فدراسیون جهانی متشکل از اعضای استاندارد جهانی(اعضای عضو ایزو) است. کار آمادسازی استانداردهای جهانی معمولا توسط کمیته‌های فنی ایزو صورت می‌گیرد. هر یک از اعضای علاقه‌مند در زمینه‌های مورد تایید کمیته‌های فنی، این حق را دارد که به عنوان نماینده آن کمیته معرفی شود. موسسات جهانی، ائم از دولتی یا غیر دولتی، که در ارتباط با ایزو باشند، معمولا در کارها مشارکت دارند. ایزو در تمامی مسائل استانداردسازی الکتریکی، با کمیسیون جهانی الکتروتکنیک(IEC) همکاری می‌کند.

استانداردهای جهانی با توجه به قوانین آورده شده در دستورالعمل های ISO/IEC پیش نویس می‌شوند.

وظیفه اصلی کمیته‌های فنی، آماده‌سازی استانداردهای جهانی می‌باشد. پیش‌نویس استانداردهای جهانی که توسط کمیته‌های فنی پذیرفته می‌شود، برای رای‌گیری اعضا به جریان در می‌آید. انتشاراتی که به عنوان استاندارد جهانی پذیرفته می‌شوند، به حداقل ۷۵ درصد آرای اعضای رای‌دهنده نیاز دارند. باید توجه شود که بعضی از اجزای استانداردهای جهانی ممکن است موضوع امتیاز ثبت اختراعاتی باشد. ایزو نباید مسئول شناسایی هیچ یک از این اختراعات باشد.

استاندارد ایزو ۵۱۹۹ توسط کمیته تخصصی ISO/TC 115 پمپ و زیر کمیته SC1 ابعاد و تعاریف تخصصی پمپ، تهیه شده است. چاپ دوم این استاندارد چاپ اول را باطل کرده و جایگزین آن می‌باشد که به صورت فنی در آن تجدید نظر شده است. پیوست های A، C و D قسمت‌های اصلی این استاندارد را تشکیل می‌دهند. پیوست های B، E، F، G و H تنها برای اطلاع می‌باشند.

- مقدمه

این استاندارد جهانی، یکی از استانداردهایی است که با خصوصیات فنی پمپ سانتریفیوژ در ارتباط می‌باشد. این استانداردها به کلاس های ۱، ۲ و ۳ تخصیص یافته است. کلاس ۱ شامل شدیدترین و کلاس ۳ شامل خفیف‌ترین الزامات می‌باشد.

انتخاب نوع کلاس استاندارد بسته به الزامات فنی برای کاربردهایی است که برای پمپ خواسته شده است. کلاس انتخاب شده باید مورد توافق بین خریدار و تامین‌کننده باشد. الزامات ایمنی اضافی با توجه به زمینه کاربرد پمپ باید در نظر گرفته شود.

در هر صورت، استانداردسازی کلاس الزامات فنی برای پمپ‌های سانتریفیوژ برای یک کاربرد خاص ممکن نمی‌باشد، زیرا هر یک از زمینه‌های کاربرد شامل الزامات متفاوتی می‌باشد. تمامی کلاس‌ها با توجه به الزامات متفاوت کاربردهای پمپ می تواند مورد استفاده قرار گیرد. بنابراین ممکن است که پمپ ساخته شده با توجه به کلاس های ۱، ۲ و ۳ ، در کنار پمپ دیگری در یک کارخانه استفاده شود.

الزامات بیشتر برای کاربردها و صنایع خاص، در استانداردهای جداگانه‌ای مورد بحث قرار می‌گیرد.

معیارها برای انتخاب کلاس پمپ برای یک کاربرد معین می تواند شامل موارد زیر باشد:

- قابلیت اعتماد
- عمر عملیاتی مورد نیاز
- شرایط عملیاتی
- شرایط محیطی، و
- شرایط پیرامون محلی

مراجع نشان داده‌شده با حروف درشت و فهرست موجود در پیوست H نشان‌دهنده جایی است که باید تصمیم‌گیری توسط خریدار صورت گیرد، یا جایی که توافق بین خریدار و تامین‌کننده یا سازنده باید صورت گیرد.

۱. هدف

۱.۱. این استاندارد جهانی الزامات مورد نیاز جهت پمپ‌های تک طبقه، چند طبقه، با ساختار افقی یا عمودی، با هر عامل محرک و نصب جهت کاربردهای عمومی را تعریف می‌کند. پمپ‌های مورد استفاده در صنایع شیمیایی(یا پمپ‌های مطابق ایزو ۲۸۵۸) پمپ‌هایی هستند که این استاندارد آنها را تحت پوشش قرار می‌دهد.

۱.۲. این استاندارد جهانی شامل ویژگی‌های طراحی مورد نظر، نگهداری و ایمنی برای پمپ‌ها شامل فوندانسیون، کوپلینگ و لوله‌کشی‌های جانبی می‌شود، اما همه الزامات ضروری درایور، به جز آنهایی که به توان اسمی خروجی مربوط می‌شود را دارا نمی‌باشد.

