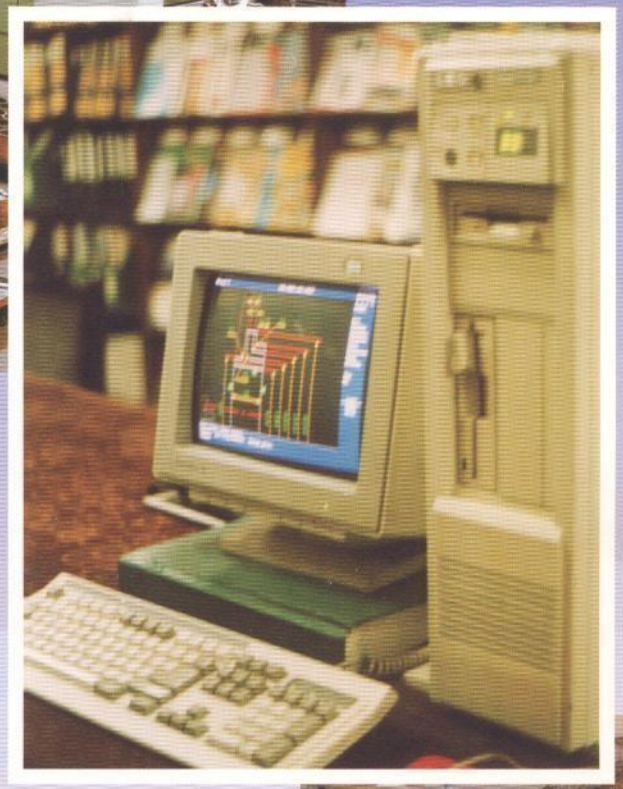
پمپ

نشریه فنی و آموزشی صنایع پمپ سازی ایران (سهامی عام)

شماره ۲۵ تابستان ۷۶



بسم الله الرحمن الرحیم

پمپ

نشریهٔ فنی آموزشی پمپیران

شماره ۲۵

تابستان ۱۳۷۶

نام نشریه : پمپ

صاحب امتیاز : شرکت صنایع پمپ سازی ایران - پمپیران (سهامی عام)

مدیر مسئول : مهندس میربیوک احقاقی

سردبیر : مهندس اکبر اسماعیلی ترکانپوری

هیئت تحریریه : گروه مهندسین و متخصصین شرکت صنایع پمپ‌سازی ایران

حروفچینی انتشارات گلباد ☎ ۳۴۹۵۷۶

لیتوگرافی و چاپ -

نشانی نشریه :تبریز: قراملک مجتمع ماشین‌سازی تبریز - صندوق پستی ۱۳۵ - ۵۱۸ شرکت صنایع پمپ‌سازی ایران - دفتر مدیر مسئول نشریهٔ پمپ تلفن :۲۵ - ۴۵۶۷۲۳

در این شماره می‌خوانید :

مشخصات مکش پمپ‌های گریز از مرکز

مهندس سید بهزاد مبین ۱

منحنی‌های مشخصهٔ پمپ و شبکه

مهندس بابک رضوی اقدم

خانم پونه عرفانی ۱۳

ملاحظات اقتصادی در فرآیند تراش فلزات

مهندس علی‌اکبر آبادیه ۳۵

بررسی عملکرد موتورهای القائی سه‌فاز تغذیه شده از شبکه تکفاز

مهندس علی محمدی زردخانه ۴۶

عیب‌یابی سیستم‌های پمپاژ و پمپ

مهندس محمد نبیی ۵۶

شرایط درج مقاله در نشریهٔ پمپ

۱ - مطالب مقاله باید فنی ، صنعتی و علمی بوده و به طریقی با طراحی ، تولید و یا کاربرد پمپ مربوط باشد .

۲ - عنوان مقاله ، نام و نام خانوادگی و درجهٔ تحصیلی ، شغل و آدرس کامل مؤلف یا مترجم در صفحهٔ اوّل مقاله قید شود .

۳ - مطالب ارسالی باید حتی‌المقدور با ماشین تایپ گردیده و در غیراینصورت با خط خوانا در یک طرف کاغذ A4 نوشته و ارسال گردند .

۴ - به همراه مقاله بایستی اصل یا کپی اوّل عکسها ، شکلها و نمودارهای مربوط به مقاله ارسال گردند . مدارک موردنظر بایستی از کیفیت تصویری مطلوبی برای چاپ برخوردار باشند .

۵ - محل عکسها و شکل‌های مورد استفاده در متن مقاله مشخص شده باشند .

۶ - عنوان مقاله با در نظر گرفتن فواصل بین کلمات از دو سطر تجاوز ننماید .

۷ - در پایان مقاله فهرست منابع مورد استفاده قید گردد .

۸ - مقالهٔ ارسالی بایستی قبلاً در هیچ نشریهٔ داخلی چاپ نشده باشد .

ضمناً چون مسئولیت صحت مطالب مقاله بعهدهٔ نویسندهٔ آن است لذا هرگونه تغییر و ویرایش در متن مقاله جهت تأیید نهایی نویسنده قبل از چاپ ارسال خواهد شد .

* استفاده از مطالب و تصاویر نشریه پمپ با ذکر کامل منبع بلامانع است.

مشخصات مکش پمپ‌های گریز از مرکز

مهندس سیدبهزاد مبین
سرپرست طراحی امور مهندسی شرکت صنایع پمپ‌سازی ایران

در مقاله منحنی‌های مشخصه پمپ منحنی ارتفاع آبدهی پمپ و ارتباط آن با منحنی مشخصه سیستم و سرعت ویژه بررسی می‌شود. در آن مقاله تمام مبحث به مشخصه رانش پمپ اختصاص دارد در حالیکه مشخصه مکش پمپ نیز به همان اندازه اهمیت دارد.

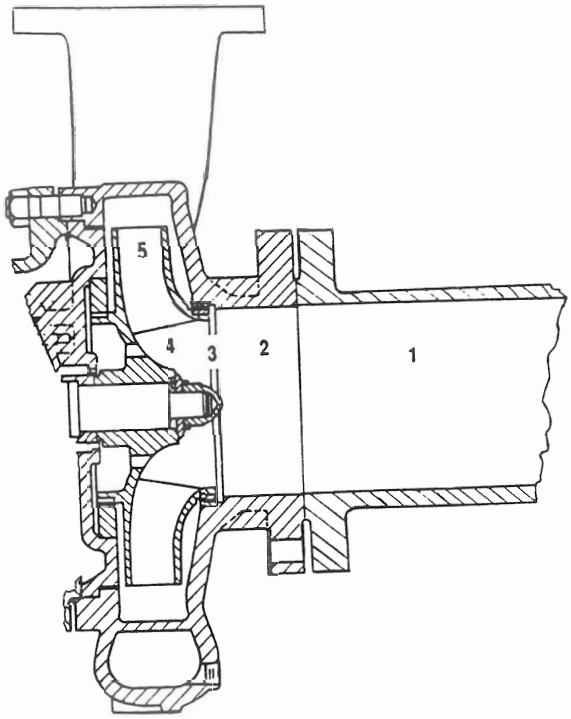
۱ - NPSH عامل اساسی در عملکرد پمپ

عبارت ارتفاع مکش مثبت خالص (NPSH) بسیار بکار می‌رود و به همان میزان دچار سوء تعبیر می‌شود.اغلب هندبوک‌های مربوط به پمپ و پمپاژ در محاسبات NPSH شرایط مکش را به صورت ایستا در نظر می‌گیرند در حالی که این شرایط در واقع پویاست. پس NPSH چیست؟

پمپ‌ها ماشین های شگفت انگیزی هستند که کار فوق‌العاده‌ای انجام می‌دهند، سیال را حرکت داده و فشار آن را افزایش می‌دهند درحالی که سیال به صورت مایع بوده و در پمپ نیز به حالت مایع باقی می‌ماند. هرگونه گاز یا بخار که در هنگام عبور سیال از پمپ به وجود آید باعث کاهش عملکرد هیدرولیکی شده وامکان دارد به تخریب فیزیکی پمپ منجر شود. اما چگونه گاز و بخار در سیال مورد پمپاژ به وجود می‌آید و مهمتر از آن، چگونه می‌توان از این پدیده اجتناب کرد؟

۱-۱- NPSH وکاویتاسیون - رویکرد کلاسیک

اگر فشار سیال خالصی مانند آب در دمای ثابت به حد کافی کاهش یابد، بخار شده یا به جوش می‌آید. فشاری که سیال در آن تبخیر می‌شود فشار بخار نامیده می‌شود. برای مثال اگر آب تحت خلاء ۷۰ سانتیمتر جیوه قرار گیرد در ۳۷°C جوش می‌آید. اگر تبخیر درون پمپ روی دهد کاویتاسیون نامیده می‌شود. به خاطر داشته باشید که بندرت فرآیندهایی وجود دارد که در آنها پمپ برای جابجایی سیال خالصی مانند آب بکار رود. در اغلب موارد مخلوطی از چند جزء مانند نفت خام، بنزین و حتی رنگ پمپ می‌شود که در این صورت هر یک از اجزاء دارای فشار بخار یا نقطه جوش متفاوتی است. در پمپ گریز از مرکز فشار سیال در فاصله‌ای که از فلنج مکش وارد شیپوره مکش و پروانه می‌شود، کاهش می‌یابد. مقدار کاهش فشار تابع عوامل متعددی است که شامل ابعاد پمپ، سرعت دوران و اتلاف حاصل از اصطکاک و شوک هیدرولیکی و شدت جریان سیال و غیره است (شکل ۱).



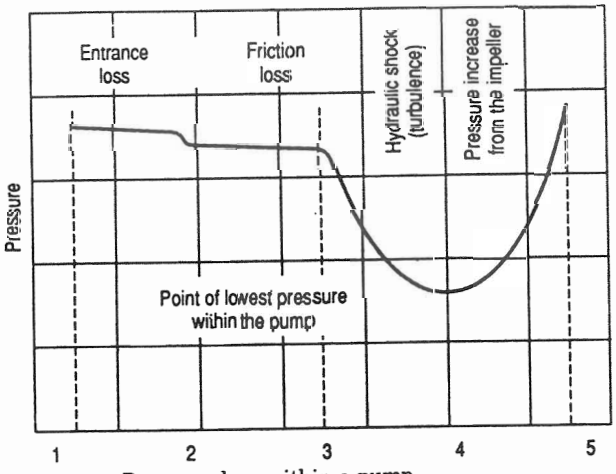


Figure 3.1 Pressure drop within a pump.

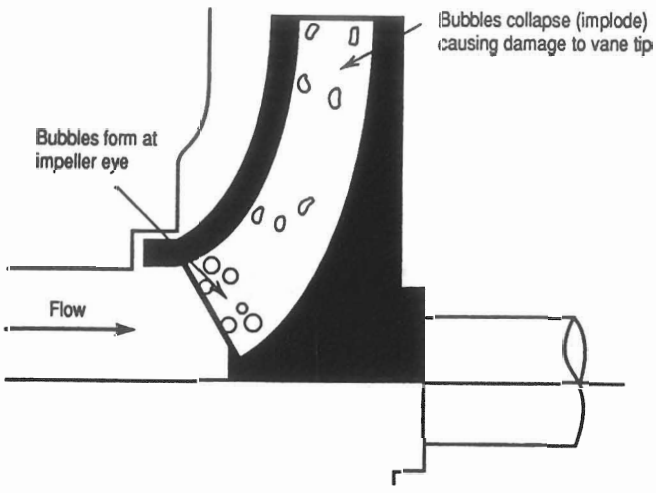
شکل ۱ - منحنی افت فشار در داخل یک پمپ

به هر صورت اگر فشار داخل پمپ در هر منطقه‌ای به کمتر از فشار بخار مایع موردپمپاژ نزول کند تبخیر و در نتیجه کاویتاسیون روی خواهد داد.

لازم است منحنی حداقل فشار (که معمولاً بر اساس ارتفاع اندازه‌گیری شده در فلنج مکش بیان می‌شود) در مقابل مقدار جریان سیال رسم شود تا بتوان از تبخیر در پمپ جلوگیری کرد. این منحنی را می‌توان برای هر ترکیب پمپ - پروانه بدست آورد. حداقل ارتفاع لازم برای هر شدت جریان مشخص را ارتفاع مکش مثبت خالص لازم ($NPSH_r$) می‌نامند.

در یک سیستم پمپاژ، اختلاف بین فشار واقعی یا ارتفاع سیال موجود(اندازه‌گیری شده در فلج مکش) و فشار بخار سیال را ارتفاع مکش مثبت خالص موجود ($NPSH_a$) می‌نامند.

اگر $NPSH_a$ برابر یا بزرگتر از $NPSH_r$ باشد. پمپ دچار کاویتاسیون نخواهد شد. به این ترتیب هنگامی که $NPSH_a$ کمتر از $NPSH_r$ باشد کاویتاسیون رخ خواهد داد (شکل ۲).



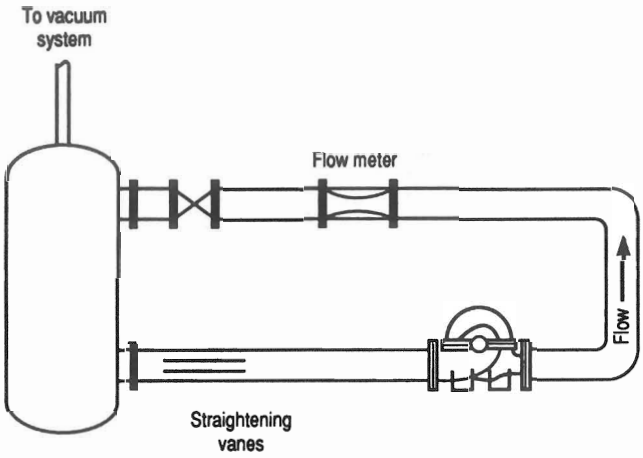
شکل ۲ - کاویتاسیون کلاسیک

زمانی که کاویتاسیون روی دهد، حبابهای بخار در ناحیه کم فشار، در ورودی پروانهٔ، شروع به تشکیل می‌کنند. سپس حبابها زیاد شده و در امتداد لبه‌های پره به طرف خارج جریان می‌یابند.

نزدیک نوک پره علی‌رغم افت ها، فشار مجدداً بیشتر از فشار بخار سیال خواهد بود که منجر به ترکیدن حبابها می‌شود. هنگامی که حبابها می‌ترکند انرژی آزاد شده، که تحت عنوان گرمای نهان تبخیر شناخته می‌شود، باعث ایجاد نوفه[1] شده و ممکن است به سرعت پروانه را تخریب کند. بسته به شدت کاویتاسیون افت مشخصات هیدرولیکی پمپ ممکن است قابل توجه باشد.

۱-۲- آزمایش NPSH

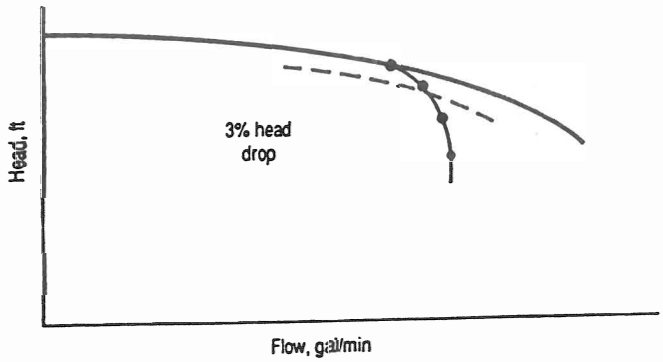
$NPSH_r$ یک پمپ در آبدهی ها و سرعت‌های مختلف معمولاً بر اساس آزمایشاتی که طبق روشهای موجود در استانداردهای معتبر انجام می‌شود به دست می‌آید. آزمایش می‌تواند هم از طریق تغییرات شیر فلکه و یا به روش مخزن خلاء انجام گیرد. در روش تغییرات شیرفلکه، یک شیرفلکه در مسیر مکش پمپ نصب شده و با ایجاد اختناق باعث کاهش فشار مکش می‌شود که منجر به ایجاد شرایط مختلف $NPSH_a$ می‌شود. جایگزینی برای روش تغییرات شیر فلکه ایجاد خلاء در طرف مکش پمپ است(شکل ۳).



شکل ۳ - آزمایش $NPSH_r$ - روش ایجاد خلا

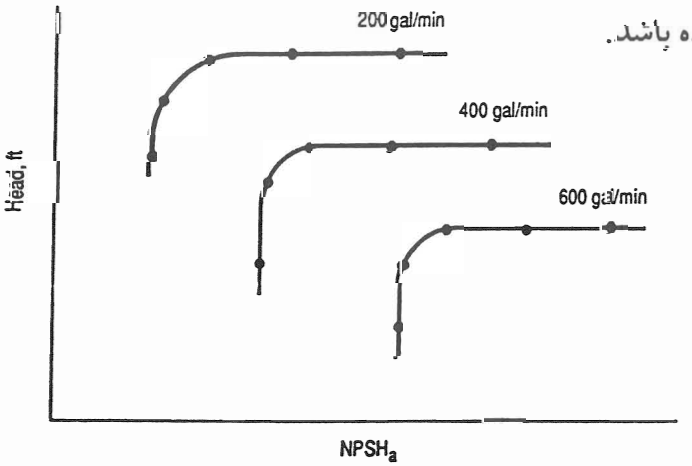
1. Noise

این کار با استفاده از یک مخزن ذخیره انجام می‌شود که در آن فشار روی سیال با استفاده از یک اجکتور یا پمپ خلا کاهش می‌یابد روشی که معمولاً برای آزمایش $NPSH_r$ انجام می‌شود عبارتست از برقرار کردن $NPSH_a$ ثابت و سپس تغییر آبدهی پمپ توسط شیر کنترل در خروجی پمپ تا هنگامی که مقدار از پیش تعیین شده‌ای (معمولاً ۳ درصد) افت در منحنی مشخصه خروجی پمپ مشاهده شود (شکل ۴). یک روش دیگرثابت نگه داشتن ظرفیت پمپ و کاهش $NPSH_a$ از طریق اختناق یا تغییر میزان خلا در مکش پمپ است (شکل ۵).



شکل ۴ – آزمایش $NPSH_r$ - روش آبدهی متغییر و $NPSH_a$ ثابت

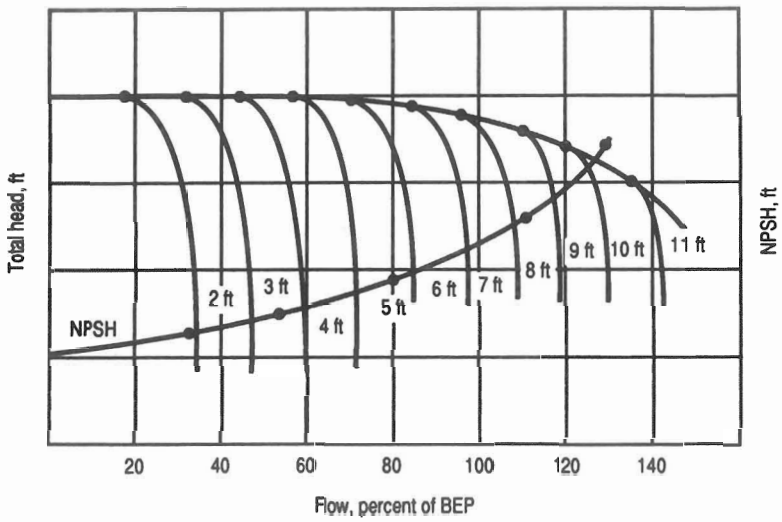
هدف تمام روشهای آزمایش تعیین مقادیر NPSH درآبدهی های مختلف برای مجموعه پروانه و محفظه و رسم منحنی $NPSH_r$ در مقابل آبدهی می‌باشد(شکل ۶) به هر حال صرف نظر از روش آزمایش در هر مورد برای تعیین $NPSH_r$ نخست باید انحراف در منحنی مشخصه خروجی پمپ ظاهر شود. به این ترتیب لازم می‌آید پیش از آنکه افت در مشخصه مشاهده شود در دبی مورد نظر کاویتاسیون رخ داده باشد.



شکل ۵ – آزمایش $NPSH_r$ بروش آبدهی ثابت و $NPSH_a$ متغییر

۱-۳- $NPSH_r$ در مقابل $NPSH_a$

سازندگان پمپ اغلب NPSH لازم را از طریق آزمایش با آب تعیین می‌کنند. این آزمایشات بندرت انجام می‌گیرد و فقط برای نمونه‌های اولیه قطعات ریخته و یا نوع خاص پروانه تکرار می‌شود. تغییرات محسوس فقط هنگامی مشاهده می‌شود که خریداری آزمایش NPSHr پمپ را تقاضانماید.



شکل ٦ - بدست آوردن منحنی $NPSH_r$

به هر حال تجربه نشان داده است که اختلاف بین منحنی های $NPSH_r$ ممکن است بین پمپهای از یک اندازه و یک مدل با پروانه و محفظه یکسان نیز مشاهده شود. این اختلاف در یک پمپ با ظرفیت کم و پروانه باریک می‌تواند به ۱/۵ متر برسد.

این تغییرات ممکن است حاصل تفاوت در ناحیه چشم پروانه، زاویه پره ها، صافی سطوح و یا ناحیه پاساژ شیپوره مکش باشد. بعلاوه $NPSH_r$ ممکن است در طول کارکرد پمپ در اثر تغییرات سطوح داخلی و تلرانس‌ها افزایش یابد. بنابراین توصیه می‌شود که حاشیه امنیت قابل ملاحظه‌ای بین $NPSH_r$ که توسط فروشنده اعلام می‌شود و $NPSH_r$ موجود در محدوده آبدهی واقعی در نظر گرفته شود. اکثر کاربران پمپ در آبدهی طراحی این مقدار را در حدود ۱/۵ متر در نظر می‌گیرند. در مورد کاربردهای ویژه مانند تخلیه برج خلاء محلولهای فرّار و آب تغذیه دیگ بخار این حاشیه امنیت اغلب تا ۳ متر افزایش می‌یابد.

