

تقديم به:

پدرم، مادرم، همسر و

پسر علی

این کتاب در چند ماه توقف تولید شرکت پتروشیمی اصفهان به دلیل مشکلات مدیریتی و نبود خوراک ترجمه شده است.



نگهداری و تعمیرات پیش بینانه پمپ‌ها با پایش وضعیت

تألیف:

Raymond S.Beebe

ترجمه:

غلامرضا کاظمی

نشر: ۱۳۹۳



فهرست

فصل اول	پایش وضعیت و سهم آن در نگهداری و تعمیرات (نت)
فصل دوم	عملکرد پمپ و اثر سایش
فصل سوم	آنالیز عملکرد و تست پمپ‌ها برای مراقبت وضعیت
فصل چهارم	آنالیز عملکرد و کاربرد آن برای بهینه کردن زمان تعمیرات اساسی
فصل پنجم	روش‌های دیگر آنالیز عملکرد برای پایش وضعیت پمپ
فصل ششم	آنالیز ارتعاش پمپ‌ها - پایه
فصل هفتم	آنالیز ارتعاش پمپ‌ها - متدهای پیشرفته
فصل هشتم	دیگر استفاده‌های اطلاعات پایش وضعیت
فصل نهم	روش‌های دیگر مراقبت وضعیت
فصل دهم	پمپ‌های جابجایی مثبت
فصل یازدهم	موردکاوی در پایش وضعیت پمپ‌ها

با تشکر ویژه از نشر تر آوا و جناب آقای مدرسی نیا
همچنین شرکت دلتا صنعت شریف که زحمت ثبت
و حمایت مالی در ثبت کتاب را به عهده داشتند.
غلامرضا کاظمی

rkazemie@gmail.com

۰۹۱۳۱۲۵۵۹۸۶

www.cmmlearn.blogfa.com



دفتر مرکزی: تهران صندوق پستی ۱۴۳۸-۱۵۸۱۵

تلفکس: ۰۲۱ ۷۷۵۱۵۱۳۸-۹

فصل اول

پایش وضعیت و سهم آن
در نگهداری و تعمیرات (نت)

۱- پایش وضعیت و سهم آن در نگهداری و تعمیرات (نت)

۱-۱ هدف نت

۱-۲ هدف بنیادی نت در هر تجارتی فراهم کردن ظرفیت لازم برای تولید در پایین‌ترین قیمت است. باید کارکرد نت را از نقطه نظر قابلیت اطمینان سنجید، نه به عنوان کارکردی تعمیراتی.

"تولید" دلیل وجود هر سازمانی است. تولید برای کارخانه‌های تولیدی یا فرآیندی آشکار است، اما سازمان‌های دیگری نظیر ساختمان سازی، بیمارستان، ارتش و حمل و نقل، نیاز به اندازه‌گیری خروجی یا بهبود موثر خاص خودشان دارند یعنی همان شاخص‌های کلیدی عملکرد KPIs^۱.

کار نت عبارتست از تعویض ماشین اصلی یا ارتقا آن، که اغلب واقعا پروژه‌های کاری اصلی به‌شمار می‌روند.

قابلیت اطمینان آنچه ماشین باید انجام بدهد در وقتی که لازم است را اندازه‌گیری می‌کند. از نظر آماری، قابلیت اطمینان احتمالی است که ماشین آن‌چنانکه برای دوره زمانی مورد نظر لازم است در خط تولید باقی بماند که تابعی از طراحی ماشین (مواد اولیه مورد استفاده، کیفیت طراحی، کیفیت ساخت) و فلسفه نت است.

قابلیت اطمینان بالاتر، هزینه‌ی بالاتر ساخت ماشین و احتمالا هزینه‌ی بالاتر نگهداشت آن در سرویس را به دنبال خواهد داشت اما نقطه بهینه مشخصی وجود دارد. کوتاه سخن اینکه، قابلیت اطمینان پایین‌تر یعنی افزایش هزینه‌ی تولید، یا ناتوانی در رسیدن به تقاضای مورد نیاز، مگر با هزینه‌ی بیشتر. به عبارت دیگر، با افزایش قابلیت اطمینان و در نهایت تولید و با به تعویق انداختن هزینه‌های اصلی کارخانه در نهایت می‌توان به صرفه‌جویی رسید.

می‌توان هدف بنیادی نت را به‌عنوان مشارکت در رسیدن به تولید و اهداف سودمند سازمان با نگهداشت قابلیت اطمینان در سطح مطلوب، به همراه ایمنی نفرات و کارخانه بیان کرد. نت ابزار استراتژیکی برای تجارت تا رسیدن به امتیاز رقابتی به

¹ Key Performance Indicators

حساب می‌آید. بیان شده است که تنها ۱۰ تا ۲۰ درصد ماشین‌ها به عمر طراحی‌شان می‌رسند، لذا کار وسعت زیادی دارد!

چنین استنباط می‌شود که KPI اصلی، موفقیت نت در افزایش ظرفیت تولید در دسترس است که بسته به هزینه در رسیدن به آن بدست می‌آید. دیگر KPI هایی نظیر تعداد کارهای مورد درخواست عقب افتاده یا تعداد بیرینگ‌های مورد استفاده مفید هستند اما تنها شاخص‌های ثانویه برای رسیدن به هدف اصلی به حساب می‌آیند.

در این کتاب، تمرکز روی روش‌های تصمیم‌گیری است یعنی کدام کار باید انجام شود. مهارت‌های لازم برای انجام خوب کار فعالیت‌های دیگری هستند - سازمان، مدیریت، برنامه‌ریزی، رهبری، تجهیز، کارگاه‌ها، ترتیب و غیره.

بکارگیری این فلسفه برای پمپ‌ها ایده‌ی جدیدی نیست. تا سال‌ها، Igor Karrasik، بحث‌انگیزترین و برجسته‌ترین و پرخواننده‌ترین مهندسی پمپ بود، و به نیازها درباره تعمیرات اساسی پمپ چنین پاسخ می‌داد که پمپ نباید برای بازرسی باز شود مگر اینکه مدرک واقعی یا ضمنی دال بر ضرورت تعمیرات اساسی وجود داشته باشد. شاخص‌های داده شده ضعف در عملکرد، افزایش صدا، یا تجربه‌های قبلی در پمپ‌های مشابه می‌باشد. این کتاب به مهندسين کارخانه در تهیه چنین اطلاعاتی کمک می‌کند.

۱-۲ انواع اساسی نت

اساساً می‌توان گفت که تنها دو نوع نت وجود دارد:

۱-۲-۱ نت شکست

نت شکست، کار تا خرابی، نت اصلاحی، تعمیر در خرابی نیز نامیده می‌شوند. نت شکست گاهی به صرفه است. هزینه خرابی غیر منتظره چیست؟ ممکن است بتوان قابلیت تعمیرپذیری را افزایش داد نظیر اصلاح دسترسی، ابزار یا شکل طراحی برای تسریع در زمان تعویض قطعات.

تعریف "خرابی" نیز می‌تواند شامل "خرابی اقتصادی" یا "فرسودگی اقتصادی" در حالیکه تولید تداوم دارد، اما در نرخ کمتر باشد؛ یا راندمان انرژی کاهش یابد، مانند اینکه هزینه مصرف انرژی افزایش یابد، یا ترکیب هر دو. که این مربوط به پمپ‌هاست.

۲-۲-۱ نت پیشگیرانه

مدیر کارخانه باهدف پیشگیری از وقوع خرابی کارهایی انجام می‌دهد و تصمیماتی می‌گیرد تا حداقل شانس خرابی کمتر شود که چند نوع است:

۱-۲-۲-۱ نت در زمان ثابت یا بر پایه کارکرد

این نوع نت (نت پیشگیرانه تناوبی، نت فرکانس ثابت) معمولاً بهتر است از اینکه اجازه دهیم کارخانه دچار خرابی شود. اما، بهترین تناوب برای انجام آن چیست؟ همچنین، به نظر عجیب می‌رسد که قطعاتی را تعویض کنیم درحالیکه سالم و قابل قبول هستند. برخی اوقات ماشین پس از آن نیز خوب کار نمی‌کند و باید تعمیرات پس از تعمیرات داشته باشیم! چالش در اینجا یافتن تناوب زمانی صحیح است: برخی ماشین‌ها بی جهت باز می‌شوند، درحالیکه برخی دیگر بدلیل عدم بازرسی کافی خراب می‌شوند، و تعدادی نیز بدلیل خطای انسانی پس از انجام کار نت خراب می‌شوند.

نت پیشگیرانه زمان ثابت زمانی موثر است که حالت خرابی به شدت به زمان بستگی داشته باشد، و با تجربه به اثبات رسیده باشد. همچنین می‌توانند سرویس‌های دوره‌ای نظیر روانکاری یا تنظیماتی باشند که اغلب توسط اپراتورها انجام می‌شوند (و شاید به عنوان نت شناخته نشوند).

بازرسی‌های مقرر برای برخی کارخانه‌ها الزامی بوده‌اند (نظیر ظروف تحت فشار و برخی کارخانه‌های معدنی زیرزمینی)، و احتمالاً می‌توانند به عنوان ایمنی و سلامت شغلی به دیگر انواع کارخانه‌ها بسط داده شوند و معمولاً براساس تناوب زمانی ثابتی هستند، تناوب می‌تواند مطابق با باور مهندسی مدیر قابل بحث باشد.

برخی موارد کارخانه ممکن است علائمی از خرابی قریب‌الوقوع نداشته باشند، و ممکن است هیچگاه لازم نباشد تا کاری با آشفستگی انجام شود. سیستم‌های حفاظتی نظیر آلام‌های آتش لازم است برای اطمینان بصورت منظم چک شود.

۲-۲-۱ نت فرصت

این نت از توقف کارخانه به دلایل دیگر به عنوان فرصت استفاده می‌کند تا این نت بتواند کار خود را انجام دهد. یعنی هیچ تولیدی به خاطر این ماشین هدر نخواهد رفت (مگر اینکه شرایط بحرانی باشد و کار فراتر از پنجره زمانی اولیه باشد).

۳-۲-۱ طراحی بدون نت

این نت یک استراتژی بهبود است - طراحی مجدد یک قطعه یا ماشین بنحوی که عملکرد یا قابلیت تعمیرپذیری بهبود یابد- به امید آنکه ریشه‌ی عملکرد ضعیف شناخته شود.

۴-۲-۱ تصمیم مدیریت

کارنت به دلایل دیگری غیر از صرفاً اقتصادی انجام می‌شود، نظیر مسئولیت اجتماعی زیست محیطی، تصور صنفی، ارتباطات صنعتی، ارتباطات محیطی.

۵-۲-۱ نت بر پایه شرایط

این نت که پیش‌بینانه، پایش وضعیت، تست عیب‌یابی و تشخیص خرابی در ابتدای کار نیز نامیده می‌شود، مطابق با IFIRM^۲ برای ۸۰ درصد نت‌ها بکار می‌رود. نت به عنوان نتیجه برخی اندازه‌گیری‌های منظم یا ارزیابی از شرایط کارخانه، برنامه‌ریزی می‌شود، معمولاً نرخ رشد با پارامتر یا پارامترهایی رسم می‌شود و زمان تا خرابی پیش‌بینی می‌شود. اصل بر این است که اغلب اجزای مکانیکی هشدار می‌دهند. اما قطعات الکترونیکی ناگهان خراب می‌شوند.

^۲ International Foundation for Research in Maintenance

هدف نهایی اینست که کار نت وقتی واقعا ضروری است انجام شود. شعار قدیمی " اگر خراب نیست تعمیرش نکن"^۳ تبدیل شده است به " آن را مانیتور کن، و اگر روبه خرابی نیست کاری با آن نداشته باش"^۴ چالش یافتن چگونگی مانیتور مطمئن خرابی است.

۳-۱ چرخه عمر ماشین

برای ماشین‌های نو، یا بازسازی شده عموماً سه نوع الگوی خرابی نشان داده می‌شود. این الگوی رفتاری دقیقاً، برای قطعات ماشین هم بکار می‌رود، اما اگر حالت خرابی پایدار باشد، الگو را می‌توان برای کل ماشین بکار برد.

۱-۳-۱ عمر کم (Early life)

عمر کم، یا تلفات زودهنگام، که خرابی‌ها به واسطه مشکلاتی در طراحی، ساخت، نصب، راه‌اندازی و کارکرد زودهنگام، یا وقتی ماشین نیاز به توجه زیاد نت دارد حادث می‌شوند. همچنین burn in یا wear in نیز نامیده می‌شود، با کارکرد بیشتر، ماشین قابل اطمینان‌تر می‌شود. از تضمین کیفیت در طراحی و ساخت استفاده می‌شود تا سعی شود این مرحله به حداقل برسد.

۲-۳-۱ فرسایش (wear out)

با افزایش کارکرد ماشین، توان و قدرت قطعات بواسطه سایش، خورده‌گی، لقی، تغییر در خصوصیات جنس یا بار بیش از حد کاهش می‌یابد، و در نهایت، فرسایش یا خرابی حادث می‌شود. زمان رسیدن به فرسایش، حتی برای ماشین‌های مشابه نیز می‌تواند خیلی متفاوت باشد.

۳-۳-۱ عمر مفید (useful life)

عمر مفید بین دو مرحله‌ی بالایی قرار دارد. شانس خرابی ثابت است، و زمان تا خرابی اتفاقی است. منحنی وان حمام (Bath Tub) مدلی شناخته شده از این رفتار است، و نرم‌افزارهایی (مانند REL CODE) برای استفاده از داده‌های موجود به منظور یافتن اینکه کدام مرحله از دوره عمر تجربه می‌شود در دسترس هستند. استراتژی

³ If it ain't broke, don't fix it"

⁴ "monitor it, and if it is not deteriorating, leave it alone".

نت مطلوب برای یک ماشین ترکیبی است از روش‌های ذکر شده در بند ۲-۱، و بهترین حالت وقتی بدست می‌آید که با روش منظمی باشد مانند آنچه Kelly - 2000 ارائه کرده است. مراقبت وضعیت برای دو مرحله آخر چرخه عمر بکار می‌رود، و رایج‌ترین خروجی از آنالیز (Moubray, 2001) RCM است اما زمان و کوشش زیادی برای انجام صحیح طلب می‌کند. برای تجهیزات اصلی، یک سیستم مدیریت نت، دستی یا کامپیوتری، را می‌توان برای برنامه زمانبندی تست‌های CM از ابتدا تا تعمیرات اساسی برنامه‌ریزی شده تنظیم کرد. اگر نتایج نشان دهند که هیچ گواهی از فرسایش وجود ندارد، می‌توان کار نت را به تعویق انداخت. این فرآیند را می‌توان تا رسیدن به علائمی از ظهور فرسایش تکرار کرد، و قضاوت اقتصادی برای انجام نت بشود.

۱-۴ مراقبت وضعیت (CM)

تعاریف مختلفی از CM شده است، از جمله Kelly 2000. تعریف زیر تاکید می‌کند که CM بخشی از نت است، نه چیزی که توسط متخصصین خارج سازمان انجام می‌شود. (Beebe, 2001):

"CM بصورت *online* یا *offline*، نوعی نت بازرسی است که یک تجهیز بهره‌برداري مانیتور می‌شود و داده‌های گرفته شده آنالیز می‌شوند تا علائمی از فرسایش کشف شوند، علت خرابی‌ها عیب‌یابی شود، و پیش‌بینی شود که تا چه مدت می‌تواند ایمن و اقتصادی کار کند."

شکل ۱-۱ اصول اساسی آنرا نشان می‌دهد. پارامتری مناسب انتخاب می‌شود تا بیانگر شرایط داخلی تجهیز باشد. مثلاً، در ماشین‌های دوار، عموماً میزان ارتعاش استفاده می‌شود. نمونه‌های اولیه برای ایجاد محدوده تجربی قابل تکراری است که در شرایط کارکرد نرمال پیشین داده‌برداری شده است آن‌هم زمانیکه فرض می‌شود تجهیز در شرایط خوبی است. بخاطر داشته باشید در مورد تجهیز نو یا تازه تعمیر شده، ممکن است تغییری در مقادیر اندازه‌گیری شده پس از دوره عمر کم، یا تلفات زود هنگام بوجود آید.

قرائت‌های دوره‌ای در تناوب‌های مناسب انجام می‌شود. عموماً برای مانیتورینگ ارتعاش، دوره ماهانه معمول است. برای دیگر مانیتورینگ‌ها، سه ماهه یا حتی سالیانه رایج است. برای ماشین‌های حساس ممکن است مانیتورینگ پیوسته مناسب باشد. امروزه روش‌های بهینه سازی تناوب‌های بازرسی توسعه یافته‌اند. (1998, Sherwin and Al-Najjar). مواردی مانند دسترسی، اندازه کارخانه و سهولت تنظیم تنظیمات داده بردار یا تست ممکن است تناوب‌هایی که از نظر تئوری ایده‌آل است را تغییر دهد.

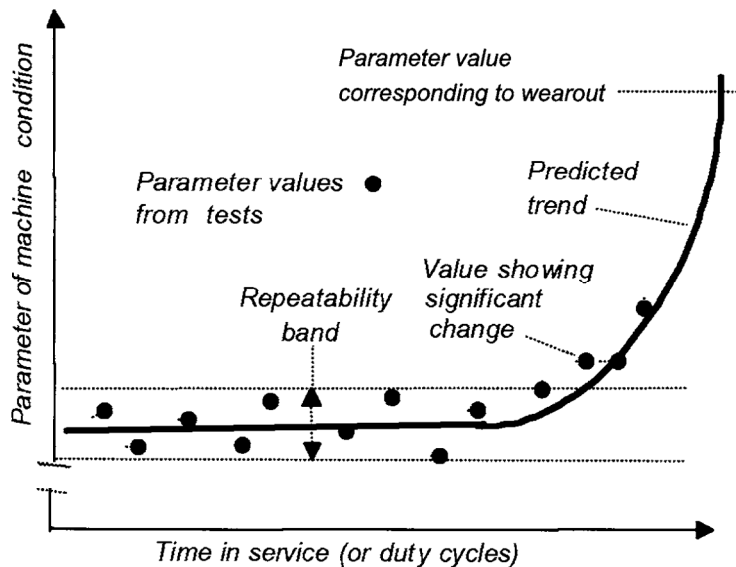


Figure 1.1 The principle of condition monitoring trending

هنگامی که خرابی ناگهانی حادث می‌شود، پارامتر خارج از محدوده تکرارپذیری می‌افتد، و فرکانس قرائت‌ها اغلب افزایش می‌یابد تا بتوان زمان آنرا پیش بینی کرد و پارامتر منطبق بر شرایطی که کار تعمیراتی لازم است شود. پیش‌بینی زمان باقیمانده تا خرابی نادرست‌ترین بخش فرآیند است، با این وجود معمولاً دقت کافی تا رسیدن به نیازهای تجاری دارد. پیشرفت‌ها برای بهبود این مرحله ادامه دارد مانند ISO/DIS 13381-1, Hensen et al. 1992.

انتظار می‌رود توسعه و کاربرد کامپیوترها برای عیب‌یابی و کمک به تصمیم‌سازی نت افزایش یابد. ادامه توسعه ابزارهای ریاضی برای کمک به تصمیم‌سازی نت خوشایند است اما لازم است برای کاربران خیلی آسانتر شوند تا به نیازهای کمبود وقت مهندسین نت پاسخ دهد. ISO/DIS 13381-1 مثالی از پیش بینی تعیین سطح اعتماد پیشنهاد می‌کند، لیست منابع خطا با ارزش وزنی نسبی‌شان عبارتند از:

- سابقه نت (۰,۱۵)
- طراحی و آنالیز حالت خرابی (۰,۱۰)
- تکنیک آنالیز پارامترهای مورد استفاده (۰,۱۵)
- حدود شدت مورد استفاده (۰,۱۰)
- تناوب اندازه‌گیری (۰,۱۰)
- تنظیمات بانک اطلاعاتی (۰,۵)
- داده برداری (۰,۵)
- فرآیند شدت ارزیابی (۰,۵)
- فرایند عیب‌یابی (۰,۱)
- فرآیند پیش‌بینی (۰,۱۵)

این عوامل وزن‌گذاری ممکن است بین عیب‌یابی و پیش‌بینی متفاوت باشد. توصیه‌های مناسبی به عنوان کارهای نت لازم انجام شده است، و قربانی‌هایی برای تهیه بازخورد برای مانیتورینگ‌های آینده الزامی است.

۵-۱ تکنیک‌های مراقبت وضعیت

تکنیک‌های مختلفی وجود دارد. برخی برای تست تایید کارخانه نو نیز با ارزش هستند. برخی را می‌توان توسط کارکنان نت کارخانه با حمایت متخصصین مربوطه انجام داد، و برخی دیگر بهتر است توسط متخصصین بیرون سازمان انجام می‌شود. امتیاز بارزش این است که داده‌های جمع‌آوری شده از بیش از یک تکنیک در یک بانک اطلاعاتی مشترک جمع می‌شوند و ترند آن‌ها نیز رسم می‌شود، و سیستم‌های دائمی نیز در دسترس هستند. CM به داده‌های با کیفیت خوب نیاز دارد، بطوریکه

با تست‌های کاری دقیق گرفته شوند. با این حال، اغلب اطلاعات مفید زیادی را می‌توان از ابزار دقیق دائمی کارخانه که قابلیت تکرارپذیری دارند بدست آورد. سیستم‌های کنترل و CBM پیشرفته اغلب می‌توانند برای تهیه اطلاعات CM تنظیم شوند. تکنیک‌های CM به ۵ گروه عمومی طبقه‌بندی می‌شوند، و برای یک ماشین بسته به حساسیتش و احتمال خرابی و هزینه‌های خرابی و مانیتورینگ، ممکن است یک یا چند روش را بکار گرفت. جمع‌آوری اطلاعات از بیش از یک تکنیک خیلی مطلوبتر است. بسیاری از کاربران تجهیزات آنالیز ارتعاش حوزه کاری خود را به آنالیز ذرات سایشی، ترموگرافی و موارد دیگر توسعه داده‌اند. توسعه سیستم‌های ترکیب داده‌ها ادامه دارد تا بتوان ارتباط بین پارامترها را به‌سادگی ملاحظه کرد.

۱-۵-۱ مانیتورینگ و آنالیز ارتعاش

این روش احتمالا شناخته شده‌ترین و عمومی‌ترین تکنیک، و توانمندترین روش برای ماشین‌های دوار نظیر پمپ‌ها است. منطقی بنظر می‌رسد که ماشین‌های خوب هم‌محور شده و آن‌هایی که روانتر کار می‌کنند مصرف انرژی کمتر و در کل هزینه نگهداری کمتری داشته باشند.

بالانسینگ یک راه‌حل رایج، موقت یا دائمی، برای ارتعاش بالا است. تجهیزات ارتعاش‌سنج معمولا برای بالانسینگ نیز بکار می‌روند، اما روش‌های ساده‌تر برخی اوقات امکان‌پذیر و قابل قبولند.

نتایج مفیدی می‌توان با ابزارهای اندازه‌گیری ارزان قیمت که تنها باید از روی آن‌ها قرائت کرد بدست آورد، اما برای کارخانه‌های بزرگ استفاده از آنالیزر داده‌بردارهای قابل حمل و سیستم‌های پردازشگر کامپیوتری بهره‌ورتر است. چندین سیستم خوب، که معمولا همراه با نرم‌افزارهای کمکی عیب‌یابی هستند در دسترس است و قابلیت‌های آن‌ها در حال رشد است.

سیستم‌های مانیتورینگ online دائمی نیز ممکن است به‌صرفه باشند، خصوصا جاییکه دسترسی محدود یا برای افراد خطرناک است. برخی اعتقاد دارند که ۱۰ تا ۲۰ درصد ماشین‌های کارخانه آنقدر حساس هستند که برای سیستم‌های دائمی توجیه‌پذیر باشند. ارتباطات داده‌ها باعث می‌شود نفرات ماهر دور از محل مستقیما به

اطلاعات دسترسی داشته باشند. حتی می‌توان از طریق اینترنت اطلاعات را با دیگران به اشتراک گذاشت. استانداردهای ارتعاشات معمولاً مشخصات ماشین‌های دوار را در برمی‌گیرند. اندازه‌گیری‌های در محل که برای تایید اولیه گرفته شده‌اند می‌توانند نقطه شروع اندازه‌گیری‌های دوره‌ای باشند، و همینطور باید بخشی از چک کیفیت نت باشند.

۲-۵-۱ بازرسی بصری و تست‌های غیرمخرب (NDT)^۵

لازمه این فعالیت‌ها از سرویس خارج کردن ماشین‌هاست. NDT حوزه تخصصی شناخته شده‌ای با آموزش‌ها و گواهی‌نامه‌های رسمی می‌باشد. این تکنیک‌ها با تحت پوشش چندین استاندارد ملی قرار دارند. بنابراین سیستم‌های کیفی به‌سادگی بکاربرده می‌شوند. بازرسی بصری، با ابزارهایی از آینه گرفته تا دوربین‌های کوچک می‌توانند از قسمت‌های قابل دسترس بازرسی کنید اما طراحی شکل‌های دسترسی خاص در ماشین می‌تواند ارزشمند باشد. تصویربرداری حرارتی مادون قرمز یا ترموگرافی تکنیک قوی است که در این گروه قرار می‌گیرد.

۳-۵-۱ مانیتورینگ و آنالیز عملکرد

این روش کمتر شناخته شده است، در حالیکه تنزل شرایط یک ماشین باعث افزایش در مصرف انرژی می‌شود، این امکان وجود دارد که بتوان زمان مطلوب برای احیا عملکرد را محاسبه کرد (تا هزینه کل بر دوره زمانی حداقل شود). چگونگی بکارگیری آن برای پمپ‌ها را بعداً آزمایش خواهیم کرد.

پارامترها و کاربردها برای همه انواع ماشین‌ها یا تجهیزات کارخانه توسعه یافته‌اند، و معمولاً اندازه‌گیری از مقادیری نظیر دما، فشار، جریان، سرعت، و جابجایی لازم است. روش‌های مناسب برای اندازه‌گیری و ابزارهای اندازه‌گیری دائمی و تجهیزات پردازش داده‌ها را گاهی اوقات می‌توان مورد استفاده قرار داد بشرطی که دقت تکرارپذیری پارامترهای مانیتورینگ به اثبات رسیده باشد. پارامترهای عملکرد را همچنین می‌توان ذخیره کرد و نرخ رشد آنرا با همان نرم‌افزارهای مانیتورینگ و آنالیز ارتعاش

⁵ Non-Destructive Testing

ترسیم کرد. برنامه‌های صفحه گسترده و رسم نمودار را به عنوان روشی ساده می‌توان بکار برد.

Table 1.1 Adapted and extended from ISO13380 (FDIS 2003), shows some symptoms or parameters that are relevant to pumps

Fault	Fluid Leakage	Length/ dimensions	Power	Head, Pressure, or vacuum	Flow	Speed	Vibration	Temperature	Time to coast down	Wear debris in oil	Oil leakage
Damaged impeller		S	S	S	S	S	S	S	S		
Damaged external seals	S	S		S		S	S				
Eroded casing		S									
Worn sealing rings			S	S	S						
Eccentric impeller			S	S		S	S	S	S		
Bearing damage		S	S			S	S	S	S	S	S
Bearing wear		S					S	S	S	S	
Mounting fault							S	S			
Unbalance							S				
Misalignment		S					S				

S: Symptom that may occur, or parameter change with fault, according to pump design

۴-۵-۱ آنالیز ذرات سایشی در روانکارها و آلودگی‌های موجود در سیال فرآیندی

آنالیز ذرات سایشی در روانکارها و آلودگی سیالات فرآیندی هشدارهای پیشرفته‌تری از دیگر روش‌های پیش‌بینانه می‌دهد (یعنی پیش‌بینی زودتری). هیچ تکنیک آنالیز سیگنالی همه‌ی عیب‌های ممکن را ارائه نمی‌دهد، و استفاده از بیش از یک تکنیک برای ماشین‌های حساس توجیه‌پذیر است. تکنیک‌های غربال‌گری ساده بکار رفته در کنار آنالیز ارتعاش در دسترس هستند، و ارزیابی سریعی در سایت را بدست می‌دهند.

۵-۵-۱ تست کارخانه‌های الکتریکی

این تست برای ماشین‌های ولتاژ پایین به خوبی شناخته شده است، اما تکنیک‌های خاصی برای ماشین‌های ولتاژ بالا لازم است. تمرکز اصلی ارزیابی شرایط عایقی است، اما مانیتورینگ شرایط مکانیکی نیز بکار می‌رود. ابزارهایی برای نصب دائمی روی پمپ‌ها وجود دارند که بطور خودکار عایقی موتور و نرخ جریان، را تست و داده‌ها را ثبت می‌کنند.

۶-۵-۱ اطلاعات بیشتر درباره CM

Moubry لیست فوق‌العاده‌ای از اغلب تکنیک‌های در دسترس برای مراقبت وضعیت و خصوصیات برجسته آن‌ها را ارائه می‌دهد.

۱-۶ امتیازات مراقبت وضعیت

متد CM توسط بسیاری شرکت‌ها و صنایع بخوبی پذیرفته شده و امروزه در فرهنگ شرکت‌ها جا افتاده است لذا کاربران دچار زحمت زیادی برای تعیین هزینه‌ها و امتیازات آن نمی‌شوند. چنین ارزیابی‌هایی باید بر پایه یک نمونه‌گیری سالیانه انجام شود، تا گواهی پیشرفت ارزش متد برای سازمان فراهم شود. این باعث رضایتمندی کارکنان، و همچنین اطمینان از استمرار آن در تغییر مدیریت‌ها با هزینه کمی می‌شود.

یک فرآیند مورد به مورد ساده برای تعیین هزینه/امتیاز در اینجا پیشنهاد می‌شود. برخی متوجه شده‌اند که صرفه‌جویی‌های اندوخته آنقدر زیادند که فرآیند نیازی به انجام آن به هر مناسبتی ندارد، و نگهداری امتیاز برای یک نمونه می‌تواند کافی باشد. A. واقعا چه اتفاقی افتاده:

- فرسایش کشف شده و تعمیرات برنامه‌ریزی شده است.
- هزینه کلی نیروی انسانی، مواد اولیه، اتلاف تولید، و غیره به‌سادگی پیدا شد.

B. اگر مشکل کشف نشده بود بیشترین احتمال که اتفاق می‌افتاد چه بود؟

- بدترین حالت باید در نظر گرفته شود. پایشی تحت سه عنوان برای تخمین وجود دارد: فاجعه بار، متوسط، هدر روی عملکرد که (با توجه به نظر اپراتورها)، تخمین‌ها و احتمالات باید مناسب باشند
- هزینه کل احتمالی برای نیروی انسانی، مواد اولیه و هدررفت تولید برای تعمیر تخمین زده می‌شود.

صرفه جویی‌ها در این مورد از کم کردن A از B پیدا می‌شود.

برای یافتن صرفه‌جویی‌های خالص در یک دوره، هزینه کار و فعالیت‌های CM را از آن کم کنید؛ هزینه سالیانه تجهیزات، هزینه سرویس، نیروی انسانی و آموزش. بازگشت سرمایه را می‌توان چنین محاسبه کرد:

$$\frac{\text{Estimated total savings} - \text{Cost of running CM activities}}{\text{Cost of running CM activities}} \times 100\%$$

اگر صرفه‌جویی‌ها بی‌جهت خیلی زیاد به‌نظر می‌رسد (و بنابراین ممکن است غیرواقعی به آن نگاه شود) یک فاکتور احتمال می‌تواند بکاربرده شود. هنگام توجیه مقدماتی CM، پیشنهاد می‌شود احتمال موفقیت در نظر گرفته شود.

- اگر یک تکنیک CM که استاندارد بکار می‌رود در نظر گرفته شود، بگویید ۸۰ درصد موفقیت در کشف زودهنگام خرابی دارد و
- پذیرش این تکنیک توسط نفرات خودتان است، بگویید، ۷۵ درصد از توان آن، سپس
- احتمال کلی رسیدن به موفقیت اولیه ۶۰ درصد است یعنی $0.6 = 0.8 \times 0.75$ و می‌تواند به‌خوبی برای تخمین تلفات گذشته‌تان بکار رود. بسادگی امتیازات تئوری امکان‌پذیر خیلی بزرگ را که فقط به خاطر بزرگ بودنشان مشکوک به‌نظر می‌رسند را می‌توان بدست آورد.

نکته خاصی که در مورد تازه‌کارهای CM باید به آن اشاره کرد گزارش دادن دست‌آوردها و توصیه‌هایشان به ساده‌گی و شفاف به صاحبان کار به شکل خلاصه، و باقی گذاشتن جزئیات فنی به بخش‌های بعدی گزارش یا تاریخچه کارخانه می‌باشد. خیلی اوقات، صاحب تجهیز فقط می‌خواهد بداند که چه کار نئی نیاز است و چه موقع باید انجام شود، و در صورت ضرورت از چه توصیه‌هایی باید پیروی شود، اما تازه‌کارهای CM یک مقاله علمی تهیه می‌کنند.

۱-۶-۱ CM برای پمپ‌ها

Rajan (2002 و 1999) متد جالبی بر اساس تجربه با پمپ‌ها و دیگر ماشین‌ها در صنایع دارویی ارائه می‌کند. ابزار صفحه گسترده "Ruby" برای کمک به مهندسين کارخانه برای ارزیابی سریع قابلیت دوام هر نوع CM برای موقعیت‌هایشان گسترش یافته است.

۷-۱ سازمان‌دهی برای اجرای CM

مانند بیشتر کارهای مهندسی، فقط یک راه درست برای هدایت کار CM وجود ندارد. تصمیم‌گیری در هر موردی به اندازه شرکت و فلسفه آن بستگی دارد. بهره‌برداری ممکن است برای توجیه خرید تجهیزات گرانقیمت لازم برای برخی تکنیک‌ها کافی نباشد. چراکه برخی از تجهیزات کاربران دارای گواهینامه می‌خواهند و برخی بهتر است توسط متخصصین انجام شوند. CM به خودی خود نهایت نیست و باید مدیریت شود یا حداقل بطور منظم توسط مهندس قابل اطمینان بازنگری شود تا اطمینان حاصل شود که این روتین‌ها تا رسیدن به نیازهای بازار ادامه می‌یابد، و اینکه یافته‌ها به طراحی مجدد مناسبی هدایت می‌شوند. آموزش در تکنیک‌هایی نظیر Root Cause Analysis در دسترس هستند که مهارت‌هایی در بهبود قابلیت اطمینان را ارائه می‌دهد، همچنین با جستجوی اینترنتی برنامه‌های آموزشی و دوره‌های کوتاه مدت بسیاری در بیشتر حوزه‌های CM را می‌توان پیدا کرد. در حوزه آنالیز ارتعاش CD برنامه‌های آموزشی در دسترس هستند. مثلاً I learn Interactive می‌تواند سیگنال‌هایش را برای یک آنالیزر بفرستد و به منظورهای آموزشی از آن استفاده کرد. گواهینامه‌های CM در تکنولوژی‌های مختلف نیز موجود می‌باشند. جدیدترین کارها که توسط انستیتو ارتعاش در نظر گرفته شده بود در ISO در حال توسعه هستند (ISO 18436-2:2003) و روش مشابهی در دیگر تکنولوژی‌ها احتمالاً وجود دارد. جدول 1-2 برخی جایگزین‌های ترتیب سازمانی را ارائه می‌دهد.

۸-۱ لبه‌های اصلی مدیریت نت

عقاید مختلفی درباره چگونگی تصمیم‌گیری، سازمان‌دهی و مدیریت نت وجود دارد، با نگاهی اجمالی در فهرست بسیاری کتاب‌ها و کنفرانس‌های منظم در این حوزه

مواردی اشاره خواهد شد. برای کمک به مهندسين در اين فعاليتها موارد زیر پیشنهاد می‌گردد:

- با استفاده از یک روش سیستماتیک، نظیر RCM، PMO، و غیره در مورد استراتژی نت تصمیم‌گیری نمائید. ابزارهای ریاضی مهندسی قابلیت اطمینان مناسب را بکار ببرید.

ترتیب	تکنیک‌های CM انجام شده	ملاحظات
تیم متخصص مرکزی، روزکار	ارتعاش و آنالیز عملکرد نمونه‌گیری روغن و ارسال به بیرون، برخی تست‌های غربالگری پایه	مالکیت تجربه و دانش کارخانه را حفظ کنید. سازمان‌های بزرگ می‌توانند دانش‌شان را در اینترنت به اشتراک بگذارند.
تیم مرکزی، اما در شیفت ۱×۷ منظم شده تا پوشش روزانه داشته باشد	بازرسی‌های بصری پایه	مانند بالا، اما نفرات همدیگر را دوهفته یکبار ملاقات می‌کنند: با اشتراک گذاری دانش کار سبک می‌شود
تیم غیرمرکزی، کار CM به گروه‌های حوزه نت کارخانه تفویض شده	NDT پیمانکاری با متخصصین بیرون تست‌های خیلی پیچیده یا آن‌هایی که بندرت انجام می‌شوند (مانند بالانس تخصصی) پیمانکاری با بیرون	شانس کمی برای اشتراک تجربه وجود دارد. کیفیت CM متفاوت است، حوزه آن می‌تواند تا حد صدور درخواست کاهش یابد. اگر برخی متخصصین مرکزی برای توسعه، Back up گیری، و غیره سنخیت دارند می‌توان کار را انجام داد.
پیمانکار بیرونی	سازمان‌ها بزرگ ممکن است توجهی برای انجام همه تکنیک‌های CM در کارخانه خود داشته باشند	این خطر وجود دارد که دانش کارخانه نیز به پیمانکاری بیرونی سپرده شود. مالک کارخانه باید از اینکه همه داده‌ها و اطلاعات برای او تهیه شده است اطمینان حاصل کند تا حفظ و قابل دسترس باشند.
ترکیبی بالا		همه موارد بالا

Table 1.2 Alternative organisational arrangements for condition monitoring

- یک یا چند تکنیک CM را که از لحاظ حساسیت تجهیزات کارخانه برای بازار توجیه می‌شود را بکار ببرید (توجه داشته باشید این امر ضرورتاً به اندازه تجهیز بستگی ندارد).
- از سیستم CMMS برای ثبت و جمع‌آوری همه این داده‌ها در مکانی قابل دسترس برای همه تجهیزات استفاده کنید.
- از سیستم‌های حمایتی تصمیم‌گیری بمنظور کمک در بکارگیری این اطلاعات برای تصمیم‌سازی کمک بگیرید.
- تجهیزات خراب‌شده را برای انطباق شرایط واقعی با آنچه پیش‌بینی شده بود بررسی کنید، و آنرا به سیستم حمایتی تصمیم‌گیری تغذیه کنید.
- تجارب خودتان را بازنگری کنید و تناوب بین اندازه‌گیری‌ها را بازبینی کنید. سیستم‌های جدید جمع‌آوری اطلاعات از همه تکنیک‌های مناسب CM توسعه یافته‌اند مانند Bently Nevada System1. آنها داده‌های CM را، از ابزارهای قابل حمل و/ یا دائمی، با سیستم‌های حمایتی تصمیم‌گیری، و CMMS کارخانه ترکیب می‌کنند.

امتیازات CM

- CM آسیب / فرسایش را به موقع کشف می‌کند.
- پیش‌بینی بهتر از آنچه مورد نیاز است.
- همچنین وقتی نفرات CM با روش درستی در سایت گردش کنند بسیاری عیوب کوچک به موقع کشف می‌شوند.
- CM توقف‌ها و بازکردن‌های غیر ضروری کارخانه را به حداقل می‌رساند.
- روش CM رایج‌ترین خروجی آنالیز RCM است.
- ماشین‌ها خریداری می‌شوند تا تولید کنند، نه اینکه باز شوند.
- دوره زمانی فعال بیشتر ماشین، بطوریکه هدر روی تولید کمتر و پتانسیل سود بیشتر می‌شود.