۱.۳. در کاربردهایی که این استاندارد جهانی لازم و نیازمند تعریف ویژگی‌های طراحی است، ممکن است طراحی‌های جایگزین دیگری که منظور این استاندارد جهانی است نیز به صورت مشروح تهیه شود.
در پمپ‌هایی که با تمامی الزامات این استاندارد جهانی مطابق نباشد، ملاحظاتی بیان می‌شود که تمامی این تفاوت‌ها را اظهار کند.

۲. مراجع اصلی

اسناد اصلی زیر شامل قوانینی است که متون آنها، مقررات این استاندارد را تشکیل می‌دهد. برای مراجع تاریخ-دار، ضمائم پیرو، یا تجدید چاپ هر یک از این انتشارات، به کار برده نمی‌شود. برای منابع بدون تاریخ، چاپ آخر منابع اصلی ارجاع داده شده، به کار رفته شده است. اعضای ایزو(ISO) و آی ای سی(IEC) هر یک از استانداردهای جهانی معتبر حاضر را نگهداری می‌کنند.

ایزو ۷۶، یاتاقان‌های غلتشی- بارهای استاتیک نامی

ایزو۱-۲۸۱، یاتاقان‌های غلتشی- بارهای دینامیک نامی و عمر نامی- قسمت ۱:روش‌های محاسبه

ایزو۲۸۵۸، پمپ‌های مکش از انتها(۱۶ بار) – علائم، ابعاد و نقطه نامی کاری

ایزو۳۰۶۹، پمپ‌های مکش از انتها(۱۶ بار) – ابعاد حفره‌ها برای آب‌بندهای مکانیکی و پکینگ‌های نرم

ایزو ۳۲۷۴، مشخصه‌های ابعادی پمپ- ترکیب سطح: روش پروفیل

ایزو ۳۷۴۴، آکوستیک- تعاریف سطوح توان صوتی منابع صوتی با استفاده از روش مهندسی فشار صوتی در زمینه آزاد در طول یک سطح بازتابی

ایزو ۳۶۶۱، پمپ‌های سانتریفیوژ مکش از انتها- ابعاد نصب و فوندانسیون

ایزو۳۷۴۶، آکوستیک- تعاریف سطوح توان صوتی منابع صوتی با استفاده از فشار صوتی- روش ممیزی با استفاده از محاط کردن سطح اندازه‌گیری در طول یک سطح بازتابی

ایزو۱-۷۰۰۵، فلنج‌های فلزی- قسمت اول: فلنج‌های فولادی

ایزو۲-۷۰۰۵، فلنج‌های فلزی- قسمت دوم: فلنج‌های چدنی

ایزو۳-۷۰۰۵، فلنج‌های فلزی- قسمت سوم: فلنج‌های کامپوزیت و آلیاژهای مسی

ایزو۹۹۰۶، پمپ‌های روتودینامیک- تست‌های پذیرش عملکرد هیدرولیکی- درجه ۱و۲

ایزو۱-۹۶۱۴، آکوستیک- تعاریف سطوح توان صوتی منابع صوتی با استفاده از شدت صوت- قسمت ۱: اندازه-گیری در نقاط گسسته

ایزو۲-۹۶۱۴، آکوستیک- تعاریف سطوح توان صوتی منابع صوتی با استفاده از شدت صوت- قسمت ۱: اندازه-گیری به وسیله اسکن کردن

۳. واژگان و تعاریف

۳.۱. شرایط کاری

تمامی پارامترهایی که جهت مشخص کاربرد پمپ و سیال پمپ شونده تعیین می شوند.

توجه: این پارامترها نوع ساختمان پمپ و مواد مورد استفاده در پمپ را مورد تاثیر قرار می دهند.

۳.۲. محدوده عملیاتی مجاز

محدوده جریان‌ها یا هدها در شرایط عملیاتی مشخص پمپ که با در نظر گرفتن کاویتاسیون، حرارت، ارتعاشات، سر و صدا، انحراف شفت و دیگر محدودیت ها، تعیین می‌شود.

توجه: حد بالا و پایین این محدوده، به وسیله جریان پیوسته بیشینه و کمینه، مشخص می شود.

۳.۳. شرایط اسمی(شرایط اعلام شده)

شرایطی که مقادیر تضمین‌شده لازم را برای شرایط عملیاتی تعریف شده، تعریف می کند. با احتساب تمامی محدودیت‌های لازم.

۳.۴. توان خروجی اسمی درایور(توان اعلام شده)

بیشترین توان خروجی پیوسته مجاز درایور تحت شرایط تعریف شده می‌باشد.

۳.۵. فشار طراحی ابتدایی

فشار به دست آمده از تنش مجاز در ۲۰ درجه سانتی گراد برای مواد به کار رفته شده در قسمت‌های تحت فشار می‌باشد.