۱-۴- مسائل NPSH

اگر $NPSH_a$ کمتر از مقدار لازم پمپ باشد علاوه بر افت در مشخصه پمپ مشکلات دیگری نیز به وجود خواهد آمد . برای مثال آب در ۲۰°C پس از تبخیر شدن افزایش حجمی در حدود ۵۴۰۰۰ برابر پیدا می‌کند. این پدیده مایع را از میان پره‌های پروانه بیرون می‌راند. در اثر پرشدن بخار بین بعضی از پره‌هاو وجود مایع در بین پره‌های دیگر ارتعاش شدیدی روی می‌دهد کاویتاسیون باعث خوردگی و حفره‌گی در قطعات داخلی شده وعمر آنها را به شدت کاهش می‌دهد. همچنانکه قبلاً توضیح داده شد، برای تشکیل حبابهای بخار انرژی در سیال جذب می‌شود. هنگامی که حبابها از پروانه عبور کرده و وارد ناحیه پر فشار شوند، می‌ترکند آنگاه دیواره‌ها و پره های پروانه در معرض ضربه‌های شوک شدیدی قرار می‌گیرند که در اثر هجوم سیال برای پر کردن فضای حاصل از ترکیدن حبابها وانرژی آزاد شده از این پدیده بوجود می‌آید. ضربات انرژی سطوح پمپ را ساییده و ذرات را از این سطوح جدا می‌کنند. تخریب کاویتاسیون در پمپهای گریز از مرکز از خوردگی کم تا از کار افتادن کامل پمپ تغییر می‌کند که بستگی به مشخصات سیال مورد پمپاژ، میزان انرژی و مدت زمان وقوع کاویتاسیون دارد.. به هر حال اغلب صدمات در پروانه و به ویژه روی سطح هادی پره‌ها و نزدیک خروجی پره بوجود می‌آید. در این ناحیه است که معمولاً حبابها شروع به ترکیدن کرده و انرژی خود را روی سطح پره آزاد می‌کنند.حاصل این پدیده سطح خشنی است که به زبان گربه شباهت دارد. در صورتی که سطوح ناصاف در نقاط دیگری مانند پشت پره یا روی صفحات جانبی یا در روی پروانه مشاهده شود، آنگاه با اثر باز چرخش یا مکانیسم‌های دیگری غیر از کاویتاسیون کلاسیک مواجه هستیم.

پمپی که با NPSH نامناسب کار می‌کند اغلب به صورت ضربانی[1] عمل خواهد کرد. هنگام راه‌اندازی پمپ سطح مایع موجود در شیپوره مکش نوسان خواهد کرد تا زمانی که مقدار جریان به ظرفیت کار پمپ برسد. هنگامی که سیال نوسان می‌کند، اتلاف اصطکاکی و افت فشار افزایش می‌یابد در نتیجه فشار در شیپوره مکش کاهش می‌یابد و مایع تبخیر می‌شود. وقتی این پدیده روی دهد عمل پمپاژ ضعیف شده و جریان کاهش می‌یابد. در جریان کاهش یافته اتلاف اصطکاکی و افت

1 - spurt

فشار کم شده، سیال دیگر تبخیر نمی‌شود و پمپ عملکرد خود را باز می‌یابد. به این ترتیب جریان افزایش یافته و این سیکل تکرار می‌شود. ادامه کار پمپ در این شرایط به تدریج باعث خراب شدن آببندمکانیکی و یا تاقان ها می‌شود.

۱-۵- اگر $NPSH_a$ کم باشد چه باید کرد!

پمپ گریز از مرکزی که در شرایط کاویتاسیون کار می‌کند اغلب صدایی ایجاد می‌کند مثل آنکه سنگ پمپ می‌کند و فشار خروجی دچار تپش می‌شود. راه ساده‌ای برای تشخیص اینکه مشکل NPSH است یا نه؟ ، آنست که شیر فلکه خروجی پمپ به آرامی بسته شود. اگر مشکل در ارتباط با اضافه - جریان[1] باشد، سروصدا و تپش باید با کاهش آبدهی متوقف شود. حال اگر مشکل اضافه جریان باشد چه باید انجام داد؟

با فرض اینکه برای فرایند مورد نظر آبدهی بیشتری لازم است روش های متعددی برای حل مشکل وجود دارد:

۱ - سطح سیال در مخزن مکش را کنترل کنید. در صورت امکان سطح سیال را افزایش دهیدتا $NPSH_a$ پمپ افزایش یابد.

۲ - فشار مکش را کنترل کنید. اطمینان حاصل کنید که تمام شیرهای مسیر مکش کاملاً باز بوده و کلیه صافی ها و آشغالگیرها تمیز باشند. اگر دسترسی امکان پذیر باشد مطمئن شوید که شیپوره مکش و یاگرداب شکن های مخزن مکش عاری از کثافات باشند.

۳ - دمای مکش را کنترل کنید. در بسیاری از فرایندها ممکن است سیال قبل از ورود به مخزن مکش یا پمپ خنک شود. سعی نمایید میزان خنک شدن بیشتر شود.

۴ - یک پمپ به موازات پمپ اصلی نصب کنید. به این ترتیب جریان بین دو پمپ تقسیم شده و در نتیجه $NPSH_r$ هر دو کاهش می‌یابد. اگر شرایط کار به صورت پیوسته باشد یکی از روشهای زیر را به کار بندید.

الف -پمپ سومی به عنوان یدک نصب کنید تا در حالت عادی همواره دو پمپ در حال کار باشد.

ب - پمپ جدیدی نصب کنید که ظرفیت بیشتری داشته و $NPSH_r$ کمتری لازم داشته باشد مثلاً دارای چشم پروانه بزرگتر یا پروانه دو مکشه بوده و یا در سرعت کمتری کا رکند.

---

1. flow - induced

ج - پمپ مجهز به پیشران[1] نصب کنید توجه : با اینکه پیشران می‌تواند NPSHr را در آبدهی مشخص کاهش دهد اما در بعضی طرحها حدود عملکرد قابل اطمینان به نحو قابل ملاحظه‌ای کاهش می‌یابد .

پ - ارتفاع نصب پمپ را به مقدار موثری کاهش دهید.نصب پمپ در یک مخزن لازم نیست و بهتر است از پمپ‌های عمودی به صورتی که ورودی پروانه چند متر پایین تر از سطح موجود قرار گیرد استفاده شود.

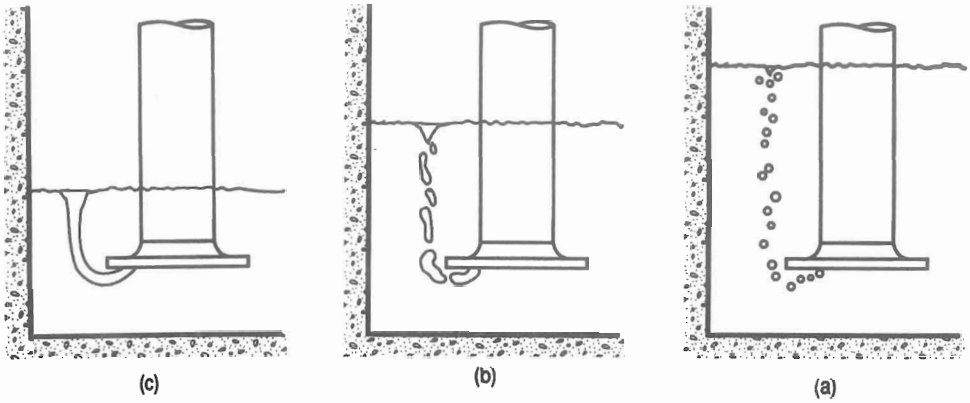
۲ - ایجاد گرداب[2]

پدیده هیدرولیکی دیگری که مشکلاتی شبیه کمبود NPSHa ایجاد می‌کند،گرداب نامیده می‌شود. گرداب عبارت است ازچرخش وقیفی شکل شدن که شبیه گردباد بوده واز سطح سیال شروع شده و تا شیپوره مکش یا لوله ورودی یک مخزن و یایک پمپ عمودی امتداد می‌یابد (شکل ۷). هنگامی که گرداب ایجاد شود هوا یا بخار می‌تواند به داخل پمپ راه یابد به این ترتیب NPSH موجود به نحو موثری کاهش می‌یابد. وجود یک درصد حجمی گاز در مایع میتواند کاهش قابل ملاحظه ای در مشخصه خروجی پمپ ایجاد کند و ۲ درصد حجمی می‌تواند منجر به تا ۱۰ درصد افت در ظرفیت پمپ شود.

۲-۱- شناوری[3]، NPSH نیست

شناوری و NPSH یکسان نیستند.ممکن است مقدار شناوری مناسب باشد اما NPSH کافی نباشد و برعکس. شناوری را می‌توان به سادگی به عنوان ارتفاع سیال بالای شیپوره مکش یا

1. Inducer
2. vortexing
3. submergence



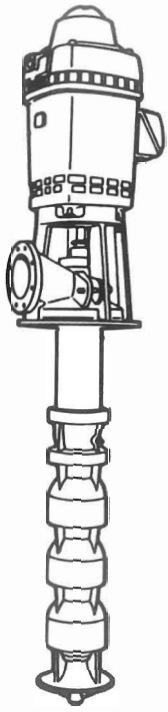
شکل ۷ - گرداب: الف - شروع، ب - شروع افت در مشخصه پمپ، ج - توقف مکش

محفظه مکش یک پمپ عمودی تعریف کرد که برای جلوگیری از تشکیل گرداب در آبدهی معین لازم است گرداب سطحی هنگامی که به صورت کامل تشکیل شود اجازه می‌دهد هوا یا گاز مستقیماً وارد لوله مکش یا شیپوره مکش شود . این پدیده ممکن است منجر به صدمه دیدن پمپ یا سیستم لوله کشی شود. ارتعاش حاصل از عدم بالانس، سایش به دلیل خشک کار کردن و بارهای شوک حاصل از نیروهای هیدولیک مهمترین عوامل این تخریب محسوب میشوند استانداردهای انستیتوهیدرولیک آمریکا توصیه‌هایی در مورد شکل وابعاد حوضچه مکش برای پمپ های عمودی شناور و پمپهایی که از کف حوضچه مکش انجام می‌دهند، ارائه کرده است. کلیه مدارک نصب باید بازبینی شود تا از شناوری کافی و NPSH موجود، بیش از آنچه برای عملکرد قابل قبول پمپ لازم است، اطمینان حاصل شود.

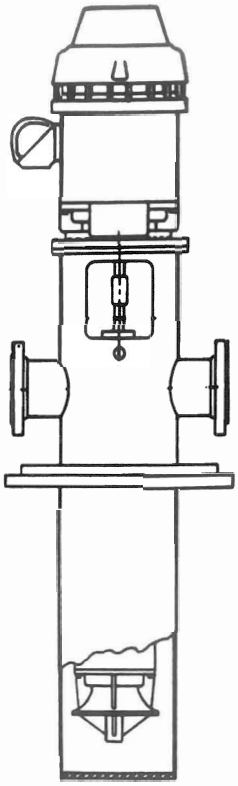
- پمپ عمودی شناور : پمپ گریز از مرکز عمودی (شکل ۸) لوله‌کشی مکش ندارد لذا باید حداقل سطح شناوری رعایت شود تا از تشکیل گرداب جلوگیری بعمل آید. حوضچه پمپ، باید به نحو متناسبی طراحی شده و فاصله لازم بین شپیوره مکش و دیواره‌های جانبی و کف حوضچه در نظر گرفته شود. گاهی از تیغه‌ها و یا از بلوک های شناور[1] و مستغرق برای جلوگیری از تشکیل گرداب سطحی استفاده می‌شود تشکیل گرداب حتی ممکن است در یک پمپ بسته[2] عمودی

1. rafts
2. canned

(شکل ۹) نیز روی دهد. در این ترکیب بشکه[1] یا قوطی[2] به عنوان لوله مکش حلقوی عمل می‌کند (برای توضیح بیشتر در مورد پمپ‌های عمودی به نشریه پمپ شماره ۲۰ مراجعه نمایید)



شکل ۹ – پمپ عمودی بسته



شکل ۱۰ – پمپ عمودی شناور

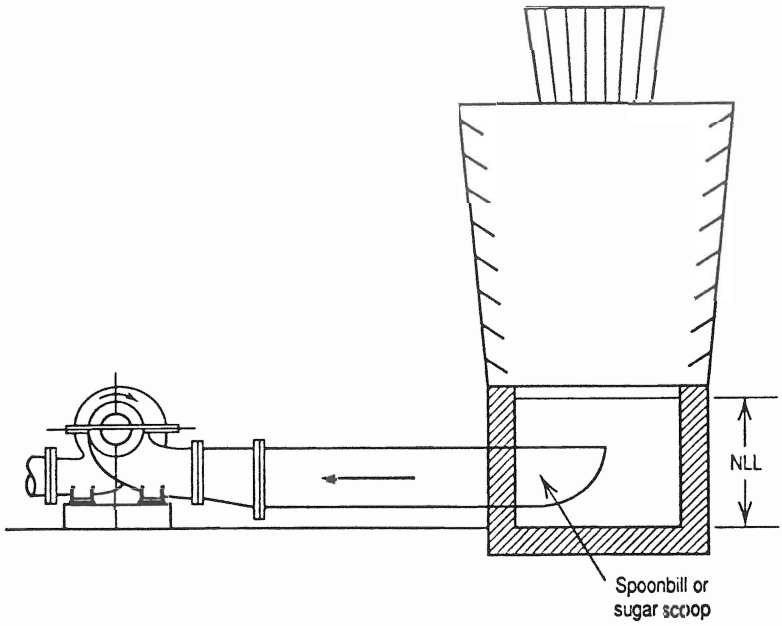
پمپ با ورودی جانبی: پمپ افقی که جهت باز چرخش سیال در کنار برج خنک کننده نصب می‌شود. (شکل ۱۰) نمونه‌ای است که نصب تجهیزات به صورت ورودی جنبی را نشان می‌دهد. سطح آب در مخزن برج خنک کننده، ارتفاع مخزن و در نتیجه هزینه تجهیزات را تعیین می‌کند لذا سعی می‌شود سطح آب به حداقل رسانده شود. در هر حال سطح آب باید برای تامین $NPSH_r$ و احتراز از گرداب، کافی باشد. برای حل این مسئله در مواردی از یک ناوک یا قاشقک[3] استفاده می‌شود.

1. barrel
2. can
3. spoobill

طراحی لوله مکش حالت بحرانی دارد. برای جلوگیری از تشکیل پاکت هوا باید تبدیل خارج از مرکز به همراه لوله مکش که سطح پهن آن روبه بالاست، نصب شود. شیرهای پروانه‌ای که مقاومت کمتری در مقابل جریان دارند وامکان تشکیل پاکت هوا در محفظه آنها وجود ندارد به شیرهای دروازه‌ای معمولی ترجیح داده می‌شوند.

پمپ‌های پروسس : گرداب مسئله‌ای است که در مورد تمام انواع پمپ‌های گریز از مرکز امکان تشکیل آن وجود دارد. و در اثر اندک بودن سطح مایع در مخزن مکش یا هنگامی که سرعت سیال در لوله مکش بسیار زیاد است، امکان ایجاد و گسترش گرداب افزایش می‌یابد. برای مقابله با این پدیده گاهی از گرداب شکن های مکانیکی در خروجی مخزن مکش استفاده می‌شود.

این گونه وسایل به ندرت بازبینی می‌شوند و ممکن است به تدریج تخریب شده و طی تعمیرات کنار گذاشته شوند. بنابراین بهتر ست که در مرحله انتخاب پمپ به مسئله گرداب توجه شود.



شکل ۱۰ - کاربرد پمپ در برج خنک‌کننده

منحنی‌های مشخصهٔ پمپ و شبکه

مهندس بابک رضوی اقدم
شرکت صنایع پمپ‌سازی ایران
خانم پونه عرفانی

۱-۲- منحنی مشخصه پمپ در برابر منحنی شبکه

وظیفه اصلی پمپ انتقال یک سیال از نقطه‌ای به نقطه‌ای دیگر از طریق یک سری لوله‌ها[1]، اتصالات[2]، مخازن[3]، منابع[4] تحت فشار، و دیگر اجزا می‌باشد. انرژی لازم جهت به حرکت در آوردن مایع در یک آبدهی خاص ارتفاع کل سیستم نامیده می‌شود. ارتفاع کل سیستم به دو قسمت مجزا تقسیم می‌شود: ارتفاع مکش و ارتفاع خروجی کل. ارتفاع کل مورد نیاز با افزایش دبی افزایش خواهد یافت. رسم منحنی آبدهی در برابر ارتفاع کل، منحنی شبکه را بوجود می‌آورد.

ما به جزئیات چگونگی تجزیه سیستم و همچنین چگونگی بوجود آمدن منحنی یک سیستم نمی‌پردازیم. کتابهای راهنما و برنامه‌های کامپیوتری فراوانی وجود دارد که بطور کامل به این امر می‌پردازند. بهر حال، درک جامعی از مشخصات محل تلاقی منحنی شبکه و منحنی مشخصه پمپهای گریز از مرکز جهت انجام طراحی دقیق و حصول اطمینان از کارکرد بهینه با بیشترین راندمان و بدون عیب و نقص ایستگاه پمپاژ لازم است.

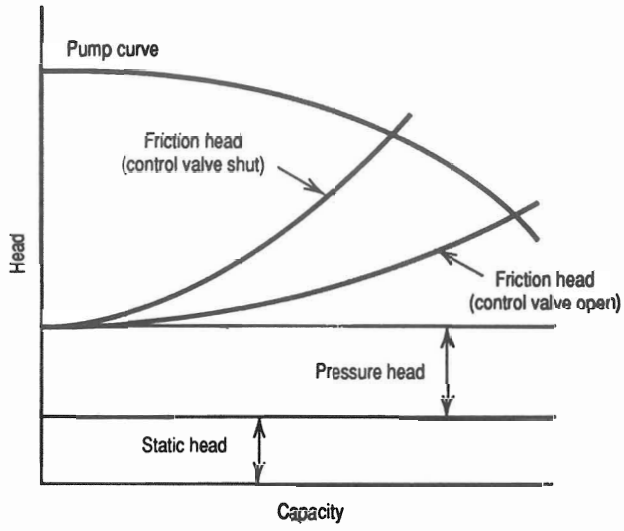
منحنی شبکه که شامل ارتفاع کل در برابر دبی می‌باشد از سه جزء اصلی زیر تشکل شده است:

---

1. pipes
2. fittings
3. tanks
4. vessels

۱ - ارتفاع استاتیکی
۲ - ارتفاع معادل فشار
۳ - ارتفاع معادل اصطکاک

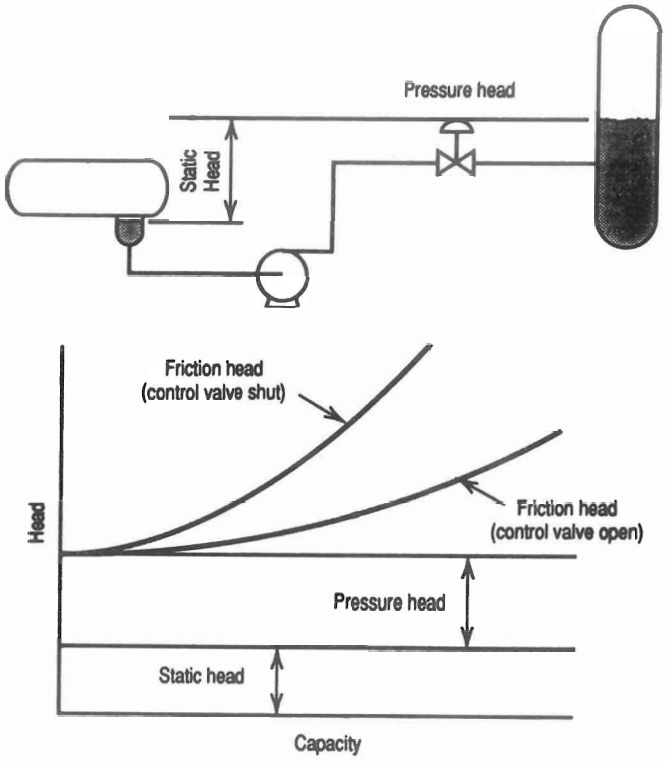
شکل ۱-۲ نشان می‌دهد که چگونه این اجزاء با هم ترکیب و منحنی شبکه را می‌سازند. همانطوریکه مشاهده می‌شود ارتفاع استاتیک و ارتفاع معادل فشار به ازاء تمام دبی‌ها ثابت هستند. ولی با افزایش دبی افزایشی در ارتفاع معادل اصطکاک خواهیم داشت. در مجموع در اغلب سیستمها یک شیر کنترل وجود دارد که برای افزایش و یا تغییر دبی و در نتیجه کنترل ارتفاع معادل اصطکاک تعبیه شده است.



شکل ۱-۲

در تهیهٔ منحنی شبکه رسم یک طرح ابتدائی، شامل اوّلین نقطه ای که در آن $NPSH_a$ تأمین گردد و در انتها به آخرین محلی که فشار خروجی در آن قابل اندازه گیری است، بیانجامد، لازم است.

بمحض بدست آوردن منحنی شبکه منحنی مشخصه پمپی که جوابگوی شبکه فوق باشد انتخاب می‌گردد. یادآور می‌گردد که پمپ در نقطه تلاقی منحنی مشخصه خود و منحنی شبکه عمل خواهد کرد. پس منحنی شبکه **شرایط کارکرد پمپ و دبی** عبوری آنرا کنترل خواهد کرد.