- بارکاری نت کمتر، اما کار CM به کوشش بیشتری نیاز دارد (ممکن است مانیتورینگ online نیز به صرفه باشد).
- رضایت کاری بیشتر تعمیرکاران، اثر کمتری از اشتباهات چرا که بازخورد مستقیم روی کیفیت کار دارد.
- از CM برای به تعویق انداختن کار اصلی استفاده کنید (اما همه‌ی نت نمی‌تواند بطور نامحدود کنار گذاشته شود).
- استفاده صحیح از CM می‌تواند ۱۰ تا ۲۰ برابر سرمایه‌گذاری اولیه را در سال اول بازگرداند.
- CM از ادامه کارکرد ایمن اطمینان می‌دهد (و هنگامی که از کارخانه تا رسیدن به فرصت نت مناسب مراقبت می‌شود خیلی موثر است)
- علت یک مشکل نمی‌تواند از ابتدا عیب‌یابی شود؟ اغلب می‌تواند برخی علت‌ها را که نتایج فاجعه‌باری دارند را حذف کند: روش Is یا Is not
- CM در هزینه‌ها صرفه‌جویی می‌کند.
- مصرف قطعات یدکی را کاهش می‌دهد، ممکن است هزینه بیمه را نیز کمتر کند.
- صرفه‌جویی انرژی در ماشین‌های نرمتر (مثلا هم‌محوری ۳ تا ۵ درصد و بالانسینگ ۱ تا ۲ درصد)
- صرفه‌جویی انرژی برای بازگرداندن هدر روی عملکرد در زمان مطلوب
- CM باعث بهبود کیفیت تولید، ارتباط با مشتری، طراحی کارخانه و راندمان کارخانه می‌شود. (حتی اطمینان از بقا کارخانه)

فصل دوم

عملکرد پمپ و اثر سایش

۲ عملکرد پمپ و اثر سایش

۲-۱ مشخصات عملکرد پمپ

چهار پارامتر در عملکرد پمپ عبارتند از head، power، efficiency و flow. توضیحات کامل در همهی کتابها، و برخی نیز در پایان این فصل آورده شده است. جدول ۲-۱ اصطلاحات، نشانه‌ها و واحدهای مورد استفاده در این کتاب را نشان می‌دهد.

Table 2.1 Fundamental terms and units in pump performance

<i>Quantity</i>	<i>Other terms used</i>	<i>Symbol</i>	<i>Units</i>	<i>Other units</i>
Flow	Volumetric flowrate, Capacity, Discharge, Quantity	Q	m ³ /s, L/s, m ³ /h, ML/d Sometimes kg/s	IGPM USGPM (1 US gallon = 3.785L)
Head	Total Head, Total Dynamic Head, Generated Pressure, Generated Head	H	m, kPa	Bars, ft, psi
Power	Power absorbed	P	W, kW	hp
Efficiency		η	Decimal	%

عموما پسندیده اینست که از اصطلاحات فشارسنج برای هد، و اصطلاحات حجمی برای جریان استفاده گردد. به این دلیل که منحنی فلو-هد یکسان برای مایعات در یک محدوده دمایی بکار رود (فارغ از اثرات ویسکوزیته). منحنی توان جریان با ارتباط مستقیم با دانسیته مایع تغییر خواهد کرد. در مورد پمپ‌های تغذیه بویلر،

استفاده از واحدهای فشار و جرم جریان مرسوم است، و منحنی‌های هد و توان در صورت تغییر دانسیته تغییر خواهند کرد.

معمولا، هد، جریان و توان اندازه‌گیری می‌شوند و راندمان از این معادله اساسی محاسبه می‌شود (اما راندمان را نیز می‌توان مستقیما، آنچنانکه بعد خواهید دید اندازه‌گیری کرد):

$$\frac{(\text{Pump power output})}{(\text{Pump power input})}$$

با واحدهای SI ($w, m, m^3/s$) که بصورت پررنگ در جدول ۲-۱ نشان داده شده‌اند) و آوردن g (معمولا $9.81 m/s^2$) و دانسیته سیال (kg/m^3)، با راندمان به دهگان، این معادله می‌شود:

$$\eta = \frac{Q\rho gH}{P}$$

هد، توان و راندمان معمولا در مقابل جریان رسم می‌شوند تا منحنی مانند شکل ۲-۱ بدست آید که برای جریان ساده پمپ است. نقطه روی منحنی هد-فلو در ماکزیمم راندمان را اغلب نقطه (Best Efficiency Point) BEP نامند.

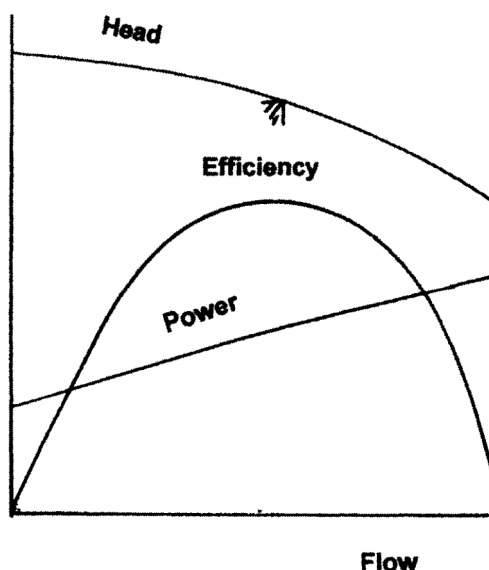


Figure 2.1 Performance characteristics - centrifugal pumps (diagrammatic)

همانگونه که در همه کتاب‌های پمپ دیده‌اید شکل منحنی عملکرد با توجه به نوع پروانه متفاوت خواهد بود. سرعت مخصوص عدد بدون بعدی است که برای تشریح این ارتباط خانواده‌ای استفاده می‌شود. آن با استفاده از واحدهای مناسب، با داده‌های BEP محاسبه می‌شود. از آنجا که متون پمپ‌ها از واحدهای US با چارت‌ها و داده‌های مفید استفاده می‌کنند، از واحدهای متریک استفاده می‌شود در نتیجه عددی که با اهداف این کتاب متناسب است بدست می‌آید:

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{0.75}}$$

که $RPM = N$ دور پمپ

Q = جریان بر چشمه پروانه (یعنی نصف جریان کل در پمپ‌های دوماکشیه) m^3/h

H = هد بر مرحله، m

مقادیر سرعت مخصوص محاسبه شده با این واحدها نوع پمپ را مشخص می‌کند، اما مرزبندی‌ها روی هم می‌افتند:

- ۵۰۰ تا ۲۰۰۰: پروانه‌های شعاعی. (منحنی جریان/هد خیلی تخت، منحنی توان بالارونده)
- ۲۰۰۰ تا ۸۰۰۰: پروانه‌های جریان مختلط. (منحنی جریان/هد با شیب تند، منحنی توان کمتر شیب‌دار)
- ۸۰۰۰ تا ۱۶۵۰۰: پروانه‌های جریان محوری. (منحنی جریان/هد شیب‌دار، منحنی توان افتاده، برخی اوقات با برآمده‌گی در آن)

همچنین می‌توان سرعت مخصوص را در واژه‌های متریک دیگر بدست آورد. اگر از واحدهای استاندارد SI (m^3/s و m و rad/s) استفاده شود، اعداد حاصل برای طبقه‌بندی بالا عبارتند از:

1.8 – 0.2 و 3.0 – 1.8 و 8.0 – 2.8 از معادله زیر استفاده کنید:

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{(gH)^{0.75}}$$

با واحدهای دیگر SI (m^3/s و r/min) اعداد عبارتند از: ۱۲ تا ۳۵ و ۳۵ تا ۱۶۰ و ۱۶۰ تا ۴۰۰.

پمپ‌های کانال جانبی (Side-channel pumps) پروانه ستاره‌ای یا چرخ‌پره متشکل از پره‌های شعاعی مستقیم بدون جداره هستند. مایع به کانال جانبی که کنار پروانه قرار گرفته منتقل می‌شود. هد ایجاد شده ۵ تا ۱۵ برابر بیش از پروانه شعاعی در همان اندازه و سرعت است (KSB, 1990). با سرعت‌های مخصوص بین ۵۵۰ و ۱۷۰۰، آن‌ها قابلیت خودپرکنی (Priming) دارند، اما راندمان نسبتاً کم آن‌ها باعث می‌شود که آن‌ها را نهایتاً تا اندازه 4 kw بیشتر نسازند.

۲-۲ اثرات سایش داخلی روی عملکرد پمپ

دامنه سایش داخلی باتوجه به نوع پمپ و مشخصات سیستمی که روی آن نصب شده می‌تواند متفاوت باشد. پمپ‌های لجن کش (slurry) برای پمپاژ مایعات ساییده طراحی شده‌اند، سایش با سرعت بالا، اندازه ذرات بزرگ و تمرکز زیاد افزایش می‌یابد.

۱-۲-۲ سایش روی انتهای خارجی پره

سایشی، که قطر پروانه را کاهش می‌دهد در مایعات خورنده یا ساییده خیلی رایج است. منحنی‌های توان و هد برای همه‌ی جریان‌ها کمتری می‌شود: اثر آن مانند اینست که پروانه کوچکتری در پوسته نصب شده باشد. عملکرد ممکن است جریان ناکافی برای برآوردن نیازهای تولید را بدهد، و در هر صورت پمپ انرژی الکتریکی بیشتری برای جریان خواسته شده مصرف می‌کند. اثر مشابهی در مورد پروانه‌های باز اتفاق می‌افتد، که لقی بین لبه جلویی پروانه و پوسته افزایش یابد.

همین حکم به طور خاص در شرایطی که پمپ دوم از دو پمپ موازی باید کار کنند صادق است چراکه یکی از دو پمپ نمی‌تواند جریان لازم خودش را تامین کند. اگر یکی از پمپ‌ها خیلی ساییده باشد، کارکرد همزمان دو پمپ یعنی اینکه پمپ ساییده شده در جریان مشارکت نمی‌کند، انرژی تلف می‌شود و احتمالاً پمپ آسیب می‌بیند. جریان برگشتی ممکن است در پمپ ساییده شده حادث شود، که باعث چرخش آن

در جهت عکس می‌شود. دوران برعکس پمپ همیشه در ابتدا آشکار نیست: اغلب صدایی در موتور و فن آن ایجاد می‌شود.



Figure 2.2 Impeller of ash slurry pump, showing general erosion

۲-۲-۲ سایش داخلی

سایش در واسط رینگ آب‌بندی/پروانه (یعنی سایش در رینگ آب‌بندی) باعث می‌شود مایع از خروجی پروانه به مکش بچرخد. این نشتی جریان تقریباً متناسب با لقی و در محدوده جریان پمپ تقریباً ثابت است. نشتی داخلی همچنین از ساییده‌گی در اتصال افقی پمپ‌های چندمرحله‌ای، split casing، مانند شکل ۲-۳، باعث می‌شود مقداری جریان از مرحله یا مراحل گذر کند.



Figure 2.3 Internal leakage at joint - axially split pump multistage pump

شکل ۴-۲ اثر کاهش قطر پروانه و افزایش نشتی داخلی را نشان می‌دهد. البته احتمال دارد هر دو این اثرات سایش همزمان حادث شوند. بخاطر داشته باشید که اثر نشتی داخلی کاهش جریان خروجی است، یعنی جریان خروجی از پمپ برای انجام کار مفید، برای هد داده شده که یعنی، جریان کلی گذرنده از خود پروانه برابر است با خروجی پمپ به علاوه جریان‌های نشتی که داخل پمپ می‌چرخند. اثر ضرورتاً یکسان است چنانکه صفر محور جریان خروجی به میزان نشتی داخلی به چپ جابجا شده است. این مسئله بعداً هنگام بحث درباره چگونگی بهبود تغییرات اساسی پمپ در نظر گرفته خواهد شد. همچنین نشان می‌دهد که چرا هد در shut off (که ولو خروجی بسته و جریان خروجی صفر است) بیشتر می‌افتد هنگامی که سایش منحنی جریان/هد پمپ را شیب‌دارتر می‌کند.

با این حال، پمپ‌هایی که مشخصات منحنی هد بالارونده دارند که از shut off تا رسیدن به حداکثر افزایش می‌یابد، همچنانکه جریان افزایش می‌یابد منحنی تنزل می‌کند، افزایشی در هد shut off با سایش داخلی نشان خواهد داد.

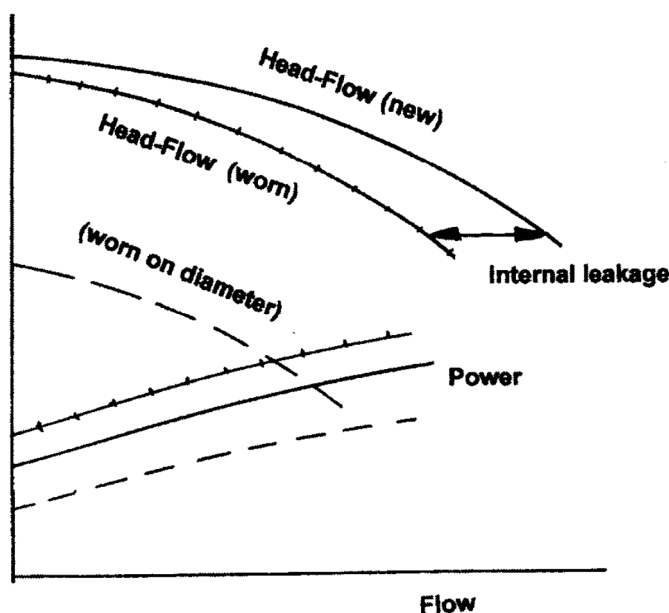


Figure 2.4 Diagrammatic effect of pump internal wear on performance characteristics

لقی‌های توصیه شده با توجه به وظیفه پمپ، جنس ساخت، و منبع متفاوت است و در کتاب‌های عمومی پمپ‌ها و دیگر منابع آمده است. برای پمپ‌های فرآیندهای شیمیایی، استاندارد ISO 5199 برای لقی شعاعی صرف‌نظر از قطر 0.9mm را داده است و بیشتر پمپ‌های فرآیندی مقادیری بین 0.4 mm و 0.6 mm دارند. توصیه سازنده نوع پمپ، جنس، و کار عموماً باید پیروی شود. شکل ۵-۲ مقایسه‌ای بین API610 و استاندارد اروپایی Turton می‌باشد.

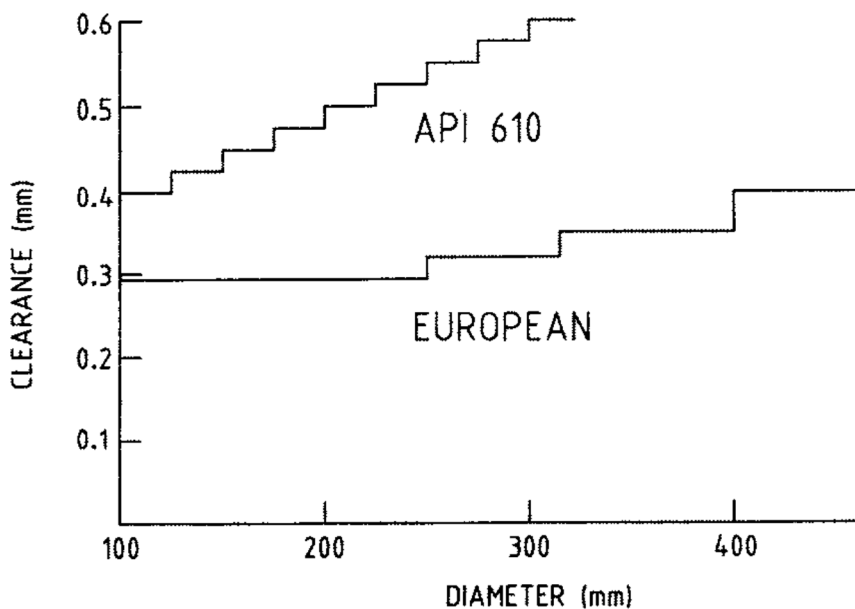


Figure 2,5 Comparison of API 610 clearances with general European practice (Turton)

طراحی برخی پمپ‌ها امکان تنظیم لقی‌ها را می‌دهد. یک مثال آن پمپ جریان مختلط تک مرحله عمودی آب خنک کاری است، که آب را از رودخانه پمپ می‌کند و دمای آب می‌تواند سه روز زودتر پیش‌بینی شود. پمپ می‌تواند در شب از سرویس خارج و تنظیم شود.

۳-۲-۲ برجستگی‌های متورم

این برآمده‌گی‌ها که، زگیل مانند نامیده می‌شوند، در پوسته‌های چدنی در تماس با آب حادث می‌شوند، خصوصا در پمپ‌هایی که بطور پیوسته در سرویس نیستند. این امر باعث کاهش راندمان می‌شود. پرداخت کاری داخل پمپ باعث بهبود راندمان می‌شود، که بیشتر در پمپ‌های با سرعت مخصوص کمتر آشکار است.

۴-۲-۲ کاویتاسیون

کاویتاسیون باعث سایش و حتی نابودی پروانه، و سایش‌های نقطه‌ای در پوسته می‌شود. در پمپ‌های پوسته دوتکه (split casing)، سایش اتصال نیمه‌ها می‌تواند باعث bypass مراحل شود.

۵-۲-۲ انسداد

پروانه‌ها می‌توانند توسط رسوبات دچار انسداد شوند، و لذا جریان محدود شود.

۶-۲-۲ خورده‌گی یا سایش پوسته

در بسیاری از کاربردهای پمپ حادث می‌شود و خصوصا در پمپ‌های شیمیایی آشکار است. می‌توان آن‌را با اندازه‌گیری ضخامت پوسته مانیتور کرد.

۷-۲-۲ آسیب ضربه‌ای

آسیب ضربه‌ای از مواد خارجی حمل شده در مایع حادث می‌شود.

۸-۲-۲ نشتی آب‌بند بیرونی

عمر کمتر از حد مورد انتظار می‌تواند ناشی از نصب ناصحیح همچنین عدم هم محوری یا حرکت اضافی بین سطوح آب‌بندی باشد.

۹-۲-۲ خطاهای نت

استفاده از قطعات نامناسب نظیر گسکت پوسته ضخیم‌تر از حد مشخص شده، یا استفاده از گسکت هنگامی که لزومی ندارد، می‌تواند باعث کاهش عملکرد پمپ بواسطه افزایش لقی‌های داخلی پمپ یا فشار ناکافی روی پوسته‌های بیرینگ شود. چرخش معکوس در پمپ‌های DC بواسطه برعکس بستن سرسیم‌ها حادث می‌شود. پمپ بازهم سیال پمپ می‌کند، اما عملکرد جریان هد خیلی پایین است. پروانه‌های

دومکشه برعکس نصب شده بودند، بطوریکه پره‌ها خم‌شان رو به جلو بود و عملکرد جریان هد متفاوتی حاصل شد. پروانه‌های با اندازه اشتباه می‌توانند جازده شوند. این امر بسادگی اتفاق می‌افتد، خصوصا اگر جداره‌ها قطر موردنظر را داشته باشند، اما پره‌ها کوچک شده باشند.

۳-۲ رابطه بین سایش داخلی و راندمان

برای پمپ‌های با سرعت مخصوص کمتر با افزایش لقی‌های رینگ سایش توان نسبتا خیلی زیاد بیشتری لازم می‌شود اثرات محاسبه شده برای پمپ‌های دومکشه با رینگ‌های سایش تخت در چاپ‌های بعدی خواهد آمد. شکل ۶-۲ از داده‌ها Hydraulics Institute استفاده می‌کند.

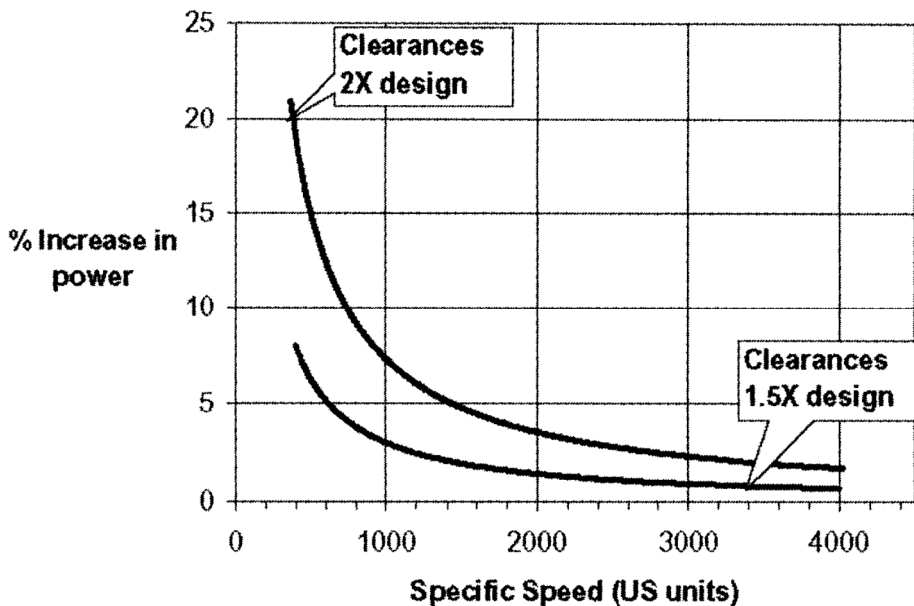


Figure 2.6 Effect of internal wear on power consumption (and efficiency)

منحنی پایین‌تر نشان می‌دهد که با افزایش ۱۵۰ درصدی لقی نسبت به طراحی توان مصرفی افزایش می‌یابد. منحنی بالاتر برای لقی ۲۰۰ درصد بیش از طراحی است. بخاطر داشته باشید که پمپ‌های با سرعت مخصوص بالا افزایش نسبتا کمی را نشان می‌دهد، اما بازهم از نظر انرژی می‌تواند خیلی بزرگ باشد چراکه این پمپ‌ها اغلب خیلی بزرگ هستند. اگر لقی‌ها، سرعت مخصوص، و هزینه توان مصرفی برای پمپ

مشخص باشد، افزایش توان مصرفی و لذا هزینه کارکرد سالیانه را می‌توان با استفاده از منحنی‌های پمپ تخمین زد. بجز مهندسی که انطباق خوبی بین حالت لقی و تنزل عملکرد کشف شده دارد، این روش تنها وقتی استفاده می‌شود که پمپ باز شود. برای پمپ‌های چندمرحله‌ای، رینگ‌های آببندی بخاطر طولیل بودن شافت اثر بیرینگ اضافه‌تری ایجاد می‌کنند. وقتی خیلی زیاد شود، ارتعاش می‌تواند افزایش یابد. مانیتورینگ ارتعاش نیز برای کشف مشکلات دیگری که در ماشین‌های دوار حادث می‌شود استفاده می‌شود، نظیر نابالانسی، عدم هم‌محوری، لقی، سایش بیرینگ.

۴-۲ نرخ سایش

اصولا سایش در پمپ وابسته به سرعت است، و نرخ سایش عموما متناسب با سرعت‌های محلی است. الزامات هد سایش در پوسته را تحمیل می‌کند همچنانکه آن مستقیما به سرعت نوک پروانه بستگی دارد. نرخ سایش پمپ همچنین باتوجه به مایع پمپ شده و جنس ساختمان فرق می‌کند. در کارکرد لجنی، عمر آن ممکن است تنها چند صد ساعت باشد. مثلا، در یک واحد آب مصرفی که سابقه CM پمپ طولانی دارد نرخ چنین است: فولاد ضد زنگ استیل ۱٪ در سال، برنز / CI ۲,۴٪ و مفرغ / CI ۲ درصد.

متوسط تنزل راندمان در شرایط بکار گرفته شده در صنعت آب از تست بیش از ۲۰۰ پمپ متوسط تا بزرگ پوسته دو تکه تا ۸٪ در ۱۰ سال بدست آمده است. پوسته پمپ‌ها از چدن معمولی و پروانه‌ها از مفرغ یا برنز بود، و بوش‌ها و رینگ‌های سایش برنزی بود. فرسایش در حدود ۹ درصد بین عمر ۱۲ تا ۲۴ سال ثابت بود و سپس در عمر ۴۰ سال به ۱۶ درصد رسید. فرسایش اصولا حاصل خورده‌گی سطح و محصولات خورده‌گی در پوسته است. آنالیز یکی از ۶ پمپ نصب شده طی ۱۵ سال همچنین اهمیت صیقل مجدد را نشان داد، مشخص شد هزینه بهره‌برداری خیلی بیش از هزینه اولیه است. کارخانه‌ها اغلب پمپ‌هایی دارند که برای دوره‌های طولانی به عنوان آماده بکار باقی می‌مانند. خرابی آب‌بند، ورود آلوده‌گی، و اثر brinelling از

ارتعاش انتقال یافته روی بیرینگ آن‌ها ظاهر می‌شود. پمپ‌های آماده‌بکار باید به طور منظم هرچهار تا شش هفته برای حداقل یک‌ساعت در سرویس قرار گیرند. Karassik می‌گوید پمپ‌های تغذیه آب بویلر ساخته شده از استیل حداقل ۵۰۰۰۰ تا ۱۰۰۰۰۰ ساعت بین تعمیرات اساسی‌شان باید فاصله باشد. API610 برای کارکرد پیوسته ۲۰۰۰۰ ساعت را انتظار دارد. کارکرد دور از نقطه BEP عمر پمپ را کم می‌کند خصوصاً در پمپ‌های بزرگ. جدول ۲-۲ این امر را در پمپ‌های مختلف مقایسه می‌کند.

	<i>% maximum life if run at 50% BEP</i>	<i>% maximum life if run at 30% BEP</i>	<i>% maximum life if run at 20% BEP</i>
Small pump (<30kW)	۹۵٪	90%	80%
Mid-size pump (<450kW)	90%	70%	60%
Multistage pump (<3000kW)	75%	50%	30%
Large multistage pumps (< 18 500kW)	60%	25%	0

Table 2.2 Influence on pump life of operating away from BEP

داده‌هایی از مراقبت وضعیت منظم یک پمپ 230 KW آب خنک‌کاری در شکل ۲-۷ و ۲-۸ نشان داده شده است. (450 L/S@41m).

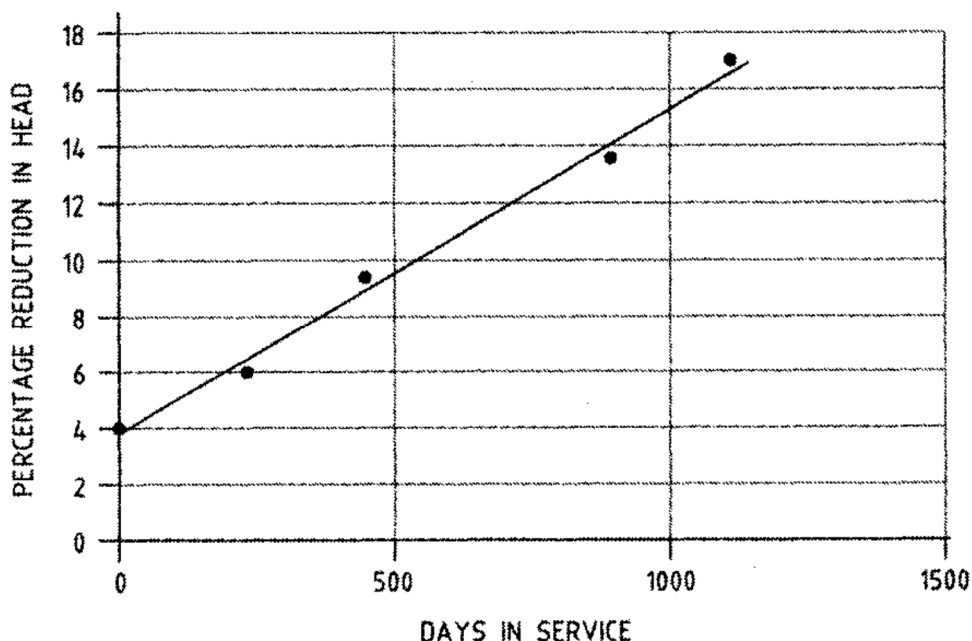


Figure 2.7 Degradation of a pump with time (trendline)

درصد کاهش در عملکرد برای مقادیر هد در یک جریان مبنا محاسبه می‌شود، که معمولاً جریان طراحی است. اگر نقاط تست زیر جریان مبنا باشند، شکل منحنی فراتر از جریان می‌رود. یک نقطه در ۷۰۰ ساعت متناقض بود و لذا در نظر گرفته نمی‌شود (پمپ خودش را تعمیر نمی‌کند). ارتباط به خطی $R^2=0.9884$ است. شکل ۲-۸ همه‌ی داده‌های اندازه‌گیری شده در کارخانه را نشان می‌دهد. سطوح هشدار انتخاب شده نشان داده می‌شوند.

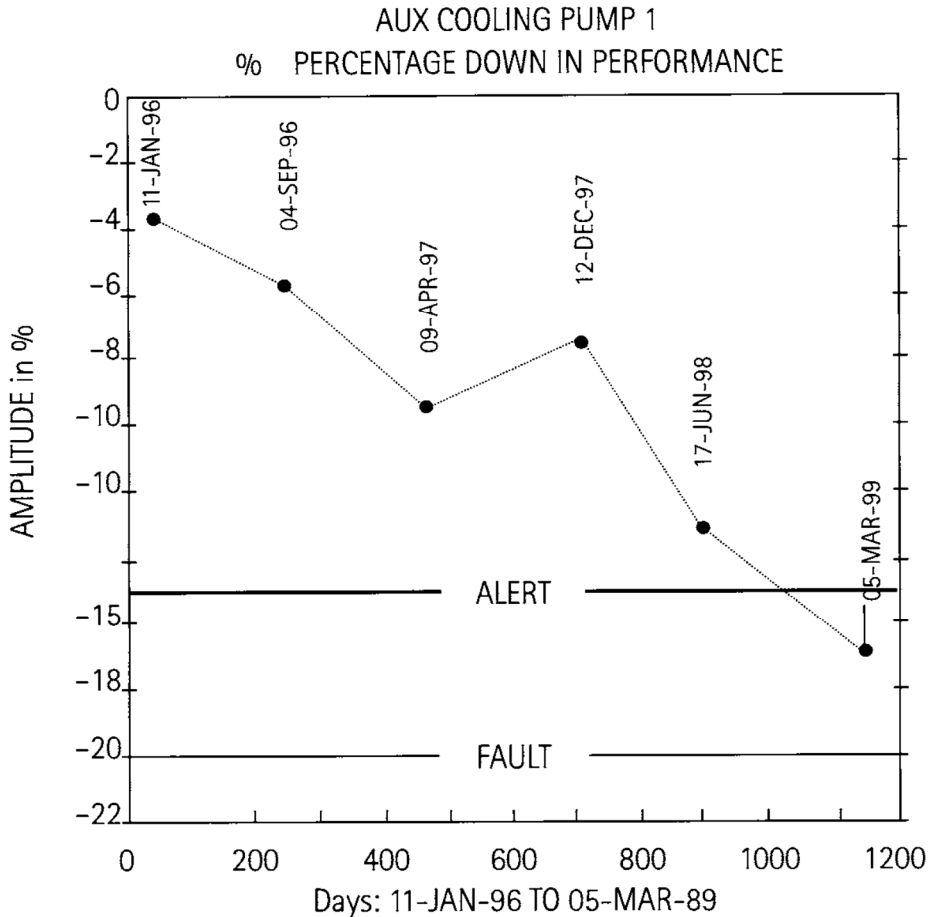


Figure 2.8 Degradation of a pump with time (actual results)

۲-۲ عوامل قابلیت اطمینان انتخاب پمپ

در مرحله انتخاب پمپ، فهرست قابلیت اطمینان می‌تواند در ارزیابی قابلیت اطمینان طراحی داده شده مفید باشد. سه اثر اصلی که قابلیت اطمینان را تحت تاثیر قرار می‌دهند در نظر گرفته می‌شود: سرعت کارکرد، قطر پروانه و نرخ جریان. فهرست قابلیت اطمینان از ایجاد عوامل مربوط به هر یک گرفته می‌شود، و بین صفر و یک است. نرخ سایش در سطوح در تماس نسبت به سرعت خطی در نظر گرفته می‌شود، لذا عامل سرعت از ۰,۲ ماکزیمم سرعت طراحی تا ۰,۶ نصف همان سرعت متفاوت

است. عامل قطر پروانه اجازه دارد نسبت به قطر مطلوب پوسته تغییر کند، و همچنین تحت تاثیر سرعت است. عامل نرخ جریان اجازه تغییرات در جریان از BEP را دارد، و نسبت به اندازه پمپ متفاوت است. عوامل انرژی و هزینه نیز در انتخاب نهایی لحاظ می‌شوند.

۲-۶ مورد کاوی‌هایی از عملکرد.

۲-۶-۱ پمپ برعکس می‌چرخد

ژنراتورهای برقی بزرگ مجهز به سیستم خنک‌کاری با آب سیم‌پیچ استاتور هستند که معمولاً پمپ خنک‌کاری دارند: دو موتور ac که ۱۰۰ درصد کار می‌کنند و یکی از آن‌ها آماده‌بکار است، و یک موتور اضطراری DC که هنگام افت جریان در سرویس می‌آید. گزارش مظنون بودن عملکرد پمپ DC باعث شد در محل تست شود. مشخص شد جهت چرخش پمپ عکس است که ناشی از اشتباه بستن سرسیم‌ها هنگام نصب مجدد بوده است. در چرخش در جهت عکس هنوز پمپاژ صورت می‌گیرد، اما در نرخ کمتر.

۲-۶-۲ پیچ‌های کوپلینگ بریده است

پمپ‌های تغذیه بویلر که اخیراً طراحی شده‌اند در سرعت‌های بالای ۳۰۰۰ RPM کار می‌کنند و معمولاً یک پمپ کمکی مکش دارند تا مشکل NPSH پایین پمپ اصلی را حل کنند. در چیدمان معمول پمپ کمکی مستقیماً توسط موتور گردانده می‌شود، و پمپ اصلی از طریق گیربکس با دور بالاتر. مشاهده شد که جریان موتور کمتر از پمپ‌های مشابه است. قطعاتی از پیچ‌های کوپلینگ که زیر کوپلینگ پمپ کمکی بود باعث شد تا با استروبوسکوپ کوپلینگ را مشاهده کنند. همه‌ی پیچ‌های کوپلینگ بریده بود. اگر چه پمپ کمکی با موتور نمی‌چرخید اما جریان ورودی یا مکش پمپ اصلی باعث شده بود که پمپ کمکی نیز بچرخد. خوشبختانه در این مدت مشکلی برای پمپ اصلی ایجاد نشده بود.

۳-۶-۲ پروانه کوچکتر از حد انتظار

یک جفت پمپ دوغاب در هر چهار مرحله یک نیروگاه ذغال سنگ نصب شد. دسترسی به آن‌ها چندین کیلومتر دور از کارخانه بود. در طراحی چهار پمپ با پوسته یکسان در نظر گرفته شده بود، پروانه و موتورهای کوچکتر نیز برای شرایط سبکتر پیش‌بینی شده بود.

پمپ اول پس از تعمیرات اساسی از کارگاه به محل منتقل و نصب شده بود. اما، نمی‌توانست جریان موردنظر به میزان قبل از تعمیرات اساسی را برقرار کند. کارگاه مطمئن بود که پروانه نو نصب کرده است و همه‌ی لقی‌ها را هم رعایت کرده است. مراقبت وضعیت مشخص کرد که عملکرد خیلی کم است، و مشکوک شد که پروانه کوچکتر از اصلی نصب شده است و بازرسی‌ها هم همین را تایید کرد. کارگاه به اندازه پروانه دقت نکرده بود و پروانه یدکی که از انبار گرفته بود کوچکتر بود.

فصل سوم

آنالیز عملکرد و تست پمپ‌ها
برای مراقبت وضعیت

۳- آنالیز عملکرد و تست پمپ‌ها برای مراقبت وضعیت

۳-۱ آنالیز عملکرد نیاز به داده‌های عملکرد دارد.

آنالیز عملکرد نیاز به اندازه‌گیری‌های قابل تکرار از پارامترهای پروسسی نظیر دما، فشار، جریان، جابجایی، سرعت توان و زمان دارد. در بین تمامی تکنیک‌های در دسترس برای CM از این‌ها کمتر بحث شده‌اند.

تجربه نشان خواهد داد که آیا تکرارپذیری کافی با استفاده از ابزارهای دقیق دائمی بدست می‌آید. قرائت‌ها می‌توانند دستی باشند و بصورت دستی یا با کامپیوتر تحلیل شوند. با استفاده از داده‌بردارهای دستی داده‌های جامع‌تر و دقیق‌تری می‌توان جمع‌آوری کرد و به کامپیوتر منتقل کرد تا تحلیل شوند. سیستم‌های کامپیوتری دائمی کارخانه نیز می‌توانند تنظیم شوند و برای محاسبه و نمایش پارامترهای CM استفاده شوند.

سیستم‌هایی امروزه در دسترس هستند که می‌توانند برنامه‌ریزی شوند تا بطور پیوسته داده‌های DCS را مانیتور کنند و تغییرات شاخص در متغیرها یا پارامترهای محاسبه شده از آن‌ها را استخراج، و گزارش‌هایی برپایه وب بفرستند. (مانند smart signal's ecm) برای پمپ‌ها نیز Tech-sys Corp Dolphin Plus کنترل و مانیتورینگ پیشرفته‌ای فراهم می‌کند. حتی اگر شرایط سختگیرانه مورد نظر استانداردهایی نظیر ISO 5167: 1996 برای اندازه‌گیری فلو موجود نباشد، داده‌های مفید مناسبی برای مراقبت وضعیت را بواسطه این روش‌ها می‌توان بدست آورد.

پمپ‌های با تیغه‌های پروانه قابل تنظیم، یا با کنترل تیغه‌های ورودی غیرچرخان زاویه متغیر پیش چرخان یک خانواده منحنی عملکرد دارند، و لذا لازم است برای مقایسه در تنظیمات استاندارد تست شوند.

آنالیز عملکرد برای دیگر آیتم‌های کارخانه نیز که با پمپ‌ها مرتبط هستند کاربرد دارد، نظیر مبدل‌های حرارتی، توربین‌های بخار و کنترل‌های مکانیک اهرمی.

۲-۳ دما

کالیبراسیون عناصر اولیه امکانات خاصی نیاز دارد، نظیر کوره‌های حمام نمک همزن دار، یا انواع dry-well. ترموکوپل‌های ورقه فولادی نوع عایق معدنی شده، اگر کالیبره شوند قابل اطمینان هستند، و استفاده‌شان با نشانگرهای دمای دیجیتالی آسان است. هر جا thermowellها (یعنی پاکت‌های حرارتی) در دیواره‌های لوله‌ها در دسترس باشند، عناصر مقاومتی (یعنی RTD) بالاترین دقت تا حدود ۶۰۰ درجه سانتیگراد را می‌دهند، و پایدارتر از ترموکوپل‌ها هستند. برای دماهای پایین‌تر، دماسنج‌های جیوه‌ای شیشه‌ای روش ساده‌ای به‌شمار می‌آیند. شرایط بدست آمده قابل تکرار هستند (یعنی، نه در باد زیاد)، اندازه‌گیری روی سطح لوله اغلب می‌تواند شاخص کافی از دمای سیال باشد و می‌تواند با ترمومترهای تماسی با غیرتماسی قرائت شود.