۳.۶. فشار کاری مجاز بیشینه(MAWP)

فشار برای یک جزء بر اساس مواد به کار رفته شده و بر اساس قوانین محاسباتی در دمای عملیاتی مشخص می‌باشد.

۳.۷. فشار ورودی اسمی(اعلام شده)

فشار ورودی شرایط عملیاتی در نقطه تضمینی می‌باشد.

۳.۸. فشار خروجی اسمی(اعلام شده)

فشار خروجی پمپ در نقطه تضمینی با جریان اسمی، سرعت اسمی، چگالی و فشار ورودی اسمی می‌باشد.

۳.۹. حد دما/فشار

محدود فشار و دمای یک جزء در طراحی و ماده داده شده(به شکل ۱ نگاه کنید)

۳.۱۰. حد مجاز خوردگی

آن قسمت از ضخامت دیواره قسمت‌هایی که در تماس با سیال پمپ شده می‌باشند با ضخامتی بیشتر از ضخامت تئوری مورد نیاز برای تحمل محدوده فشار در شدیدترین شرایط عملیاتی.

۳.۱۱. بالاترین سرعت پیوسته مجاز

بالاترین سرعتی که سازنده اجازه عملکرد پیوسته را می‌دهد.

۳.۱۲. سرعت قطع

سرعتی است که در آن تجهیزات قطع اضطراری سرعت بیش از اندازه، مستقل فعالیت می‌کنند تا عامل محرک را خاموش کنند.

۳.۱۳. اولین سرعت بحرانی

سرعت چرخشی است که اولین فرکانس طبیعی جانبی ارتعاشات اجزای چرخشی به فرکانس چرخش مربوط شده و مطابقت می‌کند.

۳.۱۴. بار شعاعی طراحی

بار شعاعی روتور پمپ جهت انتخاب سیستم یاتاقان می‌باشد.

۳.۱۵. بار شعاعی بیشینه

بیشترین بار شعاعی روتور پمپ که در نتیجه عملکرد پمپ در هر شرایطی، در محدوده عملیاتی مجاز می‌باشد.

۳.۱۶. انحراف محور

انحراف شعاعی کلی موقعیت محور در ارتباط با محفظه یاتاقان را که به وسیله یک دستگاه اندازه‌گیری می‌شود، انحراف محور می‌گویند که در این حالت محور در حالت افقی به صورت دستی در یاتاقان‌ها دوران داده شده و لنگش آنها حول محفظه یاتاقان اندازه‌گیری می‌شود. با چرخش شفت به صورت دستی در یاتاقان، شفت در حالت افقی می‌باشد.

۳.۱۷. انحراف صفحه(لنگی صفحه)

انحراف محوری کلی که در صفحه شعاعی خارجی آب بند شفت که به وسیله یک ابزار که به انتهای شفت وصل شده و با شفت می‌چرخد، نشان داده می‌شود، در حالی‌که چرخش شفت به صورت دستی در یاتاقان انجام شده و شفت در حالت افقی باشد.

توجه : صفحه شعاعی تعیین‌کننده تراز اجزای آب‌بند می‌باشد.

۳.۱۸. خمش شفت

جابجایی شفت از مرکز هندسی خود در واکنش به نیروهای هیدرولیکی شعاعی وارد بر پروانه می‌باشد.

توجه : خمش شفت شامل جابه‌جایی شفت که به وسیله کج شدن(عدم رعایت فاصله) فواصل یاتاقان، خمیدگی ایجاد شده به وسیله عدم تعادل پروانه و انحراف شفت می‌شود نمی‌باشد.

۳.۱۹. فلاشینگ آب بندی

بازگشت سیال پمپ شده از قسمت پرفشار به حفره آب بند را گویند.

توجه : این موضوع می‌تواند بوسیله مسیر داخلی یا لوله کشی خارجی بوده و برای از بین بردن گرمای تولید شده در آب بند، نگه داشتن فشار مثبت در حفره آب بند و یا بهبود شرایط محیط کاری برای آب بند استفاده شود. در بعضی موارد مورد دلخواه است که جریان از حفره آب بند به مناطق فشار پایین چرخش پیدا کند.

۳.۲۰. شستشوی پاششی

تزریق یک سیال مناسب(تمیز، همخوان با سیال پمپ شونده) از یک منبع خارجی به محفظه آب‌بندی و در نهایت تخلیه آن به سیال پمپ شونده می‌باشد.

توجه : هدف از شستشوی پاششی همانند فلاشینگ آب بندی و همچنین بهبود محیط کاری آب بند می‌باشد.

۳.۲۱. سرد کردن یا حفاظت(کوئنچ)

تزریق پیوسته یا متناوب از یک سیال مناسب(تمیز، همخوان با سیال پمپ شونده) درمحفظه فشار آب‌بند (در قسمت اتمسفریک آب‌بند اصلی) شفت می‌باشد.