شکل ۲-۲

۲-۲- تهیه نقشه شبکه

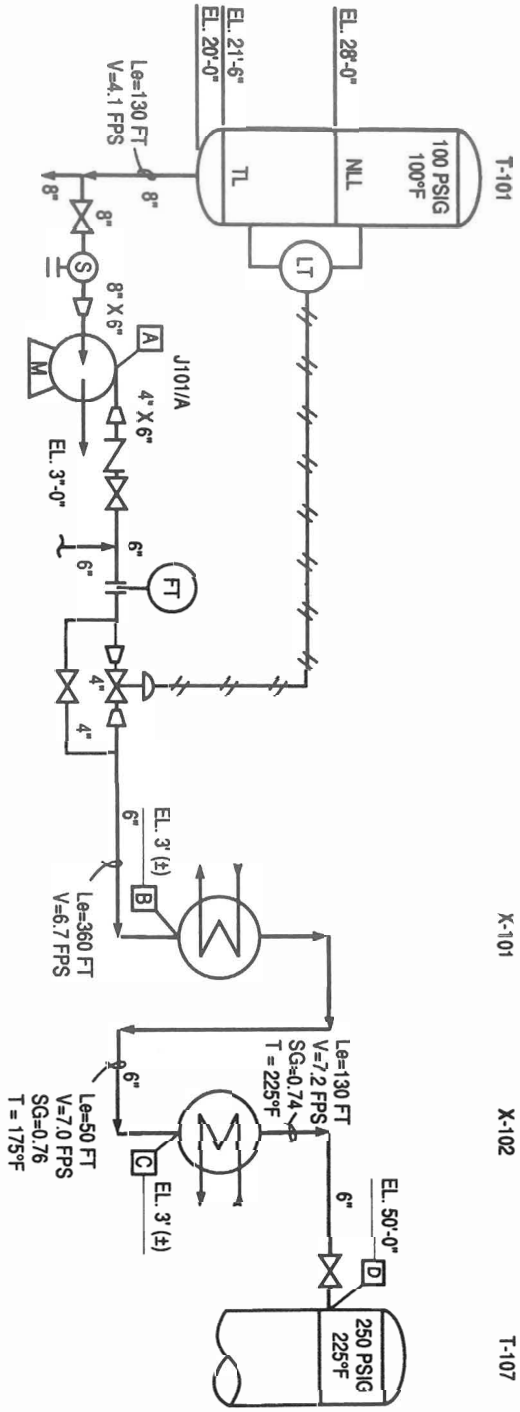
نقشه شبکه مشخص کننده نحوه آرایش سیستم لوله‌کشی و تک‌تک اجزاء موجود آن می‌باشد. همچنین نقشه‌شبکه بمنظور انتخاب و تعیین اندازه لوله‌ها، شیرهای کنترل، اندازه منابع تحت فشار و راکتورها و ارتفاع نصب آنها، نیز تهیه می‌گردد. این نکته حائز اهمیت است که اطلاعات در یک نقشه شبکه باید به روش صحیح و استاندارد تهیه گشته و کاملاً قابل فهم باشد. در سطور بعدی روش تهیه نقشه شبکه و راهنمائیهای لازم ارائه گردیده است.نقشه شبکه بعد از تعیین لیست تجهیزات و سایر اطلاعات مورد نیاز نظیر، میزان افت در تجهیزات، ارتفاع نصب و غیره، تهیه می‌گرددو در شکلهای ۱۳-۲ تا ۲۵-۲ ارائه شده در آخر مقاله چندین نمونه از نقشه‌های شبکه که بیشتر با آنها برخورد می‌شود، ارائه گردیده است.

۱-۲-۲- اطلاعات کلی مورد نیاز:

شکل ۴-۲ نمونه‌ای از فرم اطلاعاتی مورد استفاده دراغلب شبکه‌ها را ارائه می‌دهد که جهت محاسبات خلاء مکش و فشار رانش قابل استفاده است. برای پرنمودن فرم فوق رعایت موارد زیر مفید خواهد بود.

۱ - بطور کلی برای تهیه اطلاعات لازم می‌توان از کتابهای مرجع طراحی استفاده نمود و یا با استفاده از اندازه‌گیری واقعی به داده‌ها دست یافت.

۲ - هر پمپ باید با پرکردن فرم مذکور به صورت مجزا در شبکه مورد بررسی قرار گیرد. همچنین باید فرمهایی که مشخص کننده شرایط مختلف بهره‌برداری از سیستم، نظیر تغییرات در عمل کرد مشترک و تغییرات فصلی می‌باشد، تهیه گردند. علاوه بر موارد فوق در فرمهای مذکور باید درصد زمانی کارکرد اجزاء در هر روز کارکرد مشخص گردد.



شکل ۳-۲- نمونه‌ای از نقشه شبکه یک فرآیند

SUCTION PIPING CALCS.		SUCT. P	NPSHa
RATED FLOW @ P.T.	GPM		
SPEC. GRAV. @ P.T.			
P: PRESS. ABOVE LIQUID	PSIG	PSIG	
Pa: ATMOS. PRESSURE	PSIA		
Pv: VAPOR PRESSURE	PSIA		
P + Pa - Pv =	PSI		FT
PIPING FRICTION LOSSES	PSI		
OTHER FRICTION LOSSES	PSI		
L: TOTAL FRIC. LOSSES (-)	PSI	PSI	FT
S: STATIC HD. FROM GRD	FT		
B: PUMP C/L TO GRADE	FT		
NET STATIC HEAD (+/-)	FT	PSI	FT
NPSH AVAIL. W/O MARGIN			FT
M: MARGIN (-)	FT		FT
NPSH AVAILABLE			FT
PUMP SUCTION PRESSURE		PSIG	

DISCHARGE PIPING CALCS.						
BRANCH						
NORMAL FLOW @ T. (GPM)						
TERMINAL PRESSURE (PSIG)						
FRICTION LOSSES						
PIPING LOSSES (+) (PSI)						
HEATER (+) (PSI)						
HEAT EXCHANGER (+) (PSI)						
(PSI)						
(PSI)						
(PSI)						
(PSI)						
TOTAL FRICTION LOSS (PSI)						
STATIC HEAD (+/-) (PSI)						
CONTROL VALVE (+) (PSI)						
ORIFICE PLATE (+) (PSI)						
DISCHARGE PRESSURE (PSIG)						

LOCATION _____ UNIT ____
ITEM NO. _____ SERVICE _____
FLUID _____
PUMPING TEMP. ____ °F ATMOS. PRESS. ____ PSIA
SPECIFIC GRAVITY @ 60°F/P.T: _____
VAPOR PRESS. @ P.T. _____ PSIA
VISCOSITY @ P.T. ____ SSU _____ CP
CORROSION/EROSION CAUSED BY _____
FLOW @ P.T: MINIMUM _____ GPM
NORMAL _____ GPM
RATED _____ GPM
PUMP PARAMETERS
PRESS.: DISCH. ____ PSIG SUCT ____ PSIG
DIFF. PRESS. ____ PSI ____ FT
NPSH AVAIL. ____ FT
MAXIMUM ALLOWABLE SYSTEM PRESS. ____ PSIG
AS LIMITED BY _____
FOR ALTERNATE OPERATING CONDITIONS, SEE PIPING SYSTEM SKETCH NUMBER(S) _____
FLOW SHEET REFERENCE _____

REVISION	DATE	BY

PROJECT NO. _____ APPN. NO. _____
PREPARED BY _____
APPROVED BY _____
DATE _____

PIPING SYSTEM SKETCH SHEET
(FOR PUMPS)

TITLE _____
SKETCH NO. _____ REV

شکل ۴-۲- نمونه‌ای از فرم داده‌های یک شبکه

۳ - برای ایجاد ارتباط بین یک پمپ اصلی و پمپ رزرو آن باید از یک فرم استفاده شود. در صورتی که شرایط کارکرد پمپ در نقاط دیگر شبکه متفاوت باشد، باید برای هر یک فرم مجزا تهیه گردد.

۴ - درجه حرارت پمپاژ همان درجه حرارت سیال در شرایط کاری عادی است. اگر شرایط غیرعادی روی دمای سیال و ویسکوزیته آن تأثیر گذاشت باید فرم جداگانه‌ای برای چنین شرایطی در نظر گرفته شود.

۵ - وزن مخصوص سیال و همچنین توان مصرفی در پمپ با تغییر دما تغییر می‌کند. بنابراین دانستن حداکثر و حداقل وزن مخصوص و درجه حرارت طبیعی پمپاژ و همچنین دمای محیط پیرامون دارای اهمیت بسزائی است (در انتخاب پمپها بطور معمول درجه ۶۰^F را در نظر می‌گیرند). اگر شرایطی پیش آید که دما بتواند بروزن مخصوص اثر کند (مثل مکش سیال از یک منبع سرد) در اینصورت باید فرمهای مجزاء تکمیل گردد. وزن مخصوص سیال معمولاً در گزارش مراحل طراحی معین می‌شود و برای اغلب فرآورده‌های نفتی و تولیدات صنایع پتروشیمی از کتابهای مرجع استخراج می‌گردد.

۶ - فشار بخار[1] سیال پمپ شده معادل فشار گاز موجود در سطح بالای مایع در یک ظرف بسته در دمای پمپاژ می‌باشد. معمولاً در مراحل طراحی فرض می‌شود که گاز و مایع در این شرایط در تعادل و سکون هستند مگر اینکه برعکس این موضوع بیان شود.

۷ - یکی از خصوصیات قابل اندازه‌گیری سیال میزان غلظت است که از طریق ایجاد اصطکاک درونی باعث بوجود آمدن مقاومتی در طی جریان می‌گردد. غلظت سیال نه تنها بر تلفات حین پمپاژ تأثیر می‌گذارد بلکه موجب افزایش توان جذبی در پمپ می‌گردد. منحنی‌های مشخصه پمپها اغلب برای آب تهیه می‌گردند. بنابراین موقعیکه سیال تحت پمپاژ غلیظ‌تر است مهندسین طراح باید ضرایب اصلاحی را برای تهیه منحنی مشخصه و همچنین برآورد توان جذبی پمپ به کار گیرند.

در نتیجه با در دست بودن وزن مخصوص اگر غلظت سیال از نقطه شروع به حالت شرایط پمپاژ طبیعی تغییر کند، باید با در نظر گرفتن آن فرم جداگانه‌ای برای این مورد تهیه نمود.

۸ - طراحان بایستی به این نکته توجه داشته باشند، در صورتی که سیال مورد پمپاژ خورنده[2] یا

1. vapor pressure
2. corrosive

دارای ذرات جامد باشد، باعث فرسایش[1] قسمتهای داخلی پمپ خواهد شد. به همین دلیل باید در انتخاب پمپ جنس مواد، نوع پروانه، سرعت کار کرد و نوع آببندی آن دقیقاً مد نظر قرار گیرد.

۹ - طراحان شبکه از اصطلاحات حداقل جریان، جریان نامی، حداکثر جریان استفاده می‌نمایند. حداقل جریان پائینترین جریانی است که پمپ در حین کار کرد و راه اندازی از خود عبور می‌دهد.

این جریان، ملاک انتخاب پمپ نیست بلکه یکی از پارامترهای شبکه می‌باشد. حداقل جریان لازم برای پمپ‌های گریز از مرکز برحسب طرح پمپ محدود می‌گردد. به عنوان یک تقریب خوب حداقل جریان عبوری ۴۵٪ جریان در بالاترین راندمان در نظر گرفته می‌شود. به منظور جلوگیری از هر گونه صدمات احتمالی به پمپ یک خط انشعابی[2] با جریان کم از خروجی پمپ گرفته شده و سیال را به مخزن مکش هدایت می‌کند.

انتخاب اندازه انشعاب فرعی فوق نمی‌تواند قبل از انتخاب پمپ انجام گیرد. مهندس طراح باید پمپ را به گونه‌های انتخاب کند که نقطه کار آن در محدوده حداکثر راندمان (BEP) تغییر نماید.

بنابراین، اگر حداقل جریان کمتر از ۴۵٪ میزان جریان نامی گردد یک خط گردش معکوس نیاز خواهد بود. جریان نامی میزان جریانی است که پمپ‌ها و دیگر تجهیزات در سیستم برمبناء آن طرح و انتخاب شده‌اند. محدوده تغییر جریان نسبت به جریان (BEP) ۱۱۰٪ می‌باشد. این معیار به منظور بهره‌برداری از پمپ با بهترین راندمان و کمترین استهلاک تعیین گردیده است. برای در نظر گرفتن تغییرات نحوه عمل کرد پمپ در اثر استهلاک، باید ضرایب تصحیح لازم را در نظر گرفت.

۱۰ - فشار خروجی، خلاء مکش پمپ و $NPSH_a$ را می‌توان با تکمیل کردن فرم شبکه، محاسبه کرد. تفاوت بین خلاء مکش و فشار دهش فشار دیفرانسیل نامیده می‌شود. میزان انرژی که پمپ بایستی به سیال بدهد ارتفاع دیفرانسیل[3] گویند و بدین طریق می‌توان آنرا محاسبه کرد:

$$\text{ارتفاع دیفرانسیل بر حسب فوت} = \frac{\text{فشار دیفرانسیل} \times ۲/۳۱}{SG} \qquad (۱-۲)$$

1. erosion
2. by passe
3. differential head

۱۱ - هر سیستم لوله کشی از چندین قسمت شامل تجهیزات، منابع تحت فشار، مبدلهای حرارتی[1]، لوله‌ها و غیره تشکیل می‌یابد که تا فشار معینی قابل بهره‌برداری است. این نکته بسیار حائز اهمیت است که حداکثر فشار خروجی پمپ انتخاب شده در آبدهی پائین یا حالت فلکه بسته، از محدودهٔ تعیین شده برای فشار کل سیستم فراتر نرود. (حداکثر فشار تولید شده در پمپهای گریز از مرکز در حالت فلکه بسته تأمین می‌گردد). برای انتخاب فشار کار سیستمهای در حال طراحی، معمولاً حداکثر فشار خروجی پمپ معیار قرار داده می‌شود. در سیستم در حال کار اگر پمپ موجود با پمپ دیگری تعویض گردد این احتمال وجود دارد که حداکثر فشار خروجی (حالت فلکه بسته) از حداکثر فشار سیستم فراتر رود. در این چنین شرایطی اگر پمپ با مشخصات مشابه پمپ قبلی در دسترس نبود بایستی تجهیزات جایگزین و تست شوند و یا بوسیله شیر اطمینان حفاظت گردند. شناسائی نقاط بحرانی در یک سیستم بسیار حائز اهمیت است. در صورتی که این عمل بدرستی انجام نپذیرد هزینه‌ها افزایش یافته، راه اندازی پروژه با تأخیر صورت پذیرفته و حتی ممکن است منجر به بروز خسارات فراوان گردد. اطلاعات لازم درباره ماکزیمم فشار مجاز هر یک از اجزاء را می‌توان از کتابهای راهنمای آنها، پلاک مشخصات فنی دستگاه و یا از سازنده دستگاه بدست آورد.

فشار حداکثر سیستم در آبدهی صفر را تا زمانیکه پمپ انتخاب نشده نمی‌توان محاسبه کرد. بنابراین اگر مشکل در برآورد وجود داشته باشد باید فشار حداکثر را تخمین زد. در پمپهای سانتریفوژ فشار پائین (با ارتفاع خروجی کمتر از ۲۵۰lb/in یا ۱۸ اتمسفر) ارتفاع دیفرانسیل در حالت فلکه بسته در حدود ۱۰ تا ۱۵ درصد ارتفاع نقطه کار افزایش می‌یابد. در پمپهای فشار قوی ارتفاع دیفرانسیل حالت فلکه بسته حدود ۵ تا ۱۰ درصد ارتفاع نقطه کار افزایش می‌یابد.

۲-۲-۲- تهیه نقشه شبکه:

۱ - شکل ۳-۲ بطور خلاصه یک شبکه لوله‌کشی را نشان می‌دهد. معمولاً آغاز و انتهای هر شبکه به منابع تحت فشار یا مخازنی که دارای فشار تنظیم‌شده هستند می‌انجامد. ابتدای مدار شامل ابزار اندازه گیری جریان (ارفیسها و دبی سنجها و غیره)، شیرهای کنترل[2]، شیرهای اطمینان و

1. heat exchangers
2. control valves

یک طرفه[1]، فیلترها، لرزه‌گیرها[2]، مبدلها(بگونه‌ای که جهت جریان در پوسته ولوله مشخص باشد) دیگها، مخلوط کنهای خطی و غیره است. نیازی به مشخص کردن زانوها، لوله‌های هواگیری و تخلیه نیست.

۲ - در نقشه شبکه باید دما و فشار سیال مشخص گردد. فشار سیال عامل باید برحسب یک واحد معین در تمام نقشه‌ها مشخص گردد. بعنوان مثال فشار خروجی پمپ اگر به صورت نسبی برحسب lb/in^2 مشخص گردید باید فشار مقطع مکش را نیز برحسب همین واحد به صورت نسبی تعیین نمود. تنها فشار اتمسفر و فشار بخار مایع به صورت مطلق بیان می‌گردند. در کلیه نقاط نقشه شبکه، فشار نسبی محاسبه و نوشته می‌شود.

۳ - بطور معمول ارتفاع اجزاء نقشه شبکه نسبت به یک مرجع که یک نقطه یا سطح ثابت می‌باشد و اصطلاحاً به آن سطح مبناء گفته می‌شود، تعیین می‌گردد.

این ارتفاعها باید روی خط مرکز منابع، خط مشخص کننده سطح مایع در منابع (در بیشترین مقدار، حالت طبیعی و کمترین مقدار)، پایهٔ منابع و کلکتورها، خط مرکز پمپها و دبی‌سنجها مشخص گردد. یک منبع خوب اطلاعاتی برای این جزئیات، کتابهای استاندارد تأسیسات می‌باشد. زمانیکه خط مرکز یک پمپ معلوم نباشد آنرا ۱۰cm بالاتر از پایه درنظر بگیرید.

۴ - در نقشه شبکه باید کلیه خطوط فرعی شناسایی گردد. در کلیهٔ خطوط فرعی هر جا که سیال از یک مبدل، دیگ و یا تجهیزات دیگری عبور نماید باید مشخصات آن محاسبه و در نقشه درج گردد. حتی چگالی و جرم مخصوص آن نیز دقیقاً محاسبه و تعیین گردد.

۲-۲-۳- محاسبات افت فشار در لوله‌ها

۱ - افت فشار در اثر اصطکاک و مقاومت ایجاد شده در لوله‌ها، اتصالات و سایر تجهیزات و همچنین در اثر بروز پدیدهٔ خفقان و در نتیجه بروز شوک در شیرهای کنترل و علاوه بر آن در اثر تغییر ارتفاع سیال پمپ شونده، در شبکه بوجود می‌آید. کلیه این افتها باید جهت تعیین انتخاب پمپ مناسب که قادر به تأمین شرایط مورد نیاز باشد، محاسبه گردد. کلیه افتها باید در لوله‌های مکش و رانش به تفکیک محاسبه و در شبکه درج گردد.

---

1. check valves
2. strainers

۲ - افت ناشی از اصطکاک به عواملی نظیر قطر و نوع لوله، اتصالات مورد استفاده، شرایط سطوح داخلی (صافی سطوح) لوله‌ها، طول لوله‌ها و مشخصات سیال مانند ویسکوزیته و دبی، بستگی دارد.

۳ - با دانستن دبی سیال، مشخصات فیزیکی و قطر لوله مورد استفاده میزان افت در هر ۱۰۰ft طول لوله قابل محاسبه است. طول معادل، برابر طول خط لوله بعلاوه طول لوله‌ای که معادل اتصالات و سایر تجهیزات افت ایجاد نماید، است. طول معادل اتصلات در کتابهای مرجع آمده است و برای بدست آوردن طول معادل افت تجهیزات باید به کتابهای راهنمای ارائه شده از طرف سازندگان آنها مراجعه نمود.

۴ - در یک شبکه لوله‌کشی موجود، یک بررسی جامع تعداد و اندازه واقعی کلیه اتصلات لوله‌ها را مشخص خواهد نمود. در طراحی یک شبکه جدید در صورتی که نقشه‌ها و یا ماکتهای سیستم لوله‌کشی در دست باشد، می‌توان برای تعیین طول واقعی لوله‌ها، تعداد شیرها و اتصالات و سایر تجهیزات، آنها را مورد استفاده قرار داد. معمولاً در حین تهیه نقشه شبکه نقشه‌های اجرائی لوله‌کشی در اختیار نیست به همین دلیل در تهیه نقشه فوق باید با استفاه از مقیاس دقیق طول لوله‌ها، تعداد شیرها، سه راهیها، زانوها و تبدیلها را تخمین زد. استفاده از طرح نصب تجهیزات بعنوان معیاری برای تخمین طول لوله‌های نصب شده از یک دستگاه به دستگاه بعدی متداول است. در این مرحله باید انعطاف سیستم لوله‌کشی و پیش‌بینی‌های لازم از نظر نصب حلقه‌ها و لرزه‌گیرهای مربوطه، مدنظر قرار گیرد. در اغلب سیستمهای لوله‌کشی افت اصطکاکی در لوله خروجی پمپ نسبت به افت در شیر کنترل مقدار ناچیزی از فشار خروجی را به خود اختصاص می‌دهد. در محاسبات تلفات اصطکاکی تقریب زیاد است ولی در شبکه‌هایی که طول خط لوله‌کشی بالغ بر چند صد فوت بوده و در آنها سیال به صورت‌دوفازه جریان دارد و یا نوع سیال غیر نیوتنی است، حتماً باید محاسبات دقیقی انجام گرفته و از تکنیکهای ویژه‌ای استفاده نمود.

۴-۲-۲- محاسبات افت فشار در سایر تجهیزات شبکه

۱ - افت فشار را در تجهیزات اصلی شبکه مانند دیگها، مبدلهای حرارتی و غیره محاسبه نمائید. در مورد شبکه‌های موجود از اطلاعات در دسترس استفاده نمائید. در مورد شبکه‌های در حال

طراحی از اطلاعات ارائه شده در کتابهای راهنمای سازندگان تجهیزات استفاه نمائید. در صورت موجود نبودن می‌توان از داده‌های تجهیزات و یا طرحهای مشابه، اطلاعات مورد نیاز را تخمین زد.

۲ - افت فشار در یک مبدل حرارتی از روی پلاک دستگاه، اطلاعات ارائه شده از طرف سازنده در کتاب راهنما و یا بر مبناء محاسبات انجام یافته طبق استانداردهای موجود، بدست می‌آید. در صورت نبودن هیچگونه اطلاعات به صورت تقریبی می‌توان افت در طرف لوله را برابر ۱۰lb/in² و ۵lb/in² (در مبدلهای پوسته - لوله) در نظر گرفت.

۳ - در فلومترهای مغناطیسی، مکانیکی (دورانی[1]) و ارفیسها[2] معمولاً معادل ۲ lb/in² افت فشار در نظر می‌گیرند.