۳-۳ فشار

هد کلی (Total Head) انرژی کلی است که توسط پمپ به مایع اعمال می‌شود، و در عمل با استفاده از قرائت مکش و تخلیه اندازه‌گیری می‌شود، که سوراخ‌های رزوه‌شده‌ای برای همین در نظر گرفته می‌شود و در صورتیکه ابزارهای دائمی نصب نشوند پلاگ می‌شوند. هد نسبت به خط مرکز پمپ تعریف می‌شود. اگر محل نصب ابزار اندازه‌گیری در آن محل نیست (بر پایه مرکز گیج‌های اندازه‌گیری) اصلاحات برای هدهای مایعات در خطوط محل انشعاب رزوه‌دار باید اعمال شود. اگر ابزار اندازه‌گیری زیر محل انشعاب رزوه‌دار باشد، آن قرائت‌های زیادی خواهد داشت، و خط مایع استاتیکی (static liquid leg) باید اندازه‌گیری شده و از قرائت کم شود و برعکس. این اثر خط استاتیکی در مقایسه با خطوط فشار بالا کوچک می‌شود، و در فشارهای بالا قابل اغماض است. نسبت در فشار P به پاسکال، دانسیته ρ به kg/m^3 برابر $P = \rho gh$ خواهد بود و هد معادل در مترمایع برابر فرمول

$$\frac{\text{Pressure (kPa)} \times 1000}{\text{Density (kg/m}^3) \times g}$$

خواهد بود. برای آب تازه در دمای محیط، یک متر مساوی 9.81 kpa برای بیشتر منظورهای کاربردی مناسب است. برای آب دریا $1\text{m}=10.1\text{kpa}$ برای دماها و فشارهای دیگر، یا برای سیالات دیگر، جدول‌های تناسب را باید بکار گرفت (مانند www.pepse.com برای آب). هر جا دانسیته سیال متغیر یا ناشناخته است، مانند دوغاب‌ها، یک نمونه برای بدست آوردن دانسیته لازم است.

برای تست پمپ‌ها، که منظور ما در فشارهای مختلف پمپ است، گیج‌های فشار کافی است. اگر لازم باشد، فشار مطلق را می‌توان با افزودن فشار اتمسفر به میزان فشار گیج بدست آورد. فشار نرمال اتمسفر $30\text{ inches Hg} = 14.7\text{ psi} = 101.3\text{ KPa}$ است. از آنجا که فشار مکش ممکن است منفی باشد، در محاسبه هد کلی از فشار ایجاد شده باید دقت بعمل آورد.

۱-۳-۳ ابزارهای اندازه‌گیری فشار

اگر ابزارهای اندازه‌گیری در یک خط مرکز ارتفاع قرار داده شوند، فشار ایجاد شده با اختلاف قرائت‌ها بدست خواهد آمد که هم امکان کالیبراسیون فراهم می‌شود و هم اگر فشار مکش منفی باشد (یعنی زیر اتمسفر) مورد استفاده دارد.

فشارهای مکش پمپ اغلب زیر اتمسفر است. این می‌تواند باعث شود اتصالات پایپینگ و ابزارهای اندازه‌گیری بیش از مایع با بخار پر شوند. (بخار آب و هوای غیر محلول از مایع). ارتفاع استاتیکی بخار قابل اغماض است. اگر تردید دارید، از لوله‌های پلاستیکی شفاف استفاده کنید، یا ابزار اندازه‌گیری را در خط مرکز پمپ قرار دهید. خطوط انتقال انشعاب رزوه‌دار شده باید نشت داده شوند تا اطمینان حاصل شود که از مایع یا بخار پر هستند. برای چک خط ابزار اندازه‌گیری و حساسیت ترانسیدوسر، ترانسیدوسر را یک متر پایین بیاورید و چک کنید آیا با این مقدار تغییری در قرائت پیش می‌آید.

گیج‌های فشار تست کیفیت Bourdon، در محدوده مورد استفاده کالیبره شده، رضایت‌بخش هستند و می‌توان انتظار داشت دقت $\pm 0.25\%$ یا حتی بهتر داشته باشند. انواع مختلف ترانسیدوسرهای الکترونیکی نیز در دسترس هستند، و اگر از سیستم داده‌برداری و تحلیل کامپیوتری استفاده می‌شود ضروری‌اند. از اتصالات

سریع اتصال برای جاییکه سیال خطرناک نیست استفاده کنید شکل ۱-۳. برای آب در فشار پایین از مانومتر ساخته شده از لوله پلاستیکی که یک سر آن به اتمسفر است می‌توان استفاده کرد. برای کوتاه‌کردن مقیاس، می‌توان در مانومتر از مایع با دانسیته بالاتر از آب استفاده کرد، اما به شرطی که با آب مخلوط نشود مانند جیوه اما باید احتیاط کرد و از خطرات جیوه آگاه بود.) هد معادل در آب با استفاده از نسبت دانسیته در دمای مانومتر محاسبه می‌شود.

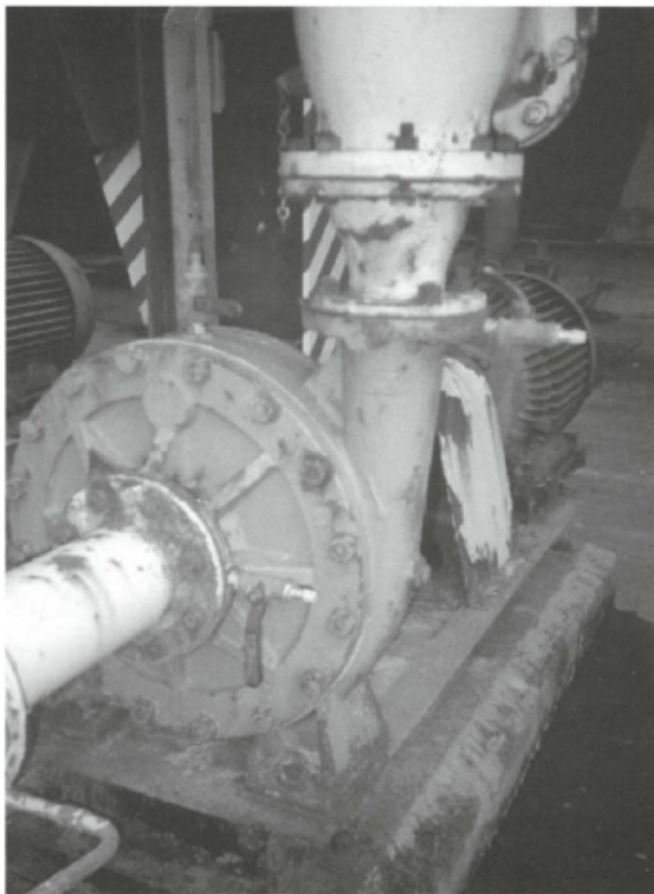


Figure 3.1 Pressure tapings on a pump, showing male part of quick-connect couplings

سنسورها باید با استفاده از یک تستر وزن مخصوص قبل و بعد از تست کالیبره شوند. منحنی اصلاح کالیبراسیون در مقابل قرائت‌ها می‌تواند رسم شود تا میانمایی، یا

تنظیم ابزار اندازه‌گیری نسبت به مشخصات عملکرد صورت گیرد. توصیه می‌شود کالیبراسیون در چندین نقطه از محدوده مورد انتظار تست در محدوده کامل رنج ابزار اندازه‌گیری صورت گیرد. اگر پسماندهای زیادی مشاهده شود، نباید از ابزار استفاده کرد.

اگر نتایج غیرمعمولی بدست آید، محل انشعاب رزوه‌دار داخل لوله باید بازرسی شود، چراکه پلیسه‌ها به عنوان عامل مقادیر اشتباه شناخته شده‌اند. کاهش فشار مکش پمپ نسبت به آخرین تست در همان شرایط نشانه‌گرفتگی صافی است.

۲-۳-۳ هد سرعت

اگر قطرهای ورودی یا مکش و خروجی پمپ در نقاط اندازه‌گیری فشار یکسان باشند، هدهای سرعت (هد در نتیجه حرکت مایع) نیز یکسان خواهند بود، و ضرورتی برای محاسبه آن‌ها وقتی هد کلی پمپ لازم است وجود ندارد. اما اگر قطرهای خیلی متفاوت باشند ضریب اصلاحاتی ممکن است نیاز باشد.

محل انشعاب رزوه‌دار در جداره لوله‌ها فشار استاتیک یا خط را اندازه می‌گیرد، و هد سرعت باید اضافه شود تا هد کلی در آن نقطه لوله بدست آید. اغلب در مقایسه با فشار خط هد سرعت قابل چشم‌پوشی است. از نقطه‌نظر CM، تکرارپذیری حیاتی است و هد کلی بدست آمده همیشه از یک روش تهیه شود و هد سرعت نیز نادیده گرفته شود.

هد سرعت به متر از فرمول زیر محاسبه می‌شود و در یک پمپ با مربع جریان افزایش می‌یابد.

$$\frac{[Velocity (m/s)]^2}{2g}$$

دو مثال زیر چگونگی تعیین هد سرعت را تشریح می‌کنند و مفید هستند:

۱-۲-۳-۳ پمپ‌کندانس دو مکشه دو مرحله‌ای

این پمپ قطرهای ورودی یا مکش 690 mm و خروجی 300mm دارد. نقطه کارکرد 189kg/s@90m می‌باشد، که آب اشباع با دانسیته 995kg/m³ را پمپ

می‌کند. با تست در محل قرائت‌های گیج‌های فشار عبارتند از 85KPa- مکش و 800 KPa خروجی. گیج‌ها طوری قرار گرفته‌اند که خط مرکزشان در یک سطح قرار گرفته‌اند و اخیراً کالیبره شده‌اند. هد کلی در نقطه کارکرد را بدست آورید؟

$$189\text{kg/s} = 189 \times 1/995 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$0.51\text{m/s} = \frac{0.19}{\pi/4 \times 0.69^2} \text{ پمپ مکش یا ورودی}$$

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{0.51^2}{2 \times 9.8} = 0.013\text{m}$$

$$\text{قرائت‌های گیج } -85\text{kpa یا } \frac{-85}{9.8} = -8.67\text{m}$$

$$\text{لذا هد کلی ورودی یا مکش} = -8.67 + 0.013 = -8.66\text{m}$$

$$\text{در خروجی سرعت} = \frac{0.19}{\pi/4 \times 0.3^2} = 2.68\text{m/s}$$

$$0.37\text{m} = \frac{2.68^2}{2 \times 9.8}$$

$$\text{لذا هد کلی خروجی} = 800/9.8 + 0.37 = 82.00\text{m}$$

$$\text{و هد کلی پمپ} = 82.00 - (-8.67) = 90.67$$

اگر قرائت‌های گیج فشار به تنهایی استفاده شوند، هد کلی 90.31 m و یا 0.4% کمتر می‌شود که قابل اغماض است.

۲-۱-۱ پمپ خنک‌کاری تک مرحله‌ای

قطر ورودی یا مکش و خروجی این پمپ 100mm و 75mm است. نقطه کارکرد 24.2L/s@22.9m است. هدهای سرعت در نقطه کار جریان در ورودی یا مکش و خروجی مانند مثال قبل محاسبه شده است.

با سرعت ورودی یا مکش 3.06m/s، هد سرعت 0.48m می‌شود. در خروجی، سرعت 5.43m/s است که هد سرعت 1.5m می‌شود. اختلاف در پمپ ۱ متر است که برای این پمپ ۵ درصد هد کلی آن است و نمی‌تواند نادیده گرفته شود.

۳-۳-۳ مقایسه هدها با اندازه‌گیری‌های تست کار

تست‌های محلی همان مقادیری که در اندازه‌گیری تست‌های کار در شرایط استانداردهای تست پمپ وجود دارد را نمی‌دهد. (مانند AS 2417 یا

BSISOEN5198) که اندازه‌گیری‌ها با دو لوله با دو قطر متفاوت با فاصله از فلنچ‌های پمپ (برای پرهیز از هرگونه اثرات چرخش مجدد) انجام می‌شود. چهار محل انشعاب رزوه‌دار دور لوله استفاده می‌شود، که هر یک ولو جداکننده‌ای دارد و بوسیله یک رینگ فشارسنجی به هم متصل هستند. اگر اندازه‌گیری‌های انفرادی از هر کدام از محل انشعاب رزوه‌دارها اختلافی نشان ندهد، یک ابزار اندازه‌گیری تکی را می‌توان به رینگ وصل کرد و استفاده کرد. چنین محل انشعاب رزوه‌دارهایی به ندرت در محل پیدا می‌شوند.

اثر این اختلافات می‌تواند چشمگیر باشد، و موارد بحرانی هم هستند نظیر وقتی گارانتی عملکرد بحث‌انگیز است، که در اینصورت محل انشعاب رزوه‌دارهای خاصی باید ایجاد شوند. مثلاً مقایسه پمپ $22 \text{ m}^3/\text{h}$ که هر دو نوع محل انشعاب رزوه‌دار فشار استفاده شده بودند، در BEP ۱۰ درصد بالاتر و راندمان ۵ درصد بالاتر از استفاده از محل انشعاب رزوه‌دارها در فلنچ‌های پمپ است. برای سرمایه‌گذاری انطباق یک پمپ به یک سیستم، هرگونه اثرات این چینی هر دو عملکرد پمپ و برابری سیستم را تحت تاثیر قرار می‌دهد، و این پالایش می‌تواند نادیده گرفته شود. برای CM، این اثر نسبت به زمان باید ثابت باشد، و می‌تواند نادیده نیز گرفته شود.

۴-۳ جریان

پمپ‌های پیچیده ممکن است جریان‌های آب‌بندی جداگانه‌ای به/یا از گلندهای شافت داشته باشند که باعث می‌شود نقاط اندازه‌گیری جریان پمپ کنار گذاشته شوند. معمولاً در مقایسه این‌ها خیلی کوچک هستند و تغییرات‌شان از طراحی برای CM می‌تواند قابل چشم‌پوشی باشد. برای پمپ‌های حیاتی، اندازه‌گیری جریان آب‌بندی گلند بطور جداگانه می‌تواند توجیه‌پذیر باشد، خصوصاً اگر گلندها را بتوان بدون بازکردن کامل پمپ تعمیر کرد. اندازه‌گیری جریان آب آب‌بندی می‌تواند برای پمپ‌های دوغ‌آبی نیز مفید باشد.

برای پمپ‌های موازی، اگر هر پمپ بتواند به نوبت تست شود، اندازه‌گیری جریان در یک موقعیت در لوله ورودی یا خروجی باعث صرفه‌جویی در زمان و هزینه خواهد شد. هر مورد باید امتحان شود تا مطمئن شویم که هر نشتی از ولو مینیمم فلو یا

جریان‌های تجهیزات بالانس محوری بطور صحیح جریان دارند تا مطمئن شویم جریان از پمپ گرفته می‌شود. روش‌های اندازه‌گیری جریان با استفاده از ابزارآلات اختلاف فشار در جریان‌های پایین، در صورتیکه اختلاف فشار خیلی کم باشد مفید نیست.

۱-۴-۳ صفحات اوریفیس

صفحات اوریفیس را می‌توان با کمترین قیمت ساخت و می‌توان آن‌ها را بین فلنج‌ها قرار داد. از معادلات استانداردهایی نظیر ISO5167-1.1997 استفاده می‌شود. ساده‌ترین چیدمان برای محل انشعاب رزوه‌دار فشار قرار دادن آن‌ها در فواصلی از صفحه اوریفیس به اندازه یک قطر لوله بالادست جریان و نصف یک قطر پایین‌دست جریان می‌باشد (که D و $D/2$ نامیده می‌شوند). نتایج تکرارپذیر مناسبی برای CM در طول‌های کوچکتر نسبت به آنچه استاندارد لازم دارد در لوله‌های مستقیم جریان بالادست و پایین‌دست جریان وجود دارد. پس از چندین سال، نتایج رضایت‌بخشی از ۲۴ پمپ تغذیه بویلر بدست آمده است که طول مستقیم جریان بالادستی آن‌ها تنها یک قطر بوده است.

پمپ‌های انرژی بالا معمولاً یک اوریفیس اندازه‌گیری جریان یا وسایل دیگری برای حفاظت از جریان کم دارند. چنین اوریفیس‌هایی برای چندین سال در سیستم سالم مانده‌اند. هنگام نصب و نشتی ترانسدیوسر باید دقت شود، طوریکه اختلاف فشار کم ناگهانی توسط ابزار اندازه‌گیری احساس نشود.

در برخی پمپ‌ها، جریان خروجی ابزار بالانس محوری از جریان بالادستی ابزار اندازه‌گیری به خط ورودی یا مکش پمپ برمی‌گردد. این یعنی اینکه جریان آب بالانس در جریان کلی پمپ قرار می‌گیرد، و ابزار جریان بالاتری از جریان پمپ را مشخص می‌کند. این چیدمان از نظر صنعتی عملکرد خوبی نیست چراکه آن نقاط باز و بسته کردن حفاظتی مینیمم فلو اتوماتیک پمپ را تحت تاثیر قرار می‌دهد. همچنانکه جریان خروجی پمپ برای CM لازم است، در چنین پمپ‌هایی، جریان

بالانس باید مانند جریان اصلی اندازه‌گیری شود. با استفاده از ISO5167-1.1991، معادله عمومی جریان عبارتست از:

$$q_m = CE\varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2\Delta p \rho_1}$$

که پارامترهای آن در جدول ۱-۳ تشریح شده است. چارت‌های موجود در استاندارد داده‌هایی روی آثار عدد رینولدز می‌دهند که پارامتری بی‌بعد محاسبه شده از قطر، ویسکوزیته کینماتیک، دانسیته و سرعت می‌باشد.

q_m	Mass rate of flow	kg/s
C	Coefficient of Discharge, dimensionless	For orifice plates and nozzles, the Standard has tables vs Reynolds Number. C=approximately 0.6 for orifice plates, and 0.92 to 0.98 for venturi tubes.
β	Diameter ratio, throat to upstream tapping	d/D (D is the diameter of the pipe upstream of the flow element)
E	Velocity of Approach Factor	Calculated from: $\frac{1}{\sqrt{(1-\beta^4)}}$
ε	Expansion Factor (unity for liquids can calculate for gases).	
d	Diameter of throat, at temperature of conditions in service	m
Δp	Differential pressure generated by flow element (orifice plate, venturi, nozzle)	Pa
ρ_1	Density of fluid at the upstream tapping	kg/m ³
q_v	Volumetric rate of flow	$q_v = \frac{q_m}{\rho_1}$

۲-۴-۳ ابزارهای لوله پیتوت دو سر جداشدنی

این ابزارها در دسترس و قابل ساخت هستند و در لوله‌های تحت فشار متوسط نصب می‌شوند. این‌ها هنگام لزوم در یک اتصال گلند مناسب، در یک ولو وازه‌ای (gate) با یک socket weld به دیواره لوله متصل می‌شوند. اگر انتظار تغییر زیادی در جریان ندارید، با حرکت دادن در لوله در موقعیت‌های استاندارد می‌توانید سرعت مرکز را به میانگین گزارش دهید. تست‌های بعدی با اندازه‌گیری‌های مرکز تنها با استفاده از این پروب‌های تک نقطه‌ای انجام می‌شود. پورت‌های بالادست و پایین دست جریان باید در مرکز لوله باشند، و قطر سوراخ لوله را نیز باید بدانیم. فلو را از حاصلضرب سرعت میانگین در سطح مقطع لوله، با استفاده از واحدهای پایدار بدست می‌آورند. واحدها می‌توانند حجمی باشند (L/s یا m³/h) یا جرم جریان (kg/s). معادله محاسبه جریان از معادله جریان پایه‌ای فوق می‌باشد که برای صفحات اوریفیس و دیگر ابزارهای ایجادکننده اختلاف فشار توسعه یافته‌اند. با d قطر سوراخ لوله:

$$\text{Flow}_{(volumetric)} = kd^2 \sqrt{\frac{\text{Differential pressure}}{\text{Density}}} \quad \text{فرمول}$$

(ثابت k هرگونه ثابت تبدیلی را دربرمی‌گیرد. این معادله اگر دمای مایع خیلی نسبت به دمای محیط تغییر نکند می‌تواند ساده‌تر شود به:

$$\text{Flow}_{(volumetric)} = k_2 \sqrt{\text{Differential pressure}}$$

بااین‌حال معادله اخیر باید با دقت بیشتری مورد استفاده قرار گیرد. مثال استفاده غیرصحیح آن در تست تایید توربین بخار ژنراتور می‌باشد که متکی به اندازه‌گیری جریان آب تغذیه با استفاده از ونتوری می‌باشد. این در دمای ۲۰ درجه سانتی‌گراد با استفاده از یک جریان تانک در محل کار سازنده کالیبره شده بوده است، و فرمول مشخصات ساده شده ای تهیه شده بود. در حالیکه، دمای آب در سایت ۱۵۰ درجه سانتی‌گراد بود. از آنجا که تاثیر اینکه حد مجاز اصلاح برای بزرگ کردن قطر سوراخ ونتوری در شرایط سایت بیش از ۰٫۵ درصد خطا بود، که زیاد بود، زیرا مجموع زیادی پول در صورت نرسیدن به عملکرد هدر می‌رفت.

۳-۴-۳ فلومتر آلتراسونیک

این فلومتر بدون دسترسی به داخل لوله میانگین سرعت جریان را اندازه‌گیری و نمایش می‌دهد. اگرچه دقت بالایی ندارد، اما تکرارپذیری خوبی دارد و بطور گسترده برای CM پمپ‌ها با موفقیت استفاده شده است. انواع آن که در دسترس هستند از دو اصل مختلف استفاده می‌کنند، توصیه می‌شود. سنسورها باید روی جداره لوله، در بیشترین طول لوله مستقیم ممکن نصب شوند.

تنظیم آن‌ها زمان چندانی نمی‌برد، و با بیشتر مایعات کار می‌کنند. برخی انواع آن تنها نرخ جریان آنی را نمایش می‌دهند، اما آنهایی که جریان را در یک بازه زمانی جمع می‌کنند ترجیح داده می‌شوند چراکه نوسانات در نرخ جریان تلطیف می‌شود. انواعی از آن در دسترس هستند که قطر از 13mm تا 5mm را با نسبت تغییر ۵۰۰ به ۱ پوشش می‌دهند. دقت از ۰,۵ درصد تا ۲ درصد قرائت است، و دمای جداره لوله تا ۲۶۰ درجه سانتی‌گراد می‌تواند باشد. باید قطر سوراخ لوله را بدانیم. اگر احتمال تغییر قطر به دلیل گرفتگی و رسوب وجود دارد، استفاده از spool برای امکان تمیزکاری توصیه می‌شود. امکان دیگر استفاده از مواد غیر خورنده است. سیمان و دیگر خطوط ممکن است باعث مشکل شوند.



Figure 3.2 One type of ultrasonic flowmeter, with single transducer on pipe surface

۱-۳-۴-۳ روش زمان گذرا

در روش زمان گذرا از دو سنسور استفاده می‌شود که دو طرف مخالف لوله یا در یک فاصله‌ای دور نصب می‌شوند. پالس‌های آلتراسونیک به تناوب از مایع در یک جهت انتقال داده می‌شوند، سرعت مایع از اختلاف زمانی اندازه‌گیری شده بین ارسال پالس تا رسیدن به دریافت‌کننده اندازه‌گیری می‌شود. دقت تا $\pm 1\%$ درصد را نیز می‌توان انتظار داشت. در همه موارد این روش به کار نمی‌رود ذرات جامد یا حباب‌ها باعث اغتشاش پالس‌های آلتراسونیک می‌شود.

۲-۳-۴-۳ روش داپلر

معمولاً این روش یک سنسور دارد. ذرات معلق یا حباب‌های مایع سیگنال آلتراسونیک را به دریافت‌کننده منعکس می‌کنند، که اختلاف فرکانس و لذا سرعت را محاسبه می‌کند. دقت $\pm 5\%$ درصد مورد انتظار است.

۴-۴-۳ ظروف حجمی

اگر تانکی در سیستم داشته باشیم، زمان تغییر سطح مایع آن هنگام پر یا خالی شدن می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد. اندازه‌گیری دقیق از مقطع تانک مورد نیاز است. چنین تانک‌هایی اغلب محفظه‌ای برای سنسورهای سطحی دارند تا سطح را

اندازه‌گیری کنند. یک روش جایگزین، نیز که برای تانک‌های بسته مفید است، گیج سطح مانومتری می‌باشد. استفاده از سیال نشانگری با دانسیته بالاتر طول مقیاس را کوتاه‌تر می‌کند.

$$V = [2h^2(R - \frac{h}{3}) + r^2L][\frac{\pi}{2} - \sin^{-1}(\frac{b}{r})] - b^2(L + 2h)\cot[\sin^{-1}(\frac{b}{r})]$$

که:

R شعاع نیمکره است

h ارتفاع نیمکره از تاج است (و وقتی انتها نصف کامل کره باشد برابر R است)

r برابر شعاع داخلی تانک

b فاصله از خط مرکز سطح مایع است

L طول قسمت موازی تانک است

۳-۴-۵ روشهای دیگر

روش های دیگر می توانند کاربردی باشند.

۱-۳-۴-۵-۳ ترقیق رنگ

این روش در پمپ های آب کولینگ نیروگاهها برای اندازه گیری جریان با دقت ۱٪ استفاده می شده است. رنگ فلورسنت تحت شرایط کنترل شده ای به مکش یا خروجی پمپ در حال تست تزریق می شود. وقتی سیستم خوب مخلوط شد مقدار بیشتری تزریق می شود و و هر بیست دقیقه یک نمونه گرفته می شود و توسط یک فلورمتر قرائت می شود منحنی رنگ با استفاده از نمونه آب بدست می آید و اختلاف آن با آب افزوده شده محاسبه می شود. در یک سیستم چند پمپه می توان هر پمپ را به تنهایی تست کرد.

۲-۳-۴-۵-۳ اندازه گیری هم محور ها

اندازه گیری از جریان خروجی آزاد از لوله های هم محور نیز روشی است که با تقریب جریان را محاسبه می کند. معادلات برای لوله های خروجی در زوایایی از حالت عمودی نسبت به افق در دسترس هستند.

۵-۳ سرعت

تغییرات سرعت روی هد، جریان و توان تاثیر دارد. مطابق با روابط قانون پیوستگی پمپ (affinity law)، جریان متناسب با سرعت، هد متناسب با مربع سرعت، و توان متناسب با توان ۳ سرعت تغییر می‌کند: برای پمپ‌های سرعت متغیر، باید سرعت اندازه‌گیری شود و اصلاحاتی انجام شود تا پارامترهای مقدار مبنایی برای رسم ترند مطابق بخش ۴-۱-۴ بدست آید. سرعت موتورهای القایی مستقیماً متناسب با هرگونه تغییر در فرکانس سیستم مصرفی تغییر می‌کند، و همچنین اندکی با تغییر ولتاژ مصرفی تغییر می‌کند. مثلاً روی یک سیستم برقی مصرفی ۵۰ هرتز، ۲۹۵۰ دور بر دقیقه لغزش دارد. ده درصد افزایش ولتاژ لغزش را ۱۷ درصد کاهش می‌دهد، که باعث حدود ۹ دور بر دقیقه افزایش سرعت می‌شود. اگر احتمال تغییر ولتاژ با فرکانس وجود دارد باید در هر تست دور نیز اندازه گرفته شود. می‌توان از دورسنج‌های الکترونیکی، مکانیکی یا استروبوکوپ برای اندازه‌گیری دور استفاده کرد.

۶-۳ توان

برای موتورهای محرک، بهترین اندازه‌گیری توان با یک KWh متر، یا روش دو واتمتر است. مبدل‌های پتانسیل و جریان (یعنی CTS و PTS) باید شناسایی و مشخصات آن‌ها را بدانیم. برخی کارخانه‌ها ورودی ابزارهای اندازه‌گیری جدیدی روی پانل موتورهایشان نصب کرده‌اند که باعث می‌شود بتوان مترهای دیجیتالی را بدون تشویش در عملکرد ابزار اندازه‌گیری به آن‌ها وصل کرد، یا بدون نیاز به کسب اجازه برای دسترسی به CTS و PTS. برای موتورهای سه فاز، توان مصرفی به وات

برابر است با: $\sqrt{3} \times \text{volts} \times \text{Amps} \times \text{power factor}$

برای موتورهای تک‌فاز توان به وات برابر است با: $\text{volts} \times \text{Amps} \times \text{power factor}$

. برای بدست آوردن توان جذب شده توسط پمپ، راندمان موتور و راندمان هرگونه گیربکس یا کوپلینگ باید به حساب آید (از داده‌های تست کار). بخاطر

داشته باشید که نسبت جریان اندازه‌گیری شده موتور به جریان بار کامل رابطه مستقیمی با توان ندارد، چنانکه جریان بدون بار را باید بدانیم، مثلاً ۵۰ درصد تغییر در جریان باعث ۵۰ درصد تغییر در بار نمی‌شود. اگر توان برای CM دوره‌ای ضروری در نظر گرفته شود، ارزش دارد که ببینید آیا شاخص تکرارپذیری می‌تواند از پانل آمپرسنج با استفاده از سیستم ولت گرفته شود. احتمالاً آن خام باشد و استفاده از آن محدود باشد. آمپرسنجهای کارخانه نیز عموماً توصیه نمی‌شود، چراکه آن‌ها دقت نامشخصی دارند و صفر نمی‌تواند به ساده‌گی توسط هر کسی تنظیم شود.

$$\eta = \frac{Q\rho gH}{P}$$

۳-۷ محاسبه راندمان

همچنانکه در فصل ۲ گفته شد، معادله پایه ای برای عملکرد پمپ عبارتست از:

$$\eta = \frac{Q\rho gH}{P}$$

که به شکل زیر نشان داده می‌شود:

$$\begin{aligned} & \text{Efficiency(decimal)} \\ &= \frac{\text{Flow(m}^3/\text{s)} \times \text{Density(kg/m}^3) \times g \times \text{Head(m)}}{\text{Power absorbed by pump(W)}} \end{aligned}$$

برای پمپ‌های تغذیه بویلر، که فلو معمولاً به عنوان جرم فلو اندازه‌گیری می‌شود و هد به واحد فشار داده می‌شود:

$$\begin{aligned} & \text{Efficiency(decimal)} \\ &= \frac{\text{Flow(kg/s)} \times \text{Head(kPa)} \times 100}{\text{Power absorbed by pump(kW)} \times \text{Density(kg/m}^3)} \end{aligned}$$

بعضی اوقات واژه "wire-to-wire" راندمان نیز دیده می‌شود. این مربوط به انتخاب پمپ و هزینه‌های مالکیت است، چرا که آن راندمان موتور و هرگونه گیربکس یا کوپلینگ پمپ را در بر می‌گیرد. بی‌راندمانی هیدرولیکی در پمپ تبدیل به حرارت می‌شود، بطوریکه اگر دمای سیال بالا رود و بدقت اندازه‌گیری شود، راندمان بدست می‌آید. آن تنها یک یا دو درجه است. برای همه‌ی پمپ‌های کوچک، هدر روی‌های مکانیکی قابل چشم‌پوشی است. اطلاعات بیشتر در فصل ۵ داده شده است.

۳-۸ پمپ‌ها در سیستم‌ها و ارتباط با CM

منحنی سیستم^۶ H در اینجا مشکل مهمی است، چراکه منحنی هد-فلو نقطه کارکرد پمپ را نشان می‌دهد. منحنی سیستم ترکیبی است از هد استاتیک، هرگونه هد فشار مخزن، و هد اتلاف در نتیجه جریان: هد اصطکاکی. نرم‌افزارهایی برای محاسبه اتلاف اصطکاکی لوله‌ها و اتصالات در دسترس است. برای تشخیص مشکلات پمپاژ در سایت، اغلب باید منحنی سیستم را بیابیم. هد کلی استاتیک^۷ (SH) اختلاف بین سطح سیال آزاد در ورودی یا مکش و خروجی است. می‌توان آنرا از اندازه‌گیری‌های سایت تعیین کرد، یا از ترسیمات ارتفاع کارخانه. این هد قطع جریان را در فلو صفر می‌دهد. شکل ۳-۳ مفاهیم را تشریح می‌کند. جایگزین آخر هد سیفونی را نیز در برمی‌گیرد.

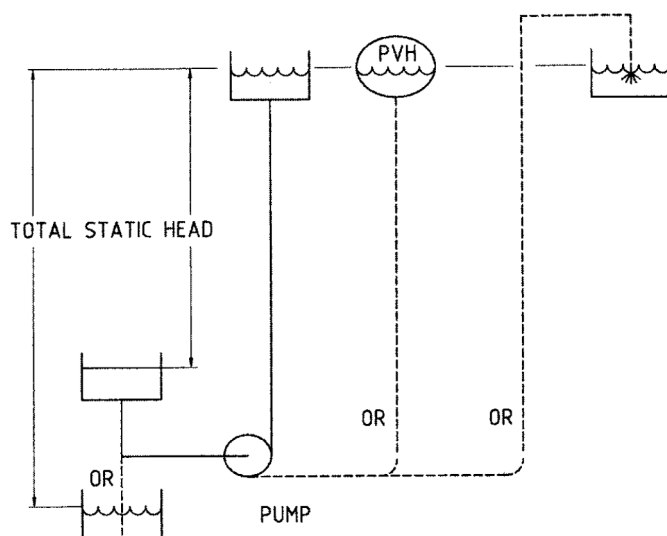


Figure 3.3 Pump in system, showing how Total Static Head is obtained

تغییر در سطوح مکش یا خروجی هد استاتیکی را مستقیماً تغییر می‌دهد. مثلاً اگر سطح مکش یک متر بالا بیاید، منحنی سیستم یک متر پایین خواهد آمد (و جریان پمپ داده شده بیشتر خواهد شد).

^۶ System Curve

^۷ Total Static Head

هد فشار مخزن^۸ (PVH) واژه‌ای است که اختلاف فشار اعمالی روی مایع در مکش و خروجی را در صورت وجود بیان می‌کند. آن ممکن است نسبت به جریان فرق کند، مانند پمپ کندانس واحد نیروگاه بخار.

هد اصطکاکی^۹ (KQ^2) مقاومت اصطکاکی در نتیجه جریان عبوری از لوله‌ها، اتصالات، مبدل‌ها و صافی‌هاست. این پارامتر با رسوب در لوله، یا گرفتگی صافی، یا بسته شدن ولو افزایش می‌یابد. وقتی خروجی پمپ با بستن آن کنترل شود، هد اصطکاکی سیستم تغییر می‌کند. شکل ۳-۴ نشان می‌دهد که چگونه منحنی سیستم از اجزا گرفته می‌شود.

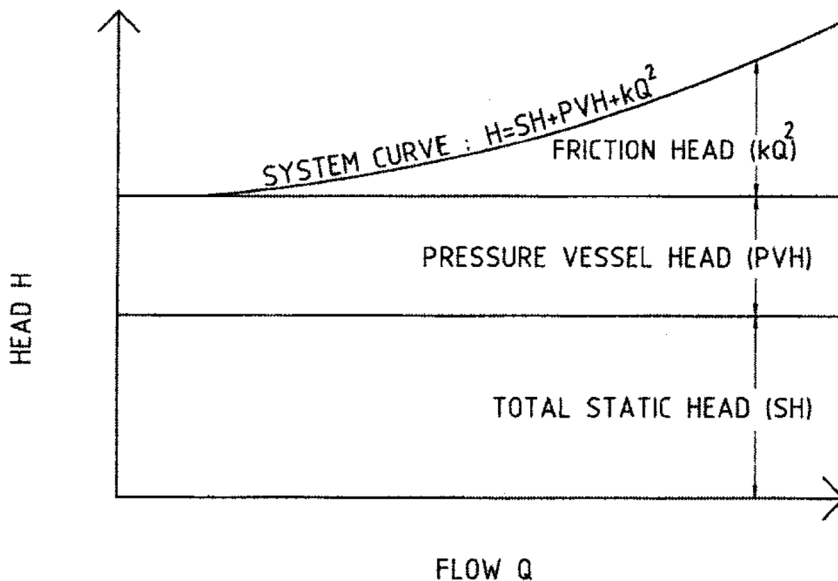


Figure 3.4 Composition of the system curve

با اندازه‌گیری هد و جریان با خروجی کاملاً باز نقطه بیشترین جریان در سیستم را می‌توان بدست آورد. با دانستن اینکه هد اصطکاکی متناسب با مربع جریان است، ثابت تناسب را می‌توان از این نقطه و هد استاتیک حساب کرد. مقادیر دیگری از جریان-هد را می‌توان حساب کرد و منحنی سیستم را رسم کرد. اگر پمپ‌ها موازی

⁸ Pressure Vessel Head

⁹ Friction Head

هستند، دقت بیشتری را می‌توان از سه نقطه بدست آورد چنانکه در بخش بعدی نشان داده شده است.

۱-۸-۳ پمپ‌های موازی و سری

معمولا از ترکیب پمپ‌ها برای انجام کار استفاده می‌کنند. در پمپ‌های سری سیال از یک پمپ به دیگری انتقال می‌یابد و نظیر آنچه در پمپ‌های چند مرحله‌ای رخ می‌دهد هد افزایش می‌یابد. با ترکیب موازی فلو افزایش می‌یابد مثلا دو پمپ با ۱۰۰ درصد ظرفیت. گاهی برای افزایش قابلیت اطمینان از مثلا سه پمپ با ۵۰ درصد ظرفیت استفاده می‌کنند. بخاطر داشته باشید افزایش جریان زیاد با بیش از یک پمپ منحنی سیستم نسبتا پله‌ای بدست می‌آید. نکته پایه‌ای برای یافتن منحنی عملکرد ترکیبی برای دو یا چند پمپ عبارتند از:

- در سری: مقادیر هد هر پمپ را در مقادیر ثابت جریان با هم جمع کنید.
- در موازی: مقادیر جریان برای هر پمپ را در مقادیر ثابت هد با هم جمع کنید.

شکل ۳-۵ رایج‌ترین وضعیت با پمپ‌های مجزا که پمپ‌ها موازی کار می‌کنند را نشان می‌دهد.

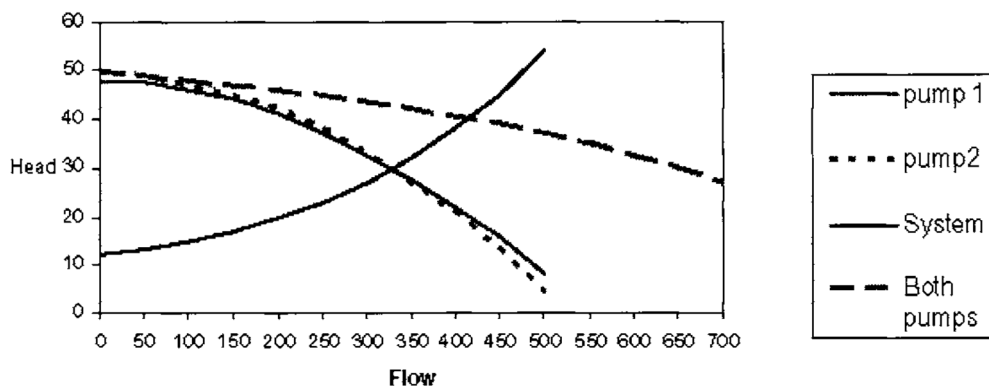


Figure 3.5 Plot of two pumps in parallel

دو پمپ با عملکرد نامی یکسان، با هد استاتیکی سیستم ۱۲ متر هستند. همچنانکه غیرمعمول نیست، عملکردهای پمپ‌ها اندکی متفاوت است، حتی وقتی نو هستند. اشتباهی که اغلب اپراتورها می‌کنند این است که اگر پمپ‌ها یکسان باشند، جریان دو برابر می‌شود. علاوه بر آن، جریان در سیستم با یک پمپ به تنهایی بیش از نصف جریان ترکیبی هردو باهم است. این به روشی در شکل ۵-۳ نشان داده شده است. برای دو پمپ موازی نقطه تست منحنی سیستم را می‌توان با اندازه‌گیری جریان و هد برای دو پمپ بدون بستن خروجی بدست آورد. برای پمپ‌های دور متغیر، برخی نقاط منحنی سیستم را می‌توان با تست در چند سرعت بدست آورد، چنانکه نقطه کارکرد بالا و پایین منحنی سیستم حرکت می‌کند. برنامه‌های کامپیوتری نظیر Pump Grafx را می‌توان در آنالیز پمپ‌ها و سیستم‌ها بکار برد (www.yatesmeter.com).

۲-۸-۳ مورد کاوی: کاهش مقاومت سیستم.