توجه : این موضوع برای راه ندادن هوا یا رطوبت، برای جلوگیری یا پاک کردن رسوبات (شامل یخ زدگی)، روانکاری آب بند جانبی، خاموش کردن آتش، رقیق سازی، گرم یا سرد کردن نشتی استفاده می‌شود.

۳.۲۲. سیال مانع(باریر)

سیالی که بین آب‌بند مکانیکی دوبل برای عایق‌سازی سیال کاری پمپ از محیط استفاده می‌شود.

توجه : فشار سیال باریر معمولاً بالاتر از فشار فرآیندی است که آب‌بند می‌شود.

۳.۲۳. سیال بافر

سیالی که به عنوان روان‌کار یا بافر در آب‌بند مکانیکی دوبل به کار می‌رود.

توجه : این سیال معمولاً در فشاری پایین‌تر از فشار فرآیندی است که آب بند می‌شود.

۳.۲۴. منحنی $H(Q)$ پمپ

- منحنی هد- ظرفیت پمپ
- منحنی مشخصه پمپ

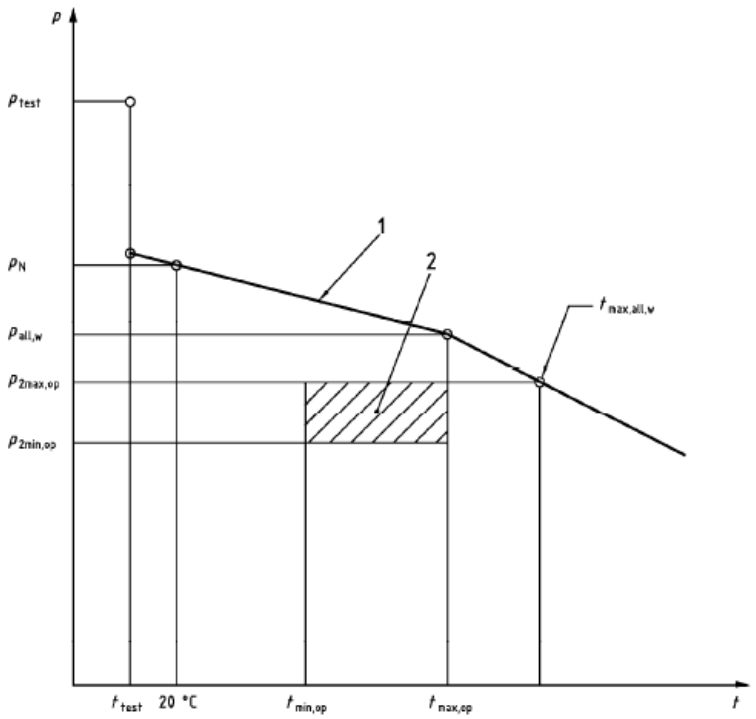
رابطه بین هد کلی پمپ و نرخ جریان در شرایط کاری/ نامی سرعت و سیال می‌باشد.

۳.۲۵. هد مکش مثبت خالص ۳٪

هد مکش مثبت خالص مورد نیاز جهت محدود کردن تا ۳ درصد افت در هد کلی اولین طبقه پمپ

توجه : افت هد ۳٪ مبنای استفاده شده در منحنی‌های عملکردی است.

به شکل ۱ نگاه کنید.



شکل شماره ۱- قسمت تحت فشار- فشار/دمای نامی

1 محدوده فشار- دمای یک جزء

2 محدوده عملیاتی سیال شامل تلرانس ها

p	فشار
$p$test	فشار تست هیدرواستاتیک
pN	فشار طراحی اولیه
$p$all,w	فشار کاری مجاز بیشینه
p2max,op	فشار عملیاتی خروجی بیشینه
p2min,op	فشار عملیاتی خروجی کمینه

t	دما
$t$test	دمای تست هیدرواستاتیک
$t$min,op	کمترین دمای کاری
$t$max,op	بیشترین دمای کاری
$t$max,all w	بیشینه دمای کاری مجاز در فشار خروجی بیشینه

۴. طراحی

۴.۱. کلیات

۴.۱.۱. اسناد

زمانی که اسناد شامل الزامات متعارضی باشد، باید به ترتیب زیر به کار برده شوند :

الف) سفارش خرید (پیوست‌های C و D مشاهده شود)

ب) دیتا شیت (پیوست A مشاهده شود)

پ) الزامات این استاندارد جهانی

ت) استانداردهای دیگری که در سفارش به عنوان مرجعی برای ساخت می‌باشد.

۴.۱.۲. منحنی H (Q) پمپ (منحنی مشخصه)

سازنده / تامین‌کننده باید منحنی مشخصه را که نشان‌دهنده محدوده عملیاتی مجاز پمپ می‌باشد آماده سازد، منحنی‌های مشخصه با کمترین و بیشترین قطر پروانه باید در نمودار عملکرد برای پمپ‌های منطبق بر ایزو ۲۸۵۸ و انواع دیگر پمپ‌ها زمانی که توسط سفارش‌دهنده درخواست می شود، رسم شود.