۵-۲-۲- افت فشار در شیر کنترل

۱ - افت فشار در شیر کنترل بخش مهمی از تحلیل افتهای شبکه را تشکیل می‌دهد. نکته اصلی در انتخاب اندازهٔ شیر کنترل، به حداقل رساندن افت ناشی از آن به منظور صرفه‌جوئی در مصرف انرژی است که این امر مستلزم نصب سایر تجهیزات می‌باشد.

۲ - افت فشار در شیر کنترل مطابق فرمول زیر به ضریب دبی عبوری از شیر (Cu) بستگی دارد:

$$PD=SG(\frac{Q}{Cu})^2 \qquad (۲-۲)$$

که PD= افت فشار برحسب lb/in²

SG= وزن مخصوص سیال

Q= دبی برحسب gal/min

Cu= ضریب دبی شیر می‌باشد.

1. rotameters
2. orifice

۶-۲-۲ تغییرات فشار استاتیک

۱ - ارتفاع استاتیک عبارت از تغییرات فشار شبکه، در اثر تغییر مکان یا تغییر ارتفاع سیالی که پمپ می‌گردد. جهت محاسبه ارتفاع استاتیک از رابطه زیر استفاده می‌گردد.

$$H_s=\frac{(\Delta h)(SG)}{2/31}$$

که H_s= ارتفاع استاتیک برحسب lb/in^2

Δh= تغییرات ارتفاع سیال برحسب ft

SG= وزن مخصوص

۲ - این نکته حائز اهمیت است که وزن مخصوص با تغییرات دمای سیال تغییر می‌کند. وزن مخصوص سیال در محاسبات برمبناء دمای آن در شرایط کارکرد سیستم درنظر گرفته می‌گردد.

در سیستمهائی که دارای دیگ، مبدل حرارتی، راکتور و غیره می‌باشند، وزن مخصوص سیال پس از عبور از هر دستگاه تغییر می‌نماید. به منظور محاسبه تغییرات ارتفاع کل، ارتفاع استاتیک در دمای متوسط هر مقطع محاسبه و سپس با سایر اجزاء جمع جبری نمائید.

۳ - ارتفاع استاتیک ممکن است به ارتفاع کل سیستم اضافه و یا از آن کاسته شود. در لوله مکش یک پمپ که سیال را از یک مخزن بالای خط مرکز خود برداشت می‌نماید ارتفاع استاتیک به ارتفاع کل سیستم اضافه می‌گردد. ولی در حالتی که پمپ سیال را از یک مخزن در پائین‌تر از خط مرکز خود، برداشت می‌نماید، ارتفاع استاتیک از ارتفاع کل کاسته می‌گردد. در صورت وجود انشعاب جنبی، باید تغییرات ارتفاع استاتیک در آن مدنظر قرار گیرد.

۷-۲-۲- راهنمائیهائی برای انتخاب اندازه‌های لوله‌های مکش

۱ - بدلیل وجود عوامل مهمی که روی $NPSH_a$ تأثیری می‌گذارند، محاسبات لولهٔ مکش نسبت به لوله رانش، باید با حساسیت بیشتری انجام گیرد. تعیین اندازهٔ قطر لوله باید بر مبناء جریان نامی انجام گیرد.

۲ - اندازه قطر لوله مکش نباید از اندازه قطر مقطع مکش پمپ کوچکتر باشد.

۳ - بمنظور جلوگیری از ایجاد کاویتاسیون در پمپ سرعت سیال در مقطع مکش نباید از ۱۰ft/s بیشتر گردد مگر اینکه طول لوله به حد کافی زیاد باشد (طول لوله مکش حداقل باید از ۶ برابر قطر لوله طویلتر باشد) و مناسبترین سرعت حدود ۵ تا ۶ft/s برای شبکه‌های لوله‌کشی جدید الاحداث می‌باشد.

۴ - افتهای مربوط به تجهیزات لوله مکش باید دقیقاً در نظر گرفته شود.

۸-۲-۲- راهنمائیهائی برای تعیین اندازه قطر لوله رانش

۱ - تعیین اندازه بر مبناء جریان نامی صورت گیرد.

۲ - در تعیین اندازه لوله‌ها باید محاسبات اقتصادی و بررسی دقیق هزینه‌ها مدنظر قرار گیرد. در اغلب سیستمها استفاده از لوله‌های با قطر کم باعث افزایش هزینه تجهیزات پمپاژ و بالا رفتن میزان افت فشار می‌گردد.

۳ - پائین بودن سرعت جریان سیال باعث کاهش توان مورد نیاز برای پمپاژ و کاهش سایش در تجهیزات مکانیکی می‌گردد. در سیستمهائی که سیال حامل مواد ساینده است، به منظور جلوگیری از سایش، باید سرعت سیال بین ۵ تا ۹ft/s در نظر گرفته شود.

مرجع :

centrifugal pump sourcebook
by : JOHN W.DUFOUR
WILLIAM E.NELSON

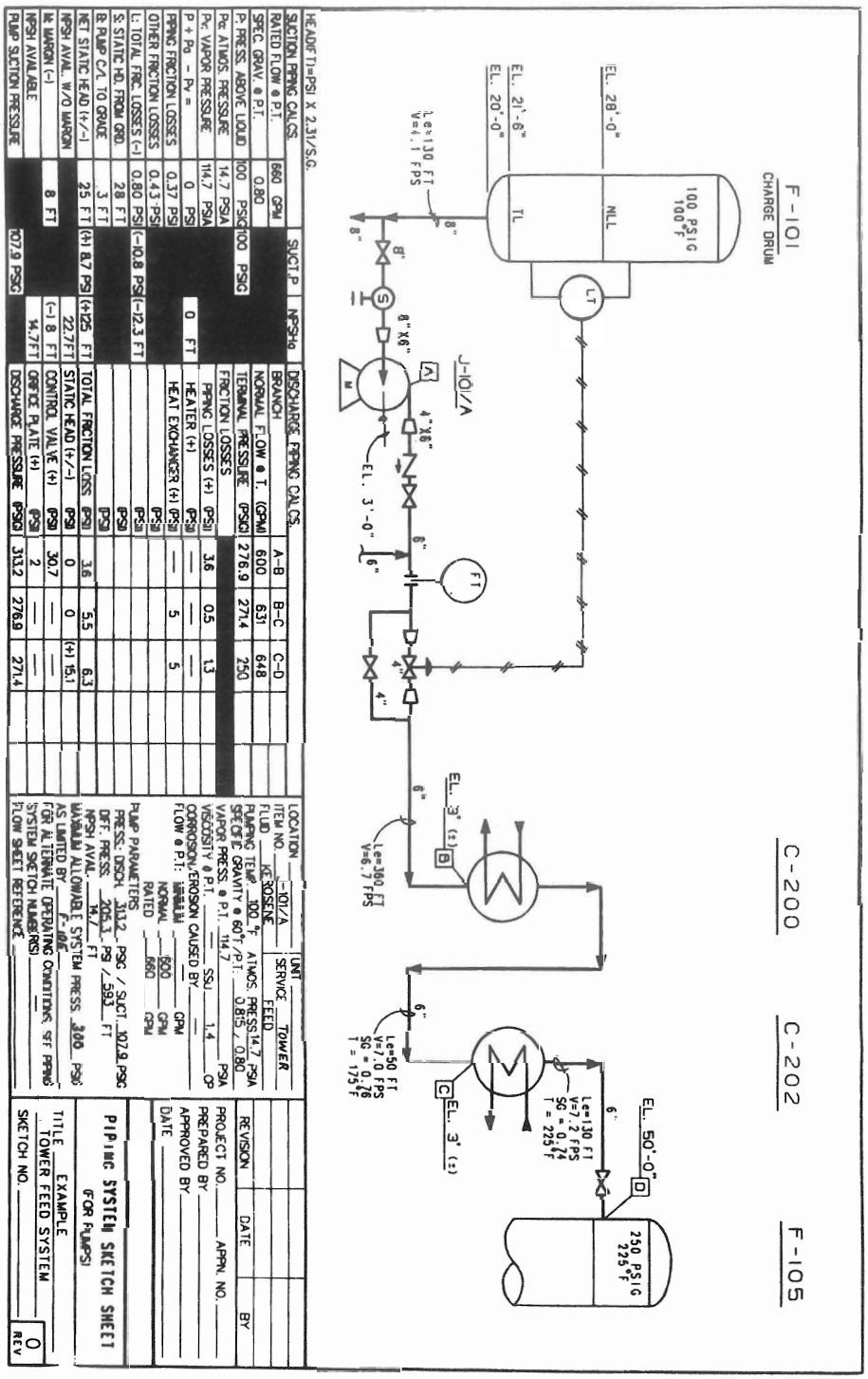


Figure 2.13 System sketch; typical feed system.

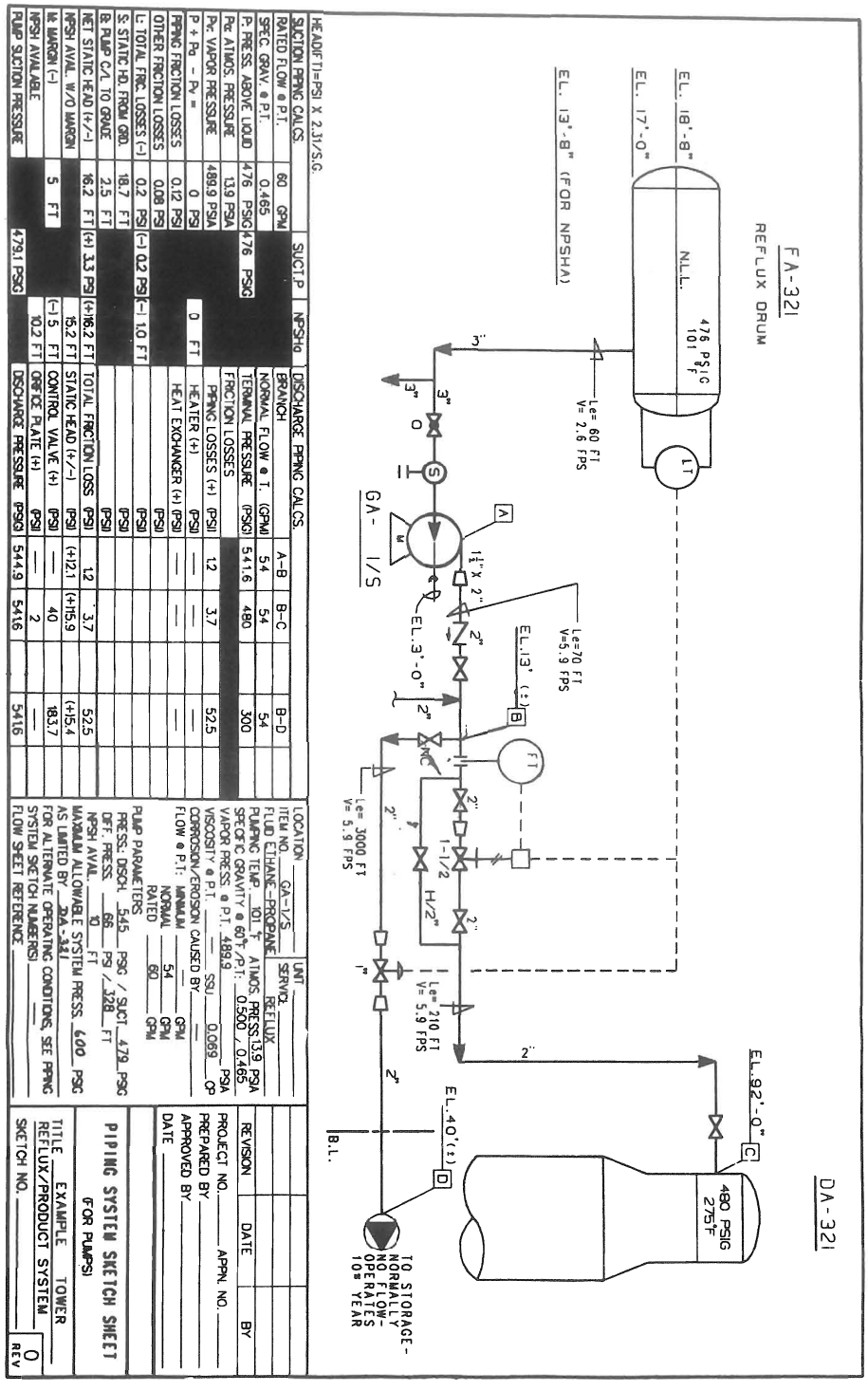


Figure 2.14 System sketch; typical reflux system.

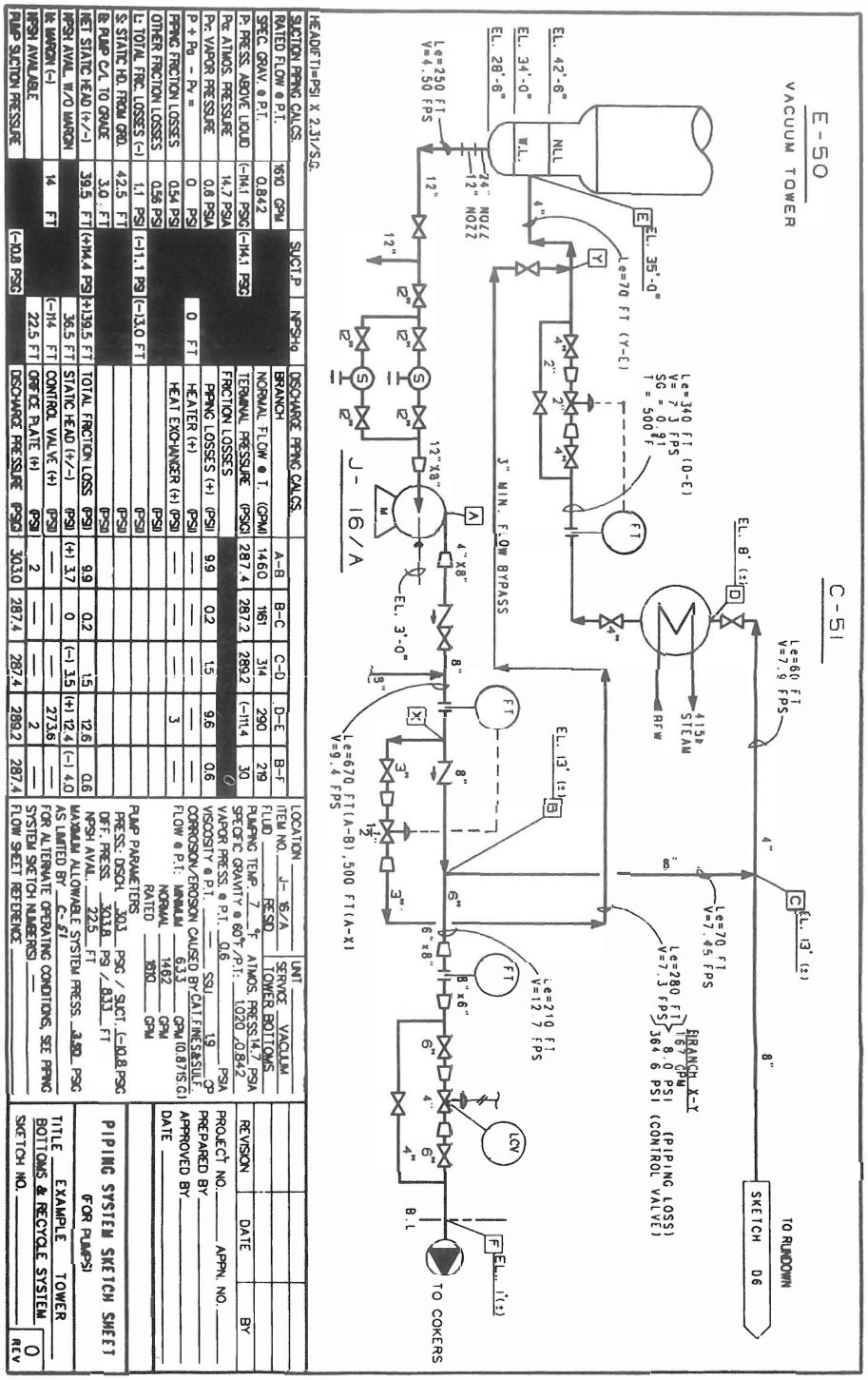
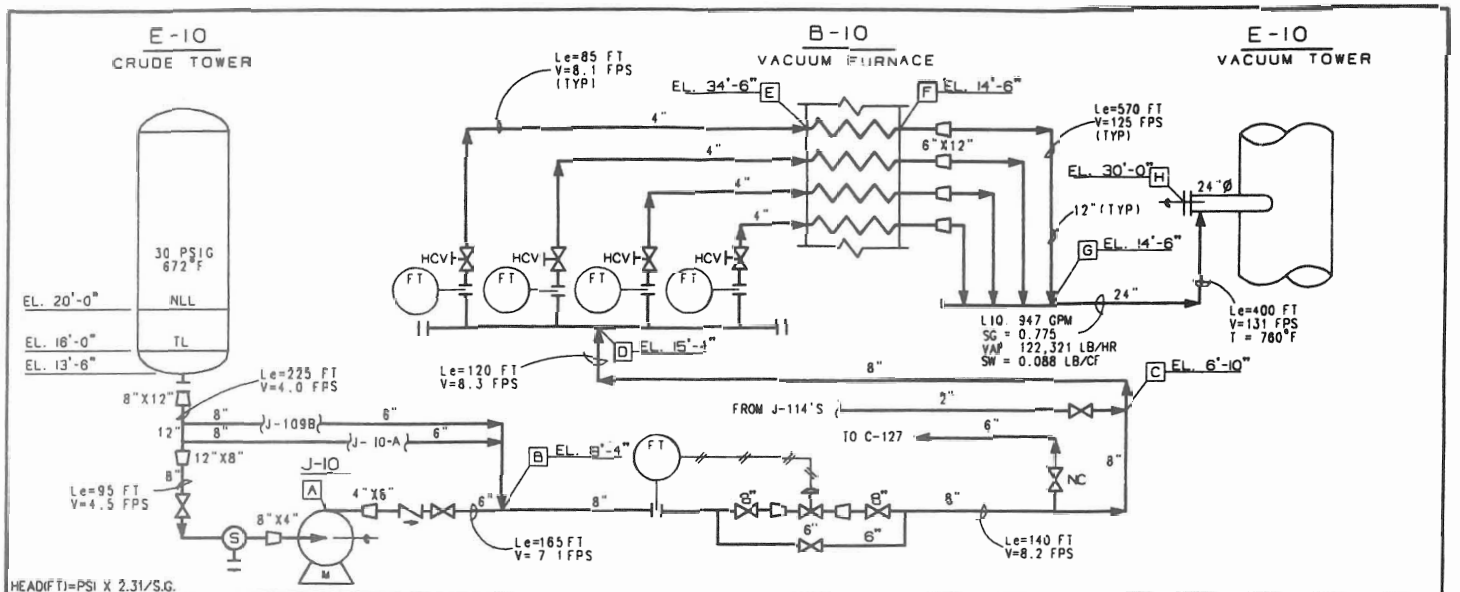


Figure 2.15 System sketch; typical tower bottoms system.