پمپ سه مرحله‌ای (19 L/S@900KPa) آب را با فشار بالا از یک نازل به یک ظرف خاکستر تزریق می‌کند بطوریکه خاکسترها معلق باقی بمانند (شکل ۳،۶). پمپ به خاطر آمپر بالا متوقف می‌شد. با این حال این رفتار آزاردهنده پس از بازگشت آن از تعمیر هنوز ادامه داشت. در بررسی (که از ابتدا باید انجام می‌شد)، هد با استفاده از نقاط محل انشعاب رزوه‌دار در فلنج‌های پمپ اندازه‌گیری شد، و جریان با استفاده از روشی مناسب بدست آمد: یک لوله پیتوت دوسره به ولو دروازه‌ای (gate)، در طرف لوله خروجی به قطر ۱۰۰ میلی‌متر نصب شد. نکات حاصل تنها با داده‌های در دسترس سازگار بود: منحنی تست کار. آن‌ها خارج از منحنی افتادند چنانکه در شکل ۷-۳ نشان داده شده است. که گواه آن بود مقاومت سیستم خیلی کم شده است، در نتیجه جریان پمپ خیلی بیش از قبل شده است، چنانکه توان فراتر از حد موتور شده است. علی‌رغم اطمینان از اینکه نازل اخیراً چک شده است، بازرسی‌ها نشان داد که آن خراب شده است.

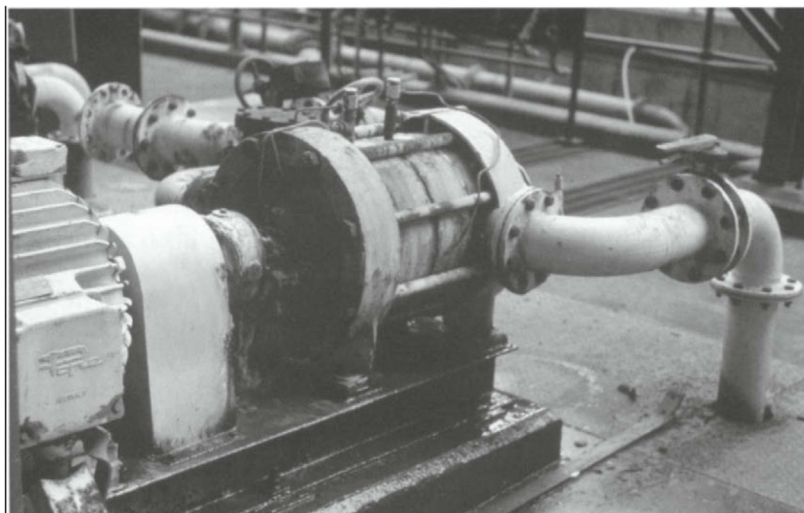


Figure 3.6 Multistage pump

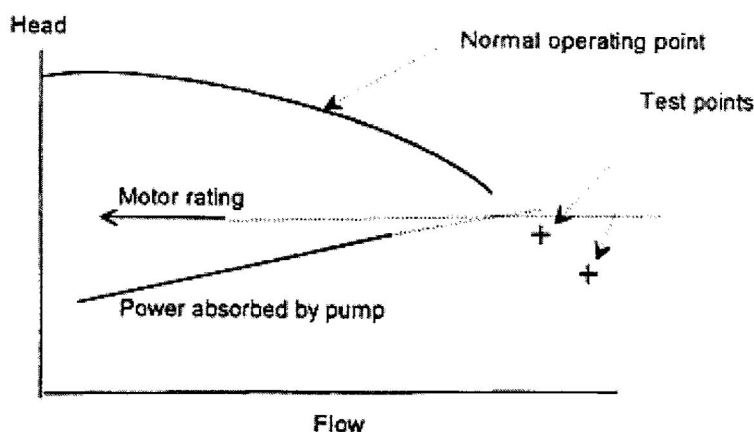


Figure 3.7 Case Study 1 Test results, which showed that the system resistance had reduced, such that power absorbed by the pump exceeded the motor rating. Quick-connect coupling shown on discharge pressure tapping point.

۳-۸-۳ مورد کاوی ۲: افزایش مقاومت سیستم

دو پمپ یکسان نامی (100 L/S@38m) به صورت موازی آب را به یک سیستم بازیافت پمپاژ می‌کنند. بطور نرمال یک پمپ هم به تنهایی برای انجام کار کفایت می‌کند. تست‌های CM روی هر دو پمپ در شرایط نو نشان داد که عملکرد هد-فلو آن‌ها اندکی باهم تفاوت دارد. پس از مدتی کار، مشخص شد برای همان فلو لازم

قبلی نیاز است هر دو پمپ در سرویس باشند. عملکرد پمپ بررسی شد، اما این بار تست CM هم قبل از اینکه پمپ‌ها برای تعمیرات اساسی باز شوند انجام شد. منحنی عملکرد برای هردو پمپ به صورت موازی رسم شد، همانگونه که در شکل ۳-۸ نشان داده شده است، با افزودن نقاط جریان در مقادیر هد انتخاب شده. نقطه تست روی منحنی مورد انتظار برای پمپ‌ها در شرایط اصلی‌شان افتاد. با این حال، نقطه مشخص کرد که مقاومت سیستم افزایش یافته است: منحنی "Restricted System" را ببینید. بازرسی‌ها مشخص کرد که خط مکش، با توان ۵۰ متر طول، با رسوب گرفته است بطوریکه قطر آن نصف شده است.

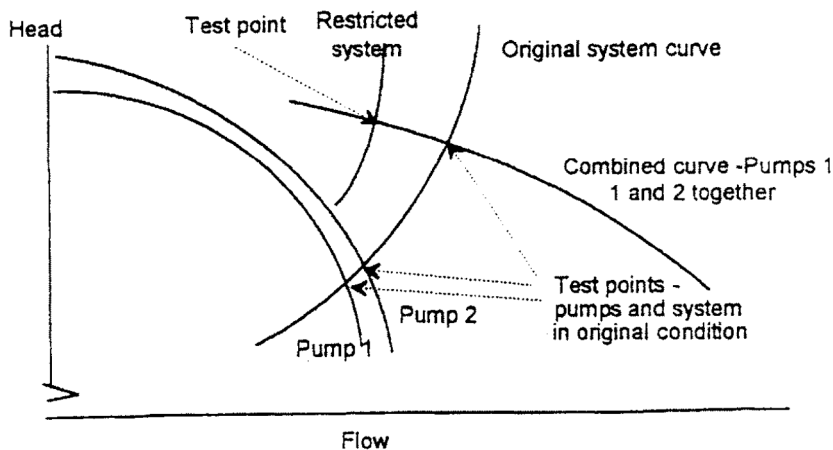


Figure 3.8 Sketch of test results where the system resistance had increased, leading to low flow to the system

این دو مورد کاوی اهمیت اندازه‌گیری‌های هد-فلو را در تشخیص اینکه افت ناشی از پمپ، سیستم یا هر دو است را نشان می‌دهد. همه‌ی کاربران باید عملکرد پمپ‌ها بصورت موازی را درک کنند. اغلب مشکلاتی برای پمپ‌ها در این حالت کارکرد پیش می‌آید. در شکل ۳-۵، هر پمپ باید نصف کل جریان را متحمل شود، و لذا در ۴۰ واحد هد کار کند، و فلو ۲۰۷ واحد، نه در نقطه ۳۰ و ۳۳۰ که هر پمپ به تنهایی در سرویس است.

۴-۸-۳ مورد کاوی ۳: اندازه‌گیری غیرمستقیم جریان

پمپی دوغابه را به استخری منتقل می‌کند. لوله خروجی ۳۰ متر عمودی از پمپ فاصله گرفته است تا به بخش افقی یک خط تسمه نقاله برسد، سپس ۱۰ متر پایین آمده تا به سطح استخر چند کیلومتر دورتر برسد. عملکرد آن بررسی شد، و یک صفحه اوریفیس در بخش افقی بالای پمپ نصب شد و تست‌ها با آب انجام شد. جریان اندازه‌گیری شده صفر بود، بدون هیچ آبی در خط ابزار اندازه‌گیری! بخش افقی لوله پر نبود. نهایتاً، یک نوع لوله پیتوت تنظیم و در بخشی از لوله که پر از آب بود نصب شد.

روش جالب دیگر اندازه‌گیری جریان روی این پمپ بطور تصادفی کشف شد. سیستم بسته بود، چراکه آب از استخر توسط پمپی به تانک بزرگی برگشت داده می‌شد. تانک ابعاد یک‌شکلی داشت، و سطح آن بسادگی در محفظه‌ای که الکترودهای سطح داشت اندازه‌گیری می‌شد، و لذا در معرض سرج سطح هنگام قلیان آب به تانک نبود. یک کرنومتر و یک نوار سطح برای اندازه‌گیری نرخ جریان لازم بود. این روش برای اندازه‌گیری پمپ آب برگشتی استفاده شده بود.

جریان خروجی از پمپ بطور اتوماتیک کنترل می‌شد تا اطمینان حاصل شود که سطح کافی آب در مخزن وجود دارد. این مخزن زیرزمین و غیرقابل دسترس بود، و ابعاد یک‌شکلی نداشت. در حالیکه سیستم پایدار کار می‌کرد، سطح تانک اصلی در فاصله‌های زمانی یکسان اندازه گرفته شد. همانگونه که انتظار می‌رفت، سطح تانک با ولو خروجی اتوماتیک بالا و پایین می‌رفت. ترند اساسی را نیز می‌توان به روشی از رسم آن دید، شیب آن نشان می‌دهد که net با جریان ورودی افزایش می‌یابد. با داشتن نرخ جریان ورودی، شیب افزایش سطح تانک به‌سادگی کسر می‌شود تا جریان مصرفی پمپ بدست آید.

فصل چهارم

آنالیز عملکرد و کاربرد آن
برای بهینه کردن زمان تعمیرات اساسی

۴-آنالیز عملکرد و کاربرد آن برای بهینه کردن زمان تعمیرات اساسی

۴-۱ تست هد-فلو در نقطه کارکرد

اندازه‌گیری هد-فلو برای همه پمپ‌هایی که فلو، یا نشانگر تکرارپذیری که قابل اندازه‌گیری باشد دارند قابل استفاده است. همانگونه که در فصل ۳ نشان داده شد، این تست فرسایش داخلی پمپ یا هرگونه تغییر در مقاومت سیستم یا هر دو را نشان می‌دهد. تست‌های توان-فلو-هد مطابق با استاندارد (نظیر AS 2417: 1993) بندرت برای مانیتورینگ نیاز می‌شوند. اگر تست‌های تایید انجام می‌شوند نیاز است از استاندارد تبعیت شود. اگر پمپ جدیدی توسط سازنده در سرعت و دمای سایت تست نشده باشد، یا اگر عملکرد پیش‌بینی‌شده پمپ بر پایه تست‌های مدل بوده باشد، مالک کارخانه ممکن است به آن‌ها نیاز داشته باشد.

۴-۱-۱ تست نقطه کارکرد: پمپ‌های ترکیبی

در یک نیروگاه اصلی، هر بویلر توربین ژنراتور سه پمپ تغذیه بویلر ۱۰ یا ۱۱ مرحله‌ای، سرعت ثابت ۵۰ درصد دارد. روش اولیه CM مورد استفاده برای تست عبارت بود از تنظیم یک واحد ژنراتور ثابت و راه‌اندازی ترکیبی از پمپ‌ها بصورت جفتی. جریان آب تغذیه ترکیبی و فشار مصرفی از ابزارهای اندازه‌گیری در سرویس یادداشت می‌شد. سه نقطه تست در نظر گرفته شده بود، و اگر یکی از پمپ‌ها در شرایط بدتری نسبت به بقیه بود، دو نقطه تستی که آن پمپ را در بر می‌گرفت پایین‌تر از دیگر نقاط می‌شد. این روش ساده است، و نیازی به کالیبراسیون ابزارهای اندازه‌گیری ندارد چراکه می‌شد فرض کرد که در زمان کوتاه تست کالیبره باقی بمانند. با این حال اگر پمپ‌ها با نرخ یکسان دچار فرسایش شوند این روش رضایت‌بخش نخواهد بود.

وقتی دو پمپ با خصوصیات نامی یکسان بطور موازی کار کنند، جریان موتور مشابهی می‌توان انتظار داشت. اگر پس از مدتی سرویس، اختلافی بین جریان‌های

موتور اتفاق بیافتد، فرسایش و تحلیل شرایط یکی از پمپ‌ها را می‌توان انتظار داشت. پمپ فرسوده ممکن است جریان کمتر، یا جریان بیشتری، بسته به نوع سایش و سیستم کنترل داشته باشد. (بخش 5-6 را برای مثال ببینید).

۲-۱-۴ تست فلو-هد کامل

از آن‌جا که روش ترکیبی وقتی تنها دو پمپ در دسترس برای سرویس داشته باشیم را نمی‌توان استفاده کرد، روش بعدی که بکار گرفته می‌شود تست بدست آوردن فلو-هد کامل هر پمپ به تنهایی است. این روش هنوز بکار می‌رود، اما تنها برای بدست آوردن منحنی مبناي جدید وقتی پمپ پس از تعمیرات اساسی نصب می‌شود. هر پمپ و موقعیتی تمایل دارد که منحنی عملکرد منحصر بفردی داشته باشد، و داشتن دو پمپ یدک یعنی اینکه هر موقعیت بیش از یک یا دو پمپ نصب شده داشته است. توجه به شماره سریال داشته باشید.

ابزارهای اندازه‌گیری نصب شده: گیج‌های فشار و ترانس‌دیوسرهای اختلاف فشار داخل صفحه اوریفیس مکش (که به منظور سیستم چرخش مجدد سیال به‌صورت اتوماتیک برای حفاظت پمپ از شرایط فلوی کم تهیه شده است)، و کلیپ آمپر متر در اتاقک کنترل موتور. پمپ روی کنترل دستی تنظیم می‌شود، و به منظور بدست آوردن یک سری نقاط تست بصورت دستی ولو خروجی بسته می‌شود. در مراحل پیشرفته، جریان تا حد جریان کم خواهد رسید، که در نتیجه آن ولو حداقل نشتی جریان^{۱۰} باید باز باشد، بطور ناگهانی جریان پمپ افزایش می‌یابد و باعث سروصدا می‌شود! سپس ولو خروجی پمپ باید باز شود و پمپ به سرویس برگردد.

این روش با اپراتورهایی که باید با ولو کار کنند رایج نیست، و اگر تنها دو پمپ در دسترس باشد، تنها وقتی باید انجام شود که کاهش تولید واحد مجاز و از قبل هماهنگ شده باشد.

¹⁰ the minimum flow leakoff valve

۳-۱-۴ تست هد-فلو در نقطه کار

نهایتاً آشکار شد که تست صرفاً آنچه قبلاً می‌دانستیم را ثابت کرد: یعنی اینکه وقتی پمپ ساییده شود، منحنی هد-فلو بطور چشمگیری به میزان برابر با نشتی داخلی به سمت چپ منحنی جابجا می‌شود (فصل ۲ را ببینید). تست حول نقطه کارکرد نرمال نیز همین را روشن خواهد ساخت. روش ساده‌ای که شرح داده شد از سال ۱۹۶۰ بکار می‌رفته است، و صفحات اوریفیسی برای حفظ شرایطشان بدست آورده بودند. شکل ۴-۱ بخشی را به صورت بزرگ‌نمایی شده از منحنی فلو-هد مورد استفاده برای این پمپ‌ها را نشان می‌دهد.

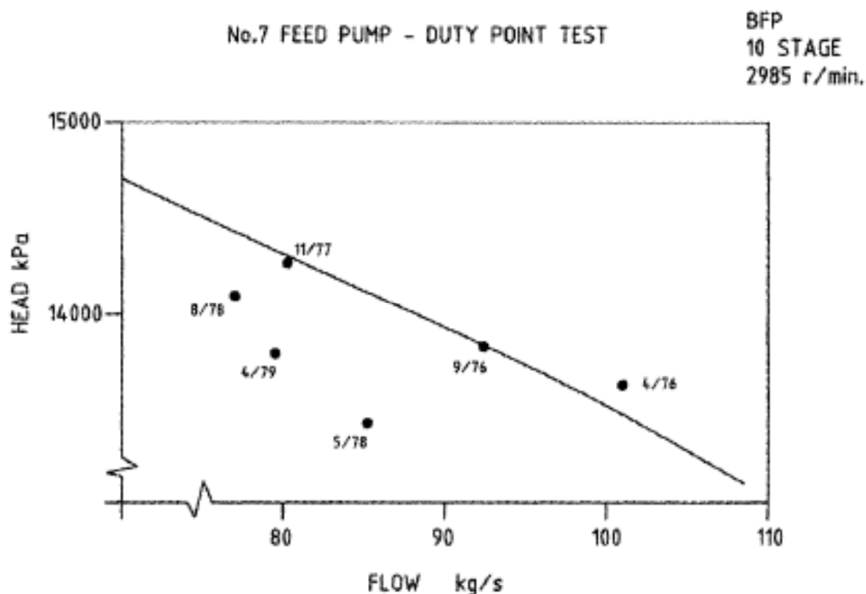


Figure 4.1 Operating area of Head-Flow curve for condition monitoring - boiler feed pump

۱۳ قرائت تست در شرایط پایدار با تناوب ۱۵ ثانیه نزدیک نقطه کاری نرمال کافی است، میانگین مقادیر را برای رسم بگیرید. تغییر در هد به عنوان درصد جریان مینا تشریح می‌شود، معمولاً در نقطه کار، و می‌تواند مطابق آن رسم شود، همچنانکه برای پمپ دیگری در شکل ۲-۵ و ۲-۶ نشان داده شده است. اگر نقاط تست دور از جریان مینا هستند، نیاز است منحنی به نحوی رسم شود که با نقطه مینا تلاقی کند.

اگر دانسیته مایع پمپ شده تغییر کند، نظیر آنچه برای دوغاب حادث می‌شود، آنگاه تست‌های پایش وضعیت را باید برای آب هماهنگ کرد. نتایج چنین تست‌های عملکردی را می‌توان به ساده‌گی در یک فایل صفحه گسترده نگاه‌داشت و در صورت لزوم چارت‌هایی ایجاد کرد. نرم‌افزارهایی نظیر LabView (www.ni.com) همراه با ابزارهای عیب‌یابی، نیز برای تحلیل داده‌های بدست آمده از فشار، فلو و دیگر ترانسدیسورها بکار برده می‌شوند که نقطه کار را در منحنی عملکرد نشان می‌دهند. در این کارخانه، تست‌های پمپ‌های تغذیه بویلر در نقطه کار هر ۶ ماه انجام می‌شود، و برای ۲۴ پمپ دو روز کار می‌برد. اطلاعات برای کمک به تصمیم‌گیری برای تعمیرات اساسی استفاده می‌شوند. یکی از محرکه‌های اصلی ترک‌هایی است که در پروانه‌ها پیدا شده بودند، بطوریکه زمان در سرویس شاخصه اصلی است. بطور میانگین، سه پمپ هر سال تعمیر اساسی می‌شوند. نمونه‌های روغن برای مانیتورینگ سلامت بیرینگ‌ها گرفته می‌شود، و موتورها با استفاده از آنالیز جریان مانیتور می‌شوند.

تناوب عملکرد باید براساس تجربه و دوره سرویس مورد انتظار تصمیم‌گیری شود. در بیشتر پمپ‌ها، تناوب ۶ ماهه توصیه می‌شود، برای پمپ‌های با مایعات بی‌خطر یا با وظایف کمتر حساس سالانه یا حتی دوساله توصیه می‌شود. جائیکه پمپ آماده بکار داغی وجود دارد سیاست کارکرد کارخانه نیز می‌تواند استفاده از مانیتورینگ را تحت تاثیر قرار دهد. اگر چنین پمپ‌هایی بصورت دوره‌ای در سرویس قرار می‌گیرند، احتمال سایش هردو آن‌ها باهم زیاد است. سیاست دیگر که در نظر گرفته می‌شود در سرویس قراردادن پمپ آماده بکار یک روز در هفته است.

۴-۱-۴ مورد کاوی-پمپ سرعت متغیر

چنانکه در فصل ۳ و در مثال زیر توضیح داده می‌شوند برای پمپ‌های سرعت متغیر، سرعت باید اندازه‌گیری شود و داده‌های هد-فلو با استفاده از قوانین وابستگی به سرعت استاندارد اصلاح شوند:

هنگام تست پایش وضعیت برنامه‌ریزی شده، در شرایط کارکرد، برای یک پمپ بزرگ تغذیه بویلر سرعت متغیر لازم است پمپ در دور 5400 rpm باشد. نقطه تست گرفته شده 290Kg/s@11600KPa است. منحنی هد-فلو در سرعت کامل 6000rpm در شرایط جدید است. آیا پمپ تحلیل رفته است؟ نقطه تست به دور 6000rpm تصحیح شد.

- جریان با نسبت سرعت اصلاح شد: $322.2 \text{ kg/s} = 290 \times \frac{6000}{5400}$
- هد با مربع نسبت سرعت اصلاح شد: $11600 \times \left[\frac{6000}{5400} \right]^2 = 14320 \text{ kpa}$

وقتی این نقطه رسم و با شرایط جدید مقایسه شد، چنانکه در شکل ۲-۴ دیده می‌شود، مشخص شد پمپ تحلیل رفته است.

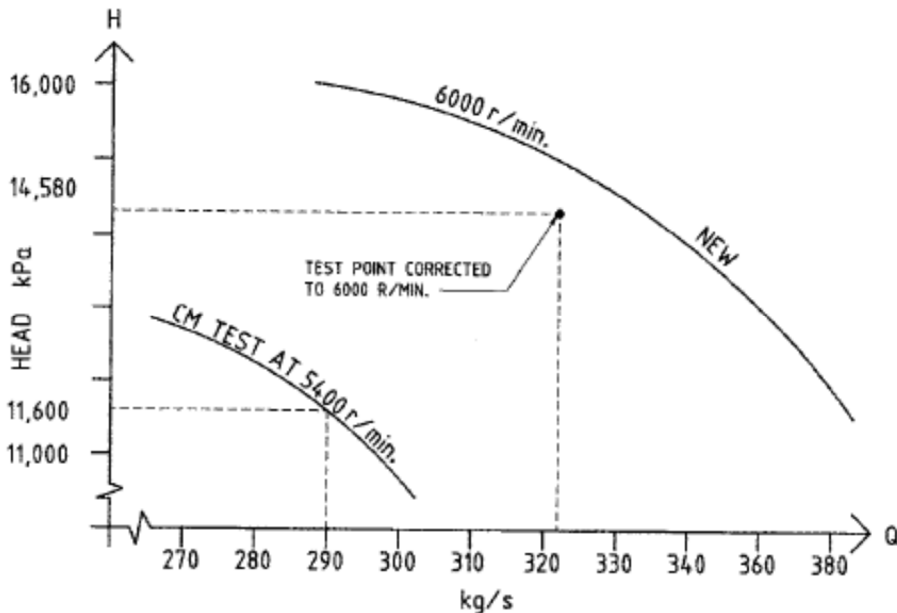


Figure 4-2 Head-Flow test point for variable speed pump

چنین اطلاعات عملکردی میزانی که پمپ تحلیل رفته است را نشان می‌دهد، و می‌توان برای تعمیرات اساسی آن‌ها بر پایه سایش نسبی‌شان تصمیم گرفت. با این حال، اگر باعث هیچ اتلافی در تولید نشده باشد، این روش نشان نمی‌دهد آیا سرمایه‌گذاری

در تعمیرات اساسی برای پمپی خاص توجیه‌پذیر است یا خیر. حالت پیشرفته‌تر این روش در این فصل تشریح شده می‌شود.

۲-۴ روش هد shut-off برای مانیتورینگ پمپ‌ها.

برای این روش تست که هد مرگ نیز نامیده می‌شود لازم است که ولو خروجی بسته شود. این روش ساده‌ای است، اما تنها جاییکه جریان صفر مجاز باشد امکان‌پذیر است. این روش مناسبی برای پمپ‌های انرژی بالا، یا آن‌هایی که سرعت مخصوص بالا دارند که توان در جریان صفر فراتر از توان موتور است نمی‌باشد. برخلاف تست هد-فلو، این تست شرایط سیستم را آشکار نمی‌کند.

ولو خروجی برای کمتر از ۳۰ ثانیه بسته می‌شود، و فشار مکش و خروجی قرائت می‌شود. دمای سیال نیز برای محاسبه دانسیته لازم است، که برای تبدیل قرائت‌های فشار به مقادیر هد استفاده می‌شود.

سایش پره‌های قطر خارجی به‌ساده‌گی نشان داده خواهد شد. برای نمایش سایش رینگ آب‌بندی، منحنی فلو/هد پمپ نیاز است تا نسبتاً شیب‌دار باشد. (بخاطر داشته باشید که اگر پمپ منحنی فلو-هد صعودی دارد، نشستی داخلی ابتدا باعث افزایشی در هد shut off خواهد شد.) جریان موتور نیز ممکن است نشانگر تغییر باشد، که معمولاً با سایش پمپ کاهش دارد.

۱-۲-۴ موردکاوی تست هد shut off

شکل ۳-۴ مثالی از تست shut off یک پمپ 19KW روی آب فاضلاب را نشان می‌دهد. این پمپ از نوع پوسته دو تکه عمودی است، که تک مرحله‌ای، با سرعت مخصوص ۹۳۰ می‌باشد. در این مورد، ارتعاش نیز به مرور زمان افزایش یافته است، اما همواره اینگونه نیست. پس از تعمیرات اساسی در ۱۰۰۰۰ ساعت، هد Shut off به مقدار اصلی برگشت، همانطور که انتظار می‌رفت. نت بر پایه CM زمان بین تعمیرات اساسی را تا ۴۰۰ درصد افزایش داد.

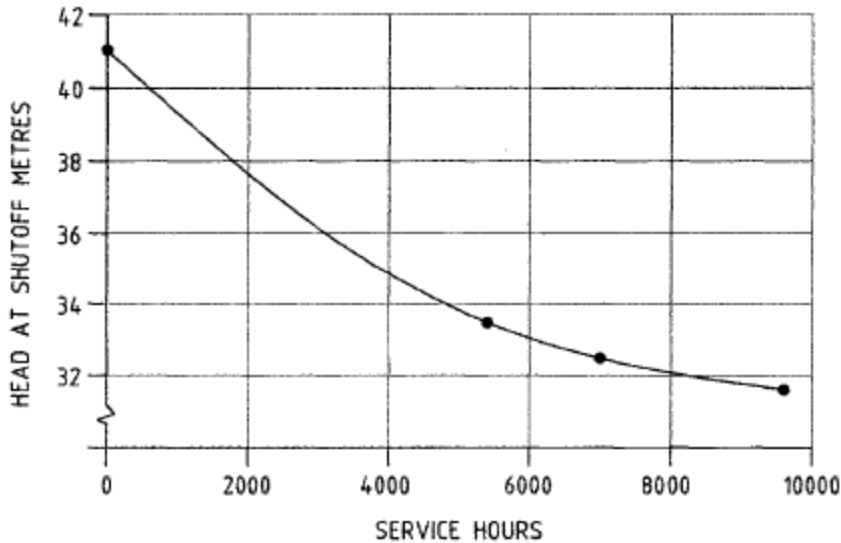


Figure 4-3 Shutoff head test on wastewater pump

۳-۴ چگونه زمان بهینه برای تعمیرات اساسی محاسبه می‌شود.

چندین روش مختلف برای پیدا کردن اقتصادی‌ترین زمان برای برگرداندن عملکرد از دست رفته با تعمیرات اساسی وجود دارد.

- اگر فرسایش ثابت باشد، آنگاه با آنالیز هزینه جریان می‌تواند اطمینان حاصل کرد که تعمیرات اساسی نرخ برگشت لازم را خواهد داد.
- اگر نرخ فرسایش با زمان افزایشده باشد، آنگاه زمان بهینه تعمیرات اساسی نزدیک به وقتی خواهد بود که هزینه افزایش یافته از مصرف برق معادل هزینه تعمیرات اساسی باشد. بخش‌های بعدی برخی موقعیت‌های ممکن برای تعمیرات اساسی را ارائه می‌کند:

۳-۴-۱ فرسایش پمپ باعث کاهش تولید کارخانه می‌شود.

تعمیرات اساسی فوری جائیکه هزینه تعمیرات اساسی نسبت به هزینه هدر روی تولید کمتر باشد توجیه پذیر است.

۳-۴-۲ پمپی که به تناوب در سرویس قرار می‌گیرد تا نیازی را برآورده کند.

در نصب پمپی نظیر آنچه برای تغذیه آب مصرفی تانک یا بیرون راندن از تانک است، فرسایش باعث خواهد شد زمان پمپاژ بیشتر شود. زمان سرویس بیشتر نیز به معنای مصرف توان بیشتر است.

۳-۳-۴ فرسایش پمپ تولید کارخانه را تحت تاثیر قرار نمی‌دهد.

فرسایش پمپ تولید کارخانه را تحت تاثیر قرار نمی‌دهد، حداقل در ابتدا: سرعت ثابت، ولو خروجی کنترل می‌شود. در ابتدا، سایش داخلی ممکن است باعث هدر روی تولید نشود، چراکه کنترل ولو بیشتر باز می‌شود تا از نگهداشت خروجی پمپ اطمینان حاصل شود. عاقبت با، پیشرفت سایش، خروجی پمپ برای پرهیز از هدر رفت تولید ممکن است کافی نباشد، یا توان مصرفی بیش از تحمل موتور باشد.

شکل ۴-۴ مشخصات تست در سایت جریان-توان-هد چنین پمپی را نشان می‌دهد. نقطه کارکرد نرمال ۷۰۰ متر در جریان $800\text{m}^3/\text{h}$ در شرایط جدید نقطه A است. در این نقطه، توان جذب شده توسط پمپ با ابزارهای اندازه‌گیری تست اندازه‌گیری می‌شود، یا منحنی جریان-توان قرائت می‌شود چنانکه 2150KW در B. ایده‌آل اینست که منحنی جریان-توان باید در محل بدست آید، اما اگر در دسترس نباشد، اطلاعات تست‌های کاری کافی خواهد بود.

پس از مدتی کار، نقاط تست رسم شده پمپ ساییده مشخص می‌کند که سایش داخلی حادث شده است. این باعث می‌شود نقطه کار به C جابجا شود، چنانکه منحنی مقاومت سیستم هنگامی که ولو خروجی بیشتر باز می‌شود پایین‌تر می‌آید.

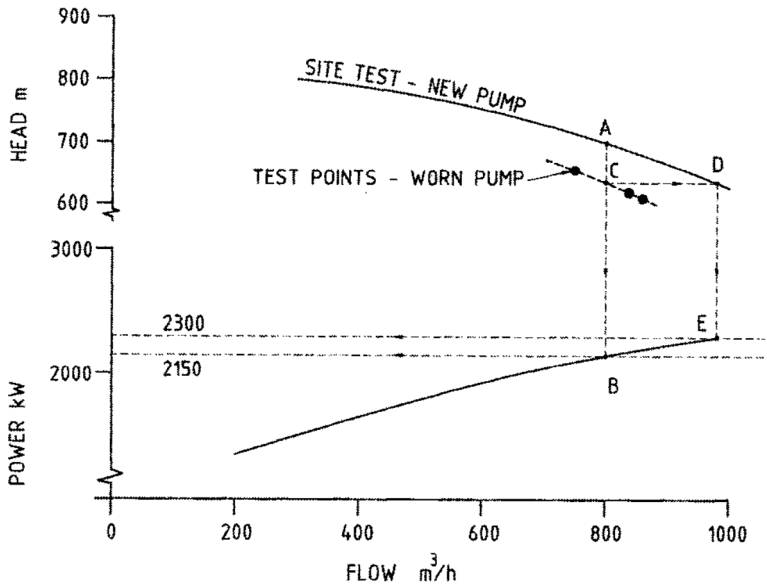


Figure 4-4 Pump head-power-flow in new condition, with test points showing internal wear

افزایش توان مصرفی هنگام سایش می‌تواند با امتداد از منحنی هد-فلو در هد ثابت از نقطه کارکرد به D تخمین زده شود، و سپس منحنی جریان-توان برای شرایط جدید در جریان ثابت E قطع داده شود. این تخمین بر اساس این فرض است که اگرچه پمپ سایش پیدا می‌کند، جریان کل از پروانه ثابت باقی می‌ماند، اما کمتر از آن از پمپ به سیستم به عنوان جریان خارج می‌شود. اگر محرکه پمپ الکتروموتور باشد، توان در تست می‌تواند اندازه‌گیری شود، اما با عوارض زیاد و هزینه بیشتر.

در مثال، در شکل ۴-۴ توان لازم هنگام سایش با فراقنی از $800 \text{ m}^3/\text{h}$ به منحنی تست برای رسیدن به 640m هد، سپس گذر به منحنی تست سایت پمپ جدید، و بعد پایین آمدن به منحنی توان، برای یافتن 2300kW در E نشان داده است.

بنابراین مصرف اضافه برق چنین است: $2300 - 2150 = 150\text{kW}$

$$167\text{kW} = (90\% \text{ حدود}) \text{ راندمان موتور}$$

اگر لقی‌های آب‌بندی را بدانیم، با استفاده از تجربه قبلی از ارتباط بین عملکرد اندازه‌گیری شده، یا اگر پمپ قبلاً باز شده باشد، توان اضافه مصرف شده، که احتمالاً با تعمیرات اساسی صرفه‌جویی می‌شود را می‌توان تخمین زد.

با استفاده از این روش، تعداد پمپ‌هایی که شرایط سایش مختلفی دارند را می‌توان برای تعمیر اولویت‌بندی کرد، که مبتنی بر افزایش توان مصرفی‌شان و هزینه‌های نسبی تعمیرات‌شان است، یعنی هزینه/منفعت. روش بهتری که حالا تشریح می‌شود اینست که هر پمپی را در نظر بگیرید و اثر فرسایش روی مصرف انرژی و هزینه تعمیرش را بالانس کنید.

- ۴-۳-۴ پیدا کردن زمان بهینه برای تعمیرات اساسی از داده‌های فلو-هد.
- برای این مثال، نقاط تست پس از ۲۴ ماه سرویس از وقتی که پمپ در شرایط جدید تشخیص داده شد گرفته شدند؛ تعمیرات اساسی ۵۰۰۰ دلار هزینه دارد، برق ۱۰ c/kwh هزینه دارد، و پمپ حدود ۲۷ درصد میانگین زمانی در سرویس است.
- هزینه تعمیرات اساسی بصورت ماهانه در صورتیکه به تعویق بیافتد کاهش می‌یابد. اگر پس از ۵ ماه تعمیر انجام شود، باید $50000/5$ یعنی ۱۰۰۰۰ دلار باشد. هزینه نهایی تعمیرات اساسی یک پمپ را نمی‌توان بدست آورد تا اینکه پمپ باز شود و کل کار ارزیابی شود. اگر تجربه کار قبلی نشان می‌دهد که مشکل تنها رینگ سایش است که نیاز به توجه دارد، تقریب معقول نزدیکی می‌تواند انجام شود.
- تست نشان می‌دهد که نرخ افزایش هزینه/ماه^{۱۱} در این زمان رسیده است به $۳۲۴۰ = ۱۶۷ \times ۰,۱۰ \times ۰,۲۷ \times ۷۲۰$ دلار/بر ماه (میانگین ماه ۷۲۰ ساعت است).
 - از آنجا که حالا ۲۴ ماه است، $۳۲۴۰ \div ۲۴$ نرخ هزینه متوسط فرسایش به شکل ماه/ماه/۱۳۵ می‌شود.

حالا می‌توان زمان بهینه برای تعمیرات اساسی را محاسبه کرد از فرمول

$$T = \sqrt{\frac{2 \times o}{c}}$$

که O هزینه تعمیرات اساسی و
C نرخ هزینه فرسایش

¹¹ cost/month

که اینجا ماه $T=27.2$ بدست می آید

۵-۳-۴ چگونه میانگین هزینه کلی بر ماه، ماه به ماه محاسبه می شود.

بهتر است میانگین هزینه کلی بر مقادیر ماه برای محدوده زمانی محاسبه و رسم شود، اثر هزینه‌ای انجام تعمیر در زمان‌های دیگر، نظیر توقف برنامه‌ریزی شده کارخانه، به روشنی دیده خواهد شد. در این مثال، برای زمان در ۲۲ ماه:

میانگین هزینه تعمیرات اساسی برابر است با: $5000 \div 22$ ماه/۲۲۷۳ دلار

میانگین هزینه مصرف انرژی بیشتر برابر است با: $135 \times 1/2 \times 22$ ماه/۱۴۸۵ دلار

میانگین هزینه کلی بر ماه برابر است با: جمع این دو شکل ماه/۳۵۷۸ دلار

با تکرار این محاسبات برای چندین ماه، که به ساده‌گی با استفاده از برنامه‌های صفحه گسترده و چارت‌کشی انجام می‌شود نشان می‌دهد هزینه بر ماه تعمیرات اساسی با زمان کاهش می‌یابد، در حالیکه هزینه اتلاف انرژی نسبت به زمان رشد می‌کند. (ارزش زمانی پول را نیز در صورت نیاز می‌توان به حساب آورد). معمولاً منحنی هزینه کلی برای $\pm 20\%$ درصد تخت است یا به شکلی که بصورت شماتیکی در شکل ۵-۴ نشان داده شده است. اگر تعمیرات اساسی تا ۳۰ ماه به تعویق بیافتد، هزینه انباشته هدر رفت انرژی به $135 \times 1/2 \times 30^2 = 60750$ خواهد رسید. در زمان بهینه $27/2$ ماه، هزینه برابر است با دلار $135 \times 1/2 \times 27,2^2 = 49939$. هزینه تاخیر تعمیرات اساسی اختلاف آن‌ها است که برابر است با ۱۰۸۱۱ دلار.

به خاطر داشته باشید این محاسبات فقط به شرطی صحیح است که پیشرفت سایش در نرخ افزایش یک شکلی نسبت به زمان باشد، آنگونه که در شکل ۷-۲ نشان داده شده است، که غیرمعمول نیست. خط ترند می‌تواند در تست‌های بعدی اصلاح شود و پیش‌بینی تصحیح شود. برای فرضیات دیگر ممکن است اطلاعات در دسترس نباشد، اما تصمیم گیرنده باید از جایی شروع کند! فرمول‌های دیگری برای نرخ‌های تغییری که خط نیستند در دسترس وجود دارد. بخاطر داشته باشید برخی پمپ‌های کوچک ممکن است هرگز تعمیر اساسی به خاطر صرفه‌جویی انرژی به تنهایی را توجیه نکنند، اما با اینحال ممکن است بخاطر اثر روی کاهش نرخ تولید کارخانه توجیه‌پذیر باشند، یا حتی اثرات زیست‌محیطی.

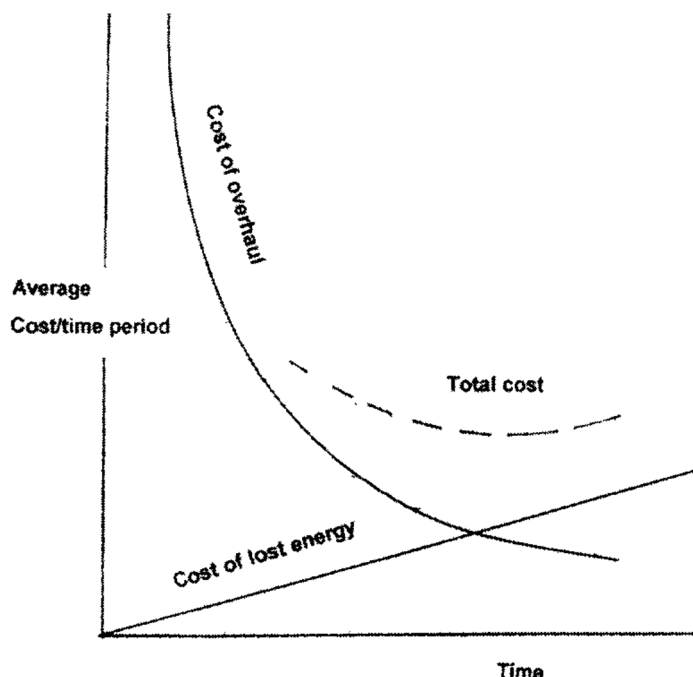


Figure 4-5 Diagrammatic form of optimisation plot

این روش ممکن است برای پمپ‌های با منحنی توان تخت یا افتاده نیز کاربردی نباشند، خصوصا آن‌هایی که سرعت مخصوص بالای ۲۵۰۰ دارند. اگرچه افزایش ناشتی داخلی روی چنین پمپ‌هایی باعث کاهش جریان خروجی خواهد شد، توان مصرفی ممکن است تغییر نکند یا حتی کاهش یابد.