پمپ‌های با منحنی‌های مشخصه پایدار ترجیح داده می‌شوند.

اگر توسط سفارش‌دهنده تعیین شود، پمپ باید قادر باشد با محرکه سرعت ثابت و با نصب یک یا چند پروانه جدید یا بزرگتر و یا متفاوت، افزایش هدی تقریبا ۵ درصدی در شرایط کاری ایجاد نماید.

مکان نقطه عملکرد در محدوده جریان مرتبط با نقطه بهترین کارائی، می‌بایست توسط خریدار به عنوان تابعی از کاربرد خاص پمپ و اختلاف پیش بینی شده در جریان برای عملکرد بهینه، تعیین شود.

۴.۱.۳. هد مکش مثبت خالص (NPSH)

هد مکش مثبت خالص مورد نیاز (NPSHR) باید بر اساس آب سرد و مطابق با استاندارد ایزو ۹۹۰۶ باشد. مگر آنکه به شیوه‌ای دیگر توافق شده باشد.

سازنده / تامین‌کننده باید منحنی NPSHR را به عنوان تابعی از دبی آب تهیه کند. منحنی NPSHR باید هد مکش مثبت خالص ۳٪(NPSH3) باشد. فاکتور تصحیح برای هیدروکربن‌ها نباید در منحنی‌های NPSHR به کار برده شود. پمپ‌ها باید طوری انتخاب شود که کمترین NPSH در دسترس (NPSHA) در نصب، بیشتر از NPSHR پمپ در کمترین محدوده ایمنی باشد. این محدوده ایمنی باید کمتر از 0.5m باشد. اما سازنده/تامین‌کننده محدوده‌های ایمنی بالاتر مشخص را که به فاکتورهای زیر بستگی دارد،تعیین می‌کند:

- اندازه، نوع، سرعت مخصوص، هندسه هیدرولیک یا طراحی پمپ
- سرعت کار
- سیال پمپ‌شونده

- مقاومت سایشی کاویتاسیون مواد ساختی

۴.۱.۴. نصب در محیط باز(نصب خارجی)

پمپ‌ها باید جهت نصب در محیط باز تحت شرایط محیطی تعریف‌شده به وسیله سازنده/تامین‌کننده، مناسب باشند.

هر شرایط محیطی محلی متفاوت، مثل دمای پایین یا بالا، محیط‌های خورنده، طوفان‌های شنی که پمپ باید برای آن‌ها مناسب باشد به وسیله سفارش‌دهنده(خریدار) تعریف می‌شود.

۴.۲. محرکه‌ها

موارد زیر هنگام تعریف عملکرد اسمی(اعلام‌شده) درایور باید مدنظر قرار بگیرد :

الف) کاربرد و روش عملکرد پمپ. به عنوان مثال در مورد عملکرد موازی، محدوده عملکرد ممکن تنها با عملکرد یک پمپ و با احتساب مشخصات سیستم باید در نظر گرفته شود.

ب) مکان نقطه عملیاتی بر روی منحنی مشخصه پمپ

پ) افت اصطکاکی آب‌بند شفت

ت) جریان چرخش برای آب‌بند مکانیکی (مخصوصاً برای پمپ‌هایی با نرخ جریان پایین)

ج) خصوصیات سیال پمپ‌شده (لزجت، محتویات جامد، چگالی)

چ) قدرت و افت لغزش در خلال انتقال توان

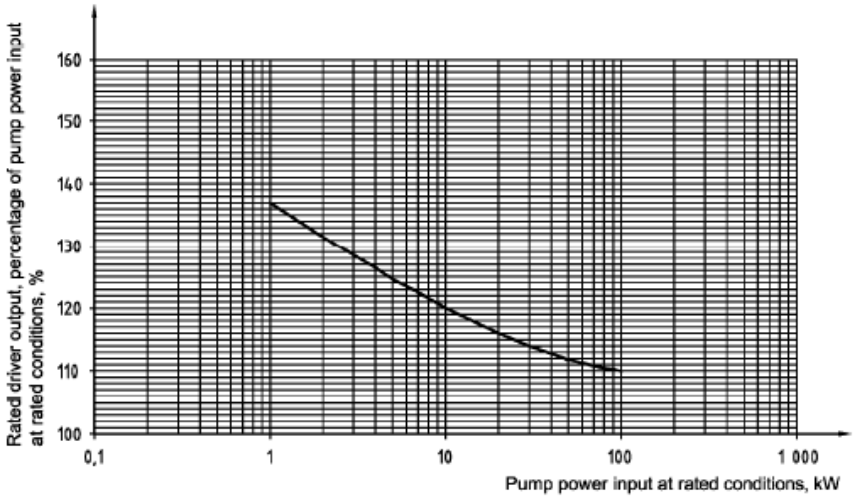
خ) شرایط اتمسفریک در ایستگاه پمپاژ

د) استارت پمپ

جهت ارزیابی خصوصیات گشتاور سرعت مورد نیاز درایور، ملاحظاتی در مورد خصوصیات سیستم باید در نظر گرفته شود، به خصوص که آیا پمپ به صورت دستی یا اتوماتیک با شیر فلکه خروجی باز یا بسته استارت شده یا برای پر کردن خط خروجی اصلی استفاده شود.