SUCTION PIPING CALCS. (2 PUMPS)		SUCT.P	NPSHa
RATED FLOW @ P.T.	1280 GPM		
SPEC. GRAV. @ P.T.	0.759		
P: PRESS. ABOVE LIQUID	30.0 PSIG	30.0 PSIG	
Pa: ATMOS. PRESSURE	14.8 PSIA		
Pv: VAPOR PRESSURE	44.8 PSIA		
P + Pa − Pv =	0 PSI		0 FT
PIPING FRICTION LOSSES	0.67 PSI		
OTHER FRICTION LOSSES	0.45 PSI		
L: TOTAL FRIC. LOSSES (−)	1.12 PSI	(−)1.12 PSI	(−)3.4 FT
S: STATIC HD. FROM GRD.	20.0 FT		
B: PUMP C/L TO GRADE	2.2 FT		
NET STATIC HEAD (+/−)	17.8 FT	(+)5.85 PSI	(+) 17.8 FT
NPSH AVAIL. W/O MARGIN			14.4 FT
M: MARGIN (−)	6.5 FT		(−) 6.5 FT
NPSH AVAILABLE			7.9 FT
PUMP SUCTION PRESSURE		34.7 PSIG	

DISCHARGE PIPING CALCS.		A-B	B-C	C-D	D-E	E-H
BRANCH		A-B	B-C	C-D	D-E	E-H
NORMAL FLOW @ T.	(GPM)	640	1280	1290	323	SEE SK
TERMINAL PRESSURE	(PSIG)	172.6	129.2	122.1	96.7	(−)14
FRICTION LOSSES						
PIPING LOSSES (+)	(PSI)	8.9	4.2	4.3	2.0	10
HEATER (+)	(PSI)	—	—	—	—	104
HEAT EXCHANGER (+)	(PSI)	—	—	—	—	—
	(PSI)					
	(PSI)					
	(PSI)					
	(PSI)					
TOTAL FRICTION LOSS	(PSI)	8.9	4.2	4.3	2.0	114
STATIC HEAD (+/−)	(PSI)	2.0	(−) 0.5	2.8	6.4	(−) 3.3
CONTROL VALVE (+)	(PSI)	—	37.7	—	15.0	—
ORFICE PLATE (+)	(PSI)	—	2	—	2	—
DISCHARGE PRESSURE	(PSIG)	183.5	172.6	129.2	122.1	96.7

LOCATION ____ UNIT ____
ITEM NO. J-10 /A/B SERVICE VACUUM
FLUID REDUCED CRUDE FURNACE CHARGE
PUMPING TEMP. 672 °F ATMOS. PRESS. 14.8 PSIA
SPECIFIC GRAVITY @ 60°F/P.T.: 0.982 / 0.759
VAPOR PRESS. @ P.T. 44.8 PSIA
VISCOSITY @ P.T. — SSU 1.5 CP
CORROSION/EROSION CAUSED BY —
FLOW @ P.T.: MINIMUM ____ GPM
NORMAL 640 GPM
RATED 704 GPM
PUMP PARAMETERS
PRESS: DISCH. 183.5 PSIG / SUCT. 34.7 PSIG
DIFF. PRESS. 148.8 PSI / 453 FT
NPSH AVAIL. 7.9 FT
MAXIMUM ALLOWABLE SYSTEM PRESS. 215 PSIG
AS LIMITED BY B-10
FOR ALTERNATE OPERATING CONDITIONS, SEE PIPING SYSTEM SKETCH NUMBER(S) ____
FLOW SHEET REFERENCE ____

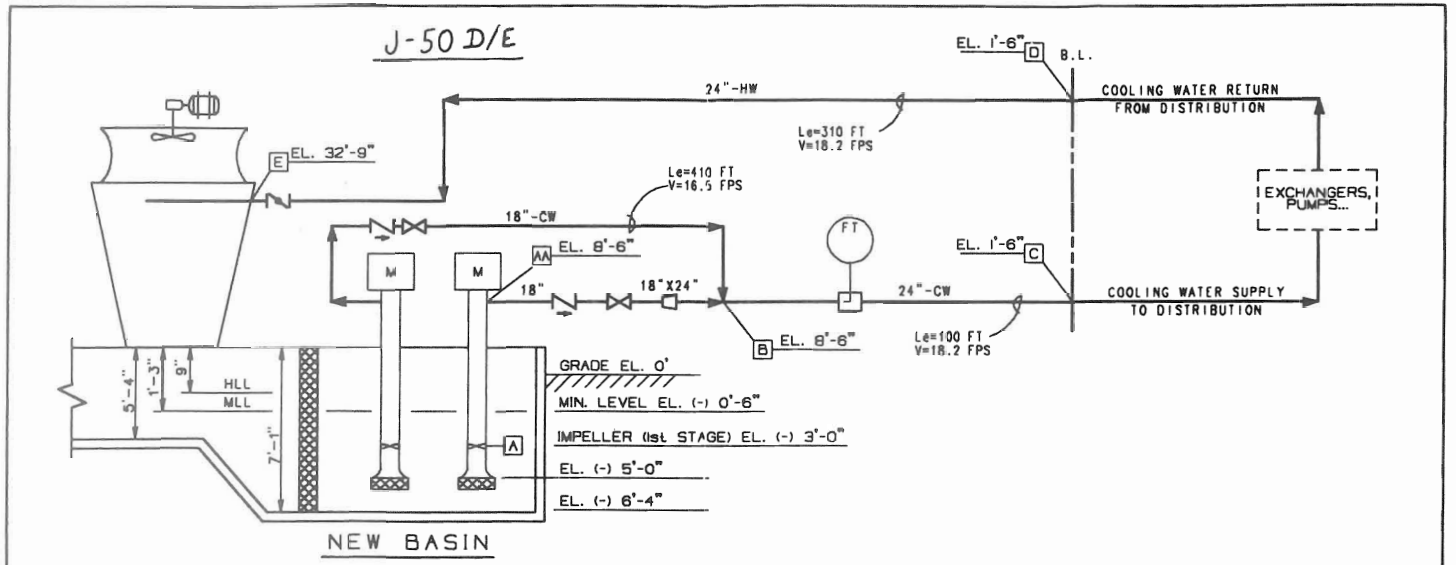
REVISION	DATE	BY

PROJECT NO. ____ APPN. NO. ____
PREPARED BY ____
APPROVED BY ____
DATE ____

PIPING SYSTEM SKETCH SHEET
(FOR PUMPS)

TITLE EXAMPLE MULTI-PASS FURNACE CHARGE SYSTEM
SKETCH NO. ____ 0 REV

Figure 2.16 System sketch; typical furnace charge system.



HEAD(FT)=PSI X 2.31/S.G.

SUCTION PIPING CALCS. @ MIN. LL		SUCT.P	NPSHa
RATED FLOW @ P.T.	12,000 GPM		
SPEC. GRAV. @ P.T.	1.0		
P: PRESS. ABOVE LIQUID	0 PSIG	0 PSIG	
Pa: ATMOS. PRESSURE	14.7 PSIA		
Pv: VAPOR PRESSURE	0.7 PSIA		
P + Pa − Pv =	14.0 PSI		32.3 FT
PIPING FRICTION LOSSES	0.1 PSI		
OTHER FRICTION LOSSES	0.1 PSI		
L: TOTAL FRIC. LOSSES (−)	0.2 PSI	(−)0.2 PSI	(−)0.5 FT
S: STATIC HD. FROM GRADE	(−)0.5 FT		
B: PUMP C/L TO GRADE	(−)3.0 FT		
NET STATIC HEAD (+/−)	(+) 2.5 PSI	(+) 1.1 PSI	(+) 2.5 FT
NPSH AVAIL. W/O MARGIN			34.3 FT
M: MARGIN (−)	— FT		— FT
NPSH AVAILABLE			34.3 FT
PUMP SUCTION PRESSURE		0.9 PSIG	

DISCHARGE PIPING CALCS. @ RATED FLOW − 2 PUMPS OPERATING		A-B	B-C	C-D	D-E
BRANCH					
FLOW @ T.	(GPM)	12,000	24,000	USERS	24,000
TERMINAL PRESSURE	(PSIG)	61.9	63.3	23.3	5.0
FRICTION LOSSES					
PIPING LOSSES (+)	(PSI)	8.2	1.6	20	4.9
HEATER (+)	(PSI)	—	—	—	—
HEAT EXCHANGER (+)	(PSI)	—	—	20	—
PITOT TUBE	(PSI)	—	NIL	—	—
	(PSI)				
	(PSI)				
	(PSI)				
TOTAL FRICTION LOSS	(PSI)	8.2	1.6	40	4.9
STATIC HEAD (+/−)	(PSI)	(+)15.0	(−) 3.0	0	(+) 13.4
CONTROL VALVE (+)	(PSI)	—	—	—	—
ORIFICE PLATE (+)	(PSI)	—	—	—	—
DISCHARGE PRESSURE	(PSIG)	75.1	61.9	63.3	23.3

LOCATION ____ UNIT ____
ITEM NO. J-50 D/E SERVICE COOLING
FLUID WATER WATER
PUMPING TEMP. 90 °F ATMOS. PRESS. 14.7 PSIA
SPECIFIC GRAVITY @ 60°F/P.T: ____ / 1.0
VAPOR PRESS. @ P.T. 0.7 PSIA
VISCOSITY @ P.T. — SSU 0.75 CP
CORROSION/EROSION CAUSED BY —
FLOW @ P.T: MINIMUM — GPM
NORMAL 10000 GPM
RATED 12000 GPM
PUMP PARAMETERS
PRESS.: DISCH. 75.1 PSIG/SUCT. 0.9 PSIG
DIFF. PRESS. 74.2 PSI/171.4 FT.
NPSH AVAIL. 34.3 FT
MAXIMUM ALLOWABLE SYSTEM PRESS. ____ PSIG
AS LIMITED BY ____
FOR ALTERNATE OPERATING CONDITIONS, SEE PIPING SYSTEM SKETCH NUMBER(S) —
FLOW SHEET REFERENCE ____

REVISION	DATE	BY

PROJECT NO. ____ APPN. NO. ____
PREPARED BY ____
APPROVED BY ____
DATE ____

AMOCO OIL COMPANY

PIPING SYSTEM SKETCH SHEET
(FOR PUMPS)

TITLE EXAMPLE COOLING WATER SYSTEM - VERTICAL PUMP
SKETCH NO. ____ 0 REV

Figure 2.17 System sketch; typical vertical pump system.

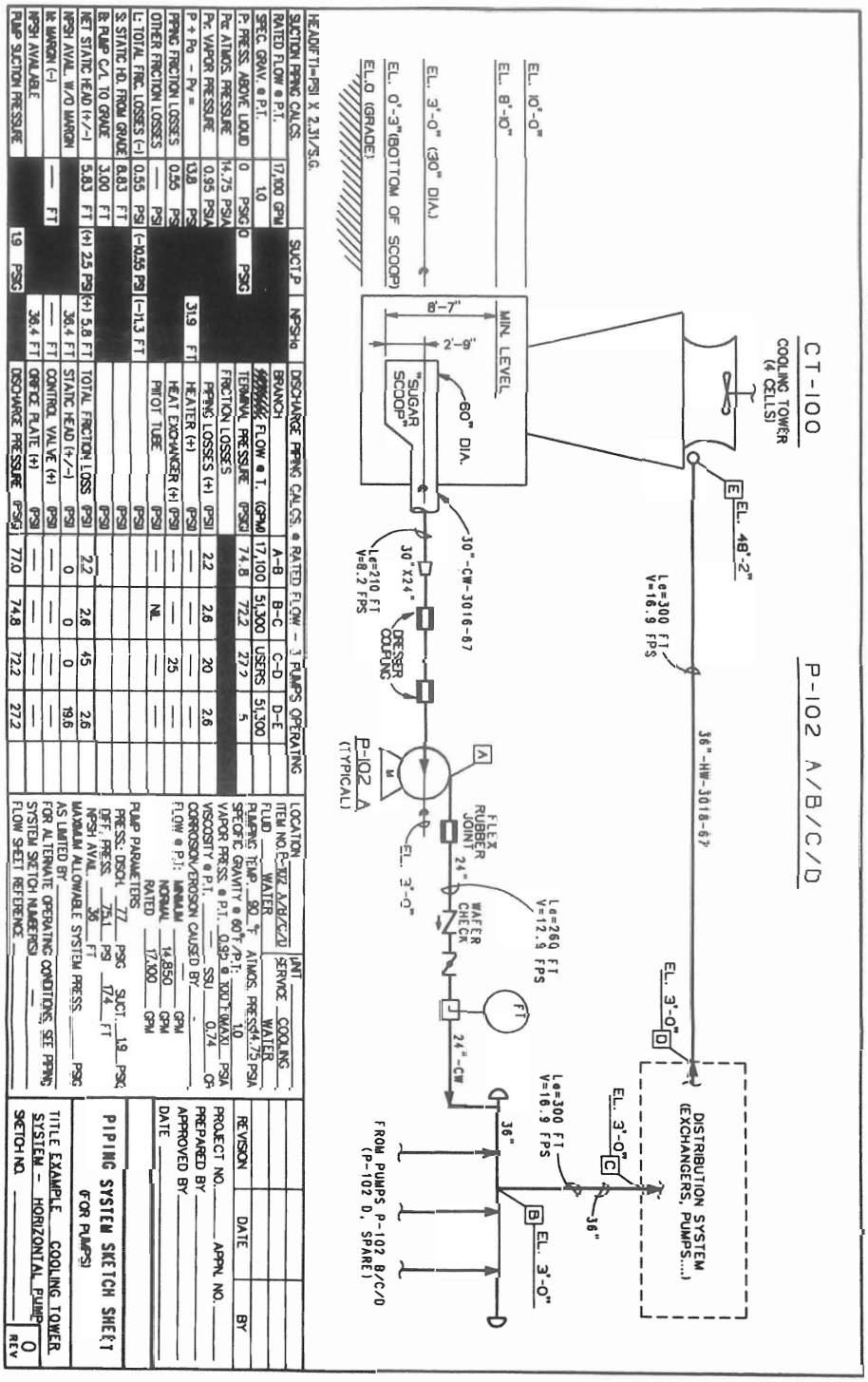
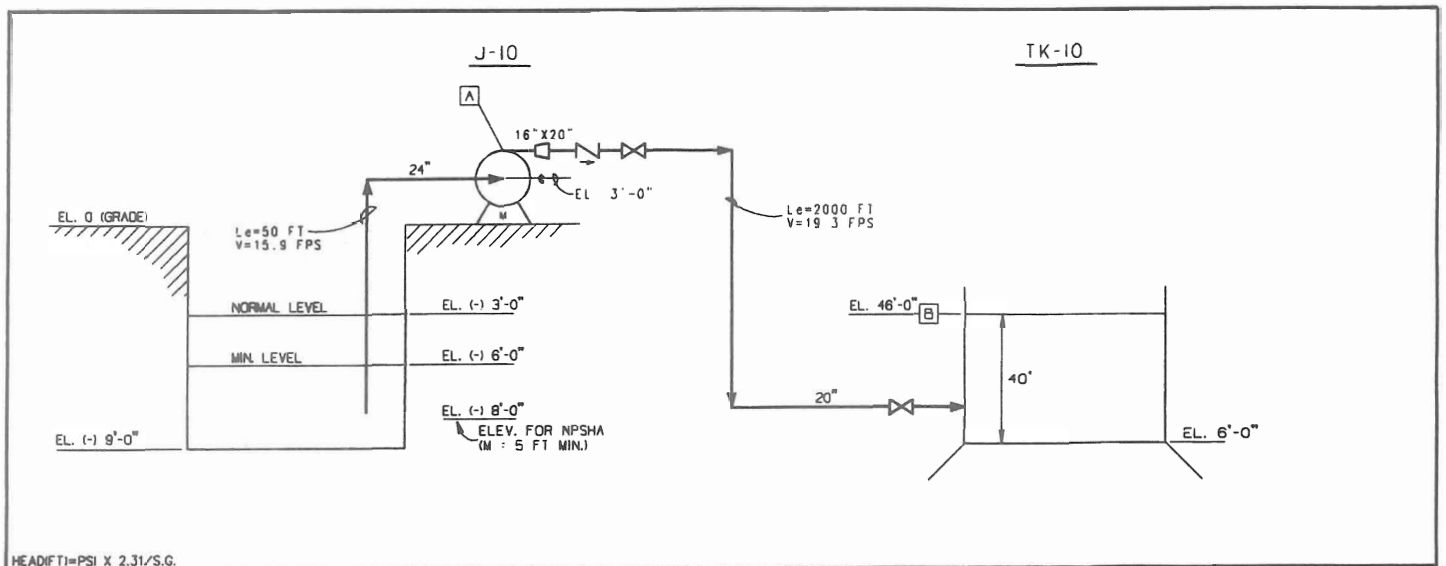


Figure 2.18 System sketch; typical cooling tower system.



HEAD(FT)=PSI X 2.31/S.G.

SUCTION PIPING CALCS.		SUCT.P	NPSHa
RATED FLOW @ P.T.	21,000 GPM		
SPEC. GRAV. @ P.T.	1.0		
P: PRESS. ABOVE LIQUID	0 PSIG	0 PSIG	
Pa: ATMOS. PRESSURE	12.3 PSIA		
Pv: VAPOR PRESSURE	1.0 PSI		
P + Pa − Pv =	11.3 PSI		26.1 FT
PIPING FRICTION LOSSES	0.6 PSI		
OTHER FRICTION LOSSES	— PSI		
L: TOTAL FRIC. LOSSES (−)	0.6 PSI	(−) 0.6 PSI	(−) 1.4 FT
S: STATIC HD. FROM GRD.	(−) 3.0 FT		
B: PUMP C/L TO GRADE	3.0 FT		
NET STATIC HEAD (+/−)	(−) 6.0 FT	(−) 2.6 PSI	(−) 6.0 FT
NPSH AVAIL. W/O MARGIN			18.7 FT
M: MARGIN (−)	5.0 FT		(−) 5.0 FT
NPSH AVAILABLE			13.7 FT
PUMP SUCTION PRESSURE		(−13.2)PSIG	

DISCHARGE PIPING CALCS.	
BRANCH	A−B
NORMAL FLOW @ T. (GPM)	17,500
TERMINAL PRESSURE (PSIG)	0
FRICTION LOSSES	
PIPING LOSSES (+) (PSI)	46.8
HEATER (+) (PSI)	—
HEAT EXCHANGER (+) (PSI)	—
(PSI)	
(PSI)	
(PSI)	
(PSI)	
TOTAL FRICTION LOSS (PSI)	46.8
STATIC HEAD (+/−) (PSI)	(+) 18.6
CONTROL VALVE (+) (PSI)	—
ORIFICE PLATE (+) (PSI)	—
DISCHARGE PRESSURE (PSIG)	65.4

LOCATION _____ UNIT _____
ITEM NO. J-10 SERVICE WATER
FLUID WATER & HC
PUMPING TEMP. 90 °F ATMOS. PRESS. 12.3 PSIA
SPECIFIC GRAVITY @ 60°F/P.T: / 1.0
VAPOR PRESS. @ P.T. 1.0 @ 100°F(MAX) PSIA
VISCOSITY @ P.T. — SSU 1.0 CP
CORROSION/EROSION CAUSED BY _____
FLOW @ P.T: MINIMUM — GPM
NORMAL 17,500 GPM
RATED 21,000 GPM
PUMP PARAMETERS
PRESS.: DISCH. 65.4 PSIG / SUCT. (−)13.2 PSIG
DIFF. PRESS. 68.6 PSI / 158.5 FT
NPSH AVAIL. 13.7 FT
MAXIMUM ALLOWABLE SYSTEM PRESS. _____ PSIG
AS LIMITED BY _____
FOR ALTERNATE OPERATING CONDITIONS, SEE PIPING SYSTEM SKETCH NUMBER(S) —
FLOW SHEET REFERENCE _____

REVISION	DATE	BY

PROJECT NO. _____ APPN. NO. _____
PREPARED BY _____
APPROVED BY _____
DATE _____

PIPING SYSTEM SKETCH SHEET
(FOR PUMPS)

TITLE EXAMPLE
PUMP WITH SUCTION LIFT
SKETCH NO. _____ 0 REV

Figure 2.19 System sketch; typical sump pump system.

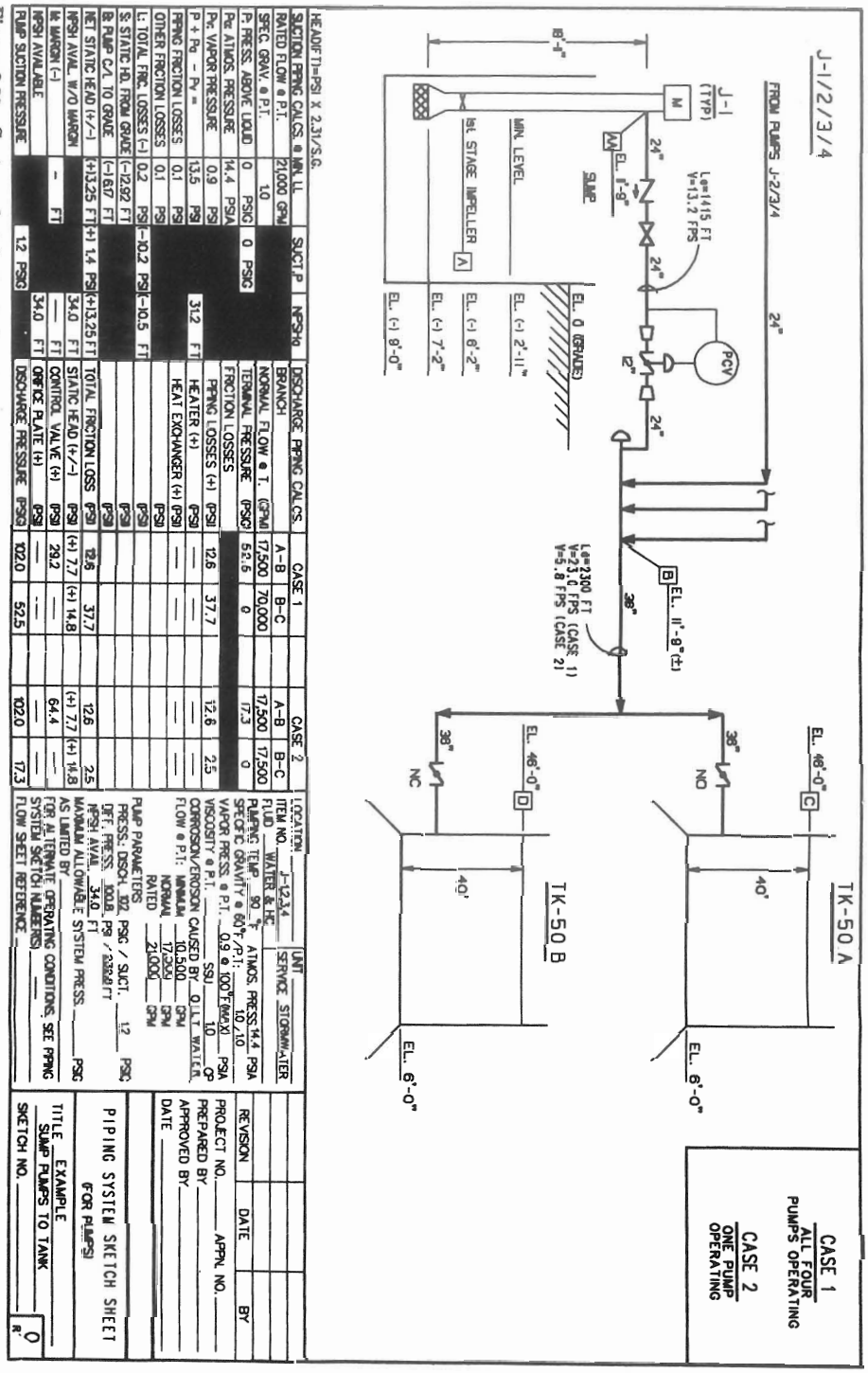


Figure 2.20 System sketch; typical suction lift system.

ملاحظات اقتصادی در فرآیند تراش فلزات

مهندس علی اکبر آبادیه
کارشناس فنی شرکت صنایع پمپ‌سازی ایران

مقدمه

در این مقاله چند نمونه از محاسبات مربوط به اقتصاد ماشینکاری قطعات فلزی بویژه محورها مورد بررسی قرار می‌گیرد.

اقتصاد فرآیند براده‌برداری فلزات به سه بخش برحسب نیاز کارخانه تقسیم می‌گردد:

۱ - ماشینکاری براساس می‌نیمم هزینه تولید

۲ - ماشینکاری براساس می‌نیمم زمان تولید

۳ - ماشینکاری با حداکثر بازدهی (حالت ایده‌آل)

برای رسیدن به حالت ایده‌آل اقتصاد ماشینکاری متغیرهای پیشروی (feed) و سرعت برشی (cutting speed) از عوامل بسیار مهم می‌باشند.

انتخاب پیشروی:

پیشروی به معنی فاصلهٔ طی شده توسط ابزار نسبت به قطعه کار در یک دور چرخش قطعه کار می‌باشد. مقدار پیشروی نسبت مستقیمی با نیروی اعمال شده از ابزار به قطعه دارد، اگر مقدار پیشروی زیاد انتخاب شود نیروی زیادی بر قطعه وارد شده و سایش ابزار زیاد خواهد شد و هزینهٔ

زیاد می‌گردد و اگر مقدار پیشروی کم انتخاب گردد زمان ماشینکاری افزایش پیدا کرده و هزینه تولید افزایش می‌یابد بنابراین همواره باید بدنبال حالت اپتیموم پیشروی باشیم.