۴-۳-۶ فرسایش پمپ روی تولید اثر ندارد.

فرسایش پمپ روی تولید اثر ندارد، حداقل در ابتدای کار: خروجی با تغییر سرعت کنترل می‌شود. برای پمپی که سرعت تغییر می‌کند تا به ظرفیت موردنظر برسد، اثر سایش روی توان مصرفی بسیار چشمگیرتر از موردی است که با سرعت ثابت و با بستن خروجی پمپ کنترل شود. به این خاطر که توان به نسبت مکعب سرعت افزایش می‌یابد. مگر خروجی پمپ تا رسیدن پمپ به حداکثر سرعتش محدود شود، یا با رسیدن محرک به بالاترین توان خروجی مجاز، آنگاه اتلاف تولیدی نخواهد بود.

شکل ۴-۶ عملکرد پمپ محرک توربینی سرعت متغیری را نشان می‌دهد.

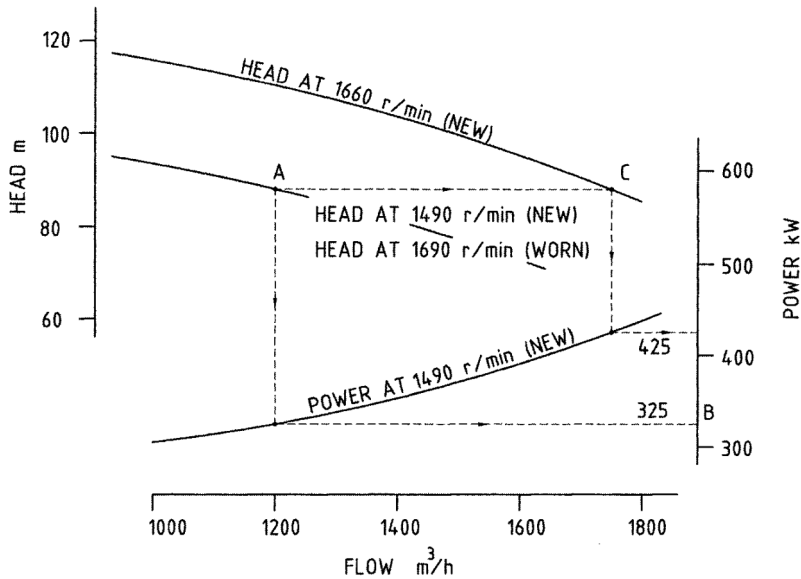


Figure 4.6 Variable-speed pump head-power-flow in new condition at original service speed, showing how to estimate power when worn and running at a higher speed

وقتی نو است، با کارکرد در نقطه A، در 1490RPM هد و فلو مورد نیاز را تامین می‌کند، که 325kw توان نیاز دارد:

نقطه B. پس از مدتی که در سرویس بود، نشتی داخلی افزایش یافت بطوریکه پمپ باید با سرعت 1660RPM برای رسیدن به کار موردنظر کار می‌کرد - هنوز نقطه A برای تخمین توان لازم در حالت سایش، روی منحنی هد-فلو برای سرعت بالاتری که اکنون لازم است باید رسم شود، اما در شرایط جدید. چندین نقطه هد-فلو از منحنی تست انتخاب می‌شود و نسبت به سرعت بالاتر اصلاح می‌شود: هر فلو را در نسبت سرعت ضرب کنید، و هر هد متناظر را در مربع سرعت ضرب کنید (چنانکه در بخش ۴-۱-۴ نشان داده شده است). این باعث می‌شود در منحنی "هد در 1660RPM (جدید)" باشد.

هد در فلو ی کار - نقطه A- سپس بالا می‌آید تا با هد در 1660 RPM منحنی (جدید) تلاقی کند.

(خط C در شکل ۴-۶). برآمده‌گی در فلوی ثابت پایین می‌آید تا به توان افزایش یافته لازم برسد که 425KW است. توان مصرفی افزایش یافته بیش از ۳۱ درصد است. از همان محاسبات ذکر شده پیروی می‌شود تا به زمان تعمیرات اساسی با حداقل هزینه برسیم.

۴-۴ بهینه‌سازی با استفاده از نتایج تست هد shut-off

اطلاعات این تست می‌تواند برای تخمین توان مصرفی در حالت سایش نیز با بکارگیری محاسبات بهینه‌سازی که قبلاً شرح شد بکار آید. مشخصات هد-فلو-توان در شرایط جدید نیز مانند قبل نیاز می‌باشند، و نقطه کارکرد را نیز باید بدانیم. توان لازم در نقطه کارکرد نیز مانند قبل یادداشت می‌شود.

یک رسم منحنی فلو-هد روی کاغذ کالک در شرایط جدید روی منحنی جدید اثر گذاشته می‌شود و به صورت افقی به سمت چپ رانده می‌شود تا منحنی، محور هد را در مقدار هد shut-off گرفته شده در تست قطع کند. رسم اکنون در موقعیت منحنی فلو-هد سایشی است که تجربه شده است. دقیقاً همین فرآیند مانند آنچه در بالا شرح شد می‌تواند دنبال شود.

۴-۵ مثال آزمایشی

در شکل ۴-۷ مشخصات فلو-هد-توان تست سایت یک پمپ تغذیه بویلر دور ثابت مانند شکل ۴-۱ رسم شده است، که خروجیش توسط ولو تنظیم آب تغذیه کنترل می‌شود. فقط آخرین تست نقطه‌ای پایش وضعیت رسم شده است.

فلو کار 100 kg/s است، و نقطه کار در شرایط جدید، یا مبنا در نقطه A است. توان لازم در این نقطه کار در منحنی فلو-توان در B 1785 KW قرائت می‌شود. با موتور با راندمان ۹۵ درصد، توان مصرفی 1880kw است.

نقاط تست پایش وضعیت در کمتر از فلو کار نرمال گرفته شد. اثر در کار نرمال با کپی کردن منحنی جدید و جابجایی آن به سمت چپ بطوریکه از آخرین نقطه تست گذر کند بدست آمد، آنگاه آنچنان که نشان داده شده به پایین کشیده شد.

(وقتی ولو خروجی بیشتر باز می شود منحنی مقاومت سیستم پایین تر می آید). توان تخمینی لازم در شرایط سایش 1895KW است. هزینه تعمیرات اساسی ۵۰۰۰۰ دلار تخمین زده می شود. در این زمان، هزینه اضافه مورد نیاز نیروگاه برق 2 c/kwh است، و پمپ بطور میانگین ۹۰ درصد مواقع کار می کند.

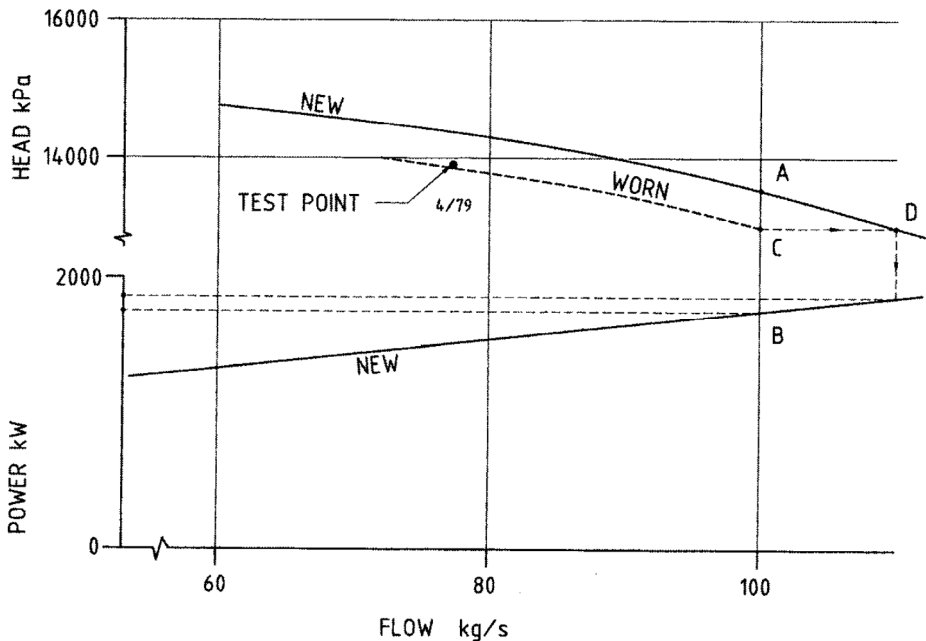


Figure 4-7 Head-Flow-Power data in new condition and test points when worn

- برق مصرفی افزایش یافته را محاسبه کنید: $0.95 \times ? = ? \text{ KW}$
- هزینه جاری مصرف اضافه برق را محاسبه کنید:

$$7200 \times ? \times ? \times ? = \$/\text{month}$$

(ماه را میانگین 720 h در نظر بگیرید)

- میانگین هزینه نرخ فرسایش را محاسبه کنید: $\$/\text{month/month}$.
 شده $\$/\text{month}$

- زمان بهینه برای تعمیرات اساسی را محاسبه کنید: $T = \sqrt{\frac{2 \times o}{c}}$

که O هزینه تعمیرات اساسی = ؟

C هزینه نرخ فرسایش =؟ T اینجا داده می‌شود =؟ ماه

اگر تعمیرات اساسی تا ۳۶ ماه از آخرین تعمیرات اساسی به تعویق انداخته شد هزینه اضافه‌تر را محاسبه کنید:

• هزینه اندوخته استفاده اضافه در انرژی نیروگاه نسبت به زمان بهینه محاسبه

$$\text{شده را پیدا کنید: } \$? = \$? \times 1/2 \times ?^2$$

هزینه اندوخته ناشی از استفاده اضافه انرژی نیروگاه را به ۳۶ ماه پیدا کنید:

$$\text{؟} = \$? \times 1/2 \times 36^2$$

پاسخ در انتهای فصل آمده است.

پیوست

مثال فرآیند تست پایش وضعیت عملکرد، روی کامپیوتر نگه داشته می‌شود و در موقع لزوم به‌روز می‌شود.

فرآیند تست پایش وضعیت کارخانه T.41

1 Plant Item

پمپ‌های تغذیه بویلر

۲- داده‌های خروجی و عملکرد

۳×۵۰٪، ۴ مرحله‌ای، با پمپ مکش کمکی تک مرحله‌ای.

کار: 150Kg/s@15500KPa، آب در دمای ۱۵°C

پمپ اصلی: سرعت ثابت از طریق گیربکس، 5800 RPM. پمپ مکش، سرعت ثابت

1485RPM. موتور 3456KW

آب آب‌بندی گلند از خروجی پمپ خروجی کننداس. مقداری با آب داغ از گلند پمپ

خط unloading، بیشتر جریان خروجی برای تمیزکاری خروجی تانک یا سطح

خروجی.

اندازه‌گیری جریان از طریق صفحه اوریفیس در خط پمپ کمکی به پمپ اصلی (به منظور حفاظت از فلوی کم ابتدایی). صفحه اوریفیس در خط تغذیه گلند، و نیز در خروجی تمیز تانک.

فلو از بالانس محوری به مکش پمپ. کنترل خروجی از طریق ولو تنظیم آب تغذیه.

۳- تناوب و نوع تست

- a. تست عملکرد کلی در نقطه کار نرمال: هر سه ماه، یا در صورت نیاز.
- b. تست عملکرد کامل - در صورت لزوم (جریان ورودی و خروجی آب‌بندی گلند اندازه‌گیری می‌شود).
- c. اندازه‌گیری‌های دوره‌ای ارتعاش چنانکه در منابع آمده است. (دامنه در جهات H-A-V در هر بیرینگ، طیف چنانکه تشریح شده است).

۴- ابزارهای اندازه‌گیری تست عملکرد: تست عملکرد کلی

- گیج‌های تست فشار به موازات پنل؛ گیج‌ها روی پایه پنل نصب می‌شوند:
- مکش کمکی: 0-1500KPa
- مکش اصلی: 0-2500KPa
- خروجی اصلی: 0-2MPa
- ترانسدیوسر تست اختلاف فشار، کالیبره شده از 0-60KPa ، وصل شده به ورودی صفحه اوریفیس.

نکته: برای ایزوله کردن مدارهای ورودی هنگامی که ترانسدیوسر وصل است و نشت می‌کند تولید را بردارید. ولو تنظیم را هنگامی که مدار ورودی در سرویس است یا وقتی مینیمم فلو کار می‌کند، باز نکنید.

۵- آمادگی تست.

یک هفته قبل از تست، از سرپرست ابزار دقیق بخواهید ابزارهای اندازه‌گیری را نصب کند، و از این فرآیند کپی بردارید. یک روز قبل «کاربرد برای تست» را ، با کپی این فرآیند برای سرپرست تولید بفرستید.

۶- فرآیند تست

- a. با کنترل تست پمپ که در کتابچه آن درج شده است، و شرایط پایدار بدست آمده، قرائت‌های ابزار دقیق را در تناوب منظم، با استفاده از ورقه تست F-41 یا PDAs، بگیرید، در صورت لزوم برای مشاهده شرایط هماهنگ کنید.
- b. "دمای مکش رایج پمپ تغذیه" را برای دوره ای از روی DCS اتاق کنترل یادداشت کنید.
- c. از بهره برداری بخواهید خروجی پمپ در حال تست را در حدود ۵ درصد روی DCS افزایش دهد. (خروجی پمپ‌های دیگر بطور خودکار توسط سیستم کنترل تغذیه کاهش خواهند یافت)، و دیگر قرائت‌های تست مجموعه را بدست آورید.
- d. از بهره برداری بخواهید خروجی پمپ در حال تست را در حدود ۵ درصد روی DCS کاهش دهد، و سومین مجموعه قرائت‌ها را بدست آورید.
- e. تقاضا کنید ابزارهای اندازه‌گیری تست به پمپ دیگری انتقال یابد، و همان فرآیند تست را انجام دهید.
- f. کار را تکرار کنید تا نقاط تست پمپ دیگر بدست آیند.
- g. برای برداشتن و چک کالیبراسیون ابزارهای اندازه‌گیری تست درخواست صادر کنید. نقاطی که در آنها کالیبراسیون باید انجام شود را مشخص کنید (معمولا ۶ نقطه، محدوده قرائت‌های تست را اندازه‌گیری کنید).

۷- محاسبه و ثبت نتایج

برای هر تست قابل اجرا:

- a. داده‌های تست را جمع‌آوری کنید، و قرائت‌های تست اختلاف فشار را میانگین‌گیری کنید و کالیبراسیون را برای یافتن اختلاف فشارها بکار برید.
- b. با استفاده از میانگین دما، فلو را محاسب کنید از

Main pump: $W = 0.675 \sqrt{[\text{density (kg/m}^3) \times \text{differential pressure (kPa)}]} \text{ kg/s}$

- c. فشارها را میانگین گیری کنید و اصلاحات کالیبراسیون را بکار برید.
 d. فشار خروجی پمپ کمکی را با افزودن افت فشار تخمینی لوله اتصال محاسبه شده از فرمول زیر بدست آورید:

$$\text{Pressure drop (kPa)} = 0.0025 \times \text{Flow}^2 \text{ kPa}$$

- e. فشارهای تولید شده برای پمپ‌های اصلی و کمکی را تعیین کنید.
 f. فشارها و فلوها را به دانسیته آب استاندارد در ۱۵۰ درجه سانتی گراد اصلاح کنید، و میانگین فشار آب در پمپ‌ها را بدست آورید: فلوها و فشارها را در نسبت دانسیته مرجع روی دانسیته تست ضرب کنید (از www.pepse.com بیابید).
 g. نقاط هد-فلو را روی منحنی رسم کنید، و با آخرین تست مقایسه کنید. خطی رسم کنید تا بیشتر نقاط را پوشش دهد، و با برون‌یابی مقدار کار طراحی 150Kg/s را پیدا کنید. درصد کاهش در هد را مقایسه کنید، و روی طیف ترند نصب کنید. ساعات سرویس را از آخرین تعمیرات اساسی یادداشت کنید.
 h. محاسبات بهینه‌سازی تعمیرات اساسی را چنانکه تشریح شد انجام دهید، و توصیه‌ای مطابق آن داشته باشید.

پاسخ مثال آزمایشی

توان لازم برای این کار در شرایط سایش شکل با برآمده‌گی از فلو ی کار از 100Kg/s تا منحنی سایش خط‌کشی می‌شود تا 13107KPa بدست‌آید، سپس از منحنی «تست جدید سایت» عبور داده می‌شود، آنگاه به منحنی فلو-توان پایین می‌آید تا 1895Kw بدست‌آید. مصرف برق اضافه بنابراین عبارتست از:

$$1895 - 1785 = 110 \text{ KW} \div \text{راندمان موتور} (95\%) = 116 \text{ KW}$$

تست نشان می‌دهد که نرخ افزایش هزینه بر ماه رسیده است به:

$$(یک ماه میانگین ۷۲۰ ساعت است) دلار بر ماه \quad 116\% \quad 0.02\% \quad 0.9\% \quad 720 \\ = 1503$$

از آنجا که زمان اکنون ۱۵ ماه است، $۱۵ \div ۱۵۰۳$ دلار، میانگین نرخ هزینه فرسایش به $100/\text{month/month}$ دلار است.

زمان بهینه تعمیرات اساسی از $\sqrt{\frac{2O}{C}}$ محاسبه می‌شود که $T=32$ ماه را می‌دهد. اگر تعمیرات اساسی تا ۳۶ ماه به تاخیر بیافتد، آنگاه هزینه انباشته از هد روی انرژی به دلار $۱۰۰ \times ۱/۲ \times ۳۶^۲ = ۶۴۸۰۰$ دلار است. در ۳۲ ماه $۱۰۰ \times ۱/۲ \times ۳۲^۲ = ۵۱۲۰۰$ هزینه تاخیر تعمیرات اساسی اختلاف آنهاست، ۱۳۶۰۰ دلار.

فصل پنجم

روش‌های دیگر آنالیز عملکرد
برای پایش وضعیت پمپ

۵ روش های دیگر آنالیز عملکرد برای پایش وضعیت پمپ

مقدمه:

۱-۵- پارامترهای ساده

اگرچه عنوان شد که روش های شرح شده در فصل ۴ خیلی کاربردی هستند، روش های دیگری ممکن است باشند که کاربردی تر باشند. شاید اندازه گیری جریان امکان پذیر نباشد، و امکانات خاصی برای دست یابی به توانایی روش های دیگر لازم باشد. یک مثال در مورد پمپ های سرعت متغیر و مانیتور دوره ای آن ها است. اگر شرایط سیستم تغییر نکرده باشد، فرسایش پمپ، باعث افزایش سرعت پمپ برای رسیدن به کار مورد نظر می شود.

هنگام نصب ممکن است چندین پمپ موازی شوند، تا برای رسیدن به کار متغیر مورد نظر (نظیر آب مصرفی شهر) به نوبت روشن شوند. طی یک دوره، ممکن است فرض شود که کل کار نسبتا ثابت است، اما اگر ساعت های کارکرد یک پمپ خاص بیش از ماشین های مشابه باشد، آن فرسوده تر خواهد شد لذا حد مجازی برای اندازه های پمپ های مختلف نیاز است.

پیشنهاد نمی شود که تصمیم گیری برای تعمیرات اساسی بر پایه روش های بالا به تنهایی انجام شود، اما آنها می توانند به عنوان غربالی برای تعیین زمانی که یک تست خاص لازم است مفید باشند.

این فصل برخی روش های در دسترس دیگر را پوشش می دهد.

۲-۵ اندازه گیری فلو نشتی بالانس محوری پمپ.

در پمپ های چندمرحله ای پوسته دو تکه پروانه ها تمایل دارند که به طرف مکش کشیده شوند. برای غلبه بر نیروی محوری حاصل به سمت انتهای مکش، مقداری از فلو خروجی پمپ در میان یک لقی حلقوی هدایت می شود تا روی بالانس دیسک یا پیستون بالانس اعمال شود. نیروی حاصل با فلو یا سرعت پمپ خود تنظیم است،

و باعث می‌شود نیروی پسماند محوری کمتر روی بیرینگ‌ها وارد شود. فلو به مکش پمپ یا تانک هواگیری برمی‌گردد.

شکل ۵-۱ نمای برش انتهای خروجی یک نمونه پمپ با چنین چیدمانی را نشان می‌دهد. فلو ناشتی با افزایش فضای فلوی حلقوی بین ابزار بالانس و پوسته پمپ به نسبت سایش افزایش خواهد یافت. بنابراین احتمال دارد که لقی‌های رینگ‌های آببندی در هر پروانه‌ای نیز به همان نسبت ساییده شده باشد. خصوصاً در مورد پمپ‌های قدیمی در دور 3000RPM، و با ۱۱ مرحله چنین اتفاقی می‌افتد.

در منابع مختلف، از جمله Karassik توصیه می‌کند که در این طراحی‌ها فلوی ناشتی وسیله بالانس باید به عنوان راهنمایی برای شرایط پمپ مانیتور شود، و در صورتی که ناشتی دو برابر شود تعمیرات اساسی باید در نظر گرفته شود. جاذبه این روش اینست که خط ناشتی بالانس به نسبت خط فلوی اصلی خیلی کوچک است، و قرار دادن یک ابزار فلومتر نسبتاً ارزان است (شکل ۵-۲). ابزارهایی نظیر عنصر فلوی AnnubarTM نصب می‌شوند و فلو را به پنل یا اتاق کنترل مخابره می‌کنند.

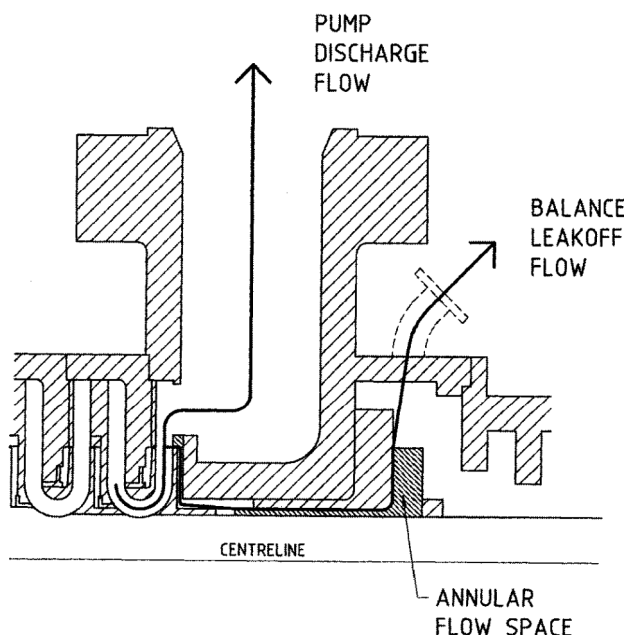


Figure 5-1 Cross-section of horizontally-split multi-stage pump, showing thrust balance disk device

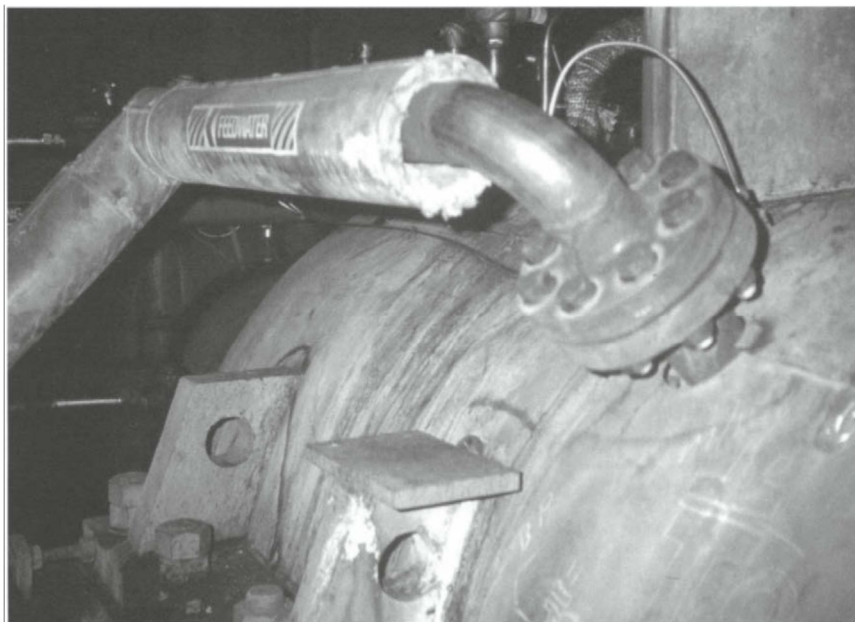


Figure 5-2 Balance flow line from a multistage boiler feed pump

فلومترهای قابل حمل گیره‌دار برای استفاده روی لوله‌هایی با دمای سطحی بالا با پمپ‌هایی با انرژی بالا در دسترس هستند. لوله‌ها معمولاً عایق هستند، و باید برای دسترسی عایق برداشته شود. یک پوشش جداشدنی برای دسترسی سریع از طریق پوشش فلزی لوله باید ساخته شود.

۳-۵ مورد کاوی: روش فلوی نشتی بالانس

برای چهار پمپ سرعت متغیر ۵ مرحله‌ای (کار طراحی $166\text{L/s}@19.1\text{MPa}$) از یک واحد نیروگاه فلومتر نشتی سیلندر بالانس نصب شده است. فلو مشخص شده روی پانل بطور منظم قرائت می‌شود و ترند آن با استفاده از برنامه صفحه گسترده رسم می‌شود.

در ابتدا، فلوهای رسم شده زمان تا زمان نامنظم و نامعقول بودند و به نظر می‌رسید ترند آن‌ها کاملاً بی‌استفاده باشد. بعدها، تست‌های مخصوصی ترتیب داده شد تا اینکه مشخص شد فلو مستقیماً با سرعت پمپ تغییر می‌کند. ارتباط بدست آمده خیلی نزدیک به خطی بود (یعنی ۲۰ درصد سرعت بالاتر، ۲۰ درصد فلو بالاتر). نتیجه‌ای که از این تست‌ها بدست آمد جالب بود، هر پمپ در شرایط سایش متفاوتی قرار داشت.

نتیجه اینکه برای روتین پایش وضعیت، سرعت باید اندازه‌گیری شود و فلو به یک مقدار سرعت استاندارد اصلاح شود آنگاه ترند رسم شود.

شکل ۳-۵ ترند فلو نشستی در سرعت مبنا را روی چندماه کارکرد نشان می‌دهد.

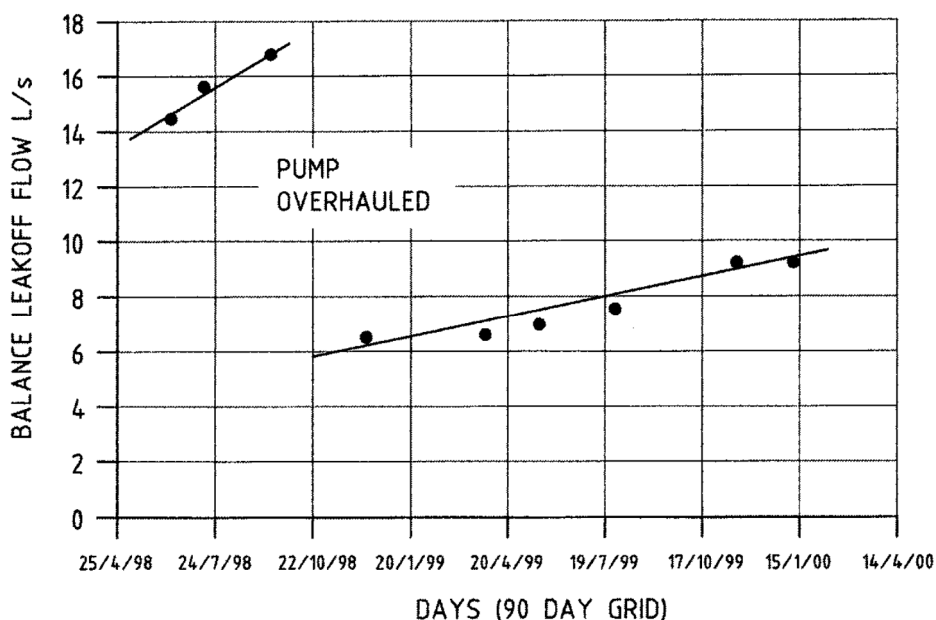


Figure 5-3 Data plot of balance leakoff flow, multi-stage pump

کارخانه در این دوره بر اساس بار کار نمی‌کرد، اما به تناوب شروع به کار می‌کرد. با این شرایط اتفاق نسبتاً مشابهی می‌افتاد، انتظار می‌رفت سایش پمپ با زمان تقویمی تقریباً خطی باشد. فلو نشستی نامی 17L/s به عنوان شاخص نیاز به تعمیرات اساسی انتخاب شد. این فلو معادل ۱۱ درصد فلو کار بود، و وقتی فلو نشستی وسیله بالانس به آن می‌رسید، تخمین زده می‌شد که بیش از 250KW توان مصرف شده باشد. علاوه بر این توان تلف شده در نتیجه چرخش مجدد داخلی بود، با فرض اینکه لقی‌های رینگ سایش هم اضافه شده باشد. متأسفانه، در تعمیرات اساسی رینگ‌های سایشی که تعویض شده بودند لقی‌هایشان اندازه‌گیری نشده بود، و فرصت ارتباط دادن بین آن‌ها از بین رفت.

روش شرح داده شده در فصل ۴ را می‌توان اینجا استفاده کرد تا صرفه‌جویی اتلاف انرژی در مقابل سرمایه‌گذاری تعمیرات اساسی را حساب کرد.

۴-۵ تجربیات دیگری با روزش فلوی بالانس

در یک مجموعه دیگر ۶ پمپ تغذیه بویلر چند مرحله‌ای، با طراحی سرعت ثابت در یک نیروگاه بر پایه بار، هم هد-فلو و هم فلوی بالانس برای چندین سال، با استفاده از فلومترهای صفحه اوریفیس اندازه‌گیری می‌شد:

- فلوی بالانس روی یکی از این پمپ‌ها ۳,۸٪ برماه طی دو سال افزایش یافت، و کارتریج تعویض شد.
- طی ۱۲ ماه، پمپ‌های دیگر رشد خطی در فلوی بالانس به اندازه ۰,۶۱ درصد بر ماه نشان دادند. تست‌های هد فلو نشان داد که سایش داخلی حادث شده است، و کارتریج پمپ تعویض شد. فلوی بالانس در همان سطح ادامه یافت، و در همان نرخ برای سال دیگر رشد کرد، و سپس به آهستگی به مقدار اصلی تنزل کرد.

در کارخانه دیگری که بر پایه بار است، پایش وضعیت با آنالیز عملکرد با استفاده از هد-فلو روی انواع مختلف پمپ‌ها گسترش یافت. این پمپ‌ها ۱۱ مرحله‌ای بودند، و در سرعت ثابت نامی 3000RPM کار می‌کردند. یک صفحه‌ی اوریفیس دائمی در خط مکش تعبیه شده بود که کارکرد ابزار مینیمم فلو بر آن متکی بود. هیچ روشی برای اندازه‌گیری فلوی بالانس در دسترس نبود هنگام تست‌های دوره‌ای هد-فلو، یکی از پمپ‌ها نقطه تست خیلی پایینی زیر منحنی مبنا داشت. یکی از پمپ‌ها به موقع باز شد، و هنگامی که مهندس تعمیرات گزارش داد که لقی‌های آب‌بندی میان مراحل ساییده شده بوده است به تست‌هایی که مورد اعتراض و انتقاد بود ایمان آورده شد. یک روز بعد، به محدوده‌ی نشیمنگاه بالانس دسترسی پیدا شد. مشخص شد که به شدت ساییده شده است، نشان می‌داد که آب به فاصله حلقه ثابت بوش وسیله بالانس و پوسته جریان یافته بود، و از پشت پیچ‌هایی، که نشیمنگاه بالانس را نگه‌می‌دارند، پمپ را ترک کرده بوده است، چنانکه در شکل ۴-۵ نشان می‌دهد. پوسته پمپ به اندازه کافی ساییده شده بود و نیاز به بازسازی و ماشین‌کاری داشت. در پمپ‌ها تغییراتی داده شد بطوریکه یک oring آب‌بندی روی فاصله قسمت ثابت

جای داده شد. فلوی ناشی بالانس خیلی بالا بود، و اگر اندازه‌گیری شده بود این آسیب پیدا زودتر پیدا می‌شد. تعویض نشیمنگاه بالانس بدون باز کردن بدنه پمپ امکان‌پذیر بود.

به نظر می‌رسد غیر منطقی باشد که روی اندازه‌گیری فلوی بالانس به تنهایی برای پایش وضعیت متکی باشیم. ایده‌آل آنست که، فلوی بالانس و هد-فلو هر دو اندازه‌گیری شوند تا تصویر کلی بهتری از شرایط بدست آید. مقادیر بیش از فلوی ناشی بالانس را می‌توان برای محاسبه زمان مطلوب تعمیرات اساسی استفاده کرد. جاییکه مقدور باشد بدون باز کردن پمپ، ولو بالانس / بوش / نشیمنگاه باید برای بازرسی و تعویض باز شوند. تست مجدد بعد از آن آشکار خواهد کرد که آیا پمپ نیاز به بازکردن کامل و اصلاح لقی‌های بین مراحل دارد یا نه.

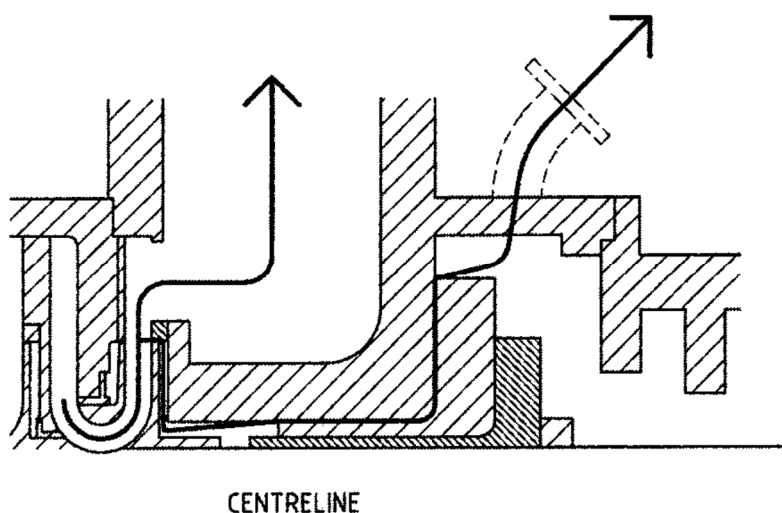


Figure 5-4 Bypassing of balance valve seat showed reduction in Head-Flow performance

۵-۵ تست‌های ترمومتریک

از آنجا که همه اتلافات در پمپ به گرما تبدیل می‌شوند، رشد دما در سیال را می‌توان به صورت غیرمستقیم برای یافتن راندمان استفاده کرد. روش ترمودینامیکی در British Standard (BS5198:1999) برای پمپ‌هایی با هد کلی بیش از

100m استفاده می شود، و رشد دما تا $\pm 1.5mk$ اندازه گیری می شود، اگرچه با توافق دو طرفه می توان محدوده اندازه گیری را توسعه داد تا هدهای پایین تر را نیز پوشش دهد تا در معرض آنالیز دقیق اندازه گیری ها باشند. این روش می تواند روی هر پمپی که دارای انشعاب رزوه دار تست با اندازه دو قطر دورتر از فلج باشد استفاده گردد. پیشرفت های اخیر در ابزارهای اندازه گیری، اندازه گیری راندمان کمتر از ۱ درصد را نشان می دهد، حتی با هد کمتر از ۱۰ متر. آن خصوصا برای جائیکه فلو نتواند به خاطر طول ناکافی لوله اندازه گیری شود یا ابزار اندازه گیری قادر به اندازه گیری فلو بصورت تکرارپذیر نباشد کاربردی است. مثال دیگر برای تست پمپ ها در حالت موازی است که پمپ ها بصورت تکی نمی توانند به تنهایی در سرویس قرار گیرند و فلو هر پمپ به تنهایی نمی تواند اندازه گیری شود.

لقی های خارجی در بیرینگ یا ابزارهای آب بندی شافت در این رشد دمای سیال دیده نمی شود، و جزئیات آن در Pump Center آمده است. آن ها معمولا قابل اغماض اند بجز برای پمپ های کوچکتر، که معمولا تست را توجیه نمی کنند. از آنجاکه اختلاف دما خیلی کوچک است، در اندازه گیری آن باید دقت زیادی بشود. هرگونه آثار چرخش مجدد در ورودی و خروجی پمپ باید حذف شوند، و تست ها در فلوهای خیلی کم یا صفر امکان پذیر نیست. فرسایش در صورتی که لازم باشد می تواند روی منحنی های غیر رایج هد-راندمان رسم شود.

فرآیند ترمودینامیک آن در شکل ۵-۵ نشان داده شده است که یک شکل نموداری استخراج شده از چارت آنتالپی-آنتروپی مشخصات آب/بخار است (یعنی چارت مولیر).

مطابق شکل ۵-۵ نقطه ۱ نقطه شروع مکش پمپ است، با شرایط T_1 و P_1 . تراکم صورت می گیرد تا به نقطه ۲ برسد، با شرایط خروجی پمپ در T_2 و P_2 . دمای خروجی با افزودن افزایش دمای اندازه گیری شده به دمای مکش اندازه گیری شده بدست می آید. تراکم آیزنتروپیک ایده آل از نقطه ۱ به نقطه ۳ است. باید بخاطر داشت که برخی تغییردماهای اندازه گیری شده در نتیجه فرآیند ترمودینامیک است، و نتیجه راندمان پایین پمپ نیست.

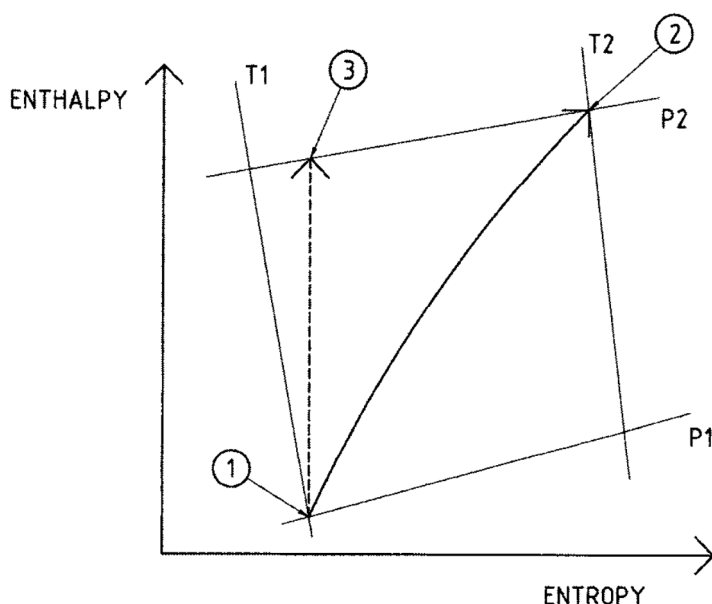


Figure 5-5 The thermodynamic process of compressing water

تعیین راندمان پمپ از نتایج تست در جدول ۵-۱ تشریح شده است با محاسبات یک نقطه تست از Beebe-2002. مشخصات آب متراکم با استفاده از نرم‌افزار جداول بخار بدست آمده www.pepse.com

از آنجاکه این پمپ‌ها ۱۰ مرحله‌ای و همگی پروانه‌ها در یک جهت هستند، نیروی محوری در جهت عکس چشمه پروانه بوجود می‌آید. این طراحی یک نشیمنگاه و دیسک بالانس دارد، که بوسیله آن مقداری آب در تخلیه نهایی از پمپ جریان می‌یابد. در این پمپ‌ها، آن به سمت مکش پمپ برمی‌گردد، بطوریکه موارد تشریح‌شده در بالا صحیح است. در برخی از طراحی‌های پمپ، این جریان نشتی بالانس ممکن است به جریان بالادستی ورودی پمپ از نقطه دمای مکش برگردد. در این حالت‌ها، راندمان آنچنان که در بالا محاسبه شد خیلی زیاد خواهد بود. اگر جریان نشتی را بدانیم، راندمان اندازه‌گیری شده می‌تواند برای آن تنظیم شود.