عوامل محرکی که به عنوان درایور برای پمپ‌هایی که تحت پوشش این استاندارد مباشند، باید دارای توان خروجی اعلام شده حداقل برابر با درصد انرژی ورودی اعلام شده پمپ که در شکل ۲ نشان داده شده باشد. این مقدار هیچ

گاه نباید کمتر از ۱ کیلووات باشد. جایی که به نظر برسد این موضوع منجر به انتخاب ابعاد بزرگ غیر ضروری درایور می‌شود، یک پیشنهاد جایگزین باید اخذ و برای تایید به خریدار ارائه شود.



شکل شماره۲- خروجی اسمی درایور، درصد انرژی ورودی پمپ در شرایط اعلام شده

۴.۳. سرعت بحرانی، بالانس و ارتعاش

۴.۳.۱. سرعت بحرانی

تحت شرایط عملیاتی، اولین سرعت بحرانی جانبی حقیقی روتور وقتی با درایور کوپل می‌شود باید حداقل ۱۰ درصد بالاتر از بیشترین سرعت پیوسته مجاز(شامل سرعت قطع پمپ گردانده شده به وسیله توربین) باشد. برای برخی از انواع پمپ‌ها (پمپ‌های عمودی شفت و غلافی و افقی چند طبقه)، اولین سرعت بحرانی باید پایین‌تر از سرعت عملکردی باشد که بین سفارش‌دهنده و سازنده/تامین‌کننده مورد موافقت قرار می‌گیرد. توجه خاصی باید در مورد پمپ‌هایی که با سرعت‌های متغییر کار می‌کنند، لحاظ شود.

۴.۳.۲. بالانس و ارتعاش

۴.۳.۲.۱. کلیات

تمامی تجهیزات چرخشی اصلی باید بالانس شوند.

۴.۳.۲.۲. پمپ‌های افقی

ارتعاشات فیلتر نشده نباید از شدت ارتعاش مجاز ذکر شده در جدول ۱ زمانی که توسط تجهیزات تست سازنده/تامین‌کننده اندازه‌گیری می‌شود، بیشتر شود (۱) .

این مقادیر به صورت شعاعی در محفظه یاتاقان، در یک نقطه عملیاتی تک در سرعت اعلام‌شده (٪۵ ±) و جریان اعلام‌شده (٪۵ ±) در شرایط عملیاتی بدون کاویتاسیون اندازه‌گیری می‌شوند.

ترکیب پمپ	نوع پمپ	بیشترین مقادیر سرعت ارتعاشات r.m.s. mm/s	
		h u 225	h > 225
پمپ با پایه صلب	پمپ های افقی	3,0	4,5
پمپ با پایه انعطاف پذیر	پمپ های افقی	4,5	7,1
همه	پمپ های عمودی	7,1	

جدول شماره ۱- شدت ارتعاشات مجاز بیشینه

در جدول ۱، h ارتفاع خط مرکز پمپ می‌باشد، و یک پایه صلب که پایین‌ترین فرکانس طبیعی ترکیب ماشین و سیستم پایه در جهت اندازه‌گیری، در کمترین حالت ۲۵ درصد بالاتر از فرکانس چرخشی می‌باشد. تمامی پایه‌های دیگر انعطاف‌پذیر فرض می‌شوند. سازنده/تامین‌کننده باید درجه بالانس مورد نیاز، جهت سطح ارتعاش مورد قبول را که در این استاندارد جهانی محدوده آن مشخص شده است را تعیین کند.

توجه : جهت اطلاع، این بالانس به طور معمول با توجه به درجه ۶.۳ G از ایزو ۱-۱۹۴۰ به دست می‌آید.

مقادیر فیلتر شده برای فرکانس چرخشی و فرکانس گذر از پره از مقادیری که در جدول ۱ داده شده است پایین‌تر می‌باشند. پمپ‌های با پروانه خاص، به عنوان مثال یک پروانه تک کاناله، ممکن است از محدودیت‌های جدول ۱ تجاوز کند. در این موارد سازنده/تامین‌کننده این موارد را باید در پیشنهادش اظهار کند.

۴.۳.۲.۳. پمپ‌های عمودی

اندازه‌گیری ارتعاشات باید از فلنج بالایی درایور که روی پمپ‌های عمودی با کوپلینگ‌های صلب قرار دارد و نزدیک یاتاقان بالایی پمپ در پمپ‌های عمودی با کوپلینگ‌های انعطاف پذیر، انجام شود. محدوده ارتعاشات برای پمپ‌های با یاتاقان‌های غلتشی و غلافی نباید از محدوده شدت ارتعاشات داده شده در جدول ۱، زمانی که توسط

سازنده/تامین‌کننده توسط دستگاه‌های تست در سرعت اعلام‌شده (٪۵ ±) و جریان اعلام‌شده (٪۵ ±) عملیاتی بدون کاویتاسیون اندازه گیری می‌شود، بیشتر شود.