انتخاب سرعت برشی :

سرعت برشی به معنی حرکت خطی ابزار در طی یک دقیقه بر روی قطعه کار است. سرعت برش برای یک فرآیند ماشینکاری می‌تواند بدو صورت در نظر گرفته شود یکی برای هزینهٔ تولید مینیمم و یکی برای زمان تولید مینیمم.

محاسبات هزینه تولید یک قطعه (C_{pr})

جهت محاسبهٔ هزینه تولید یک قطعه پارامترهای زیر را بایستی در نظر داشت :

الف) تعداد کل قطعه تولیدی (N_b)

ب) تعداد ابزار لازم (لبهٔ برش تیغچه) (N_t)

ج) زمان ماشینکاری یک قطعه برحسب دقیقه (t_m)

د) زمان غیر تولیدی مثل باز و بسته کردن قطعه و ... (t_l)

ه) هزینهٔ ماشین و ماشین کار در واحد زمان (M)

و) زمان تعویض یک ابزار (t_{ct})

ز) هزینه خرید یک ابزار (C_t)

ط) زمان تولید یک قطعه (t_{pr})

ی) سود حاصله از بابت تولید یک قطعه (S)

با توجه به موارد فوق می‌توان گفت :

زمان غیر تولیدی برای N_b قطعه برابر $N_b t_l$ و زمان ماشینکاری برابر $N_b t_m$ و زمان کل تعویض ابزار برابر $N_t t_{ct}$ خواهد بود.

مجموع هزینهٔ ماشین و ماشینکار و هزینه بالاسری، برق مصرفی ماشین، فضای اشغال شده و ... بصورت زیر خواهد بود:

$$M(N_b t_l + N_b t_m + N_t t_{ct})$$

به این مقدار باید هزینه خرید ابزار نیز اضافه شود و هزینه متوسط تولید یک قطعه برابر :

$$C_{pr}=Mt_m+Mt_l+(\frac{N_t}{N_b}\times t_{ct}\times M)+\frac{N_t}{N_b}\times C_t$$

خواهد بود در آن $\frac{N_t}{N_b}C_t$ مربوط به هزینه خرید ابزار و هزینه تیزکاری مجدد است و مقدار $M\frac{N_t}{N_b}t_{ct}$ هزینه مربوط به زمان تعویض ابزار است.

برای محاسبه تعداد ابزار مصرفی در تولید قطعات لازم است رابطهٔ بین سرعت برش و عمر ابزار را بدانیم، طبق رابطهٔ تیلور (Taylor) این ارتباط بصورت زیر بیان می‌شود:

$$(\frac{V}{V_r})=(\frac{t_r}{t})^n$$ (رابطهٔ تیلور)

که در آن :

V : سرعت برش حین ماشینکاری

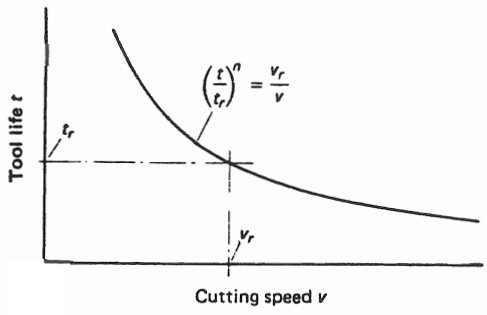
t : عمر ابزار در شرایط ماشینکاری برحسب دقیقه

V_r : سرعت برش مبنا

t_r : عمر ابزار مبنا برابر یک دقیقه

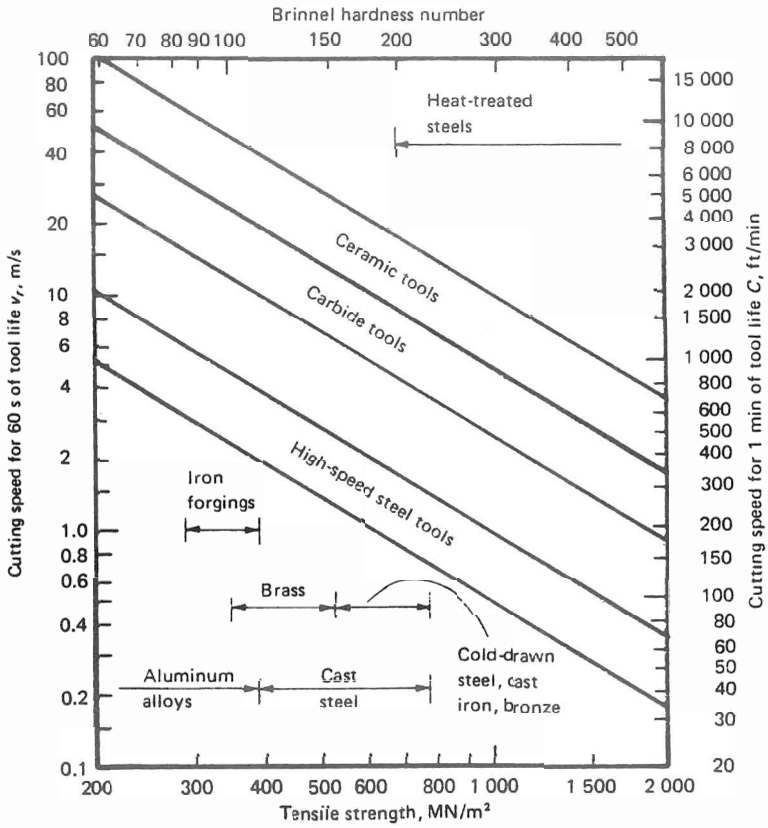
n : مقدار ثابتی است

می‌توان گفت V_r سرعت برشی مبنایی است که عمر ابزار را به یک دقیقه می‌رساند. نمودار زیر تغییرات سرعت برش V را نسبت به عمر ابزار t طبق رابطهٔ تیلور نشان می‌دهد.



Taylor's tool-life relation, where *n* is a constant.

اگر عمر ابزار برابر 60 ثانیه باشد می‌توان مقدار سرعت برش را با دانستن سختی برینل فلزات و مقاومت کششی آنها از نمودار زیر مشخص کرد.



Approximate values of the cutting speed v_r when tool life t_r = 60 s.

در رابطهٔ تیلور مقدار n برای ابزار HSS برابر $n=0.125$ و برای ابزار کاربیدی برابر $0.25<n<0.3$ و برای ابزار سرامیکی برابر $0.5<n<0.7$ است.

رابطه دیگری که از رابطهٔ تیلور می‌توان نتیجه گرفت $t_m=\frac{k}{V}$ است که k مقدار ثابتی است و در عملیات تراشکاری برابر $\frac{\pi d_w l_w}{f}$ است که l_w طول تراش شده و d_w قطر قطعه و f پیشروی است.

پس خواهیم داشت

$$t^n=\frac{V_r t_r^n}{V} \Rightarrow t=\left(\frac{V_r}{V}\right)^{\frac{1}{n}}\times t_r$$

از طرف دیگر تعداد ابزار مورد نیاز برای تولید N_b قطعه برابر $N_t=\frac{N_b \times t_m}{t}$ است که t عمر ابزار است.

در نتیجه :

$$N_t = \frac{N_b \times t_m}{\left(\frac{V_r}{V}\right)^{\frac{1}{n}} \times t_r}$$

$$\frac{N_t}{N_b} = \frac{t_m \times V^{\frac{1}{n}}}{V_r^{\frac{1}{n}} \times t_r} = \frac{K \times V^{-1} \times V^{\frac{1}{n}}}{V_r^{\frac{1}{n}} \times t_r}$$

$$\Rightarrow \frac{N_t}{N_b} = \frac{k \times V^{\frac{1-n}{n}}}{V_r^{\frac{1}{n}} \times t_r}$$

با قرار دادن در معادلهٔ بدست‌آمده برای هزینه تولید یک قطعه رابطهٔ زیر بدست می‌آید :

$$C_{pr} = MKV^{-1} + Mt_l + M\frac{kV^{\frac{1-n}{n}}}{V_r^{\frac{1}{n}} t_r} t_{ct} + \frac{kV^{\frac{1-n}{n}}}{V_r^{\frac{1}{n}} t_r} c_t$$

حال می‌توان گفت برای بدست آوردن سرعت برشی که هزینه تولید را می‌نیمم کند باید دیفرانسیل C_{pr} نسبت به سرعت برش V برابر صفر شود:

$$\frac{dC_{pr}}{dV} = 0$$

$$\Rightarrow \frac{dcp_r}{dv} = \frac{-MK}{V^2} + 0 + \left[\frac{\left(\frac{1-n}{n}\right) V^{\frac{1-2n}{n}} \times KMt_{ct} \times V_r^{\frac{1}{n}} t_r - t_r \times \frac{1}{n} \times V_r^{\frac{1-n}{n}} \times MKV^{\frac{1-n}{n}} \times t_{ct}}{V_r^{\frac{2}{n}} t_r^2}\right]$$

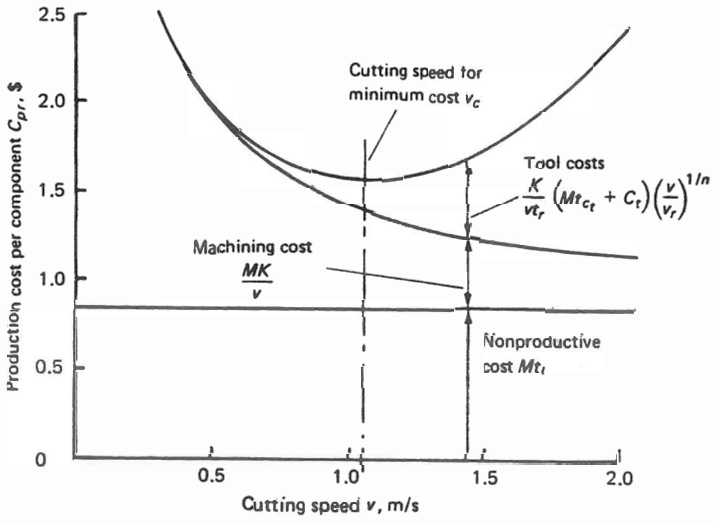
$$+ \left[\frac{\left(\frac{1-n}{n}\right) KC_t V^{\frac{1-2n}{n}} \times V_r^{\frac{1}{n}} \times t_r - \frac{1}{n} t_r V_r^{\frac{1-n}{n}} \times KC_t V^{\frac{1-n}{n}}}{V_r^{\frac{2}{n}} \times t_r^2}\right] = 0$$

در نتیجه سرعت برشی که اگر با آن عملیات ماشینکاری انجام دهیم هزینه تولید می‌نیمم می‌شود طبق رابطهٔ زیر بدست می‌آید:

$$V = V_r \left(\frac{n}{1-n} \times \frac{Mt_r}{Mt_{ct} + c_t} \right)^n$$

واحد M ریال بردقیقه و واحد t_r دقیقه است.

رابطه بین سرعت برشی V و هزینه تولید یک قطعه C_{pr} را می‌توان بصورت نمودار زیر نشان داد.



سرعت برشی که زمان تولید را می‌نیمم کند:

برای بدست آوردن رابطهٔ سرعت برشی برای کمترین زمان تولید بایستی ابتدا زمانی را که صرف تولید یک قطعه می‌شود را محاسبه کرده و از آن نسبت به سرعت برشی دیفرانسیل بگیریم

زمانی که صرف تولید یک قطعه می‌شود = زمان ماشینکاری یک قطعه + زمان غیرتولیدی + زمان تعویض ابزار

$$t_{pr} = t_m + t_l + \frac{N_t}{N_b} t_{ct}$$

طبق رابطهٔ $\frac{N_t}{N_b} = \frac{kV^{\frac{1-n}{n}}}{V_r^{\frac{1}{n}} \times t_r}$ خواهیم داشت :

$$t_{pr} = \frac{K}{V} + t_l + \frac{kV^{\frac{1-n}{n}}}{V_r^{\frac{1}{n}} t_r} t_{ct}$$

$$\Rightarrow \frac{dt_{pr}}{dv} = 0$$

$$\Rightarrow \frac{-K}{V^2} + 0 + \left[\frac{Kt_{ct}\left(\frac{1-n}{n}\right) V^{\frac{1-2n}{n}} \times V_r^{\frac{1}{n}} \times t_r - \frac{1}{n} \times t_r \times V_r^{\frac{1-n}{n}} \times Kt_{ct} V^{\frac{1-n}{n}}}{V_r^{\frac{2}{n}} \times t_r^2} \right] = 0$$

در نتیجه سرعت برشی برای آنکه زمان تولید می‌نیمم شود طبق رابطهٔ زیر بدست می‌آید

$$V = V_r \left(\frac{n}{1-n} \times \frac{t_r}{t_{ct}} \right)^n$$

محاسبه عمر ابزار برای زمانیکه هزینه تولید می‌نیمم شود :

با توجه به رابطه تیلور و سرعت برش برای هزینه تولید می‌نیمم خواهیم داشت

$$\left| \begin{array}{l} V_c = V_r \left(\frac{n}{1-n} \times \frac{Mt_r}{Mt_{ct} + c_t} \right) \\ Vt^n = V_r t_r^n \end{array} \right.$$

با قرار دادن V_c در معادلهٔ تیلور خواهیم داشت

$$V_r\left(\frac{n}{1-n}\times\frac{t_r}{t_{ct}}\right)^n\times t^n = V_r\, t_r^n$$

در نتیجه عمر ابزاری که هزینه را می‌نیمم کند طبق رابطهٔ زیر مشخص می‌گردد.

$$t=\frac{1-n}{n}\left(\frac{Mt_{ct}+C_t}{M}\right)$$

برای ابزار HSS رابطهٔ عمر ابزار بصورت $t=7(t_{ct}+\frac{C_t}{M})$

و برای ابزار کاربیدی رابطهٔ عمر ابزار بصورت $t=3(t_{ct}+\frac{C_t}{M})$

و برای ابزار سرامیکی رابطه عمر ابزار بصورت $t=t_{ct}+\frac{C_t}{M}$ خواهد بود

محاسبه عمر ابزار برای اینکه زمان تولید می‌نیمم گردد.

با توجه به رابطه تیلور سرعت برش برای زمان تولید مینیمم خواهیم داشت

$$\left|\begin{array}{l} V=V_r\left(\frac{n}{1-n}\times\frac{t_r}{t_{ct}}\right)^n \\ Vt^n = V_r\, t_r^n \end{array}\right.$$

با قرار دادن مقدار V در رابطهٔ تیلور خواهیم داشت

$$V_r\left(\frac{n}{1-n}\times\frac{t_r}{t_{ct}}\right)^n\times t^n = V_r\, t_r^n$$

در نتیجه عمر ابزاری که زمان تولید را می‌نیمم کند برابر است با : $t=\frac{1-n}{n}\times t_{ct}$

که برای ابزار HSS عمر ابزار برابر $t=7t_{ct}$ و برای ابزار کاربیدی $t=3t_{ct}$ و برای ابزار سرامیکی $t=t_{ct}$ می‌باشد.

ماشینکاری با حداکثر بازدهی :

اگر هزینه تولید یک قطعه را با C_{pr} و قیمت فروش یک قطعه را با S و سود حاصله را در واحد زمان با p_r نشان دهیم سود حاصله $S-C_{pr}$ و سود حاصله در واحد زمان برابر $\frac{S-C_{pr}}{t_{pr}}$ خواهد بود

$$p_r = \frac{s - c_{pr}}{t_{pr}} = \frac{s - \left[Mt_l + Mt_m + M\frac{N_t}{N_b} t_{ct} + \frac{N_t}{N_b} c_t \right]}{t_m + t_l + \frac{N_t}{N_b} \times t_{ct}}$$

در رابطهٔ فوق مقادیر $t_m = KV^{-1}$ و $\frac{N_t}{N_b} = \frac{KV^{\frac{1-n}{n}}}{V_r^{\frac{1}{n}} \times t_r}$ را قرار می‌دهیم

$$P_r = \frac{S - \left[Mt_l + MkV^{-1} + Mt_{ct} \times \frac{KV^{\frac{1-n}{n}}}{V_r^{\frac{1}{n}} \times t_r} + \frac{KV^{\frac{1-n}{n}}}{V_r^{\frac{1}{n}} \times t_r} C_t \right]}{KV^{-1} + t_l + \frac{KV^{\frac{1-n}{n}}}{V_r^{\frac{1}{n}} \times t_r} t_{ct}}$$

رابطهٔ فوق زمانی حداکثر است که دیفرانسیل p_r نسبت به V برابر صفر باشد $\frac{dp_r}{dV} = 0$
پس از دیفرانسیل‌گیری مقدار V بدست می‌آید که اگر آنرا در رابطهٔ تیلور قرار دهیم عمر ابزاری که سود حاصله را ماکزیمم می‌کند بدست می‌آید.

$$t = \frac{1-n}{n}\left(t_{ct} + \frac{t_l c_t}{S} \right) + \frac{c_t k}{NSV_r} \times \left(\frac{t}{t_r} \right)^n$$

مثال :

روابط فوق را جهت ماشینکاری محوری به طول 379mm و قطر 32mm و تعداد 1200عدد قطعه بررسی می‌کنیم :

اگر هزینه کارکرد ماشین در هر ثانیه 14 ریال و هزینهٔ اپراتور آن در هر ثانیه 0.2 ریال و هزینه خرید ابزار برابر 14000 ریال و زمان تعویض ابزار 120 ثانیه و پیشروی برابر 0.3 میلی‌متر بر دور فرض شود با توجه به جنس ابزار و قطعه رابطهٔ تیلور بصورت $Vt^{0.2}=53$ برقرار است ابتدا سرعتهای برش برای هزینه مینیمم و زمان می‌نیمم را حساب کرده و بعد تعداد ابزارها در هر مورد را بدست می‌آوریم (ابزار دارای دولبهٔ برشی است)

$N_b=1200, \phi = 32mm, l = 379mm, M = 0.2 + 14 = 14.2$ ریال

$C_t = 14000$ ریال , $t_{ct} = 120$ ثانیه , $f = 0.3$, $Vt^{0.2} = 53$

به ازای $t_r = 1$ دقیقه در رابطهٔ تیلور مقدار $V_r = 53$ متر بر دقیقه خواهد شد

$$V_c = V_r\left(\frac{n}{1-n}\times\frac{Mt_r}{Mt_{ct}+C_t}\right)^n = 53\left(\frac{0.2}{1-0.2}\times\frac{14.2\times 60}{14.2\times 120+14000}\right)^{0.2}$$ هزینه مینیمم

سرعت برشی که هزینه تولید را مینیمم می‌کند $V = 22.4 \cong 23\ \frac{m}{min}$

$$V_t = V_r\left(\frac{n}{1-n}\times\frac{t_r}{t_{ct}}\right)^n = 53\left(\frac{0.2}{1-0.2}\times\frac{60}{120}\right)^{0.2}$$ زمان مینیمم

سرعت برشی که زمان تولید را مینیمم می‌کند. $V = 35\frac{m}{min}$

تعداد ابزار در حالتیکه هزینه تولید مینیمم است :

$$V = 23\frac{m}{min} \Rightarrow Vt^{0.2} = 53 \Rightarrow 23T^{02} = 53 \Rightarrow T = 64.97$$ T عمر ابزار است، دقیقه

$$t_m = \frac{L}{f\times N} = \frac{L}{f\times\frac{1000V}{\pi D}} = \frac{\pi DL}{fV\times 1000} = \frac{3.14\times 32\times 379}{0.3\times 23\times 1000} \Rightarrow t_m = 5.52$$ دقیقه

هر قطعه به مدت 5.52 دقیقه طول می‌کشد تا ماشینکاری گردد.

$$N_t = \frac{N_b\times t_m}{T} = \frac{1200\times 5.52}{64.97} \Rightarrow Nt = 102$$ تعداد ابزار مورد نیاز لبه برش

51 عدد تیغچه مورد نیاز است عدد $\frac{102}{2} = 51$ ⇐ ابزار دو لبه دارد

تعداد ابزار در حالتیکه زمان تولید مینیمم است :

عمر ابزار دقیقه $V = 35 \frac{m}{min} \Rightarrow 35T^{0.2} = 53 \Rightarrow T = 7.96$

زمان ماشینکاری دقیقه $t_m = \frac{\pi \times D \times L}{1000 \times f \times V} = \frac{3.14 \times 32 \times 379}{1000 \times 0.3 \times 35} = 3.62$

لبه برش $N_t = \frac{N_b \times t_m}{T} = \frac{1200 \times 3.62}{7.96} \Rightarrow N_t = 546$

تعداد تیغچه لازم برای آنکه زمان تولید مینیمم گردد. عدد $\frac{546}{2} = 273$ برای ابزار دو لبه

نتیجه :

همانطور که مشاهده می‌شود اگر بخواهیم زمان تولید یک محور را از 5.52 دقیقه به 3.62 دقیقه برسانیم استهلاک ابزاری به اندازهٔ 222 = 51 - 273 عدد تیغچه خواهیم داشت که هزینه ابزار مصرفی برابر 3108000 = 14000 × 222 ریال خواهد بود. بنابراین حالت اپتیموم برای آنکه استهلاک ابزار کم بوده و فشار زیادی به ماشین وارد نشود استفاده از حالت هزینهٔ تولید مینیمم خواهد بود که در زیر نشان داده شده است.

بهینه‌سازی زمان تولید. از 5.52 دقیقه به 3.62 دقیقه یعنی 1.9 دقیقه، برابر افزایش هزینه خرید ابزار به میزان 3108000 ریال در تولید 1200 قطعه است. زمان صرفه‌جویی شده جهت ماشینکاری برابر 2280 = 1.9 × 1200 دقیقه یعنی 38 ساعت است.