توسعه در صنایع معدن در آفریقای جنوبی باعث ایجاد معادلات کاربردی تجربی برای پمپ‌ها در آب در دمای بالای ۵۴ درجه سانتی‌گراد شد. اصلاحی برای افزایش خیلی

کم دما که در نتیجه تغییرات مشخصات ترمودینامیک با افزایش فشار اتفاق می افتد را در بر گرفته است. (مثال را ببینید)
با هد کلی در KPa، و دما در درجه سانتی گراد:

Efficiency
(decimal)=

100

$$\left[1 - 0.003(\text{Inlet temp} - 2) + 4160 \frac{\text{Temp rise}}{\text{Total Head}} \right]$$

ابزارهای در دسترس اقتصادی بطور گسترده در صنایع آب در انگلستان و جاهای دیگر استفاده می شوند. (مثلا www.aems.co.uk و www.pumpmonitor.com)، و کاربردهای اخیر برای پمپ های بزرگ مورد توجه هستند. برای حداقل کردن اثر هرگونه چرخش مجددی، نقاط انشعاب رزوه دار برای نصب پروب های فشار/ دما در دو قطر دور از فلنج های مکش و خروجی پمپ لازم هستند، دما باید در مسیر جریان اندازه گیری شود.

اگر توان موتور از سیم ورودی موتور اندازه گیری شود، لقی های موتور می تواند ارزیابی شود، و توان جذب شده توسط پمپ محاسبه شود. با ترکیب این با داده های افزایش دما و فشار، فلو پمپ می تواند محاسبه شود. نتایج تست به صورت زنده نمایش داده می شود، و گراف های راندمان در مقابل جریان را می توان بدست آورد.

بیشتر پمپ ها در صنعت انشعاب رزوه داری غیر از فلنج ها ندارند، و افزودن انشعاب رزوه دار بیشتری در یک کارخانه که بیش از ۱۰۰ پمپ دارد، مانع بزرگی در بکارگیری روش ترمودینامیکی می باشد، خصوصا جاییکه روش هد-فلو رضایتبخش بوده است. روش ترمودینامیکی خیلی از نظر اقتصادی جذاب تر می بود اگر هیچ انشعاب رزوه دار اضافه ای لازم نبود. یک تست گزارش شد جاییکه دماها نیز در فلنج ها اندازه گیری می شدند، و نتیجه متفاوتی برای راندمان داد. این نقاط ممکن است برای مانیتورینگ روتین نیز رضایتبخش بوده باشند، اگرچه با تست های هد فلو.

دماهای اندازه‌گیری شده روی سطح لوله مشخص کرده است که ارتباط نزدیکی با مایع جاری برای بدست آوردن اختلاف دما دارند. تجربیات بدست آمده روی برخی پمپ‌های تغذیه بویلر بدون استفاده از انشعاب رزوه‌دار خاص، مورد انتظار تشخیص داده شده است. یک ابزار الکترونیکی در تست‌هایی با آب دمای ۱۲۷ درجه سانتی‌گراد برای اختلاف دما برای اندازه‌گیری دماهای سطح لوله مکش و خروجی ترتیب داده شد. عایق‌کاری‌هایی بکار گرفته شد تا اطمینان حاصل شود که دما سطح نزدیک به آب جاری در لوله است.

نتایج به ترتیب درستی گرفته شدند، اما نامعقول بودند. بعدها این به‌خاطر اینرسی حرارتی در پمپ و لوله‌ها در نظر گرفته شد، و اگر فلو تغییر می‌کرد، یک ساعت بین تست‌ها باید فاصله انداخته می‌شد. این روش مانیتورینگ روتین کاهش هزینه مورد انتظاری را نشان می‌دهد، و ارائه شده است تا اینکه شرایط پایداری بتواند قبل از گرفتن قرائت‌های تست ترتیب داده شود.

جدول زیر محاسبات یک نقطه تست را هنگام این تست‌ها نشان می‌دهد.

Table 5-1 Calculations for one test point: boiler feed pump thermodynamic test

(a) Measured data			
<i>Suction temperature</i> T1	<i>Discharge temperature</i> T2	<i>Suction pressure</i> P1	<i>Discharge pressure</i> P2
127.20oC	129.95oC	486kPa (abs)	14377kPa (abs)
(b) Data from steam tables program			
<i>Suction enthalpy- Point 1</i>	<i>Discharge enthalpy Point 2</i>	<i>Ideal discharge enthalpy- Point 3</i>	<i>Ideal discharge temperature - Point 3</i>
534.47kJ/kg	555.70kJ/	549.36kJ/kg	128.45C
(c) Calculated results			
<i>Idea/enthalpy rise - Points 1 to 3</i>	<i>Actual enthalpy rise - Points 1 to 2</i>	<i>Pump efficiency= 100 (14. 795 / 22.230)</i>	
4.795kJ/kg	22.230kJ/kg	69.7%	

۵-۶ مشخصات هد - توان

برخی تغییرات روی دو پمپ تغذیه بویلر 3500KW انجام شد. تست های عملکرد کاملی برای ارزیابی تغییرات انجام شد. متوجه شدیم جریان موتور روی یکی از پمپ ها خیلی زیادتر از دیگری بود، اما هیچ دلیلی برای این اختلاف پیدا نمی شد. با این وجود راندمان محاسبه شده این پمپ کمتر بود. بعداً، آن پمپ برای تغییرات بیشتر باز شد، و مشخص شد رینگ سایش مرحله اول لقی ناصحیح در حدود

۱۵ میلی‌متر داشت! این اطلاعات باعث شد که داده‌های خود را مجدداً امتحان کنیم، چراکه این تجربه واقعی از اثر سایش می‌داد.

اگرچه نه فلو و نه رشد دما را می‌شد اندازه گرفت، ممکن است بتوان توان را اندازه‌گیری کرد و از مشخصات رسم توان-هد که رایج نیست استفاده کرد. شکل چنین رسم‌هایی برای این مورد برای محدوده کارکرد در شکل ۵-۶ نشان داده شده است. منحنی بالایی حاصل لقی افزایش یافته است.

همچنین تجربه ارزش اندازه‌گیری توان را در صرفه جویی زمان کارکنان، سرویس‌های متخصصین، و دسترسی برای پایش وضعیت را نشان داد. آن باعث شد دوشاخ‌های مخصوصی در نظر گرفته شوند که در بخش ۳-۵ برای اتاقک‌های موتورهای دو نیروگاه بعدی طراحی شد. باین‌حال، قبل از اینکه کارخانه‌ها در سرویس قرار گیرند، قابلیت دسترسی فلومترهای نوع آلتراسونیک این متد و پیشرفت آن را لغو کرد.

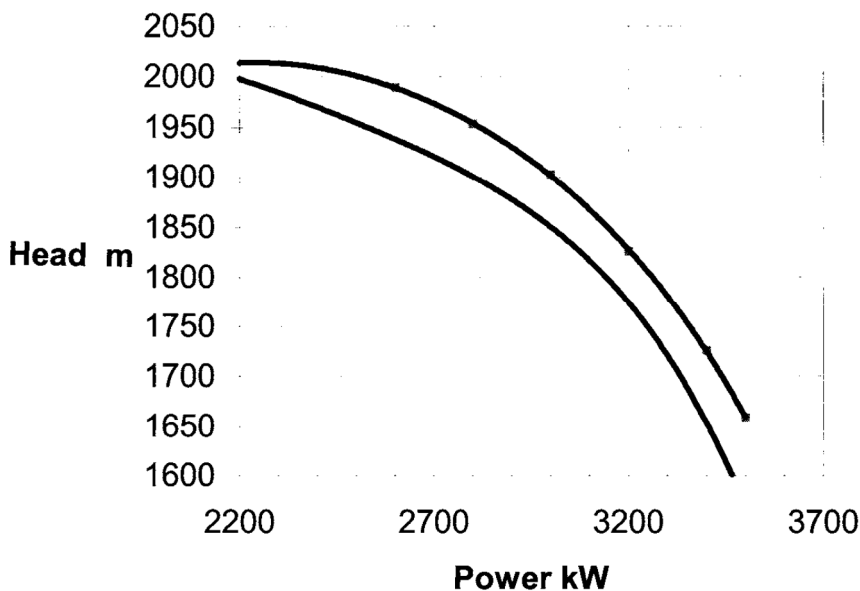


Figure 5-6 Head-Power characteristics, one pump worn

فصل ششم

آنالیز ارتعاش پمپ‌ها - پایه

۶- آنالیز ارتعاش پمپ‌ها - پایه

۶-۱ حوزه آنالیز ارتعاش

همه ی ماشین‌ها، از جمله پمپ‌ها، تا حدی ارتعاش می‌کنند، اما این سوال اغلب وجود دارد؟

- چه میزان ارتعاش زیاد است؟
 - اگر ارتعاش زیاد است، علت آن چیست و چگونه می‌توان آن را حل کرد؟
 - حتی اگر میزان آن زیاد نباشد، ارتعاش چه چیز دیگری به ما می‌گوید؟
- اندازه‌گیری و آنالیز ارتعاش به این سوالات پاسخ می‌دهد. در کل اندازه‌گیری و آنالیز ارتعاش یک روش مراقبت وضعیت کاربردی برای ماشین‌های دوار است. اغلب اوقات ارتعاشات ماشین‌های دوار یک حرکت تناوبی/اجباری تحریک شده با نیروهای داخلی یا خارجی آن است. میزان ارتعاش به موارد زیر بستگی دارد:
- نیروی تحریک
 - فرکانس این نیروی تحریک چقدر به رزونانس سازه یا مضاربش (هارمونیک‌هایش) نزدیک است
 - مهارهای سازه پمپ در معرض ارتعاش

صوت ارتعاش قابل شنیدنی است که به هوا انتقال یافته است، و لذا اغلب به ارتعاش ماشین‌ها یا سازه‌ها مرتبط است. بخاطر اثرات محیطی، صدا نسبت به ارتعاش کمتر قابل اندازه‌گیری است اما با تکنیک‌های جدید استفاده از آن بیشتر شده است. وقتی پمپ در بهترین نقطه راندمان BEP^{12} کار می‌کند کمترین ارتعاش را دارد، با کاهش ۲۵٪ جریان نسبت به BEP دامنه دو برابر می‌شود. این نکته قابل توجهی است که هنگام اندازه‌گیری‌های دوره‌ای ارتعاش سطوح ارتعاش ممکن است تغییر

¹² Best Efficiency Point

کرده باشد بدون اینکه شرایط داخلی تغییر کرده باشد. اگر کارکرد در BEP همواره امکان‌پذیر نیست، جریان استاندارد باید انتخاب شود تا اندازه‌گیری‌های دوره‌ای در آن جریان انجام شود، مگر اینکه یک سری سطوح ارتعاش نرمال در محدوده‌ای از جریان گرفته شود و به عنوان سطح مبنا قرار می‌گیرد. اطلاعات این بخش باید برای مهندسین کارخانه کافی باشد و اگر جزئیات بیشتری لازم است مراجعی برای متخصصین توصیه می‌شود. برای اطلاعات بیشتر در مورد مانیتورینگ ارتعاش دائمی به فصل ۷ مراجعه شود.

۲-۶ چگونه ارتعاشات اندازه‌گیری شده و استفاده می‌شوند.

ارتعاشات را در سه مقدار پایه‌ای می‌توان اندازه‌گیری و تشریح کرد: جابجایی، سرعت و شتاب.

۱-۲-۶ مبداها (ترانسیدیوسرها)

ترانسیدیوسرهای رایج مورد استفاده در جدول‌های ۱-۶ و ۲-۶ همراه با قابلیت‌هایشان، واحدهای ارتعاشی و کاربردهایشان تشریح شده‌اند. شتاب‌سنج‌های نوع خروجی ولتاژ رایج‌ترین نوع مورد استفاده با آنالیزورها/ داده‌بردارها می‌باشند. چک کالیبراسیون ترانسیدیوسرها و قرائت خروجی آن بواسطه برخی فعالیت‌های QA لازم می‌شود. توصیه می‌شود این کار به طور منظم انجام شود، چرا که مبدا ممکن است آسیب دیده باشد. اگرچه شتاب‌سنج‌ها محکم و قوی هستند می‌توانند برخی اشکالات رفتاری داشته باشند.

Table 6-1 Transducers for measuring vibration			
Contact transducers (held on bearing, or on shaft-rider probe)			
	<i>Output</i>	<i>Usual readout on instrument</i>	<i>Frequency response range</i>
Velocity transducer: Most are large, moving parts wear, now less common.	mV/mm/s	Vor D	15- 1000Hz, some types higher. Most not usable below 10Hz.
Accelerometer, Charge output type: needs special "low noise" cable to charge amplifier. (250C)	pC/g	A, Vor D	1-5000Hz is typical industrial type, but many types available go up to higher frequencies.
Accelerometer, Voltage output or "line drive": the same cable powers and returns signal. (120C maximum)	mV/g (100mV/g typical)	A, Vor D	<i>Triaxial</i> types measure in 3 directions at once.
Accelerometer, Velocity output: has inbuilt integrator. (120C maximum)	mV/mm/s	V	
Non-contact transducers (shaft movement relative to bearing)			
Proximity displacement probe: eddy current type common. Types of up to 4mm range, 350C and beyond for axial monitoring.	mV/ μ m	D	0-2000 Hz. Shaft surface marks, magnetic effects can affect reading but new capacitive types are not affected by such "glitch":

Table 6-2 How vibration of machines is measured and used			
Measure	Units	Use	How obtained
Displacement	μm peak-to-peak (pk-pk)	Bearing absolute (relative to space) for low speed machines (< 600 r/min)	Velocity transducer integrated $V > D$
	μm peak		Accelerometer integrated $A > V > D$
	μm rms		Velocity transducer on shaft rider, integrated $V > D$; or on casing, combined with relative displacement probe.
	mils peak-to-peak (USA) (1 mil = 25 μm)	Shaft absolute With hydrodynamic bearings	
	(Be careful to state units clearly)	Shaft relative to bearing - on hydrodynamic bearings. (Two values at 900 provide S_{max} - the maximum shaft displacement from geometric centre)	Proximity displacement probe
Velocity	mm/s rms, 10-1000Hz in/s peak (USA)	Bearing absolute for severity assessment of general machines to ISO10816 etc. (Speeds from 120 to 15000 min)	Accelerometer, integrated $A > V$ in readout instrument. Velocimeter/Velometer (accelerometer with built-in integrator) Velocity transducer
Acceleration	g peak m/s^2 rms ($1g = 9.8 \text{ m/s}^2$)	Bearing absolute shows higher frequency indications, e.g. condition of bearings, gears	Accelerometer - charge output or voltage output

در اغلب ماشین‌ها، ارتعاش معمولاً در دیگر فرکانس‌هایی غیر از فرکانس مربوطه به سرعت دوران (یا هم‌سرعت که $1X$ نامیده می‌شود) وجود دارد، که باعث می‌شود شکل موج پیچیده‌تر از سینوسی ساده شود. عملکرد تجهیزات ارتعاش‌سنج را برای تبدیل سیگنال‌های ارتعاشی ساده و پیچیده توسط انتگرال گیرهای الکترونیکی قرائت کنید. (که از شتاب به سرعت و به جابجایی است. بخاطر قوانین فیزیک، در فرکانس‌های پایین، دامنه ارتعاش جابجایی بزرگ و دامنه شتاب کوچکی خواهیم داشت. برعکس آن نیز برای فرکانس‌های بالاست یعنی دامنه شتاب بزرگ‌تر و جابجایی کوچکتري خواهیم داشت. سرعت در همه‌ی فرکانسها تا حد قابل قبولی ثابت است، به همین دلیل است که اغلب برای ارتعاش ماشین‌ها از این پارامتر استفاده می‌شود.

۲-۲-۶ نصب مبدل‌های ارتعاشی

هرچه تماس مبدل با ماشین محکم‌تر باشد، سطح و الگوی ارتعاش اندازه‌گیری شده قابل اطمینان‌تر است. اگر مبدل با دست نگه داشته شود، پاسخ محدود به فرکانس حدود ۱۰۰۰ هرتز است و تغییرات احتمالی زیادی بین قرائت نفرات مختلف وجود خواهد داشت. علامت‌گذاری نقاط اندازه‌گیری به تکرارپذیری آن کمک خواهد کرد. حداقل نقاط اندازه‌گیری باید علامت‌گذاری شوند. با این حال، نتایج قابل قبولی از طریق اندازه‌گیری در محدوده آلتراسونیک و بالاتر روی بیرینگ‌های ساچمه‌ای با نگه داشتن با دست بدست به آمده است. ممکن است جفت‌کننده گریسی مورد نیاز باشد. استفاده از نگه دارنده مگنتی سهل است و در سطح تخت پاسخ قابل اعتمادی تا حدود ۲۰۰۰ هرتز می‌دهد. انواع خیلی قوی آن ادعا دارند که تا ۱۰۰۰۰ هرتز نیز پاسخ می‌دهند. انواع با دو پایه موازی برای سطح کمتر تخت هم مناسب هستند. نیروی نگهدارنده مگنت نباید کمتر از $4g$ به صورت عمودی یا $2g$ به صورت افقی باشد. شکل پیچ شده یا چسب شده بهترین تکرارپذیری و بالاترین پاسخ فرکانسی را دارند. برخی انواع آن از اتصال پیچی سریع استفاده می‌کنند، که تنها با یک دست می‌توان نصبشان کرد.

۳-۲-۶ نقطه اندازه‌گیری

برای مانیتورینگ و ارزیابی شدت ارتعاش اندازه‌گیری شده ماشین با مبدل‌های تماسی روی بیرینگ، در سه جهت افقی، عمودی و محوری نسبت به خط مرکز شافت اندازه‌گیری صورت می‌گیرد. برای پمپ‌های با شافت عمودی، دو جهت افقی باید مشخص و به وضوح نشان داده شده باشند. معمولاً یکی را در جهت لوله مکش پمپ قرار می‌دهند. برای مانیتورینگ دوره‌ای پمپ‌های ساده تنها چند قرائت می‌تواند کافی باشد. مثلاً، یک قرائت شعاعی در هر بیرینگ معمولاً افقی، و یکی هم محور با شافت، که خیلی زمان کمتری برای داده‌برداری و تحلیل نیاز دارد تا سه نقطه در هر بیرینگ. اگر از شتاب‌سنج‌های سه محوره استفاده شود معمولاً در بالای مرکز بیرینگ نصب می‌شوند، و لذا نه در جهت محور خط مرکز و نه در جهت افقی آن اندازه‌گیری نمی‌کند. در ماشین‌های دارای بیرینگ هیدرودینامیک، پروب‌های جابجایی غیر تماسی گاهی به‌طور دائمی نصب می‌شوند تا حرکت شافت را در جهت‌های $Y-X$ در بیرینگ اندازه‌گیری کند. برای آسانی دسترسی، معمولاً آنها در بالای مرکز بیرینگ با زاویه $\pm 45^\circ$ درجه نسبت به جهت افقی و عمودی نصب می‌شوند. با این حال، به ندرت از این پروب‌ها برای پمپ‌ها استفاده می‌شود. اگرچه استفاده از پایه‌های موقت یا پایه‌های مگنتی نیز ممکن است، محدودیت دسترسی به شافت استفاده از آنها در پمپ‌ها را به حداقل رسانده است. از نقطه نظر عیب‌یابی، اندازه‌گیری ارتعاش بیرینگ پمپ با ارزش‌تر از اندازه‌گیری شافت می‌باشد. (Gopalakrishnan, 2000)

خروجی‌ها می‌توانند روی اسیلسکوپ یا از طریق نرم‌افزار مناسب تعقیب زمان جابجایی روی سیستم کامپیوتری نمایش داده شوند، و در حالت XY ، برای ارائه اربیت شافت که نشانگر تصویر حرکت خط مرکز شافت است. اربیت معمولاً بیضوی است، و اگر فرکانس ارتعاشی دیگری وجود داشته باشد تغییر شکل می‌دهد. اگر اربیت تخت باشد یعنی روتور یکنواخت مهار شده است. اربیت هر طرف شافت در دو طرف کوپلینگ مبین شرایط هم‌محوری است. اگر ارتعاش در فرکانس‌های بالاتر وجود داشته باشد، باعث موج‌دار شدن اربیت می‌شود. ابزارهای تحلیل‌گر می‌توانند

فرکانس‌های غیر از $1X$ را فیلتر کنند. جزئیات دیگر درباره اربیت شافت و حرکت خط مرکز را می‌توان در Eisenmann and Eisenmann (1997) سایت www.bently.com ملاحظه کرد.

۳-۶ ارزیابی شدت ارتعاش: ارزیابی عمومی

اینکه ارتعاش ماشینی قابل قبول است یا نه به میزان احتمال صدمه‌ای که به ماشین وارد می‌شود، همین‌طور به اثری که روی محیط دارد بستگی دارد. اندازه‌گیری‌ها باید وقتی انجام شود که ماشین در شرایط حالت پایدار بهره‌برداری قرار دارد. شدت ارتعاش معمولاً به شکل زیر بیان می‌شود:

- جابجایی، برای ماشین‌های سرعت پایین در فرکانس‌های تا 10Hz
- سرعت برای فرکانس‌های بین $10-1000\text{Hz}$. اغلب ماشین‌ها در این محدوده هستند.
- شتاب، برای فرکانس‌های بالاتر از 1000Hz

برای ارزیابی شدت مجاز در هر موردی، نکات زیر را در نظر بگیرید:

۱-۳-۶ تأثیر روی نفرات و ساختمانها

معمولاً ساختمان‌های اسکلت فلزی فرکانس‌های طبیعی زیر 10 تا 40 هرتز دارند، و ممکن است دچار ترک یا دیگر نشانه‌های خرابی ناشی از سطوح ارتعاش زیاد شوند. نفرات در اثر ارتعاشات زیر حدود 40 هرتز احساس ناراحتی می‌کنند.

۲-۳-۶ توصیه‌ها سازندگان

توصیه سازندگان ممکن است محافظه‌کارانه باشد. استانداردهایی نیز مورد استفاده قرار می‌گیرند (مانند زیر)، که مهندسان کارخانه‌ها اغلب آنها را در فرمهایشان می‌گنجانند.

۳-۳-۶ مقایسه ماشین‌های یکسان

ارتعاش اندازه‌گیری شده در ماشین‌های یکسان نیز می‌تواند برای مقایسه مفید باشد. با این حال، چنین ماشین‌هایی می‌توانند خصوصیات ارتعاشی کاملاً متفاوتی داشته باشند، در حالی که همه در شرایط قابل قبول هستند.

۴-۳-۶ تجربیات عمومی ماشین

چندین راهنمای شدت ارتعاش مبتنی بر تجربیات به دست آمده روی محدوده‌ای از ماشین‌ها در دسترس می‌باشد. قضاوت مهندسی برای اینکه بین آنها تناقض نباشد لازم است. یک توصیه مناسب از Eisenmann and Eisenmann (۱۹۹۷) با جمع‌بندی موقعیت‌ها می‌گوید: «هیچ حد شدت ارتعاش جهانی وجود ندارد». بنابراین توصیه می‌شود راهنمایی را که احساس می‌کنید بیشتر باورکردنی است و با موقعیت شما مناسب‌تر است را انتخاب کنید. اطلاعات معمولاً با خرید دستگاه اندازه‌گیری ارتعاش داده می‌شود.

۱-۴-۳-۶ ارتعاش بیرینگ

اگرچه استانداردهای ملی و بین‌المللی گوناگونی که بر پایه تجربه آلمانی‌ها در ۱۹۶۰ بدست آمده بود اخیراً جایگزین شده‌اند اما آنها نیز هنوز مفیدند. آنها مبتنی بر تجربیات عملی هستند و یک سری معیارهای مفیدی می‌دهند که می‌توانند برای ارزیابی ماشین‌های در سرویس مورد استفاده قرار گیرند و به همین ترتیب برای مشخص کردن کیفیت ارتعاش ماشین‌های نو یا تعمیر اساسی شده نیز استفاده می‌شوند. همان‌طور که در جدول ۳-۶ نشان داده شده است، معیارها برای ماشین‌های با سرعت بین ۶۰۰ تا ۱۲۰۰۰ RPM کاربرد دارد، و حد ارتعاش ماکزیمم در جهت‌های افقی، عمودی و محوری روی پوسته بیرینگ، اندازه‌گیری شده هم خط با مرکز روتور می‌باشد. واحد آن rms سرعت به mm/s می‌باشد. ارزیابی باند پهن، با همه‌ی اجزا فرکانس بین ۱۰ تا ۱۰۰۰ هرتز را در برمی‌گیرد، هرکدام با اهمیت یکسان در شدت در نظر گرفته می‌شود.

Table 6.3 Vibration severity standards based on ISO3945:1977

Vibration Velocity (on bearing, maximum of H,A, V directions) mm/s rms	Small machines up to 15kW	Medium machines < 75kW and to 300kW on special foundations	Large machines 'Rigid' foundations (resonance above service speed)	Large machines 'Flexible' foundations (resonance below service speed)	Reciprocating machines, rigid in direction of measurement	Reciprocating machines, flexible in direction of measurement
	Type 1	Type 2	Type 3	Type 4	Type 5	Type 6
0.71						
1.12		GOOD to EXCELLENT				
1.8						
2.8						
4.5			SATISFACTORY			
7.1						
11.2						
18						
28		UNACCEPTABLE			NOT SATISFACTORY	
45						
71						

زیر ۶۰۰ RPM، معیارهای جابجایی استفاده می‌شوند. اگر ماشین با ارتعاش انتقال یافته از محیط تا بیش از ۱/۳ ارتعاش در سرویشش تحت تأثیر قرار گیرد این معیارها قابل استفاده نیست. این ارتعاش را می‌توان با خاموش کردن ماشین چک کرد. محدوده‌های سایه زده شده در جدول ۳-۶ مطابق با این درجه‌بندی‌ها، از آرام‌ترین سطح به طرف پایین است:

- **A خوب تا عالی** - نرم‌ترین حالت مورد انتظار از کارخانه است. ماشین‌های نو در این بخش قرار می‌گیرند.
- **B رضایت‌بخش**. با طراحی و ساخت خوب ماشین به آسانی قابل دست یافتن است، و برای کارکرد در دوره‌های طولانی قابل قبول است.
- **C رضایت‌بخش نیست**. بالاتر از حد عالی مورد انتظار از ماشین‌های خوب ساخته شده، احتمالاً دلالت بر خرابی دارد. این حد می‌تواند برای ماشینی که ارتعاش آن به‌خاطر خرابی نیست قابل قبول باشد.
- **D غیر قابل قبول**. احتمال بالایی از خرابی شدید غیر قابل قبول یا استهلاک ماشین وجود دارد.

برای استفاده از جدول ضروری است تعیین کنید نگهدارنده ماشین rigid (صلب) یا flexible (انعطاف‌پذیر) است. صلب یعنی اینکه ترکیب ماشین و سازه نگهدارنده پایین‌ترین فرکانس طبیعی را در جهت اندازه‌گیری دارد حداقل ۲۵٪ بالای فرکانس تحریک اصلی (در اغلب موارد، فرکانس دور ماشین). دیگر سیستم‌های نگهدارنده انعطاف‌پذیر شمرده می‌شوند. اگر کلاس ماشین را نمی‌توانید از ترسیم و محاسبه بدست آورید لازم است تستی انجام دهید.

۲-۴-۳-۶ حدود ارتعاش شافت

حدود ارتعاش شافت با توجه به سختی سازه و لقی بیرینگ بیش از ارتعاش بیرینگ در نظر گرفته می‌شود. یک حد کاربردی آن ۵۰٪ لقی بیرینگ، و حد توقف ماشین (shutdown) در ۷۰٪ است. Iso 7919 راهنمایی برای ارزیابی ارتعاش شافت توربین‌های گازی، بخاری و هیدرو ارائه می‌دهد اما حدی خاص پمپ ندارد. اساس S_{max} است: نصف دامنه دور زدن اربیت روی محور اصلیش. یک سازنده پمپ اصلی حد مجاز Peak-to-Peak جابجایی، فیلتر نشده برای عملکرد خوب را 0.33 لقی قطری بیرینگ پیشنهاد می‌کند، تا 0.66 را با بهبود مورد انتظار، و بالاتر از 0.66 را نیاز به اصلاح معرفی می‌کند. (Robinett and Kaiser, 2000)

۳-۴-۳-۶ بیرینگ‌های ساچمه‌ای و چرخ‌دنده‌ها

بهتر است این قطعات با معیارهای فرکانس بالا مانیتور شوند. یکی از این معیارها حد ارتعاشی پوسته از ۱۰g پیک برای ارتعاش چرخ‌دنده‌های بالای ۶۰۰Hz می‌باشد. ابزارهای تخصصی زیادی برای ارزیابی بیرینگ‌های ساچمه‌ای وجود دارد که بهتر است اطلاعات فروشنده و نکات فصل ۷ را ببینید.

۳-۳-۵ تجربه مبتنی بر قابلیت دسترسی لازم

یک مثال بارز از صدها تجربه در مورد پمپ‌های فرآیند در یک پالایشگاه بزرگ نشان داد که حداکثر ارتعاش قابل قبول ۵/۶ mm/s rms می‌باشد تا حداقل دسترسی قابل قبول از ۹۹/۵٪ موارد بدست آید. در ۱۳ mm/s قابلیت دسترسی بصورت

خطی به ۵/۹۸٪ کاهش یافت (Hancock 1974). چنین توسعه‌ای از مدل قابلیت اطمینان کارخانه می‌تواند بطور گسترده مورد استفاده قرار گیرد.

۶-۳-۶ تجربه‌ای واقعی از یک پمپ خاص را در نظر بگیرید.

وقتی چنین چیزی دارید، بهترین توصیه از تجربه واقعی با خود ماشین است. مثل همیشه، در مورد تغییر ارتعاش، خصوصاً ناگهانی، باید تحقیق شود.

۱-۶-۳-۶ مورد کاوی

در یک جفت پمپ تغذیه بویلر، که هر کدام با یک توربین بخار ۷ مگاوات می‌چرخد، دامنه ارتعاش بالای بیش از ۱۷ mm/s روی بیرینگ‌های پمپ بوستر ملاحظه می‌شود. بررسی نشان داد که ارتعاش از خارج پمپ بوستر به آن انتقال یافته است، و لذا بیشتر از حد مجاز استاندارد است. این پمپ‌ها علیرغم ارتعاش بالا سال‌ها بدون مشکل کار کرده‌اند. (مجموعه پمپ در شکل ۶-۷ با پمپ بوستر سمت راست آن نشان داده شده است). جایی که هزینه حالت‌های بحرانی را توجیه کند، می‌توان آنالیز دینامیکی برای یافتن نیروهای واقعی موجود در ماشین منطبق با دامنه‌های ارتعاش اندازه‌گیری شده انجام داد، و در نهایت تنش‌ها. یک نیرو، که با استفاده از چکش نیرو انجام می‌شود، برای ماشین و پاسخ اندازه‌گیری شده آن بکار می‌رود. این خروجی‌ها توسط آنالیزور و برنامه کامپیوتری خاصی اندازه‌گیری می‌شود تا توابع پاسخ فرکانسی پیدا شوند و همچنین گاهی اوقات شکل‌های انحراف کارکردی آنالیز اجزا محدود نیز می‌تواند بخشی از این تحلیل باشد.

۴-۶ استانداردهای شدت ارتعاش خاص پمپ‌ها

۱-۴-۶ استاندارد Iso 10816

این استاندارد جایگزین استاندارد Iso 3945 شده است که در بالا از آن صحبت شد، و باعث می‌شود محدوده فرکانس پهن‌تری بین گروه‌ها مطابقت داشته باشد. با این حال، تا راهنماهایی برای ماشین‌های خاص گسترش داده و منتشر شود اطلاعات جدول ۳-۶ بکار می‌روند. چندین بخش آن تاکنون آماده شده است، که هر کدام برای انواع خاصی از ماشین‌ها کاربرد دارد و معیارهای جزئی

بیشتری دارد، مثلاً 3: 1998- ISO 10816 برای پمپ‌های سانتریفوژ. که دو معیار دارد:

۱-۴-۶ دامنه کلی ارتعاش

فلسفه آن مشابه استانداردهای قبلی ISO می‌باشد. منطقه‌های ارزیابی داده شده مانند A, B, C و D که قبلاً بیان شد تعریف می‌شوند. این مقادیر قصد ندارند مشخصات پذیرش و تأیید ماشین باشند، چنان‌که این امر باید مورد توافق مشتری و سازنده باشد. مانند قبل، پمپ باید به صلب و انعطاف‌پذیر طبقه‌بندی شود. جدول ۴-۶ منطبق بر 3: 1998- ISO 10816 می‌باشد، که برای ارتعاش شعاعی در محدوده فرکانسی از ۱۰ تا ۱۰۰۰ هرتز کاربرد دارد و برای همه‌ی بیرینگ‌ها، پایه بیرینگ‌ها یا هوزینگ‌ها تحت کارکرد حالت پایدار در جریان سیال مشخص در محدوده سرعت مشخص شده مناسب است. آنها برای حالت گذرا، و میزان مجاز مخصوص ممکن است بر ماشین‌های خاص منطبق باشد. دامنه‌های بالاتر نیز می‌توانند برای برخی پمپ‌ها مانند با پروانه‌های خاص، نظیر نوع تک پره‌ای بدون ناخالصی مورد انتظار باشد. ارتعاش کلی می‌تواند از آنچه به عنوان نرمال مشخص شده است تا حدی تغییر یابد. حتی اگر سطوح هنوز در داخل منطقه C باشند باز هم بررسی لازم است. افزایش یا کاهش در دامنه ارتعاش بیش از ۲۵٪ یا بالاتر از سطح منطقه B کافی در نظر گرفته می‌شود.

Table 6.4 Vibration severity zones for pumps per ISO10816-3:1998					
Support class	Zone boundary	Pumps with multivane impeller end separate driver (centrifugal, mixed or axial flow above 15kW)		Pumps with multivane impeller and integrated driver (centrifugal, mixed or axial flow above 15kW)	
		Displacement $\mu\text{m rms}$	Velocity, mm/s rms	Displacement, $\mu\text{m rms}$	Velocity, mm/s rms
Rigid	A/B B/C C/D	18	23	11	1.4
		36	4.5	22	2.8
		56	7.1	36	4.5
Flexible	A/B B/C C/D	28	3.5	18	2.3
		56	7.1	36	4.5
		90	11.0	56	7.1

۲-۴-۶ استاندارد API 10

API 610 مقادیر ارتعاش شافت را برای تأیید، فرکانس دوران فیلتر شده و فیلتر نشده، بر پایه ارتعاش Peak-Peak در جهات افقی و عمودی بیان می‌کند. برای مثال، در ۳۰۰۰RPM، ارتعاش فیلتر شده محدود به $50\mu\text{m}$ است و مقدار فیلتر نشده $62\mu\text{m}$ است. این مقادیر بین $\pm 10\%$ جریان سیال مشخص شده برای آن بکار می‌رود. پمپ‌های ساخته شده در این استاندارد برای ساختمان بیش از پمپ‌های درجه صنعتی استحکام دارند (که در شمال آمریکا نوع ANSI نامیده می‌شوند). آنها چهار برابر گران‌تر هستند، و انتظار عمر طولانی‌تری از آنها می‌رود.

۳-۴-۶ انسیتو Europump و Hydraulics

راهنمایی‌های این انسیتو در Rayner 1995 بحث شده است و بالاتر از چارت‌های شدت عمومی توصیه شده است چرا که آنها بر اساس تجربه بیشترین کارخانه‌های پمپ سازی دنیا قرار دارد. برای پمپ‌های تغذیه بویلر پیشرفته برای واحدهای گسترده ۵۰۰ تا ۶۶۰ مگاوات، حدود ارتعاش بر پایه سرعت هستند، زیر $\text{RMS } 2.8 \text{ mm/s}$ تا $\text{RMS } 7 \text{ mm/s}$ رضایت‌بخش، تا 11 mm/s انتظار

بهبود، تا $RMS\ 18mm/s$ بهره برداری توصیه نمی‌شود، و بالای $RMS\ 18mm/s$ نباید بهره‌برداری شود. مقادیر جابجایی متناسب با آن در فرکانس دوران داده شده‌اند. حدود Europump برای پمپ‌های افقی بر پایه سرعت است و با توجه به توان مصرفی پمپ افزایش می‌یابد. افزایش‌ها برای انواع مختلف پمپ، و روش بهره‌برداری نسبت به BEP، و با افزایش تعداد پره‌های پروانه (Rayner.1995) بکار می‌آید. بخاطر داشته باشید که فرمول سرعت مخصوص در اینجا واحدهای متریک متفاوتی از آنچه قبلاً در این کتاب گفته شد استفاده می‌کند.

استاندارد انستیتو هیدرولیک برای همه پمپ‌های صنعتی/ تجاری عمودی بکار می‌رود. این حدود ارتعاش مجاز خاصی را برای یازده نوع پمپ مختلف ارائه می‌دهد.

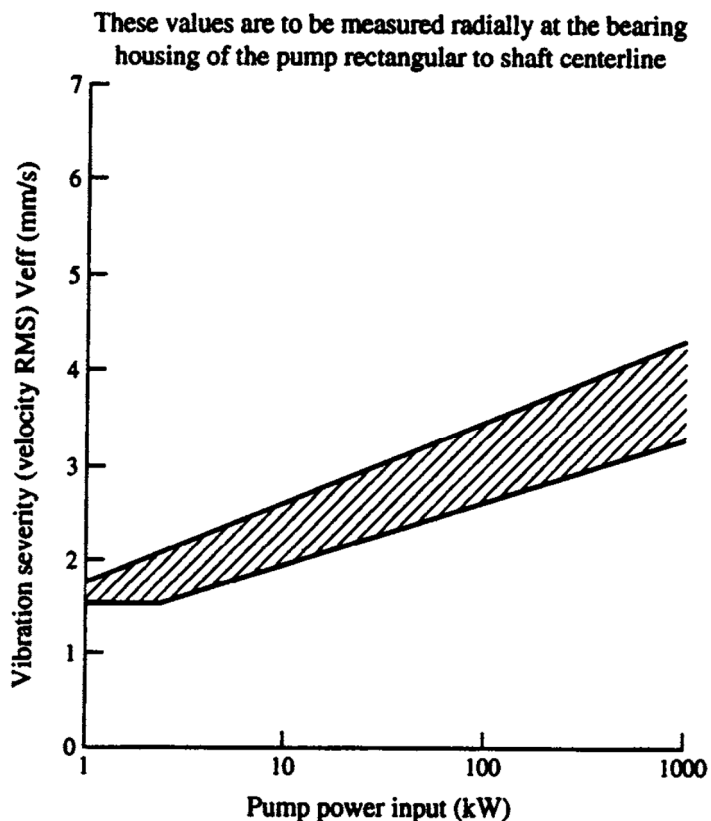
Buscarello ۶-۴-۴

Buscarello، بر اساس تجربه طولانی آموزش و ممیزی در جدول ۵-۶ ارتباط مستقیم هزینه‌های تعمیر پمپ نسبت به سطح ارتعاش را نشان می‌دهد (۱۹۹۹). او پیشنهاد می‌کند که مالکان پمپ‌ها خودشان باید ممیزی را انجام دهند.