۴.۴. قسمت های تحت فشار

۴.۴.۱. تغییرات فشار/دما

بیشترین فشار کاری مجاز پمپ در بدترین شرایط کاری به روشنی باید توسط سازنده تعریف شود. در هیچ شرایطی بیشترین فشار کاری مجاز پمپ نباید از فشار فلنج‌های پمپ تجاوز کند. برای پمپ‌های مطابق با ایزو ۲۸۵۸ موارد زیر باید رعایت شود:

الف) فشار مبنای طراحی پمپ، زمانی که پمپ از چدن، چدن نشکن، کربن استیل و یا فولاد ضدزنگ ساخته شود باید حداقل فشار ۱۶ بار در ۲۰ درجه سانتیگراد باشد.

ب) برای موادی که الزامات کششی آنها، اجازه ۱۶ بار فشار را نمی‌دهد، دما / فشار اعلام شده باید با توجه به دمای تنش اعلام‌شده برای مواد مورد نظر تنظیم شده و باید به وضوح توسط سازنده/تامین‌کننده بیان شود.

۴.۴.۲. ضخامت دیواره

پوسته‌های تحت فشار شامل محل آب‌بند شفت و صفحه انتهایی آب‌بند، باید دارای ضخامتی باشند که برای تحمل فشار و محدود کردن شکست تحت فشار بیشینه مجاز در دمای عملیاتی، مناسب باشد. پوسته باید برای تست فشار هیدرواستاتیک در دمای محیط مناسب باشد. قسمت‌های تحت فشار، باید دارای محدوده مجاز خوردگی ۳mm باشند، مگر آنکه موضوع دیگری مورد توافق قرار بگیرد.

۴.۴.۳. مواد

مواد مورد استفاده در قسمت‌های تحت فشار به نوع سیال پمپ شده و کاربرد پمپ بستگی دارد.

۴.۴.۴. ویژگی‌های مکانیکی

۴.۴.۴.۱. دمونتاژ (پیاده کردن قطعات مونتاژ شده)

به استثناء پمپ‌های عمودی با شفت خطی و پمپ‌های چند طبقه با رینگ‌های سایشی، پمپ‌ها ترجیحاً باید طوری طراحی شوند که اجازه حذف و تعویض پروانه، شفت، آب بند شفت و نیز مونتاژ یاتاقان، بدون ایجاد خلل و تغییراتی

در اتصالات فلنج ورودی و خروجی، را بدهند. برای پمپ‌های مکش از انتها که ساختار بیرونی آنها در دسترس نمی-باشد، این موضوع باید توسط سازنده/تامین‌کننده بیان شود.

۴.۴.۴.۲. پیچ تنظیم

زمانی که از پیچ تنظیم به عنوان وسیله ای برای جداسازی سطوح در تماس، استفاده می شود، یکی از سطوح باید جهت جلوگیری از نشتی دارای برجستگی باشد. باید تعداد پیچ‌های تنظیم کافی جهت اطمینان از جدایی اجزاء، بدون نیاز به مداخله نیرو و یا ریسک خرابی اجزاء، وجود داشته باشد. تا حدامکان از پیچ‌هایی با سرهای توخالی استفاده نشود.

۴.۴.۴.۳. پوشش(جداره یا کاسه‌نمد)

ایجاد جداره برای گرمایش و سرمایش پوسته یا محفظه آب‌بندی یا هر دو، اختیاری می‌باشد. جداره‌ها باید در فشار کاری حداقل ۶ بار و دمای ۱۷۰ درجه سانتیگراد طراحی شوند. در کاربردهای معین لازم است که جداره‌های گرمایشی تا ۱۶ بار فشار در ۲۰۰ درجه سانتیگراد یا تا ۶ بار در ۳۵۰ درجه سانتیگراد طراحی شوند.

۴.۴.۴.۴. واشرهای پوسته

واشرهای پوسته باید از یک طراحی مناسب برای تست فشار هیدرواستاتیک پمپ برخوردار باشند. برای درپوش پوسته، واشرهای پوشاننده آن، جهت جلوگیری از خروج فشار باید در قسمت اتمسفریک فشارگذاری شوند.

۴.۴.۴.۵. خروجی بخار

پمپی که سیالی را در فشار نزدیک به فشار بخار آن یا همراه با محتویات گازی پمپ می‌کند، باید طوری طراحی شود که بخار به راحتی و درستی از آن تخلیه شود.