Reference :

Fundamentals of metal Machining and Machine Tools, McGraw-Hill

«بررسی عملکرد موتورهای القائی سه فاز تغذیه شده از شبکهٔ تکفاز»

علی محمدی زردخانه
کارشناس برق - مهندسی تولید صنایع پمپ‌سازی ایران

قسمت اول

خلاصه :

مقالهٔ حاضر الگوریتمی جهت بدست آوردن مشخصهٔ مطلوب از عملکرد یک موتور القائی سه‌فاز تغذیه شده از شبکهٔ تکفاز را ارائه می‌دهد. نویسنده، براساس مقدار مطلوب ضریب نامتعادلی [1]، سرعت بهینه‌ای را برای انتقال از حالت راه‌اندازی به حالت دائم [2] پیشگوئی می‌کند.

فهرست علائم اصلی

A_r = مساحت سطح روتور، متر مربع
B_g = کل چگالی فلوی مختلط فاصلهٔ هوائی، تسلا
F = فرکانس، هرتز
g_e = طول موثر فاصلهٔ هوائی، متر

1 . unbalance factor
2 stady state

J_s, J_r = به ترتیب چگالی جریان خط استاتور وروتور، آمپربرمتر

$\hat{J}_1, \hat{J}_2$ = به ترتیب حداکثر مقدار چگالی جریان خط استاتور وروتور، آمپر بر متر

L_{2g} = اندوکتانس نشتی سطح روتور، هانری

R = شعاع استاتور، متر

S = لغزش

n = رتبهٔ هماهنگ جفت قطب[1]

u_s = سرعت سنکرون، متر بر ثانیه

v_A, v_B, v_C = به ترتیب ولتاژ القائی فازهای A و B و C استاتور، ولت

x_1, x_2 = به ترتیب طول محیطی استاتور وروتور، رادیان مکانیکی[2]

Z_L = امپدانس نشتی فاز سیم‌پیچی‌های متعادل استاتور، اهم

z_{LA}, z_{LB}, z_{LC} = به ترتیب امپدانس نشتی فازهای A و B و C استاتور، اهم

$\lambda_0 = \frac{1}{g_e}$

μ_0 = قابلیت هدایت مغناطیسی فضای آزاد، هانری بر متر

$\omega = 2\pi f$

ρ_2 = مقاومت مخصوص سطح روتور، اهم

μ_{sn} و L_{2gn} و S_n و B_{gn} و $\hat{J}_{1n}$ و $\hat{J}_{2n}$ = مقادیر کمیت‌ها برای هماهنگ[3] nام

$[I_w]$ = ماتریس موثر مختلط جریانهای فاز، آمپر

$[S]$ = موثر مختلط شمارهٔ هادی[4]

$R_e[\ ]$ = قسمت حقیقی کمیت موجود در داخل کروشه

۱ - مقدمه

امروزه سیستم سه فاز بجز در بعضی از مناطق روستایی یک سیستم جهانگیر است. بدیهی است برای توان نامی بیشتر از ۰/۵ کیلووات استفاده از موتور القائی تکفاز غیراقتصادی است. به این دلیل استفاده از موتور القائی سه‌فاز تغذیه شده از شبکهٔ تکفاز یک، نیاز است.

---

1 pole pair harmonic order

2 mechanical radians

3 harmonic

4. complex effective conductor number

بسیاری از نویسندگان [1,2,3] به تجزیه و تحلیل طرز کار چنین روشی مبادرت ورزیده‌اند. در اکثر مطالعات [2,3]، برای ثابت نگهداشتن ولتاژ فاز، روش کار چنین بوده است که هنگام بکارگیری شبکهٔ تکفاز، سیم‌پیچی‌های ستارهٔ موتور را به مثلث تبدیل بکنند.

برای راه‌اندازی خازن C_1 به مدار مطابق شکل (۱a) افزوده می‌شود و برای بهره‌برداری از حداکثر سرعت مطلوب (کمترین لغزش) خازن دیگری به مقدار C_2 انتخاب می‌گردد. تئوری و عملکرد موتورهابا چنین اتصالی برای بدست‌آوردن عملکرد متعادل کامل توسط Brown و Jha[3] و نیز توسط Brown و Russell [2,3] مورد بحث قرار گرفته است و آنها نتیجه گرفته‌اند در صورتی که زاویهٔ ضریب توان موتور کمتر از ۶۰ درجه باشد بدست آوردن عملکرد متعادل کامل با استفاده از یک عنصر ساکن[1] (خازن) غیرممکن می‌باشد.

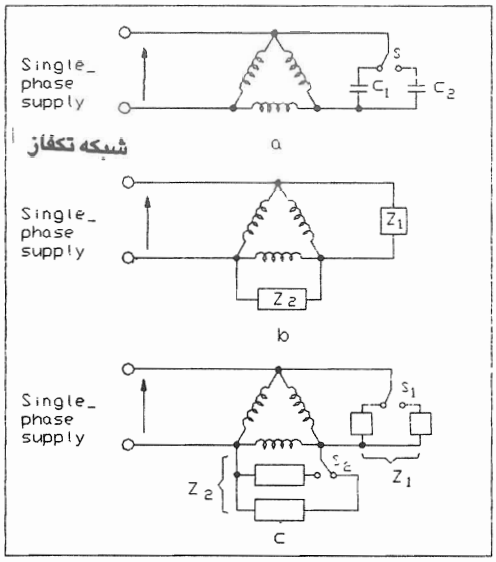


Fig. 1 Three_Phase motor operation from single_phase supply

شکل (۱) – عملکرد موتور سه فاز از طریق شبکهٔ تکفاز

Tindail و Monteih [1] استفاده از دو عنصر ساکن (خازن) را برای ایجاد عملکرد متعادل کامل مطابق شکل (۱b) پیشنهاد نموده و عبارتی برای Z_1 و Z_2 برحسب امپدانس توالی مثبت[2] موتور استنتاج کرده‌اند. (بخش ۷۰۱ از قسمت دوم را ملاحظه کنید). با این حال واضح است که عملکرد متعادل کامل فقط در یک سرعت معین بدست می‌آید و عملکرد متعادل کامل روی تمام محدودهٔ سرعت با استفاده از یک راکتانس متغیر قابل دسترس می‌باشد.

با این وجود نویسندگان، طرح نشان داده شده در شکل (۱c) را با دو مقدار برای هر یک از عناصر ساکن پیشنهاد نموده‌اند که هر یک از مقادیر برای یکی از حالتهای راه‌اندازی و دائم مناسب بوده و بر این اساس محاسبه می‌شوند و انتخاب این مقادیر با کلید زنی توسط S_1,S_2 ممکن می‌باشد. عمل انتقال با استفاده از یک کلید گریز از مرکز امکان پذیر می‌باشد. اگرچه موتور در سرعتهای

1 static

2 positive sequence impedance

میانی[1] متعادل نخواهد شد، ولی این طرح بطور مطلوبی برای اکثر کاربردها قابل قبول می‌باشد در واقع کلید بایستی در سرعتی عمل کند که یک مشخصهٔ مطلوب بدست‌آید.

اولین موضوع این مقاله تجزیه و تحلیل موتور است و طرز کار آنرا، هنگامی که بصورت مثلث متصل شده و با راکتانس‌های راه‌اندازی و حالت دائم از شبکهٔ تکفاز تغذیه می‌شود، پیش‌بینی می‌کند و آنرا با طرز کار موتور، هنگامی که بصورت ستاره اتصال یافته و از شبکهٔ سه‌فاز تغذیه می‌گردد، مقایسه می‌کند. بعنوان دومین موضوع، مقاله راههای ممکن برای تعیین سرعتی که بایستی در آن تبدیل راکتانس از حالت راه‌اندازی به حالت دائم انجام گیرد تا مشخصهٔ مطلوب بر اساس ضریب نامتعادلی مجاز بدست‌آید را بررسی می‌کند.

۲ - مدل ریاضی

مدل در نظر گرفته شده، یک موتور استوانه‌ای با فاصلهٔ هوائی یکنواخت بوده و استاتور و روتور آهنی با قابلیت هدایت مغناطیسی زیاد می‌باشد. فرض بر این است که میدان در جهت شعاعی تغییر نمی‌کند یعنی فلو در فاصلهٔ هوائی مؤلفه محیطی[2] ندارد.

یک جریان سطحی معادل، برای طرح معمولی سیم‌پیچی‌ها معرفی می‌گردد، بطوریکه در تجزیه و تحلیل موتورهای متقارن و نامتقارن مورد استفاده قرار گیرد، همچنین فرض می‌شود که روتور قفس سنجابی بصورت یک صفحهٔ هادی با یک امپدانس سطحی نمایش داده شود.

EMF[3] القائی روتور برحسب هر مؤلفه از چگالی فلوی فاصلهٔ هوائی و نیز افت ولتاژ امپدانس محاسبه می‌گردد، معادلهٔ ولتاژ روتور برای هر هماهنگ تنظیم شده و از روی آن جریان روتور برحسب چگالی جریان استاتور محاسبه می‌گردد.

امپدانس معادل موتور با ارجاع بطرف استاتور از طریق محاسبهٔ توان ورودی به فاصلهٔ هوائی موتور قابل استنتاج است. بکمک تئوری مؤلفه متقارن[4]، ولتاژ القائی فازهای استاتور و بالاخره گشتاور خروجی را می‌توان در هر سرعتی از حالت سکون تا سرعت سنکرون بدست آورد.

---

1 intermediate speeds

2 circumferential component

3 Electromotive force

4 symmetrical component theory

۳- تجزیه و تحلیل ریاضی

۳-۱- چگالی جریان استاتور

برای یک استاتور با سیم‌پیچی‌های معمولی تغذیه شده از یک شبکهٔ سه‌فاز، به آسانی می‌توان نشان داد که چگالی جریان استاتور بصورت زیر است :

$$J_S = \sum_{\substack{n=-\infty \\ n \neq 0}}^{\infty} \hat{J}_{1n} \, R_e \left[e^{-j(\omega t - n x_1 - \theta_n)} \right] \qquad (۱)$$

که در آن $\hat{J}_{1n}$ حداکثر مقدار هماهنگ nام چگالی جریان استاتور بوده و برابر است با

$$\hat{J}_{1n} = \frac{1}{\sqrt{2}\pi R} \left| [S_n][I_w] \right| \qquad (۲)$$

$$[S_n][I_w] = \left| [S_n][I_w] \right| e^{-j\alpha n}$$

که در آن داریم :

$[S_n]$ ماتریس نمایندهٔ هماهنگ nام موثر مختلط شمارهٔ هادی و $[I_w]$ ماتریس نمایندهٔ مقادیر مؤثر مختلط جریانهای فاز است.

۳-۲- معادلهٔ ولتاژ روتور و میدانها

فرض کنید هادی روتور حذف شده باشد، هماهنگ n ام چگالی فلو در فاصلهٔ هوایی، در اثر جریان سطحی استاتور را می‌توان بصورت زیر بدست آورد ؛

$$b_{1n} = \mu_0 \lambda_0 \int \hat{J}_{1n} \, R \, dx_1$$

با جایگذاری $\hat{J}_{1n}$ و انتگرال‌گیری در جهت محور روتور نتیجه می‌شود :

$$b_{1n} = -\mu_0 \lambda_0 \frac{R}{n} \hat{J}_{1n} \, I_m \left[e^{j(S_n \omega t - n x_2 - \theta_n)} \right]$$

چگالی فلوی فوق در روتور باعث تولید یک EMF می‌گردد که با فرض $\hat{J}_{1n}$ بعنوان فاز مبنا نتیجه می‌شود:

$$E_{21n} = -jS_n \omega L_{22n} \hat{J}_{1n} \qquad (۳)$$

که در آن داریم:

$$L_{22n} = \mu_0 \lambda_0 \left(\frac{R}{n}\right)^2$$

از آنجائیکه روتور در حالت عادی اتصال کوتاه می‌باشد جریانی در روتور جاری خواهد شد که بصورت جریان سطحی J_r بشکل زیر بیان می‌شود:

$$J_r = \sum_{\substack{n=-\infty \\ n \neq 0}}^{\infty} \hat{J}_{2n} \, \mathrm{Re}\left[e^{j(S_n \omega t - n x_2 - \theta_n)} \right] \qquad (۴)$$

مثل حالت قبل، مؤلفهٔ هماهنگ n ام،
EMF تولید شده توسط $\hat{J}_{1n}$ را بعنوان فاز مبنا می‌توان بصورت زیر نوشت:

$$E_{2n} = -jS_n \omega L_{22n} \hat{J}_{2n} e^{j(\theta_n - \alpha_n)} \qquad (۵)$$

از معادلات (۳) و (۵) می‌توان معادلهٔ ولتاژ روتور را بصورت زیر تنظیم نمود:

$$\left(\rho_{2n} + jS_n \omega L_{2n}\right) \hat{J}_{2n} e^{j(\theta_n - \alpha_n)} + jS_n \omega L_{22n} \hat{J}_{1n} = 0$$

که در آن $L_{2n} = L_{22n} + L_{2gn}$ است. تنها متغیر مجهول در این معادله جریان سطحی روتور است. بنابراین

$$\hat{J}_{2n} e^{j(\theta_n - x_n)} = \frac{-jS_n \omega L_{22n} \hat{J}_{1n}}{\rho_{2n} + jS_n \omega L_{2n}} \qquad (۶)$$

۳-۳- امپدانس معادل موتور

به آسانی می‌توان نشان داد که هماهنگ n ام چگالی فلوی فاصلهٔ هوایی از رابطهٔ زیر بدست می‌آید :

$$B_{gn} = \frac{\hat{J}_{1n}}{\mu_{sn}} \left[\frac{j\omega L_{22n} \left(\rho_{2n} + jS_n \omega L_{2gn} \right)}{\rho_{2n} + jS_n \omega L_{2n}} \right] \qquad (۷)$$

توان مختلط ورودی به فاصلهٔ هوایی بصورت زیر می‌باشد :

$$P = \frac{A_s}{2} \sum_{\substack{n=-\infty \\ n \neq 0}}^{\infty} \left[\mu_{sn} \hat{J}_{1n} B_{gn} \right] \qquad (۸)$$

حال، اگر جریانها متعادل فرض شوند، یک امپدانس معادل (برای هر فاز) به صورت زیر نتیجه می‌شود ؛

$$Z = \frac{P}{3I^2} \qquad (۹)$$

که در آن I، مقدار RMS جریان فاز است.

۳-۴- ولتاژ القائی فاز استاتور

معمولاً فرض می‌شود که موتور القائی سه فاز تغذیه شده از شبکه تکفاز، سیم‌پیچی سه فاز متعادل داشته باشد. وقتی که یک چنین موتوری (شکل (۱) را ملاحظه کنید) به شبکهٔ تکفار اتصال یابد فقط جریانهای توالی مثبت و منفی جاری خواهند شد و جریان توالی صفر در داخل اتصال مثلث جاری نخواهد گشت. با این حال، برای عمومیت دادن به تجزیه و تحلیل بهتر است که موتور با سیم‌پیچی‌های نامتقارن در نظر گرفته شود.

حال پاسخ موتور به جریان توالی مثبت I_f را می‌توان بصورت زیر بیان کرد :

$$I_f Z_{ff} = V_{ff} \qquad (۱۰)$$

$$I_f Z_{bf} = Vb_f \qquad (۱۱)$$

در روابط فوق Z_{ff} و Z_{bf} به ترتیب امپدانس‌های ارجاع شدهٔ موتور بطرف استاتور با چرخش روتور در جهت جلو و عقب[1] می‌باشد. پاسخ موتور به جریان توالی منفی I_b بصورت زیر بیان می‌گردد :

$$I_b Z_{fb} = V_{fb} \qquad (۱۲)$$

$$I_b Z_{bb} = V_{bb} \qquad (۱۳)$$

به آسانی می‌توان دید ؛

$$Z_{fb} = Z_{ff} = Z_f \qquad (۱۴)$$

$$Z_{bf} = Z_{bb} = Z_b \qquad (۱۵)$$

Z_f و Z_b را به ترتیب می‌توان با استفاده از لغزش S_n و S_{bn} برای هر هماهنگ از معادلهٔ (۹) پیدا کرد که در آن $S_{bn} = 2 - S_n$ می‌باشد. بالاخره پاسخ به جریان توالی صفر بصورت زیر بیان می‌گردد :

$$I_0 Z_0 = V_0 \qquad (۱۶)$$

هنگامی که موتور توسط جریان توالی صفر تغذیه می‌شود می‌توان Z_0 را از معادلهٔ (۹) بدست آورد.

۵-۳- جریانهای فاز

مدار معادل موتور با اتصال مثلث تغذیه شده از شبکهٔ تکفاز را می‌توان مطابق شکل (۲) نشان داد.

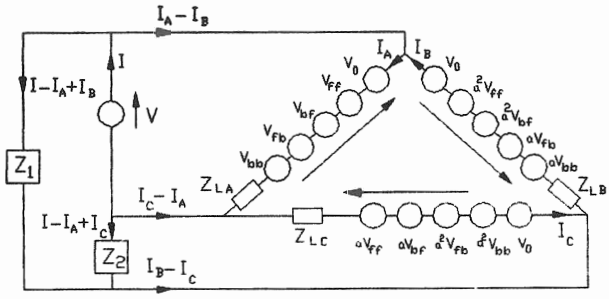


Fig. 2 Equivalent circuit for delta_connected motor fed from single-phase supply

شکل ۲ - مدار معادل موتور سه فاز تغذیه شده از شبکهٔ تکفاز

1. Forward and backward

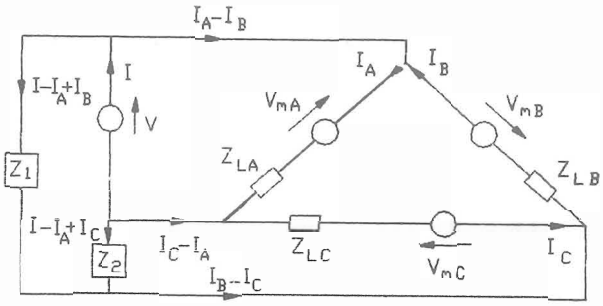


Fig. 3 Kirchhoff's law applied to Fig.2

شکل ۳ – اعمال قانون کیرشف به مدار شکل ۲

اعمال قانون کیرشف در مدار شکل (۳) نتیجه می‌دهد:

$$v - v_{mA} = I_A Z_{LA} \tag{۱۷}$$

$$v - v_{mA} - v_{mc} = I_A Z_{LA} + I_C Z_{LC} + (I-I_A-I_C)Z_2 \tag{۱۸}$$

$$- v_{mB} = I_B Z_{LB} + (I-I_A-I_B)Z_1 \tag{۱۹}$$

$$v_{mA} + v_{mB} + v_{mC} = -I_A Z_{LA} - I_B Z_{LB} - I_C Z_{LC} \tag{۲۰}$$

این معادلات را می‌توان در یک معادلهٔ ماتریسی نمایش داد که از طریق آن جریانهای فاز به آسانی قابل محاسبه می‌باشد.

وقتی که موتور دارای اتصال ستاره است و از یک شبکهٔ سه فاز متعادل تغذیه می‌شود، جریانهای فاز را بطریقی که پیشتر بیان شد، می‌توان بدست آورد.

۶-۳- گشتاور خروجی

با استفاده از ماتریس جریانهای مؤثر $[I_w]$ بعنوان جریانهای واقعی فاز، هماهنگ n ام جریان استاتور بکمک معادلهٔ (۱) و هماهنگ n ام جریان روتور بکمک معادلات (۴) و (۶) حاصل می‌گردند. در نتیجه گشتاور خروجی برحسب نیوتن در متر بصورت زیر محاسبه می‌شود؛

$$T = \frac{RA_r}{2} \sum_{\substack{n=-\infty \\ n \neq 0}}^{\infty} \frac{\rho_{2n} J_{2n}^2}{S_n \mu_{2n}} \tag{۲۱}$$

که در آن A_r مساحت سطح روتور است.

۴ - مدل آزمایشی

یک موتور چهار قطبی با روتور قفس سنجابی برای آزمایش انتخاب می‌شود.
استاتور موتور دارای ۳۶ شیار و روتور آن دارای ۴۲ شیار می‌باشد. یک سیم‌پیچی سه فاز دو لایه برای استاتور با مشخصات ۵۰ دور در هر کلاف، گام کلاف برابر ۶ شیار و سه کلاف در قطب برای هر فاز مورد استفاده قرار می‌گیرد.

ادامه دارد

عیب‌یابی سیستم‌های پمپاژ و پمپ

مهندس محمد نبیی
کارشناس شرکت صنایع پمپ‌سازی ایران

«قسمت اول»

مقدمه:

عیب‌یابی هنر کاربرد اصول مهندسی در تعمیر و نگهداری پمپ می‌باشد. بسیاری از مهندسین در نگهداری، شرایط آب و هوایی و سنتی خاص منطقه را در نظر می‌گیرند. بنابراین یک راهنمای خوب مهندسی جهت تشخیص علل بسیاری از مسائل و مشکلات نمی‌تواند در دسترس باشد. سؤالات اساسی مانند شروع و چگونگی هدایت و آنالیز مسائل باید آدرس داده شوند.

اجزا یک سیستم پمپاژ

رسیدگی و بررسی منظم به تشخیص منابع عیبهای پمپ کمک خواهد نمود. قبل از شروع عیب‌یابی پمپ، مدتی وقت جهت مرور بایگانی نگهداری پمپ صرف نمائید. از اپراتور بخواهید آنچه را که دیده است شرح دهد، اگر ممکن باشد پمپ را بکار انداخته و مشکل را مشاهده نمائید. جهت بررسی منظم، یک سیستم پمپاژ را به هشت محدوده می‌توان تقسیم نمود.

۱ - فونداسیون:

طراحی فونداسیون و دوغاب[1] ضعیف و نیز شاسی انحناءدار می‌تواند باعث بروز عیبهای زیادی گردد.

۲ - محرک:

کارکرد غیرعادی ناشی از ارتعاشات محرک (روتور، توربین گازی، گیربکس) می‌تواند به دیگر اجزاء سیستم منتقل گردد.

۳ - انتقال قدرت مکانیکی

کارکرد نامطلوب از ناحیه کوپلینگ، مخصوصاً از تراز نادرست محرک یا خارج از محور بودن سوراخ توپی کوپلینگ می‌تواند منتقل شود. موقعیت نادرست محرک و پمپ نظیر فاصله بین انتهاهای شفت[2] نیز حد انحناء محوری کوپلینگ را افزایش می‌دهد.