TabJe 6-5 Pump maintenance cost relative to vibration level (Buscarello)		
<i>Pump speed</i>	<i>Vibration level</i>	<i>Approximate annual cost of maintenance (USD)</i>
1800 r/min	Less than 0.7 mm/s rms Up to 1.8 mm/s rms Up to 2.5 mm/s rms	Under \$8000 \$12000 \$22000
3600 r/min	Less than 0.7 mm/s rms Up to 4.4 mm/s rms	\$6000 \$40000

مثال دیگری از چنین ممیزی در آسیاب کاغذ و خمیرسازی کاغذ است، که ۳۶ پمپ سرعت ثابت مشابه آزمایش شدند. داده‌های ارتعاش اندازه گیری شده به دست آمد،

و، از CMMS، داده هزینه و تعداد دستور کارهای صادر شده روی هر پمپ در مدت میانگین ۱۲ ماهه داده‌ها استفاده شد. اگر چه نتایج پراکنده بودند، این نتیجه بدست آمد که سطوح ارتعاش بالاتر در تجهیزات مشابه هزینه نت را افزایش می‌دهد.



22489

Additional values to be added for following

Vertical shaft + 1mm/s
 Test stand + 2mm/s
 3 Vane impeller + 1mm/s
 2 Vane impeller + 2mm/s
 1 Vane impeller + 3mm/s

Additional correction to basic vibration severity due to deviation from the best efficiency point (BEP):
 $nq = n \times Q^{1/2} / H^{3/4}$
 1/min $m^{3/4}$

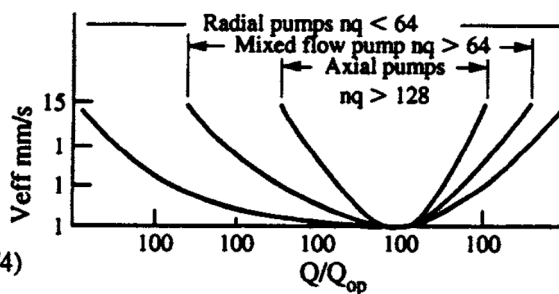


Figure 6-1 Europump site vibration limits for horizontal pumps on clear liquids.
1500 r/min

۵-۴-۶ Karassik and McGuire

این استاندارد نیز برخی راهنماهایی در ارتعاش پمپ ارائه داده است (۱۹۹۸). جدول ۶-۶ حدود هوزینگ بیرینگ‌هایشان را برای پمپ‌ها ارائه می‌دهد که اجزا فرکانس‌های اصلی در فرکانس دوران هستند. بالاتر از محدوده سرعت ۱۵۰۰ تا ۴۵۰۰ RPM، میانگین سرعت ارتعاشی بیرینگ با سرعت پمپ تا حدود ۰.۳۳ توان نسبت سرعت افزایش می‌یابد. سرعت‌های ارتعاشی بالاتر را می‌توان در فرکانس‌های بالاتر مجاز دانست، بسیاری پمپ‌ها برای سال‌ها با ارتعاش در فرکانس گذر پره ۱۱-۷ RMS mm/s کار کرده‌اند. پمپ‌های عمودی (wet pit pump) ذاتاً سرسخت هستند و ارتعاش عموماً ۶۵٪ بالاتر از پمپ‌های افقی یا پمپ‌های عمودی dry pit هستند. اندازه‌گیری‌ها روی بیرینگ تراست پمپ انجام می‌شود، یا اگر موتور تراست را نگه می‌دارد روی فلنج نگهدارنده موتور انجام می‌شود.

Table 6-6 Bearing housing limits for pumps (Karassik and McGuire)				
Good	Acceptable	Poor	Schedule for repair	Shutdown immediately
<2 mm/s rms	2-4 mm/s rms	4-5.5 mm/s rms	5.5- 9 mm/s rms	> 9 mm/s rms

۶-۴-۶ دولت کانادا

دولت کانادا مشخصات جامعی برای حدود ارتعاش انواع گسترده‌ای از ماشین‌ها دارد. جدول ۶-۷ سطوح سرعت ارتعاشی را در محدوده ۱۰ تا ۱۰۰۰ هرتز به صورت RMS و mm/s برای پمپ‌ها را در دو اندازه دارد.

Table 6-7 Bearing vibration limits for pumps (Canadian Government Specn)				
Size	New machines		Worn machines	
	Long life (1000h to 10000h)	Short life (100h to 1000h)	Service required	Recondition (Immediate repair if this level is reached in any octave band)
Up to 3.75kW Over 3.75kW	0.79 1.4	3.2 5.6	5.6 10	10 18

۵-۶ استفاده از سطوح ارتعاش کلی

حدود ۷۵٪ مشکلات ماشین‌ها با استفاده از مانیتورینگ روتین سطوح ارتعاش کلی کشف می‌شود. این کار را می‌توان با ابزارهایی با قیمت کم حدود ۱۰۰۰ دلار، و با ثبت دستی و رسم نتایج انجام داد. بهره‌وری را می‌توان با استفاده از داده‌بردارهای ارتعاش الکترونیکی، و با نرم‌افزار مربوطه استحصال کرد. در کارخانه‌های بزرگ این کار به سادگی توجیه‌پذیر است. با یک بار تنظیم، این سیستم ماشین‌ها و نقاطی که باید از آنها داده‌برداری شود را به کاربر هشدار می‌دهند. پس از دانلود، کامپیوتر مادر آخرین داده‌ها را با موارد ثبت ثبت شده هر نقطه مقایسه می‌کند و گزارش می‌دهد. ممکن است برای یک پمپ حساس سیستم مانیتورینگ دائمی نصب شود. اکثر این سیستم‌ها سطوح کلی ارتعاش را مانیتور می‌کنند، اما همان‌طور که بعداً خواهید دید، سیستم‌های پیچیده‌تری نیز در دسترس هستند. سطوح کلی را همچنین می‌توان برای غربال کردن و تشخیص نیاز به بازرسی بیشتر استفاده کرد. بخش ۸-۷ این کتاب را بنگرید.

وقتی مشکل « بطور طبیعی » تکرار می شود که نمی توان از آن خلاص شد سطوح کلی ارتعاش کافی است. یک مثال آن وقتی است که روی پره های پروانه که مدتی در سرویس است رسوب می نشیند و نمی تواند در سرویس کنترل شود. اگر ارتعاش پس از تمیزکاری کاهش نیابد، آنگاه بررسی های بیشتری نیاز است.

۱-۵-۶ مورد کاوی: رزونانس سازه

یکی از دو پمپ آب خنک کاری (195 L/s @ 107m) بشدت ارتعاش دارد طوری که ولو خروجی بسته می شود. اپراتور ولو باز را با طناب مهار می کند! بررسی ها ثابت کرد که سطح ارتعاش بیش از حد مجاز است. بدنه پمپ همه کار نگهداشت آن را انجام می دهد. یک راه سریع برای حل مشکل ارتعاش بالا که می توان بدون آنالیز بیشتر انجام داد، این است که سازه پمپ را تعویض کرد طوری که رزونانس از فرکانس سرعت دوران دور می شود. سازه بطور موقت با یک جک سفت می شود، و در نتیجه ارتعاش خیلی کمتر می شود. قلاب های سفت کننده دائمی به صفحه بستر جوش داده می شود و با استفاده از سوراخ های باقیمانده از فرایند تولید پمپ به بیرینگ های دو طرف پیچ می شود. این راه حل ممکن است خیل ظریف و زیبا نباشد، اما می تواند برای رفع نیازها کافی باشد. اگر نتایج بهبودبخش نبود، تحقیقات بیشتری لازم است، احتمال هدایت به راه حل های دیگر وجود دارد. (فصل ۷ را ببینید).

۲-۵-۶ مورد کاوی: عدم هم محوری

عدم هم محوری یکی از مشکلات رایج است، و وقتی در پمپ ها فونداسیون غیر یکنواخت گذاشته شده باشد حادث می شود. افزایش ارتعاش محوری یکی از شاخص های آن است. مسلماً در حالت غیرمعمول، شیم های ساخته شده از صفحات کربن استیل به جای فولاد زنگ نزن استفاده می شود. نشی اب باعث زنگ زده گی می شود که، برای کشیدن انکر بولت کافی است، هم محوری به هم می خورد، و نهایتاً پیچ ها می شکنند.

۳-۵-۶ لقی سازه

این عیب در نگهدارنده‌های ماشین می‌تواند با اندازه‌گیری ارتعاش کلی در قطعات واسطه عیب‌یابی شود. اندازه‌گیری می‌تواند افقی یا عمودی باشد. بجز در حالت‌های شدید، کشف لقی سازه با لمس کردن سخت است. مثال رایج آن در انکر بولت‌های نگهدارنده پایه بیرینگ در فونداسیون بتنی است. این بولت‌ها می‌توانند شل باشند، یا حتی بریده باشند، و آشکار نباشند. در یک مثال، ارتعاش بالا ما را هدایت می‌کند که پیچ‌ها را سفت کنیم. هیچ تغییری در ارتعاش ملاحظه نشد - تا اینکه مشخص شد که بولت‌هایی که قطعات را به پایه سفت می‌کنند بریده‌اند که سال‌ها زیر آلودگی و روغن پنهان مانده بود.

۴-۵-۶ مورد کاوی: آسیب داخلی

یک پمپ ۴ مرحله‌ای دور متغیر تغذیه آب به بویلر چندین سال ارتعاش کمی در حدود $\text{rms } 1\text{mm/s}$ داشته است. پس از توقف دوره ای آن، ارتعاش افزایش یافت، اما فقط $\text{Rms } 2.5\text{ mm/s}$ ، نه اینقدر که به حد خطر $\text{rms } 7\text{mm/s}$ برسد. با این حال، دو سال بعد که پس از روشن کردن آن سطح ارتعاش به $\text{rms } 4\text{mm/s}$ رسید، تصمیم گرفته شد که بررسی انجام شود. با جدا کردن لوله مخزن بالانس به مکش قطعات فولادی با 10mm پهنا و 50mm طول آشکار شد. با وجود اینکه پمپ در مکش صافی دارد، این قطعات باید از داخل پمپ باشند. باز کردن، ورودی مرحله اول پروانه نشان داد که آسیب شدیدی ناشی از سایش مانند شکل ۲-۶ حادث شده است. مشخص شد که رینگ سایش جلویی در برخی مراحل کنده شده است، اما باعث جام کردن پمپ نشده‌اند و سطح رینگ سایش مانند یک بیرینگ عمل کرده است، طوری که ارتعاش خیلی زیاد رشد نکرده است. و رشد زیادی در جریان موتور نیز ملاحظه نشد. توجه نشده بود که سرعت پمپ به تدریج افزایش یافته است تا جریان مورد نیاز باقی بماند، و مراقبت وضعیت عملکرد پمپ نیز انجام نشده بود.

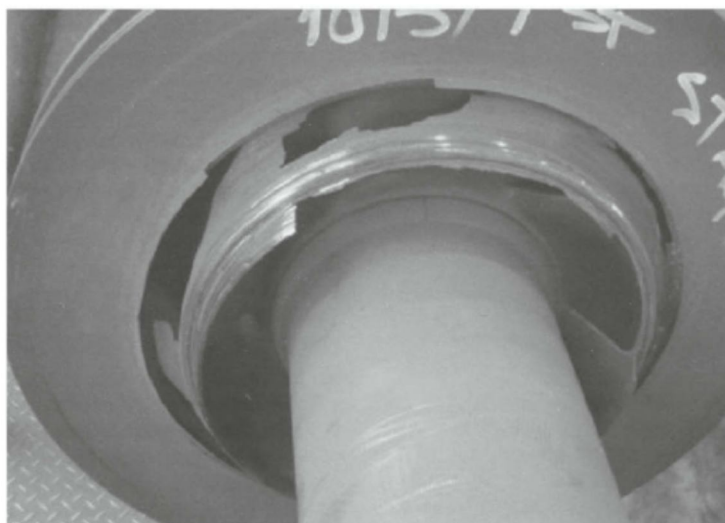


Figure 6.2 Damaged first stage impeller, not detected by vibration measurement

- API 610 (1995) *Centrifugal pumps for refinery service* 8th edition, American Petroleum Institute, Washington (9th Edition due 2003: Centrifugal pumps for the petroleum, petrochemical and natural gas industries) [Standard]
- Barringer, HP (1998) *Life cycle cost and good practices* NPRA Maintenance Conference, San Antonio [Paper]
- Buscarello, R (1999) *Practical steps needed to change a company's machinery related culture* RELIABILITY Vol 6, No 1, April, pp3-13 [Article]
- Canadian Government Specification CDA/MS/NVSH 107 *Vibration limits for maintenance* [Specification]
- Eisenmann, RC (Sr) and Eisenmann, RC (1997) *Machinery malfunction, diagnosis and correction* Prentice Hall [Book].
- Gopalakrishnan, S (2000) *Software based diagnosis of feed pump problems* Proceedings MARCON2000, Knoxville [Paper]
- Guide to forecasting the vibrations of centrifugal pumps* Europump May 1991
- Hancock, WP (1974) *How to control pump vibration* Hydrocarbon Processing March, pp 107-113 [Article]
- Hydraulic Institute: *Standards for centrifugal, rotary and reciprocating pumps* ANSI/HI: 9.6.4 ISBN: 1-880952-45-9 [Standard]
- ISO/FDIS 13373-1 (Draft in 2003) *Condition monitoring and diagnostics of machines – Vibration condition monitoring – Part 1: General procedures* [Standard]
- ISO10816-1:1996 *Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 1: General guidelines* [Standard]
- ISO10816-3:1998 *Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 3: Industrial machines with nominal power above 15kW and nominal speeds between 120 r/min and 15 000 r/min when measured in situ* [Standard]
- ISO7919-1:1996 *Mechanical vibration of non-reciprocating machines – Measurements on rotating shafts and evaluation criteria – Part 1: General guidelines* [Standard]
- Karassik, IJ and Grieve, T (1998) *Centrifugal pumps* Prentice-Hall [Book]
- Rayner, R (1995) *Pump Users Handbook*, 4th Edition Elsevier [Book]

Robinett, FL and Kaiser, TF (2000) *Vane pass vibration: source, assessment and correction – a practical guide for centrifugal pumps: Part 2 RELIABILITY* magazine, April [Paper]

www.bently.com [Website]

www.pruftechnikdirect.com/iso.html [Website]

فصل هفتم

آنالیز ارتعاش پمپ‌ها – متدهای پیشرفته

۷ آنالیز ارتعاش پمپ‌ها - متدهای پیشرفته

۷-۱ یافتن فرکانس ارتعاش

به غیر از ماشین‌های خیلی ساده، ارتعاش اغلب ترکیبی از چند جز فرکانسی با دامنه‌های مختلف است. برای عیب‌یابی‌های دقیق‌تر عیوب ماشین باید این فرکانس‌ها را تفکیک کرد. این فصل روش‌های در دسترس را تشریح خواهد کرد. یکی از کامل‌ترین رفع عیب‌هایی که می‌توان در اکثر کتاب‌های موجود یافت در این بخش وجود دارد. برخی از آن‌ها در فهرست منابع کتاب آمده است. Goldman (1999) نقطه شروع خوبی است، و www.ILearninteractive.com برای آموزش این مباحث توصیه می‌شود. ارتعاش سنجی در حوزه‌ی زمان که روی اسیلسکوپ ملاحظه می‌شود معمولاً نشان می‌دهد که یک یا چند فرکانس علاوه بر سیگنال پایه وجود دارند، که معمولاً در فرکانسی منطبق با سرعت دوران هستند. روش بهتر استفاده از آنالیز فرکانسی برای مشاهده الگوی ارتعاشی در حوزه فرکانس می‌باشد که طیف ارتعاشی یا اثر انگشت ارتعاشی نامیده می‌شود و برای هر ماشین در همان نقطه منحصر بفرد است. نیروهای تحریک داخلی ماشین در طیف ارتعاشی آن نمایش داده می‌شود، که در واقع پنجره‌ای به درون ماشین تلقی می‌شود، و هرگونه تغییر در اثر انگشت ارتعاشی نشانگر تغییر در ماشین است. اینکه چه مقدار بتوانید سلامت ماشین را ارزیابی کنید به آموزش و تجربه بستگی دارد. آنالیز اثر انگشت ارتعاشی ماشین بیشتر به تغییر شرایط ماشین حساس است تا ارزیابی اندازه‌گیری‌ها به تنهایی. تغییر زیادی در فرکانس‌های ارتعاشی می‌تواند بیانگر تغییری در ماشین باشد، که ممکن است تغییر کمی در اندازه‌گیری overall ایجاد کند. ساده‌ترین و قدیمی‌ترین نوع آنالیز بصورت دستی بود مانند موج یابی رادیو، و دامنه هر فرکانسی که روی آن تنظیم شده بود را نشان می‌داد. طیف نمایش داده شده با تنظیم آهسته فیلتر روی محدوده فرکانس مورد نظر و رسم ماکزیمم دامنه قرائت‌های یافت شده در هر فرکانس، بصورت دستی یا با استفاده از چارت خاصی امکان پذیر بود.

۱-۷-۱ فیلترها و مقیاس

اغلب آنالایزرهای دستی فیلترهای پهنای باند درصد ثابت ۳٪ و ۱۰٪ دارند. آنالایزرهای ۱/۳ اکتاو عموماً در آنالیز نویز استفاده می‌شوند، و مطابق با پهنای باند ۲۳٪ هستند. وضوح یا resolution فیلتر مشخص می‌کند چه مقدار از سیگنال‌های هر طرف فرکانس مورد نظر باید حذف شوند. مقیاس لگاریتمی فرکانس در این فیلترها رایج هستند. مقیاس دامنه خطی بهترین انتخاب برای عیب‌یابی و گزارش‌دهی است، بطوریکه فرکانس‌های ارتعاشی می‌توانند بطور نسبی با چشم مقایسه شوند. مقیاس لگاریتمی برای مانیتورینگ مناسب‌تر است، چرا که اجزاء فرکانسی کوچک بیشتر آشکار می‌شوند، که ممکن است مهم‌ترین شاخص تغییر در شرایط ماشین باشند. برخی آنالایزرهای دستی یک خروجی برای trigger استروبو اسکوپ دارند، که برای اندازه‌گیری فاز به منظور عیب‌یابی بیشتر و بالانس در محل استفاده می‌شوند. مقیاس فرکانس می‌تواند به هرتز یا CPM بیان شود، و گاهی اوقات به صورت ضریب سرعت دوران بیان می‌شود. این کار باعث می‌شود اجزاء فرکانسی به روشنی بیان شوند که ضریبی از دور هستند یا هم سرعت. باید این جزء فرکانسی را $1X$ بنامیم، اما بصورت اولین مرتبه (1 st order)، $1/rev$ ، پایه، یا اولین هارمونیک نیز عنوان می‌شود. (بخاطر داشته باشید موسیقیدان‌ها آن را دومین هارمونیک می‌نامند!)

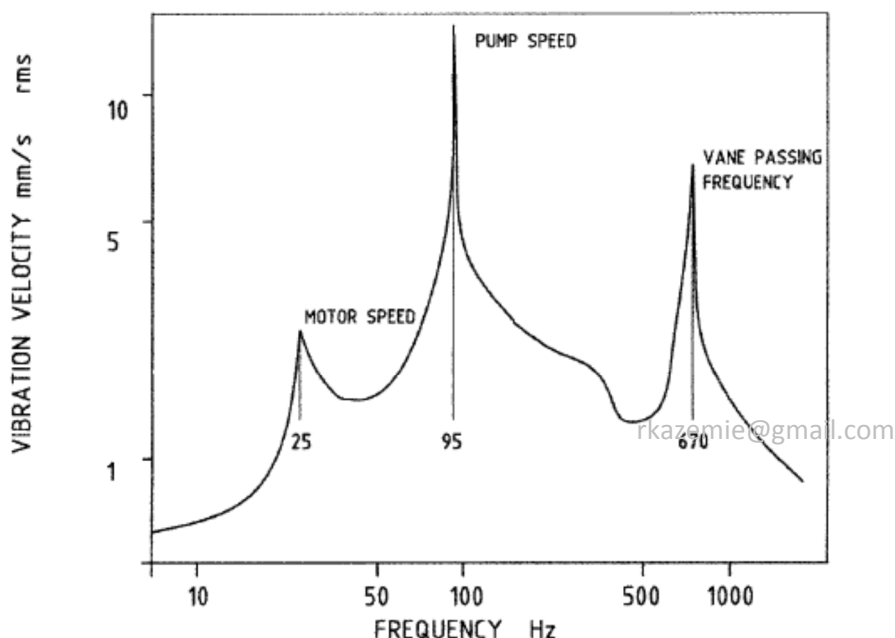


Figure 7.1 Vibration signature of boiler feed pump: constant percentage bandwidth, logarithmic scales

اثر انگشت ارتعاشی تا ۱۰۰۰ هرتز از یک بیرینگ پمپ تغذیه بویلر چند مرحله‌ای در شکل ۷.۱ نمایش داده شده است، و با یک آنالیز دستی با فیلتر پهنای باند درصد ثابت گرفته شده است. دور موتور ۱۴۸۰ rpm است و با یک گیربکس دور پمپ را به ۵۷۲۸ rpm می‌رساند. تأثیر برخی نابالانسی‌های موتور در حدود ۲۵ هرتز آشکار است. پمپ‌ها معمولاً فرکانس ارتعاشی خیلی قوی در $1X$ نشان می‌دهند (در اینجا ۹۵ HZ)، و فرکانس گذر پره‌ها (تعداد پره‌های پروانه ضرب در دور)، اما همانطور که در فصل ۶ بیان شد همیشه نباید به آن توجه کرد. از آنجا که پروانه پمپ در اینجا ۷ تیغه دارد، آن $7 \times 670 \text{ HZ}$ می‌شود. اندازه کلی rms ارتعاش بیش از ۱۶ mm/s است، و با ملاحظه جدول ۳-۶ حد آن غیرقابل قبول است. در این طیف، فرکانس غالب ۹۵ هرتز و با دامنه ۱۴/۵ mm/s است که منطبق با سرعت دوران پمپ می‌باشد. با این نوع آنالیز، میزان کلی ارتعاش با محاسبه ریشه دوم مجموع مربعات اجزاء فرکانسی بدست می‌آید. لذا فرکانس ۹۵ هرتز $(14/5 \div 16/3)^2$ یا ۸۰

درصد ارتعاش کلی را دربرمی گیرد. نابالانسی بسیار محتمل بود و بالانس پمپ مشکل را حل کرد. آنالیزهای پیشرفته و البته گران قیمت از الگوریتم FFT استفاده می کنند، و رابطه ساده ذکر شده برای یافتن سطح کلی بسته به نوع پنجره انتخاب شده متفاوت است. این فرایند دیجیتالی اثر انگشت ارتعاشی را همان طور که اتفاق می افتد یا در مد زمان است را به صورت مجازی نشان می دهد. مانند سیستم های کامپیوتری، این آنالیزها نیز علاوه با افزایش قابلیت هایشان کاهش قیمت هم دارند، و امروزه بسیار رایج هستند. آنالیزهای FFT معمولاً فیلتر پهنای باند ثابت دارند که برای هر محدوده ی فرکانسی انتخاب شده ثابت است. آنالیزهای «400 line» رایج هستند و وضوح $1/400$ برای محدوده فرکانسی کامل می دهند. یعنی اینکه فرکانس های ارتعاشی در 400 خط مختلف در هر محدوده فرکانسی انتخاب شده ای به ترتیب قرار می گیرند. مقیاس خطی فرکانس در این حالت بهترین است. شکل ۲-۷ چگونگی نمایش اثر انگشت ارتعاشی بالا را در آنالیز FFT با استفاده از دامنه خطی و مقیاس های فرکانسی نشان می دهد.

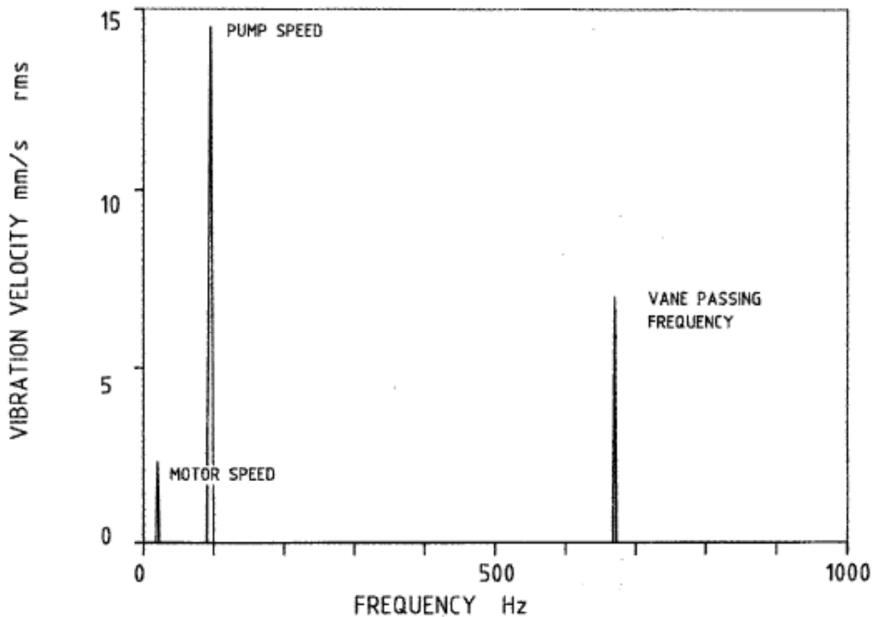


Figure 7.2 Vibration signature of boiler feed pump: constant bandwidth, linear scales

زمانی که یک آنالیز برای تحلیل داده‌ها لازم دارد توسط قانون فیزیکی زیر محاسبه می‌شود:

یا $\text{#line} \div F_{\text{Max}}$ زمان = تعداد خطوط شده /

مثلاً برای ۸۰۰ خط، آنالیز تا فرکانس ۲۰۰ هرتز ۴ ثانیه زمان لازم دارد چرا که $S = 4$

$200 / 800 = 0.25 \text{ Hz}$ یعنی ۰/۲۵ هرتز است

برای محدوده‌های فرکانس بالا، آنالیزر باید توسط سیگنال $1X$ ماشین **trigger** شود، تا از تغییرات پیک سرعت در طیف که ناشی از تغییرات سرعت است جلوگیری شود. اثر انگشت ارتعاشی از آنالیزهای با پهنای باند درصد ثابت کمتر بواسطه‌ی تغییر سرعت تحت تأثیر قرار می‌گیرد، و به همین خاطر چنین آنالیزی برای قرائت‌های دوره‌ای توصیه می‌شود. کرزر می‌تواند روی اجزاء فرکانسی مشخص هم سرعت (*synchronous*) جابجا شود. اگر هم سرعت نباشند (*non-synchronous*) عموماً از خرابی پیشرفته بیرینگ هستند.

۲-۱-۷ میانگین‌گیری

آنالیزرها می‌توانند تا چند نمونه از یک سیگنال را میانگین‌گیری کنند، لذا هرگونه نویز راندومی را جدا می‌کنند و نتیجه قابل اعتمادتری می‌دهند. **Peak Hold** **averaging** کمک می‌کند اتفاقات گذرا عیب‌یابی شوند، نظیر وقتی ماشین در حال توقف است. بالاترین دامنه‌ی هر خط از طیف نگه داشته می‌شود. روش‌های دیگری نیز در دسترس هستند. برای مانیتورینگ دوره‌ای، معمولاً ۸ میانگین‌گیری کافی است.

۳-۱-۷ دیگر شکل‌ها

چندین طیف برای شرایط کارکرد انتخاب شده را می‌توان کنار هم رسم کرد، مانند شرایط سرعت یا خروجی یکسان، یا برای یک محدوده زمانی که **waterfall** یا **cascade** یا **stacked** نامیده می‌شوند و برای برجسته کردن تغییرات ارتعاش در متغیرهای کارکردی انتخاب‌شده مورد استفاده قرار می‌گیرد. طیف‌های آبشاری (**waterfall**) در برابر سرعت از توقف ماشین برای عیب‌یابی مفید است، اما بندرت

برای پمپ‌ها استفاده می‌شود چرا که خیلی سریع‌تر از توربین متوقف می‌شوند. شکل ۳-۷ طیف آبشاری یک پمپ با دور 3590RPM، کوپلینگ انعطاف‌پذیر، موتور ۳۷ Kw با ۴۸ motor bar و ۳۸ motor slots را نشان می‌دهد.

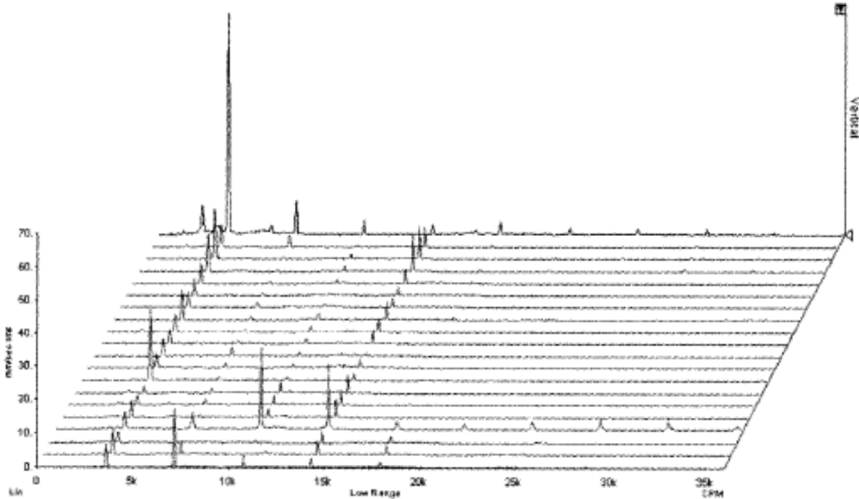


Figure 7.3 Waterfall vibration plot – signatures over time for a pump

طیف ارتعاش در زمان‌های مختلف طی ۴ سال می‌باشد. محدوده فرکانسی مورد استفاده در این مثال به CPM داده شده است، و آخرین طیف ارتعاشی رشد سریع دامنه در فرکانس ۱X را نشان می‌دهد. دامنه زیاد در فرکانس ۴X مربوط به فرکانس گذر پره‌ها است.

خوب است که ارتعاش تحلیل نشده و خام روی نوار ثبت شود تا بعد با روش‌های دیگر تحلیل شود. ضبط صوت‌های FM که از کاست‌های ویدئویی استفاده می‌کنند مناسب هستند و عملکرد خوبی دارند. برخی ابزارهای ارتعاشی خاص برای ثبت چنین داده‌های دینامیکی مناسب هستند، که معمولاً به یک پایه کامپیوتر متصل می‌باشند، و رشد چنین قابلیت‌هایی مطمئناً ادامه خواهد داشت.

داده بردار / آنالیزهای الکترونیکی از سازنده های مختلف در دسترس می‌باشند. طیف ارتعاشی در صفحه LCD نمایش داده می‌شود. شکل‌های پیشرفته‌تر بطور پیوسته در این سیستم ظاهر می‌شوند، و انواع اخیر آن‌ها بر یک PDA منطبق می‌شوند تا تجهیز خیلی کوچکی حاصل شود. با استفاده از یک نرم‌افزار خاص مطابق با داده‌هایی که از قبل توسط کاربر تنظیم شده در زمان مقرر داده‌برداری از بیرینگ صورت می‌گیرد. داده‌های ثبت شده به کامپیوتر منتقل می‌شود و با نمونه طیف‌های قبلی مقایسه می‌شود. اختلاف بین طیف‌ها را هم بطور دستی می‌توان رویت کرد و با استفاده از حدود هشدار و خطر دامنه تنظیم شده در باندهای فرکانسی توسط کاربر می‌توان ملاحظه کرد. سیستم‌های تصمیم‌گیری نیز در دسترس هستند که این فرآیند را اتوماتیک می‌کنند، و می‌توان انتظار داشت اطمینان و کاربرد آن را افزایش دهند. برخی ابزارها نقاط اندازه‌گیری را کد بندی کرده‌اند بطوریکه اطلاعات نقطه هنگام نصب تراندیوسر بطور اتوماتیک ثبت می‌شوند و لذا از هرگونه خطایی جلوگیری می‌کنند.

محدوده یا محدوده‌های فرکانسی، مورد استفاده باید انتخاب شوند، همینطور پارامتر مورد استفاده برای دامنه ارتعاش. از نظر ریاضی، جابجایی در فرکانس‌های پایین اهمیت دارد، شتاب در فرکانس‌های بالا و سرعت در محدوده متوسط. برای کار روتین پمپ‌ها، سرعت تا ۱۰۰۰ هرتز کافی است، اما شتاب برای برجسته کردن بیرینگ‌های ساچمه‌ای مفید است. آنالیزهای دو یا چند کاناله قابلیت پیشرفته‌ای ارائه می‌کنند، مانند ارتباط متقاطع و هم فاز و اغلب توسط افراد حرفه‌ای استفاده می‌شوند. قابلیت بزرگنمایی یا zoom در محدوده فرکانسی انتخاب شده برای افزایش وضوح مفید است تا عیب‌یابی بهتری انجام شود.

۲-۷ استفاده از طیف ارتعاشی

دانستن فرکانس‌های ارتعاش دید بهتری نسبت به علت ارتعاش فراهم می‌کند. مثلاً:

- نابالانسی در فرکانس ارتعاش $1\times$ ، گاهی اوقات هارمونیک‌ها (دو و سه برابر) ظاهر می‌شود.

- عدم هم‌محوری نیز در $1\times$ وجود دارد، اما معمولاً $2\times$ بارزتر است. ارتعاش محوری بالاتر نیز شاخصه عدم هم‌محوری است. اثرات عدم هم‌محوری شبیه به نابالانسی می‌باشند.
- فرکانس درگیری چرخنده = دور $\times$ تعداد دندانه‌ها. (اغلب با سایش چرخنده مجاورها نیز قابل رویت می‌شوند: فرکانس درگیری چرخنده $\pm$ فرکانس دوران چرخنده و ضرایب آن).

چارت‌های نشانه‌ها و علت‌های احتمالی معمولاً بصورت آماده وجود دارند. اطلاعات کاربردی بیشتری برای پمپ‌ها در ادامه خواهد آمد. سیستم‌هایی نیز برای انجام این مقایسه‌ها با کامپیوتر در دسترس وجود دارند، که معمولاً اطلاعات با استفاده از داده‌بردارهای دستی / آنالیزرها جمع‌آوری می‌شوند. نرم‌افزارهای expert system یا decision support از این جمله‌اند.

۳-۷ زاویه فاز ارتعاش

فاز، زاویه در چرخش بین موقعیت یک قسمت مرتعش در یک آن و موقعیت مرجع روی شافت می‌باشد. با قرار دادن پروب ارتعاش در نقاط مختلف ماشین، زاویه فاز حرکت یک بخش یا قطعه نسبت به مرجع و بنابراین نسبت به قطعات دیگر ماشین بدست می‌آید. این کار برای عیب‌یابی‌ها و بالانسینگ مفید است. یک راه ساده برای قرائت فاز استفاده از آنالایزر ارتعاش دستی است، که یک خروجی از فیلتر هنگامی که روی $1\times$ تنظیم می‌شود به چراغ استروبوسکوپ بدهد. این ابزار برای بالانس در محل ماشین‌های دوار طراحی شده است. محیط شافت مانند ساعت در 12 نقطه علامت‌گذاری می‌شود. برای پمپ‌ها کوپلینگ فضای مناسبی برای این کار است. چشمک استروبوسکوپ ناشی از ارتعاش فاز را با روشن کردن عدد متناسب در نقطه مرجع انتخاب شده نشان می‌دهد، که اغلب نقطه افقی بیرینگ به عنوان نقطه مرجع مناسب است.

اعداد علامت‌گذاری شده دائمی روی ماشین و تجربیات قبلی با آن می‌تواند باعث بالانسینگ رضایت‌بخشی بدون نیاز به انجام دوران بالانس شود بشرطی که مشخصات ماشین و ابزار را از قبل بدانید.

روش دیگر اندازه‌گیری فاز گرفتن سیگنال $1 \times$ از علامت شافت است. نوار مخصوص یا سطح نقاشی شده شافت پیک آپ فاز نوری یا مادون قرمز را تحریک می‌کند. یک روش قدیمی‌تر استفاده از پروب جابجایی برای کشف شکاف یا سوراخی روی شافت است. خروجی سنسور فاز نمایش دیجیتالی از زاویه فاز در اغلب آنالیزهای ارتعاشی پیشرفته را نشان می‌دهد.

آنالیز فاز برای عیب‌یابی خرابی‌های ماشین مفید است، نظیر عدم هم‌محوری، که اختلاف فاز زیاد بین ارتعاش محوری روی بیرینگ‌های دو طرف کوپلینگ نشان می‌دهد. تغییر در حالت بالانس ماشین ممکن است کاهش دامنه ارتعاش را نشان دهد، اما اثر واقعی را به روشنی در زاویه فاز خواهید دید.

برای توربو ماشین‌های بزرگ، اندازه‌گیری ارتعاش و فاز در $1 \times$ را بطور منظم باید داشته باشیم اما بندرت این کار برای پمپ‌ها انجام می‌شود. هرگونه انحراف از بردار معمول باید بیشتر بررسی شود. بنابراین فاز می‌تواند دید فوق‌العاده خوبی از شرایط ماشین بدهد. برای مثال، در یک ماشین تیغه‌دار، شکستگی تیغه می‌تواند باعث کاهش ارتعاش شود، بشرطی که شکستگی در نقطه جرم پسماند نابالانسی باشد. زوایای فاز در سرعت کارکرد نرمال این اثر را به روشنی نشان می‌دهد.

۴-۷ رزونانس

هر شی یک فرکانس طبیعی دارد، و هنگامی که با حداقل انرژی از یک نیروی تحریک یا نیروی متناوبی تحریک شود در آن به ارتعاش خواهد افتاد. این حالت رزونانس نامیده می‌شود، و برای منظوره‌های کاربردی در ماشین‌ها معمولاً فقط ارتعاشات افقی و عمودی در نظر گرفته می‌شوند. سرعت دوران منطبق بر رزونانس سرعت بحرانی نامیده می‌شود و برای پمپ‌ها معمولاً بالاتر از محدوده کارکرد عادی شان است.

وقتی لقی داخل رینگ‌های سایش افزایش می‌یابد، اثر بیرینگ آنها کاهش می‌یابد، و سرعت بحرانی می‌تواند به محدوده کارکرد برسد. علت دیگر در پمپ‌های سرعت بالا اینست که اگر بیرینگ‌ها درست جا زده نشوند سختی روتور سیستم کاهش می‌یابد. فرکانس طبیعی در هر جهتی تابع سختی و جرم سازه است:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{هرتز که } K \text{ سختی در آن جهت به (N/m) و } m \text{ جرم آن به kg است.}$$

رزونانس‌های دیگری در فرکانس‌های بالاتر وجود دارند، و این‌ها برای پمپ‌های سرعت بالا مورد توجه اند. قطعات ماشین به تنهایی نیز ممکن است رزونانس‌های خودشان را در طیف نشان دهند. میزان پاسخ بواسطه استهلاک (damping) تعیین می‌شود که اساساً اثرات استهلاک است.

برای یافتن فرکانس طبیعی با تست ضربه، روش تقریبی اینست که شتاب‌سنج متصل به قطعه به آنالیز ارتعاشی که برای ذخیره طیف بالاتر از حدود ۸ میانگین تنظیم شده است متصل گردد. قطعه با چکش لاستیکی یا چوبی تحریک می‌شود. آنالیز فرکانس طبیعی را نشان خواهد داد. روش‌های پیشرفته تر با استفاده از لرزانده‌های مکانیکی یا الکتروپنیوماتیکی، یا چکش‌های نیرو، با استفاده از آنالیزهای FFT دو کاناله دقیق‌تر هستند، و یک روش این امکان را می‌دهد تا تست هنگام کارکرد پمپ انجام شود.