۴.۴.۴.۶. پیچ‌های بیرونی

پیچ‌ها یا پیچ‌های دوسر دنده‌ای که اجزاء پوسته تحت فشار، شامل محفظه آب‌بند شفت را به هم متصل می‌کنند نباید از قطر ۱۲ میلیمتر کوچکتر باشند. اگر با توجه به محدودیت‌های فضایی، استفاده از پیچ ها یا پیچ‌های دوسر دنده‌ای ۱۲ میلیمتری ممکن نبود، از پیچ‌های دوسر دنده‌ای و یا پیچ‌های کوتاهتر می توان استفاده کرد. پیچ‌های انتخاب شده باید برای بیشترین فشار کاری مجاز پمپ و فرآیند محکم کردن کافی باشند. اگر در نقاطی نیاز به

استفاده از پیچ‌هایی با کیفیت مخصوص بود، باید هم کیفیت با دیگر پیچ‌ها انتخاب شوند. تا حدامکان از پیچ‌های سرخالی استفاده نشود.

۴.۴.۴.۷. پوسته با قابلیت تحمل دمای بالا

برای کاربردهای بادمای بالای ۱۷۵ درجه سانتیگراد، تمهیداتی باید برای در خط مرکز نگه‌داشتن پوسته پمپ در نظر گرفته شود.

۴.۵. انشعابات (نازل‌ها) و اتصالات متفرقه

۴.۵.۱. اندازه

در این استاندارد جهانی، کلمات انشعابات و نازل مترادف می‌باشند. این ماده در تمامی اتصالات سیالاتی پمپ‌ها چه در عملکرد و چه در نگهداری مورد توجه قرار دارد.

۴.۵.۲. اتصالات ورودی و خروجی

برای پمپ‌های مکش از انتها، اتصالات ورودی و خروجی باید فلنج شوند و برای فشار اعلام شده طراحی شوند. برای دیگر پمپ‌ها (پمپ‌های چندطبقه) فشارهای اعلام شده متفاوتی برای اتصالات ورودی و خروجی مجاز می‌باشند که سازنده/تامین‌کننده باید آن را اظهار کرده و به ملزومات لازم جهت تخلیه فشار تأکید کند.

۴.۵.۳. هواگیری، گیج فشار و تخلیه سیال

تجهیزاتی برای تخلیه هوا در تمام مناطق پوسته و محفظه آب بند باید مهیا شوند مگر آنکه چینش انشعابات پمپ طوری طراحی شوند که خود تخلیه باشد. تدارکات لازم جهت اتصال گیج های فشار در انشعابات ورودی و خروجی باید در نظر گرفته شود اما این اتصالات تا تعیین نهایی در دستور و سفارش نباید سوراخ‌کاری شوند. تدارکات لازم جهت تخلیه، در پایین‌ترین نقطه یا نقاطی از پمپ باید فراهم شود. سفارش/دستور باید این اتصالات مورد نیاز را اظهار کند که سوراخ‌کاری شده و به وسیله یک درپوش بسته شوند.

۴.۵.۴. دریچه‌ها (درپوش‌ها)

مواد درپوش‌هایی که در عمل به کار می‌رود باید متناسب با سیال پمپ شونده باشند. باید توجه لازم به مواد جهت تناسب آن‌ها برای مقاومت خوردگی و کم‌کردن امکان گیرپاژ یا سائیدگی شیار داخل پیچ ها(دنده پیچ‌ها) شود.

تمامی سوراخ‌هایی که در تماس با سیال پمپ‌شده تحت فشار قرار می‌گیرند، شامل سوراخ‌های آب‌بند شفت، باید توسط درپوش‌های قابل حذف، با قابلیت تحمل فشار مربوطه، بسته شوند.

۴.۵.۵. اتصالات لوله‌کشی جانبی

تمامی اتصالات لوله‌کشی جانبی باید مطابق با الزامات سازگاری مواد، اندازه و ضخامت تعریف‌شده برای لوله‌کشی جانبی باشند. لوله‌کشی‌های جانبی باید دارای اتصالات قابل جدایش باشند که دمونتاژ راحتی را فراهم کنند. نوع اتصالات باید مورد توافق باشد. در هر مورد اتصالات مساوی یا بزرگتر از قطر ۲۵ میلیمتر باید فلنج شوند.

۴.۵.۶. شناسایی اتصالات

تمامی اتصالات باید طبق نقشه‌های نصب، با توجه به وظیفه و عملکردشان شناخته شوند. پیشنهاد می‌شود که این شناسایی بر روی پمپ نیز انجام شود.

شرکت
آریا سپهر کیهان

Arya Sepehr Kayhan

طراح و سازنده انواع پمپ

دفتر مرکزی : تهران ، خیابان قائم مقام فراهانی
خیابان مشاهیر ، کوچه زیبا ، پلاک ۴ ، واحد ۶
تلفن : ۳-۸۸۸ ۱۳ ۴۶۱ ، فکس: ۸۸۸ ۱۳ ۴۶۴

PUMP & ELECTRO POWER SYSTEMS

www.aryask.com
info@aryask.com