۴ - پمپ

طراحی پمپ می‌تواند تأثیر زیادتری بر عکس‌العمل ئیدرولیکی بین روتور و محفظه گذاشته و در نتیجه سیستم را با اشکالاتی مواجه نماید. پیش‌بینی نادرست افزایش دمای پمپ می‌تواند مشکل ساز باشد.

۵ - شیرها و لوله‌های مکش:

ناهماهنگی در شرایط جریان سیال ورودی نظیر کاویتاسیون، جریان گردابی، باز چرخش[3] جریان مکش بخاطر طراحی نادرست لی‌اوت لوله‌ها و شیرهای مکش می‌تواند منجر به اختلال در جریان شود.

---

1. Grouting
2. Distance between shaft ends (DBSE)
3. Recirculation

۶ - شیرها و لوله‌های رانش :

ناهماهنگی در وضع دینامیکی لوله‌کشی بخاطر بارهای استاتیکی و دینامیکی یا علل دمائی و افزایش تشدید[1] می‌تواند باعث خرابی شود.

۷ - ابزار دقیق جهت کنترل جریان سیال پمپ :

عکس‌العمل سیستم کنترل پمپ در حین شروع بکار دستگاه یا مواقع دیگر که جریان سیال کم می‌باشد می‌تواند تپش[2] فشار ایجاد نماید. تپشهای، فشار بالا می‌تواند ناشی از ناثباتی ئیدرولیکی سیستم پمپاژ باشد.

۸ - عدم تراز

هربار که پمپ تراز می‌گردد، پیچ‌های محکم کننده روی شاسی باید تراز پمپ را نگهداری نمایند.

اصول ثبت و اندازه‌گیری ارتعاش

سیستم نگهداری پیشگیرانه در واحد صنعتی پروسه هیدروکربنی که ارتعاش بشکل مانیتوری آنالیز می‌شود بسیار مهم می‌باشد. جهت ارزیابی پتانسیل پمپ و اشکالات موتور مانند سیستم‌های فوق تکنیک عریض و طویلی بکار نمی‌رود. بروشورهای فنی زیادی در مورد نشانگر ارتعاشات[3] جهت ارزیابی مسائل قدرت در توربینهای بخار و توربو کمپرسورها بکار می‌روند. نظیر راهنماهای فوق در پمپها بسیار کم می‌باشد. اندازه کوچکتر و طبیعت کمتر بحرانی پمپها فاکتورهایی هستند که باعث این تفاوت کلی می‌شوند. عامل دیگر پنوماتیکی بودن کمپرسورها و توربین‌ها می‌باشد. جرم سیال در جریان از داخل ماشین در مقایسه با وزن روتور کم می‌باشد. سیالات قابل تراکم نقش کمتری در ارتعاشات روتور دارند. اغلب مشکلات ارتعاشی در ماشینهای (دستگاههای) پنوماتیکی، مکانیکی می‌باشد. در حالیکه پمپ یک دستگاه ئیدرولیکی می‌باشد و سیال حمل شده جرم قابل

---

1. Resonance
2. Pulsation
3. Vibration monitoring

ملاحظه‌ای دارد و هر پالس فشاری را به بیرون از سیستم منتقل می‌کند. عکس‌العمل بین روتور و محفظه بسیار مهم بوده و یک عامل مهم در بهم خوردن تعادل ارتعاشی روتور می‌تواند باشد. در نتیجه تفسیر داده‌های[1] ارتعاشی بسیار مشکل می‌باشد.

در هر پمپ، نیروهای دینامیک ناشی از مسائل مکانیکی و ئیدرولیکی مشاهده می‌شوند که برای رفع آنها باید تفکیک شده و میزان تأثیر هر کدام مشخص شود عوامل بالقوه‌ای باعث بروز ارتعاش می‌شوند. تعدادی از این عوامل در نمودار شکل شماره 12.1 نشان داده شده‌اند. نیروهای ئیدرولیکی متعدد بوده و نسبت به نیروهای مکانیکی دارای اهمیت زیادتری هستند. در هر برنامه آنالیزی تشخیص اینکه ارتعاشات مکانیکی یا ئیدرولیکی هستند ضروری می‌باشد. اطلاعات کامل و دقیق از چگونگی طراحی پمپ که بخوبی شرایط مکانیکی را مشخص نماید جهت ارزیابی دقیق هر داده ارتعاشی لازم می‌باشد.

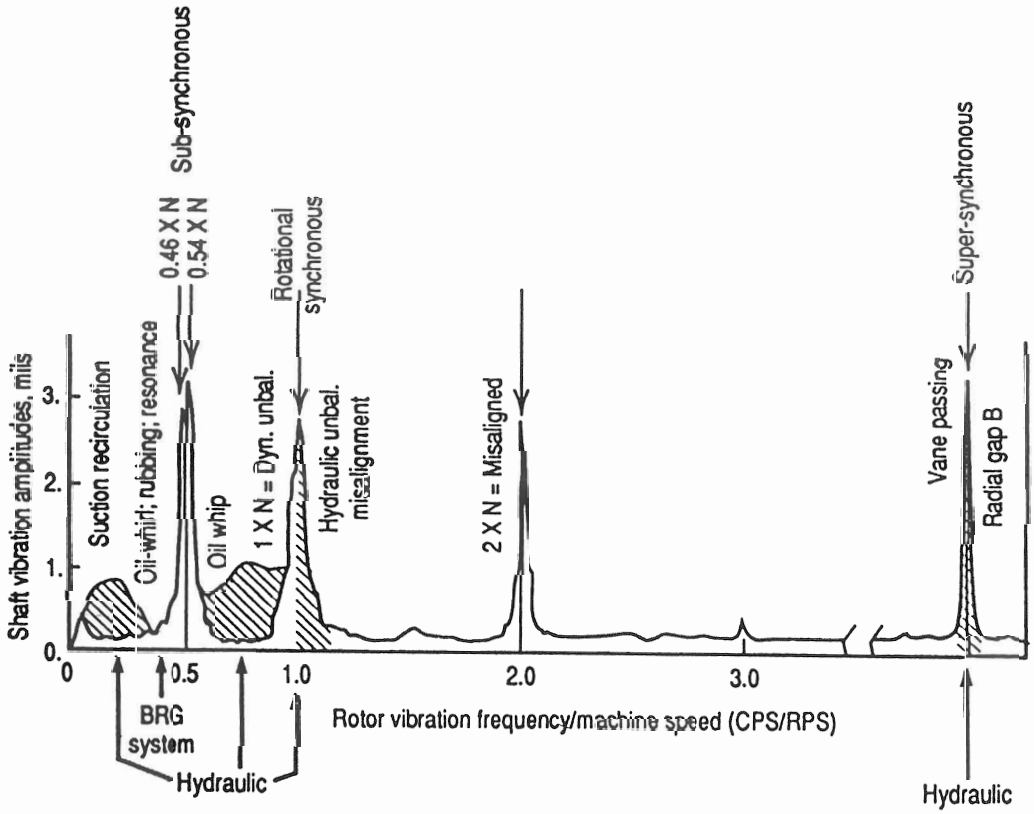


Figure 12.1 Rotor vibration frequency/machine speed—CPS/RPS.

1. Data

ارتعاشات انتقال قدرت :

یک عامل اصلی بیرونی بروز ارتعاش عدم‌تر از درست بین پمپ و موتور (محرک) می‌باشد نتیجه این عدم تراز ارتعاش محوری است که 1.5 برابر ارتعاش عمودی یا افقی ثبت شده خواهد بود ارتعاش معمولاً هنگام سرعت دورانی پمپ اتفاق می‌افتد، همچنین ممکن است وقتی سرعت دورانی افزایش می‌یابد اتفاق بیافتد. ارتعاش ناشی از تراز نادرست را می‌توان با بررسی گسترش تشدید پمپ ضمن یک پریود خاموشی که پمپ هنوز دوران دارد تشخیص داد. فرکانس ارتعاش ناشی از عدم تراز پمپ هر لحظه متناسب با سرعت دورانی افزایش می‌یابد.

دستگاههایی که معمولاً در درجه حرارتهای مشخص شده کار می‌کنند باید ارتعاش موقتی ناشی از عدم تراز سرد را تا وقتی که درجه حرارت نرمال کارکرد فرا رسد تحمل نمایند.

کوپلینگهای قابل انحناء با مقدار زیادی عدم تراز بدون اینکه بر عمر کوپلینگ تأثیر بگذارد منطبق می‌شوند. این مقدار عدم ترازی ممکن است باعث آسیب رسیدن به پمپ یا یاتاقانهای موتورو مکانیکال سل بشود، یک کوپلینگ نوع دنده‌ای بارهای محوری را از خود منتقل می‌نماید و معمولاً به میزان دو برابر به سرعت دورانی منتقل خواهد نمود. در یک کوپلینگ نوع دیسکی احتمال وقوع ارتعاش کمتر است

ارتعاش نیمه متناوب یاتاقان

گرداب روغن[1] در یاتاقانهای ژورنال دربارهای سبک (90 الی $100lb/in^2$) و در یک فرکانسی حدود 40 الی 49 درصد سرعت دورانی اتفاق می‌افتد. این گرداب تدریجاً گسترش می‌یابد و همانطور که در نشریه شماره ۲۴ مفصلاً توضیح داده شده است بسیار مخرب می‌باشد

ارتعاشات داخلی

ارتعاشات همچنین می‌تواند از اشکالات مکانیکی و سیال داخل پمپ باشد. ارتعاشاتی که به سبب عیوب داخلی رخ می‌دهند بشرح زیر می‌باشند.

۱ - عدم تعادل دینامیکی در وضع روتور به سبب ازدیاد لقی در رینگ سایشی، بوش و غیره

1. Oil whril

۲ - تکیه‌گاه روتور به سبب هرز شدن محل اتصال در شفت یا محفظه بلبرینگها ضعیف می‌شود. زیادی لقی بوشها یا قفل کردن حلقه در قطر خارجی بوش یاتاقان هم همین اثر را می‌گذارد

۳ - عدم تعادل مکانیکی قسمتهای دوار به سبب بالانس نمودن ضعیف یا کم دقتی در مونتاژ.
تأثیرات کارکرد شامل کاویتاسیون، فرسودگی، رسوب‌گذاری، خوردگی، خرابی پروانه‌ها، قطعات سائیده شده و خراشیدگی می‌تواند سبب عدم تعادل باشد.

۴ - ازدیاد نیروهای ئیدرولیکی محوری و شعاعی وقتی که پمپ در خارج از ظرفیت طراحی کار می‌کند. مقداری افزایش در ارتعاش وقتی که پمپ از بهترین نقطه راندمان بخاطر باز چرخش جریان مکش منحرف می‌شود، طبیعی است.

۵ - عیوب ناشی از ماشینکاری یا قطعه ریخته‌گری شده توسط سازنده پمپ

۶ - عکس‌العمل ئیدرولیکی شعاعی مابین پاساژ (کانال) مایع پروانه دوار و کانالهای ثابت محفظه، این عکس‌العمل تواتر عبور پره[1] نامیده می‌شود و از شکاف "B" بشدت تأثیر می‌پذیرد.

تواتر عبور پره

تواتر عبور پره یک ارتعاش حاصل از عوامل ئیدرولیکی است فرکانس آن وابسته به تعداد پره پروانه پمپ، تعداد پره‌های ثابت و سرعت دورانی پمپ می‌باشد. ارتعاش بوسیله گشتاور پارازیتی اثر مایع خروجی کانالهای مایع پروانه در دیفیوزر ثابت یا پره نوک حلزونی بوجود می‌آید.
فاصله "B" بصورت کامل در نشریات شماره ۲۰ و ۲۱ توضیح داده شده است.

خلاصه با فاصله عریض‌تر، جریان مایع زیادتری قبل از اینکه با یک پره دیفیوزر یا زبانه حلزونی تماس داشته باشد می‌تواند به بیرون جاری شود. تعیین یا تشخیص صدای تواتر عبور پره آسان می‌باشد اما به اشتباه هم می‌تواند بیاندازد. اکثر طرحهای پیشنهادی پمپ حاوی یک پروانه با تعداد پره پروانه فرد و محفظه دو حلزونی می‌باشند. تواتر عبور پره متناسب با تعداد پره‌های سرعت دورانی می‌باشد در پمپهای نوع دیفیوزری، تعداد بیشتری پره، دیفیوزر به همراه فاصله "B" کمتر نسبت به پمپ‌های حلزونی باعث عکس‌العمل متفاوت روتور و محفظه می‌شود. جفت شدن

1. Vane passing frequency

پره‌های ثابت و متحرک تواتر متفاوتی را پدید می‌آورد. در اینصورت یک تواتر عبوری را خواهد داد که بستگی به تعداد پره‌ها در پروانه و محفظه ندارد. شکل 12.2 جدول پیشنهادی پره‌های عکس‌العملی را نشان می‌دهد.

		Number of impeller vanes			
		4	5	6	7
Number of diffuser vanes	8	*	15	9	7
	9	8	10	4	28
	10	6	*	6	21
	11	12	10	12	21
	12	*	25	*	35
	13	12	25	12	14
	14	6	15	6	3
	15	16	*	6	14

Figure 12.2 Vane passing frequencies for impeller-vane combinations.[1]

موقعیت اتفاقی (راندوم) پروانه‌ها

در پمپ‌های نوع دیفیوزری[1]، یک سری کامل خواص ئیدرولیکی ویژه هر پمپ می‌تواند بوجود آید. زیرا دیفیوزر جدا از محفظه ریخته‌گری می‌شود و زاویه و محل پره می‌تواند متغیر باشد. در طراحی حلزون، حلزونها فقط با هزینه بسیار گزاف می‌توانند تغئیر کنند. در پمپهای حلزونی چند طبقه درجه موقعیت حلزونی‌ها شدیداً بستگی به طراحی محفظه دارد. لازم است بصورت اتفاقی (راندوم) شیارهای پروانه‌ها بریده شوند تا اطمینان حاصل شود که پره‌ها در پروانه تنظیم بوده و جابجا نشده باشند و همزمان یک زبانه حلزونی رد نشده باشد. اغلب، کنترل راندوم جای شیارها وقتی که پروانه‌ها و پره‌های پروانه بترتیب ساخته می‌شوند انجام نمی‌گیرد و یک تواتر ارتعاشی عبوری شدید را بوجود می‌آورد. تراز پروانه‌ها و حلزونی‌ها در هر طبقه باید در موقع آزمایش با حضور ناظر کنترل گردند و همچنین هنگامی که پمپ جدید مونتاژ می‌شود یا وقتی که طی تعمیرات پروانه‌ها تعویض می‌شوند.

1. Style pump

اصلاح شکل نوک پره

پروانه‌هایی که با نوک پره گرد ساخته شده‌اند می‌توانند باعث بروز مشکل با تولید آشوبهای[1] ئیدرولیکی در قسمت خروجی پروانه شوند حتی وقتیکه پروانه فاصله "B" درستی را از آب شکن[2] دارا باشد. این آشوب بمقدار زیادی با تیزکردن پره‌های پروانه در قسمت پائینی یا لبه‌های عقبی کاهش می‌یابد (بطوریکه در نشریه شماره ۲۰ توضیح داده شده است)

حد ارتعاش لوله‌ها

چه مقدار ارتعاش در سیستم لوله‌کشی یک پمپ مجاز می‌باشد؟ یک اندازه‌گیر شستی‌دار که سرعت مجاز خام را اندازه‌گیری می‌کند و در سیستم لوله‌کشی پمپ در وسط دو انتهای لوله که بر روی نگهدارنده قرار گرفته است کار می‌گذارند. حد مجاز ارتعاش در لوله‌ها سه برابر حد مجاز ارتعاش در دریوشهای یاتاقان پمپ می‌باشد. مقدار مجاز برای یاتاقانها 0.5 الی 0.6in/se می‌باشد و 1in/se سطح اضطراری قطع جریان در پمپ می‌باشد. بنابراین حد مجاز فوق برای لوله‌ها مقدار 1.5 الی 3in/se خواهد بود.

اشکالات آببند مکانیکی

عیب‌یابی اشکالات آببند مکانیکی یک کار پیچیده است. آنالیز ارتعاشات که اغلب فاکتور تصمیم‌گیری در مورد عیوب پمپ می‌باشد، عوامل بالقوه عیوب آببند را مشخص نمی‌کند. مقدار متغیرهایی که می‌توانند بر آببند اثر بگذارند تقریباً نامحدود می‌باشد. عده‌ای فکر می‌کنند آنالیز هر عیبی باید در محل یک کارگاه با پیاده کردن قطعات آببند انجام گیرد. در حالیکه خوردگی آشکار می‌باشد این جابجایی گران تمام می‌شود و نمی‌تواند تمام فاکتورها را مشخص نماید. اکثر تلاشها در جهت افزایش فاصله زمانی بین تعمیرات[3] می‌باشد که شامل جاگذاری دقیقتر و مهندسی آببند می‌باشد. عوامل بسیاری علاوه بر طراحی آببند، در محیط اطراف (داخلی و خارجی) منجر به

---

1. Disturbance
2. Cutwater
3. Mean time between failure (MTBF)

کوتاهتر شدن عمر آببند می‌شوند. آببند باید در محیطی کار کند که بتواند توسط عوامل قابل کنترل و غیرقابل کنترل بسیاری تغییر کند و تأثیرپذیر باشد. بسیاری عوامل مشابه هستند که در قدرت ئیدرولیکی پمپ تأثیر می‌گذارند. تأثیرات ارتعاش باعث خرابی‌تر از کوپلینگ، خارج از محوری شفت، شرایط یاتاقان، بالانس دینامیکی و مسائل و مشکلات متعدد مکانیکی می‌شود که در لیست زیرین نیامده است.

۱ - تغییرات مقدار (شدت) جریان پمپ ناشی می‌شود از

a : کنترلرهای اتوماتیک به نیازهای فرایند پاسخ می‌دهند

b : تنظیم دستی شیرهای پمپ توسط اپراتورها

۲ - تغییرات در NPSH ناشی می‌شود از

a : بهم خوردگی (آشفتگی) فشار در مجرای مکش

b : سطح مایع در برج یا مخزن[1] تغییر می‌کند

c :فشار یا درجه حرارت در فرایند جریان تغییر می‌کند

۳ - ویژگیهای مایع در قسمتهای آببندی شده تغییر می‌کند به علت :

a : تنوع فرایند[2]

b : سیستم درجه حرارت مایع بعلت تغییرات اتمسفریک یا فرایندی تغییر می‌کند که وضعیت مایع را عوض می‌کند

c :تغییرات فشار که در رفتار مایع اثر می‌گذارد

۴ - تغییرات روانکاری بیرون آببند ناشی می‌شود از

a : تغییر در مقدار سیستم روانکاری بعلت اضافه یا کم شدن دیگر واحدها در خط تولید

b : از تنظیم خارج شدن شیرهای تنظیم دستی در خطوط روانکاری

c :اشکال در سیستم فشار، خنککاری یا گرمایش مایع روانکاری

1. Drum

2. Batch processing

۵ - تغییر در گردش جریان روانکار از پمپ به مخزن آببند ناشی می‌شود از

a : آب بردگی یا گرفتگی سوراخ خفگی[1]

b : اشکال مبدل حرارتی مایع روانکاری

c :گرفتگی فیلتر مایع روانکاری

d : برگشت جریان سیکلون جدا کننده به سبب تغییرات فشار

e : افزایش لقی در بوشهای خفگی در محفظه آببندی

۶ - نوسانات فشار مایع (تا میزان ۱۵٪ هد پمپ) ناشی از تواتر عبور پره پروانه و یا باز چرخش جریان در پاساژ پروانه می‌تواند باشد

۷ - اثرات لوله‌کشی‌های بکار رفته در آببند مربوط می‌شود به

a : شدت جریان آب خنک‌کاری را در محفظه آببندی تغییر می‌دهد.

b : تغییرات در سیستم شستشوی بخار[2] یا گرم کردن بخار[3] لوله‌کشی یا پمپ

این هفت حالت ذکر شده همه موارد را پیش‌بینی نمی‌کنند و بسیاری از موارد هنوز ناشناخته مانده‌اند. بررسی چگونگی عملکردهای قبلی آببند که ثبت شده‌اند می‌توانند جهت تصحیح راندمان آببند بکار روند تا مدت زمان بین دو خرابی در آببند را زیادتر کنند. در تعدادی از کاربردها حتی زیادترین تغییرات در شرایط کارکرد در عمر آببند مکانیکی تأثیر منفی نمی‌گذارد. در بعضی کاربردهای بحرانی ممکن است لازم باشد که به طرق بسیار دقیق این تغییرات آنالیز و کنترل گردند. این راه حلهای پیشنهادی ممکن است شامل تغییر در طراحی آببند و پمپ و تغییر در پروسه عملکرد و یا تغییر در مایع محیط اطراف آببند باشد.

ویژگیهای پمپ یا آببند که منجر به تکرار خرابی‌ها می‌شود را باید فهمید و مسائل را به حداقل رسانده یا کاملاً از بین برد، در اینصورت یک شرایط کارکرد ایده‌ال امکان‌پذیر می‌شود.

---

1. Throttle orifice
2. Steam quenching
3. Steam tracing

ارزیابی کارکرد پمپ

اپراتورهای پمپ عیوب پمپ را بصورت گنگ مطرح می‌کنند: "پمپ، پمپاژ نمی‌کند." "پمپ پرصدا است" و یا "موتور لگد می‌زند". انتقال این بیانات به مهندسین مفهوم خاصی دارد و در اولین فرصت ارزیابی می‌شود. ارزیابی و رسیدن به اشکالات پمپ قبلاً شرح داده شده است و می‌تواند به حل مسائل کمک کند. متأسفانه تعدادی از اشکالات مربوط به کاویتاسیون و قدرت پمپ فقط با آنالیز جز بجزء سیستم مشخص می‌شوند. پاراگرافهای زیر چک لیستی هستند که به کمک آنها می‌توانیم شرایط کارکرد پمپ را ارزیابی بکنیم. البته اینها برای هر منظوری کامل نیستند ولی برای شروع خوب می‌باشند.

مراجع:

CENTRIFUEAL PUMP SOURCEBOOK
by: JOHN W.DUFOUR
& WILLIAM E.NELSON