تئوری ارتعاش نشان می‌دهد که در رزونانس، دامنه ارتعاش و نرخ تغییر فاز حداکثر خواهد بود. دایره‌های پاسخ مدال یا دیاگرام‌های نایکویست طیف‌هایی از دامنه ارتعاش در مقابل زاویه فاز روی محورهای قطبی هنگام تغییرات پله‌ای در فرکانس نیروی تحریک می‌باشند. دایره‌ها می‌توانند روی داده‌ها منطبق شوند تا همه‌ی رزونانس‌ها نمایش داده شوند. برای روتورهای بزرگ، نیروی تحریک استفاده شده نابالانسی پسماند در روتور است، که فرکانس $1 \times$ را می‌دهد. طیف‌های دامنه و فاز ارتعاش $1 \times$ در مقابل سرعت هنگام شروع بکار ماشین، یا تکرارپذیرتر، هنگام توقف آن برداشته می‌شوند. اختلال یا perturbation واژه‌ی دیگری است که استفاده

می‌شود. این دیاگرام‌ها برای ارزیابی دمپینگ، حالت بالانس، بهبود بالانسینگ، و خرابی‌های پیشرفته نظیر ترک‌های شافت استفاده می‌شوند و برای توربین‌ها و کمپرسورها بیش از پمپ‌ها کاربرد دارند.

۷-۵ بیرینگ‌های ساچمه‌ای

راه‌های زیادی برای مراقبت وضعیت بیرینگ‌های ساچمه‌ای و بررسی پیوسته آن‌ها وجود دارد. ابزارهای مخصوصی با استفاده از اصول انتشار صوت (AE) معمولاً بکار برده می‌شوند. نام‌های تجاری مختلفی استفاده می‌شوند مانند:

Shock Pulse Monitoring, Spike Energy, Spectral Emitted Energy, PeakVue, Holroyd AE, Stress Wave Analysis.
Sikorska and Pan (2003), and Kataoka et al (1987) کاربرد AE برای آبندهای مکانیکی را تشریح می‌کنند.

اغلب این تکنیک‌ها پارامترهای انحصاری ارائه می‌دهند، و برخی اوقات در تجهیزات اندازه‌گیری که سطح کلی ارتعاش را قرائت می‌کنند نیز هستند. اندازه‌گیری ارتعاش از طریق تماس مستقیم فلز با فلز، خصوصاً با روش‌های خاص، مهم است. برخی اوقات اینکار مشکل است، مثلاً روی بیرینگ NDE موتور، لذا باید سعی کرد تا جای ممکن به آن نزدیک شد. بیرینگ‌ها چندین فرکانس ارتعاشی تولید می‌کنند که ممکن است در طیف ارتعاشی نشان داده شوند. این‌ها در متون ارتعاشی و جدول‌های سازندگان بیرینگ وجود دارند (سایت‌هایی نظیر www.skf.com و The Bearing Expert را ببینید)، و اغلب در نرم‌افزارهای همراه با سیستم داده‌بردارهای ارتعاشی وجود دارند. این‌ها فرکانس‌های چرخش ساچمه، چرخش کیج و غیره را تشریح می‌کنند که غیر هم سرعت هستند. آن‌ها اغلب دامنه کمی دارند و یافتن‌شان در بین فرکانس‌های ارتعاشی با دامنه بالا مشکل است. Enveloping یا demodulation (یعنی HFD) تکنیک‌هایی هستند که در برخی از آنالیزها وجود دارند و خرابی‌های بیرینگ را برجسته‌تر نشان می‌دهند، خصوصاً در ماشین‌های دور پایین مفید هستند. حتی بدون داشتن ریز اطلاعات فرکانس‌های بیرینگ، حدود این فرکانس‌ها را می‌توان با محاسبه و اطلاعات محدودی بدست آورد:

$N=r/\text{min}$ (آن را به هرتز درآورید تا نتیجه نیز به هرتز شود) دور شافت

B = قطر داخلی بیرینگ

D = قطر خارجی بیرینگ

m = تعداد ساچمه‌ها

(اگر نمی‌دانید آن را به شکل $(D-B) \div 4$ تخمین بزنید) قطر ساچمه‌های گلوله‌ای

یا غلتکی $d =$

$$\text{سرعت گیج} = \frac{N \times B}{B + D}$$

سرعت گیج $\times D =$ چرخش ساچمه

سرعت گیج $\times m =$ خرابی مسیر گردش خارجی ساچمه

خرابی مسیر گردش داخلی ساچمه $= N \times m -$ (سرعت گیج $\times m$)

اگرچه بیرینگ‌ها کامل تعویض می‌شوند، اما بخاطر مقاصد دیگری معمولاً دانستن چگونگی آسیب بیرینگ مفید است. با این حال، دانستن فرکانس‌ها، و اینکه آن‌ها ناچار با سرعت دوران ماشین غیر هم‌سرعت هستند، برخی اوقات پیک‌های مشاهده شده در طیف ارتعاش ماشین را تشریح می‌کند.

برای انتخاب بهترین روش، لازم است برای هر ماشین مشخص کنید تا چه اندازه زودتر می‌خواهید از هشدار آگاه شوید. برای بسیاری، کافی است بدانند ماشین تا توقف بعدی کار می‌کند یا خیر. یک تولیدکننده بزرگ بخاطر اضطراب تاثیر روی کیفیت تولیدات ماشین‌کاری شده برنامه و زمان‌بندی برای تعویض بیرینگ ماشین‌های ابزار سه ماه از هنگام کشف خرابی و تغییر زیاد ارتعاش تنظیم می‌کند. یکی از مواردی که بندرت بحث می‌شود تاثیر تخلیه الکترواستاتیکی روی بیرینگ‌ها در نتیجه ارت یا عایق‌بندی ناکافی است. جدول ۱-۷ خلاصه مراقبت وضعیت و احتمالات برای این نوع بیرینگ را ارائه می‌دهد.

Table 7.1 Rolling element bearings - stages of degradation and condition monitoring

<i>Stage of bearing wear</i>	<i>Noise level</i>	<i>Temperature</i>	<i>Vibration - overall, Crest Factor, frequency analysis, demodulation</i>	<i>Vibration - acoustic emission methods- SPM, SE SEE, HF-AE etc.</i>
Stage 1-	Normal	Normal	Normal	Noticeable increase (BUT: other sources too- pump cavitation, high speed gears, gas leaks)
Stage 2 -less than 20% bearing life left	Slight change	Normal	Slight increase in Acceleration. Resonances of bearing components show. At end of this Stage, <i>sidebands</i> appear on these resonances	Large increase
Stage 3 -less than 5% bearing life left	Audible to a trained ear, but repeatability is poor	Slight increase (not on recirculating oil systems)	Large increase in Acceleration and Velocity. Bearing defect frequencies and harmonics are now detectable and growing, also sidebands are evident on these and also on	Very high levels

			component resonances.	
Stage 4- about 1% of bearing life left	Change in pitch clearly audible	Significant increase	Significant increase in Displacement and Velocity, 1/rev and harmonics show. High "noise floor"	Gradual decline, then rapid increase to very high levels.

۶-۷ عیب یابی شرایط ماشین و خرابی‌ها

ملاحظه شده است که اطلاعات ارتعاشی زیادی از ماشین بدست می‌آید.

- دامنه
- جهت (A,H,V)
- فرکانس آشکار شده در طیف
- فاز فرکانس $1 \times$

اگر هرگونه تغییری در آن‌ها با کم و زیاد شدن سرعت یا با دیگر رفتارهای کارکردی و بهره‌برداری ارتباط داشته باشد، چارت‌های عیب‌یابی یا نرم‌افزارهای تصمیم‌گیری، می‌توانند برای یافتن علت‌های تغییر در ارتعاش مفید باشند. چارت‌های John sohre بطور گسترده مورد استفاده قرار گرفتند و پایه تفسیرگرهای کامپیوتری قرار داده شدند.

اطلاعات دیگری نظیر چارت دیواری و نرم‌افزار (James Berry) Technical Associates of Charlotte کمک‌های خوبی هستند.

تجهیزات مراقبت وضعیت و آلارم بیرینگ کوچک بی‌سیم قابل نصب روی ماشین نیز امروزه در دسترس هستند (مانند FAG Detector II و Pruftechnik). عیب‌یابی انقدرها هم که در بسیاری کتاب‌ها و مقالات عنوان می‌شود ساده نیست! توصیه می‌شود که خیلی به چنین اطلاعاتی تکیه نشود خصوصاً اینکه آن‌ها فوری

مشکل را حل نمی‌کنند. مشکلات مزمن و پایدار معمولاً حاصل چندین عامل است. به نظر می‌رسد بینش انسانی برای پیشرفت روش‌های خودکار پیشرفته الزامی است. جدول ۷-۲ از منابع مختلفی جمع‌آوری شده است و برخی سیگنال‌های ارتعاشی تولید شده در پمپ‌ها را ارائه می‌دهد.

۱-۶-۷ نابالانسی مکانیکی

نابالانسی مکانیکی پروانه می‌تواند نتیجه سایش، خورده‌گی و رسوبات توزیع شده غیر یکنواخت روی تیغه‌ها یا جداره‌ها از مواد خارجی گرفته شده در پروانه بوجود آید که باعث می‌شود پروانه بطور صحیح بالانس نباشد، یا قطعات بدرستی جازده نشوند. پژوهشنامه‌ای که اخیراً منتشر شده است عنوان کرده است که قطعه‌ای فولادی به قطر ۵۰ mm و ضخامت 16mm در پروانه جام شده است. در مورد دیگری، در یک پمپ دور آرام دو مکشه دو مرحله‌ای، یک وزنه سربی 105kg داخل حفره یکی از پروانه‌ها پیچیده شده و گیر کرده است که در فرآیند بالانس پیدا شده است. شکل ۷-۴ علت چشمگیر یک نابالانسی را نشان می‌دهد. در پروانه دیگری قسمت ورودی بخشی از پره از بین رفته است.

Figure 7-4 Impeller with severe shroud damage

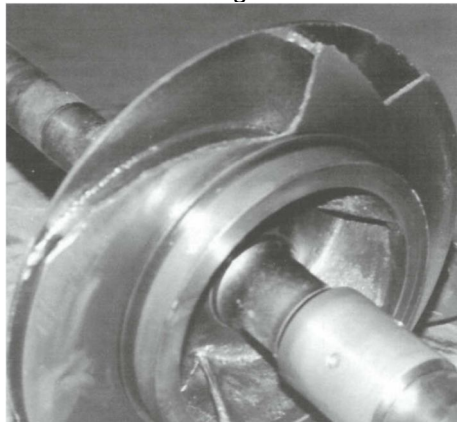


Table 7.2 Vibration components seen in spectra from pumps

<i>Vibration frequency [Rotation speed = 1x]</i>	<i>Likely source</i>
0 to 10Hz	Recirculation in pump (worst away from BEP), axial mispositioning of the rotor, feedwater system layout, improper clearances between impeller-shroud periphery and diffuser or volute.
3 to 15Hz	Piping vibration excited by pressure pulsations
0.05x to 0.25x	Vaneless diffuser stall, flow disturbances
0.1 x to 0.4x	Auto-oscillation
0.4 to 0.5x	Dynamic instability, meaning rubbing, oil whip/whirl (bearing instability in lightly loaded sleeve bearings), or looseness or excessive bearing clearance.
0.5x to 0.75x	Rotor rotating stall (at partial flow rates); excitation of resonance from loose bearing fits and clearances.
0.7x to 0.85x	Hydraulic instability: incorrect relationship between impeller exit and diffuser inlet geometry. Some cases show rotor natural frequency in this range.
1x	Mechanical unbalance, misalignment, bowed shaft, hydraulic unbalance (from uneven vane spacing on impeller), shaft runout, excessive bearing clearance, excessive clearance between shroud periphery and diffuser or volute, axial misalignment of impellers, looseness of bearing caps.
1.1x to 1.2x	Rotating cavitation
2x	Misalignment, loose internal components. May also be seen in double volute pumps. Sometimes caused by shafts thermally bowed from rubbing.
2x, 3x, 4x etc.	Looseness.
Zx (Z = number of impeller vanes) 2Zx (double volute pumps) Zx x 2, 3, 4 1x x number in Tables for impeller/diffuser combinations	Vane-passing excitation. Closeness of impeller-vane tips to diffuser-vane inlet edges, misalignment of the impeller, acoustic reinforcement and resonance. Can lead to failure of impeller shroud between vanes. (See later tables for vibration frequencies from interaction).

Frequency not related to 1x	Resonance of impeller vane on a large mixed flow pump, solved by brazing a node on each vane to an anti-node on the adjacent one. (Frequencies in water will be 30-40% less than in air).
5x to 50x	Rolling element bearings. Verified if vibration continues while pump is shutting down.
6x, 12x	Signals from Variable Frequency Drives (ie VFDs)
1 kHz to 20kHz	Cavitation noise
Natural frequencies of vane in liquid	Vane flutter

بالانسینگ راه متداول برای کاهش ارتعاش $1\times$ ، حتی بصورت موقتی، می‌باشد و باید رسیدن به سطح ارتعاشی برای برآوردن نیازهای کار بصرفه باشد (لزومی ندارد که به بالانس کامل برسیم) جدول ۳-۷ برخی روش‌های کاربردی برای بالانس پمپ‌ها را ارائه می‌کند.

Table 7.3 Balancing methods applicable to pumps			
<i>Situation</i>	<i>Method</i>	<i>Equipment needed</i>	<i>Comments</i>
Rotor out of machine	Balancing machine	Balancing machine: usually done by an external service.	Refer ISO 1940/1-1986(E) for criteria. If shaft and impellers are balanced assembled, weight corrections are made on end impellers only.
	Timed oscillation (single plane)	Individual impellers, or rotor as assembly.	
	Trial & error (single plane)	Parallel ways, impeller in mandrel. Stop watch, Swing weight (eg pot magnet).	Systematic method. Can use on short, also some longer rotors.
		Parallel ways, impeller in mandrel. Trial weights: magnets, putty and washers.	Sometimes costeffective.
In situ: pump assembled {not	Single plane (sometimes called	Vibration 1x and phase angle	For "short" rotors. 3 runs.

often possible as access is difficult, features to add/remove weight not available).	'static" balancing) Single plane Two planes (sometimes called "dynamic balancing")	measurement Vibration measurement no phase angle Vibration 1x and phase angle at each end bearing	Can do in one shot with past history data. The 4 run method (or less with 50% chance of correct position for balance weight}. For "long" rotors. 3 runs, using "components" method {Beebe, 2001). 4 runs using "Influence coefficients" method, as usual with analyser/data collectors.
--	--	---	--

استانداردهای در دسترس مانند ISO و API را می‌توان به عنوان راهنما مورد استفاده قرار داد. درجه ISO ارائه شده برای پمپها G 6.3 است یعنی اینکه نابالانسی مخصوص پسماند (g.mm/kg) × سرعت دوران (rad/s) برابر 6.3 برای اصلاح یک صفحه است. مثلاً سرعت پروانه ای به جرم 3000rpm 5kg یا 50HZ است. نابالانسی مخصوص پسماند قابل قبول برای G6.3 عبارتست از:

$$\frac{6.3 \times 1000}{50 \times 2\pi} = 20 \text{ g.mm/kg}$$

لذا نابالانسی پروانه 100g.mm است. اگر پروانه باید دو صفحه‌ای بالانس شود، این عدد 50 g.mm خواهد شد. API 610 فرمول 6350W/N را توصیه می‌کند، که W جرم پروانه به kg و N حداکثر سرعت کارکرد به rpm است (برای پوند 4 W/N و دور RPM است)

ISO Grade 6.3 برای پمپهای تک مرحله‌ای استفاده می‌شود. برخی حرفه‌ای‌ها

G1 تا G2.5 را مطلوب می‌دانند، در حالیکه دیگران اعتقاد دارند این خیلی سختگیرانه است و فراتر از قابلیت اکثر ماشین‌های بالانس صنعتی است.

۱-۶-۷ روش نوسان زمانی برای بالانس تک صفحه‌ای

این روش برای روتورهای کوتاه مانند پروانه پمپ‌ها روی مرغک (و با استفاده از برجستگی مگنتی به عنوان وزنه جنبشی) موفق است، و همچنین در محل برای فن‌های overhung تا قطر 2m با بیرینگ‌های ساچمه‌ای. پروانه باید روی مرغک سوار شود و جای کلید نیز موقتاً پر شود.

این روش برای پمپ‌های ۱۰ مرحله‌ای (۲۹۷۰ دور بر دقیقه) با طراحی ring-section نیز توسعه داده شده و استفاده گردیده است، که هر پروانه در گردش با بخش دیفیوزر ثابت خودش نصب شده است. بالانسینگ هر پروانه به تنهایی ارتعاش پایین‌تری می‌دهد تا بالانس کل مجموعه و اعمال جرم تنها روی پروانه‌های انتهایی. راه‌های موازی به بستر ماشین تراش مهار شدند. اصلاحات روی ماشین مجاور با استفاده از یک تراش انتهایی انجام شد. یک جدول محاسباتی و ترسیمی عمق بار برداری روی هر حالت را می‌دهد. موقعیت بار برداری روی پروانه علامت‌گذاری می‌شود و یک تراشکار ماهر میزان لازم جرم را از جداره پشتی بار برداری می‌کند. منبع این روش ناشناخته است، اما از تئوری پاندول مرکب استخراج شده است. فرآیند آن اینگونه است:

- حول پروانه را شماره‌گذاری با فاصله یکسان انجام دهید. معمولاً در خط تیغ‌ها شماره‌گذاری می‌شود.
- یک وزنه جنبشی انتخابی بوسیله گیره یا مگنت روی پروانه نصب کنید، بطوریکه حدود ۲۰ ثانیه نوسان کند. (این باعث می‌شود زمان واکنش در فرآیند توقف تا حدی مجاز باشد).
- وزنه جنبشی را روی پروانه در موقعیت ۱ ثابت کنید، پروانه را بچرخانید بطوریکه وزنه در موقعیت افقی و ثابت باشد.
- وزنه را رها کنید و اجازه دهید پروانه بواسطه اینرسی خودش آزادانه بچرخد.

- آن را به هیچ سمتی فشار ندهید.
- زمان نوسان از موقعیت افقی به سمت عقب و جلو را اندازه بگیرید.
- پروانه را بچرخانید بطوریکه وزنه در موقعیت افقی سمت دیگر باشد و کار را تکرار کنید.
- میانگین زمان جنبش برای این موقعیت را بدست آورید، و آن را روی یک نمودار زمان در مقابل موقعیت رسم کنید (با تعداد موقعیت‌هایی با فاصله یکسان: موقعیت ۱ دو بار تکرار می‌شود. - در ابتدا و انتهای محور موقعیت).
- وزنه جنبشی (نوسان) را به موقعیت ۲ و بقیه موقعیت‌ها انتقال دهید و کار را برای تمام موقعیت‌های دور پروانه تکرار کنید.
- نقاط را با یک خط سینوسی به هم وصل کنید و پیک ماکزیمم و مینیمم این نمودار سینوسی را قرائت کنید: T و t
- وزنه بالانس را از فرمول زیر حساب کنید:

$$\text{وزنه جنبشی} = \text{وزنه بالانس} \times \frac{T^2 - t^2}{T^2 + t^2}$$

- وزنه بالانسی از جرم لازم تهیه کنید، و با برداشتن جرم از جداره پروانه در موقعیت حداقل زمان جنبش کار اصلاح را انجام دهید. احتمال دارد بتوان در پروانه‌های بزرگ وزنه‌ای روی پروانه ثابت کرد بطوریکه با سیال تماس نداشته باشد، در این حالت، موقعیت آن روی حداکثر زمان جنبشی می‌باشد. البته وزنه باید بنحوی ثابت شود که هنگام کارکرد از جای خود کنده نشود. اگر امکان دارد جوشکاری شود.
- با تکرار تست جنبشی برای سه نقطه حول پروانه مطلوب بودن نتیجه را چک کنید.

۲-۶-۷ نابالانسی هیدرولیکی

وقتی ضربات سیال یکسان نباشند، نیروی تولید شده نیز یکسان نخواهد بود و لذا نابالانسی هیدرولیکی حادث خواهد شد. راز ارتعاش $1 \times$ در برخی پمپ‌های بزرگ تغذیه آب بویلر، علی‌رغم بالانس مکانیکی پروانه، حاصل استفاده از پروانه‌های non-^{۱۳}OEM با پهنای خروجی تا ۱۰ درصد متفاوت است. این بخاطر گذر غیریکنواخت سیال و نیروها می‌باشد، که همان نشانه‌های نابالانسی مکانیکی را دارد. تنها راه حل ریخته‌گری‌هایی با کیفیت بالاتر با پهنای خروجی ۱ درصدی می‌باشد. همین امر را می‌توان از فاصله‌های غیر یکنواخت پره‌ها انتظار داشت. تجربیات آزمایشگاهی تاکید کرده‌اند که دامنه نیرو با تغییر اندازه گذر تفاوت خواهد کرد، و دامنه و فاز نیز با نرخ جریان تغییر می‌کند.

۳-۶-۷ عدم هم‌محوری

عدم هم‌محوری پمپ و محرکه آن علت اصلی و شایع ارتعاش است، و معمولاً باعث ارتعاش محوری بالا تا ۱/۵ برابر میزان شعاعی آن است. برخی ادعا می‌کنند که عدم هم‌محوری زیاد باعث افزایش مصرف انرژی می‌شود، اما این مساله به روشنی در تست‌ها مشخص نشده است. با این حال عدم هم‌محوری زیاد باعث افزایش بارهای بیرینگ و کاهش عمر آن می‌شود.

فرکانس ارتعاش نیز معمولاً در سرعت دوران یا دو برابر آن و دیگر ضرایب آن است. علت‌های آن شلی پیچ‌های فوندانسیون، خم شدن بستر فلزی، بارهای پایپینگ، خرابی بیرینگ، تنظیم محوری نادرست کوپلینگ انعطاف‌پذیر، و رشد حرارتی مجاز نادرست (انبساط حرارتی پمپ بیشتر از محرکه سرد) می‌باشند. رشد حرارتی می‌تواند از مقدار طراحی مانند جای‌گیری فوندانسیون یا تغییر نیروهای پایپینگ باشد، و وسایلی برای اندازه‌گیری آن در هنگام کارکرد ماشین در دسترس است بطوریکه تنظیم‌های سرد صحیح می‌تواند انجام شود. فساد خواص سیمانی گروت می‌تواند باعث عدم هم‌محوری شود که می‌تواند با نابالانسی یا خرابی بیرینگ اشتباه شود. گروت اپوکسی قوی‌تر از بتن است، که دمپینگ سازه را افزایش می‌دهد، و

¹³ original equipment manufacturer

آن‌را در مقابل خوردگی حفظ می‌کند و MTBF را افزایش می‌دهد و ارتعاش را در جهت عمودی به کسری از آن در حالت معمول می‌رساند.

۷-۶-۴ لقی

لقی می‌تواند هم در قطعات دوار و هم قطعات ثابت حادث شود. شکل ۷-۵ طیف سرعت از یک پمپ کوچک (25kw) را نشان می‌دهد که واسطه‌های لاستیکی روی کوپلینگ خراب شده‌اند.

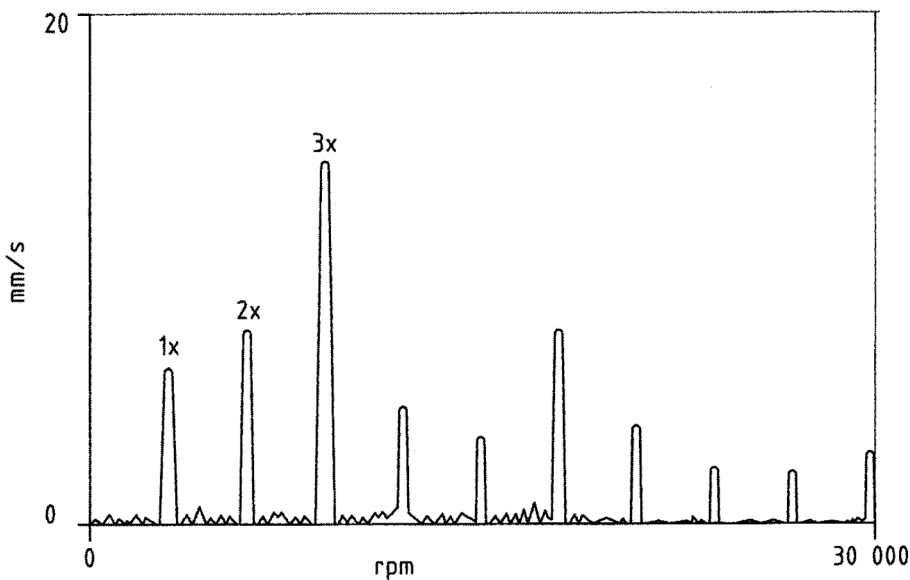


Figure 7-5 Vibration spectrum - small pump with missing rubber inserts in flexible coupling

۷-۶-۵ ارتعاش گذرپره

با گذر هر پره روی پروانه از برش آب (یا زبانه ولوت)، یک ضربه فشار حادث می‌شود که حاصل آن ارتعاشی با نرخ گذر پره می‌باشد: تعداد پره‌های پروانه $\times$ سرعت دوران. هارمونیک‌ها نیز ممکن است در ضرایب این فرکانس حادث شوند. پمپ‌های چند مرحله‌ای معمولاً سری پروانه‌هایی با پره‌های یک در میان دارند تا این اثر به حداقل برسد.

نیروی حاصل، و بنابراین ارتعاش، در نقطه بهترین راندمان^{۱۴} حداقل خواهد بود، و بالاتر یا پایین تر از این نقطه تا بیش از ۲۵ درصد جریان BEP ارتعاش افزایش می‌یابد. این مساله هنگام آنالیز ارتعاش و مقایسه با داده های قبلی اهمیت دارد. اگرچه همیشه به عنوان یک مشکل در نظر گرفته نمی‌شود، اما ارتعاش فرکانس گذر پره‌ها را می‌توان با افزایش لقی قطری بین نوک پره‌های پروانه و برش آب کاهش داد: که "Gap B" نامیده می‌شود. برای پمپ‌های با هد بالای ۵۰۰ متر، نرخ فاصله به قطر پروانه برای ولوت پمپ‌ها باید حداقل ۰.۰۶٪، ترجیحا ۰.۱۰٪ و حداقل ۰.۰۴٪ و برای دیفیوزر پمپ‌ها، ترجیحا ۰.۰۶٪ باشد. نوسان‌های فشار در یک پمپ تست با افزایش این فاصله به ۰.۰۸٪ کاهش یافت. افزایش تعداد پره‌های دیفیوزر نیز نوسان را کاهش می‌دهد، و روی ارتعاش اثرگذار خواهد بود. Guelich (۱۹۹۳) کاهش در ضربان‌های فشار را با Gap B و شعاع پروانه در پیرامون پره‌ها را مطابق با فرمول زیر به هم مرتبط می‌کند:

$$\Delta p \approx \left[\frac{R_2}{Gap B} \right]^{0.77}$$

در پمپ‌های دیفیوزری، تعداد پره‌های دیفیوزر معمولا بیش از تعداد پره‌های پروانه است. لذا هنگام چرخش با بیش از یک پره دیفیوزر در ارتباط می‌باشند. برخی اطلاعات متناقضی در فرکانس‌های ارتعاشی احتمالی حاصله وجود دارد، و این اطلاعات آورده می‌شوند تا به آنالیز برای شناخت اجزا ارتعاشی ناشناخته در طیف کمک کند. مطابق با برخی منابع، فرکانس حاصل نتیجه مجموعه پره‌های پروانه و دیفیوزر، تقسیم بر بالاترین عدد صحیح مشترک می‌باشد. لذا پمپی با ۶ پره پروانه و ۹ پره دیفیوزر که سرعت دوران آن ۹۰ هرتز است ارتعاش آن برابر خواهد بود با:

$$\frac{6 \times 9}{3} \times 90 = 1620 \text{ Hz یا } 18 \times$$

جدول ۴-۷ فرکانس‌های متقابل را به شکل ضرایب سرعت دوران برای سرعت‌های مختلف ارائه می‌کند. با استفاده از این داده‌ها، پمپ مثال قبلی با ۶ پره پروانه و ۹

^{۱۴} Best efficiency point

پره دیفیوزر باید ارتعاشی در $6/\text{rev}$ و همچنین $4/\text{rev}$ را بدهد. برخی از این فرکانس‌ها خیلی بالا هستند، و دیده نخواهند شد، چنانکه بالاتر از حداکثر فرکانسی است که معمولاً برای اندازه‌گیری روتین استفاده می‌شوند. با افزایش استفاده از محرکه‌های سرعت متغیر، ارتعاش می‌تواند به محدوده رزونانس منتقل شود. برخی اطلاعات Makay (۱۹۹۳) و Bolleter (۱۹۸۸) نیز در جدول ۵-۷ ارائه شده اند، و اندکی با جدول ۴-۷ متفاوت است، اما اعداد پر رنگ یکسان هستند. Markay نامناسب‌ترین ترکیبات را نیز می‌دهد مانند:

- اعداد زوج پره‌های پروانه و دیفیوزر (مانند ۶/۱۲) نیروهایی در فرکانس گذر پره می‌دهد.
- ضرایب $1/5$ و 2 (مانند ۶/۹ و ۵/۱۰)، که نیروهای قوی در فرکانس گذر پره و ضرایب آن تولید می‌کنند.
- تعداد پره‌های دیفیوزر یکی کمتر از دو برابر تعداد پره‌های پروانه است (مانند ۶/۱۱ و ۵/۹)، که نیروهای خیلی قوی در دو برابر فرکانس گذر پروانه می‌دهند.

Table 7-4- Expected frequencies of vibration with various combinations of numbers of vanes on impeller and diffuser (Z) (Corley)							
Z	Number of impeller vanes						
	3	4	5	6	7	8	9
4	3		5	3	7	2	9
5	6	4		6	14	16	9
6		4	5		7	4	3
7	6	8	15	6		8	27
8	9		15	9	7		9
9		8	10	4	28	8	
10	9	6		6	21	16	9
11	12	12	10	12	21	32	45
12			25		35	4	9
13	12	12	25	12	14	40	27
14	15	8?	15	6	3	8	27
15		16		6	14	16	6

Table 7-5; Expected frequencies of vibration with various combinations of numbers of vanes on impeller and diffuser (Z) (Makay, Bolleter)					
Z	Number of impeller vanes				
	3	4	5	6	7
2	6	4	8,10	6,18,24	7
7			15		
8			15		
9			10		
10					
11	12	8	10	18	28
12			10	6	21
13			25	12	21
14			25	12	35
15			15	12	14
	15	6			14
		16		6	14

Makay مورد کاوی ارائه می‌کند که ترکیب پره‌های ۷/۸ ارتعاش rms 8mm/s در $7\times$ داده است، چنانکه توسط دو جدول بالا پیش‌بینی شده بود. با تغییر دیفیوزر به ۱۱ پره باعث ارتعاش قابل اغماضی شد، علی‌رغم اینکه فاصله پروانه تا پره‌های دیفیوزر از ۲۱ درصد به ۱۵ درصد کاهش یافت.

طیف ارتعاشی فرکانس‌های زیادی را نشان می‌دهد که باعث دشواری عیب‌یابی می‌شود. منبع آن‌ها همیشه قابل شناسایی نیست، اما باید آن‌ها را به منظور ارتباطشان با خرابی‌های احتمالی آینده به خاطر داشت. برخی از آنها رزونانس قطعات داخلی پمپ هستند. به عنوان مثالی از تغییرات، جدول ۶-۷ اطلاعات کلیدی از طیف ارتعاشی گرفته شده از پمپ‌های ۴ مرحله‌ای تغذیه بویلر هم‌شکل و هم‌اندازه ای را ارائه می‌دهد.

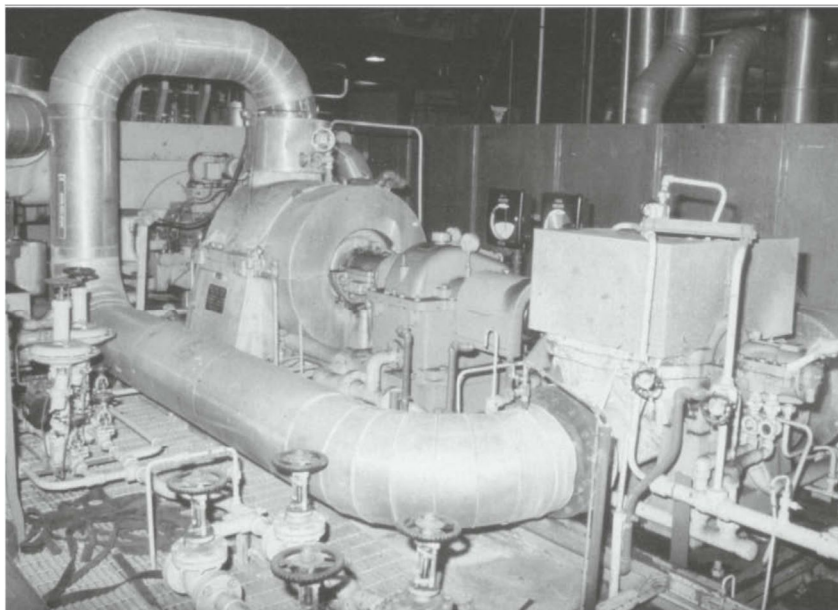
Table 7-6 Measured vibration data from boiler feed pumps					
Vibration amplitudes, acceleration (m/s 2 rms) and orders					
Operating speed at test	1X component	18X component	36X component	Frequencies of other components of amplitude similar to 1x	Other large components in signature
Unit 3 (both pumps in parallel)					
89HZ 91HZ	1.2 1.2	5.7 3	7.6 3.9	2.6X,9X,38X 5.7X,10X 24X,32X,39X	5@30X
Unit 4 (both pumps in parallel)					
92HZ 94HZ	0.9 2.0	2.3 6.3	11.4	36X 42X,53X	3.3@26X 6.2@35X

ارتعاش روی بیرینگ‌های یکسان روی هر پمپ تا ۶۲۵۰ هرتز با پهنای باند ثابت ۲۳/۴ هرتز آنالیز شد. اندکی اختلاف در سرعت‌های کارکرد پمپ باعث اندکی اختلاف جریان می‌شود و کافی است تا رزونانس‌های داخلی مختلف را تحریک و آشکار کند. این پمپ‌ها ۶ پره پروانه، ۹ پره دیفیوزر دارند، و ارتعاش 18x مطابق با جدول ۷-۵ مربوط به آن است. ارتعاش گذر پره 4x و 6x چنانکه از جدول ۷-۴ انتظار می‌رفت در این پمپ‌ها آشکار نشد. هیچ اطلاعاتی از شرایط داخلی آن‌ها در زمان تست در دسترس نیست.

۶-۶-۷ رزونانس آکوستیک

هنگامی که سرعت صوت در مایع و طول مسیر مایع بر طول موجی منطبق شوند رزونانس آکوستیک حادث می‌شود. اگر این فرکانس بر نیروی تحریک قوی منطبق شود، می‌تواند باعث ارتعاش بالایی شود. انعطاف پذیری پایپینگ و پوسته‌ها نیز

می‌تواند آن‌را تا درجه پایین تحت تاثیر قرار دهد. این مسئله در مورد کاوی ۱-۶-۳-۶ آورده شده است، همچنین در شکل ۶-۷ پمپ‌ها و اتصالات پایپینگ را نشان می‌دهد.



Fi~Jure 7.6 Pump where acoustic resonance in the connecting pipe occurred at vane passing rate of the main pump and resulted in high vibration of the booster pump

فرکانس رزونانس در لوله باز برای جریان $\frac{V}{2L}$ و هارمونیک‌هایش می‌باشد. اگر انتهای لوله بسته باشد، فرکانس نصف مقدار بالا می‌شود، و هارمونیک‌های فرد را نشان می‌دهد، یعنی $\frac{V}{4L}, \frac{3V}{4L}, \frac{5V}{4L}$ که $L =$ طول لوله از منبع صوت تا جاییکه هندسه لوله تغییر می‌کند می‌باشد، مانند زانو یا ولو (m)

$V =$ سرعت صوت در مایع است (m/s). در آب خالص، V در محدوده ۱۴۳۰ تا ۱۵۹۰ متر بر ثانیه بسته به دما تغییر می‌کند. همچنین تحت تاثیر هوای درون آن و فشار می‌باشد، و در آب دریا بیشتر است.

در آب مقطر، در فشار تا ۲۰ مگاپاسکال و دمای تا ۱۰۰ درجه سانتیگراد:

$$V = 1402.7 + 488t - 482t^2 + (15.9 + 2.8t + 2.4t^2)(P/10000)$$

که t دما به سانتیگراد \ ۱۰۰، و P فشار به kpa است.

در دمای بالاتر از عادی برای پمپ‌های تغذیه در ۱۵۰ درجه سانتیگراد، سرعت صوت

نسبت به فشار به صورت خطی تغییر می‌کند $0.0022P + 1472 =$

سرعت صوت در مایعات برای همه آن‌ها بسهولت در دسترس نیست، اما برای مقاصد

تخمینی با $\pm 15\%$ در m/s از فرمول زیر بدست می‌آید

$$-9.346SG^2 + 228.57SG + 23.67$$

که SG وزن مخصوص مایع می‌باشد.

صلبیت پایپینگ نیز روی رزونانس صوتی اثر گذار است.

$$C = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{D}{h} + \frac{\rho C_0^2}{E}}}$$

که: C_0 = سرعت صوت در آب برای لوله با صلبیت بی‌نهایت

D = میانگین قطر لوله (یعنی قطر در متوسط ضخامت دیواره)

F_1 = ضخامت دیواره لوله

ρ = دانستینه جنس لوله

E = ضریب الاستیسیته برای جنس لوله

هندبوک‌های طراحی چگونگی محاسبه فرکانس‌های طبیعی پایپینگ را نشان

می‌دهند. این فرکانس با توجه به جنس، اندازه، و اتصالات انتهایی و دما متفاوت است

و حتما نباید منطبق با فرکانسی باشد که احتمالا قبلا بدست آورده‌اید.

۷-۷ پمپ‌های عمودی

پمپ‌های عمودی، خصوصا نوعی که محور بلندی با چند مرحله دارند، ویژگی‌های

ارتعاشی جالبی دارند. این‌ها معمولا روی یک صفحه بستر با استفاده از یک پایه مهار

می‌شوند. دسترسی برای اندازه‌گیری ارتعاش محدود است، و اندازه‌گیری‌های روتین

باید روی فلنج موتور انجام شود، همانگونه که در استانداردهای مشخص شده در

فصل ۶ آمده است. می‌توان برای نصب ترانسدیوسر بصورت دائمی نزدیک پروانه تصمیم گرفت.

فرکانس طبیعی چنین پمپ‌هایی که گاهی "reed frequency" نامیده می‌شود می‌تواند زیر سرعت دوران باشد. از جاذب‌ها، تغییرات جرمی و سختی برای درمان ارتعاش هنگام کارکرد استفاده می‌کنند. لقی، خصوصاً پیچ‌های نگهدارنده، می‌تواند باعث شوند ستون (column) پمپ در فرکانس طبیعی خودش به ارتعاش درآید.

۷-۸ تاثیر سایش داخلی روی ارتعاش

سایش داخلی پمپ می‌تواند الگوهای جریان و ارتعاش را تغییر دهد. سایش و لقی می‌توانند رزونانس‌های پمپ و قطعات را تغییر دهند، و انتظار می‌رود در طیف ارتعاشی نشان داده شوند. به نظر می‌رسد تجربیات محلی بیشتری برای پمپ‌های خاص لازم است تا ارتباط مطمئنی بین سایش داخلی و تغییرات طیف ارتعاشی‌شان بدست آید. تست‌های دقیق هنگام پیشرفت پمپ ۶مرحله‌ای (@ 1788 750m³/h در سرعت 5000 rpm) انجام شد. تست با افزایش سه مرحله‌ای لقی شعاعی بدون ایجاد تغییر دیگری انجام شد: طراحی، ۱/۵ و ۲ برابر طراحی. ساب‌هارمونیک‌ها فقط هنگام لقی با دو برابر طراحی ظاهر شد، در سرعت‌های بالاتر، در 84 ×، و ثابت باقی ماند اگرچه سرعت افزایش یافت.

با افزایش سایش پمپ‌های چندمرحله‌ای، کارکردی که رینگ‌های سایش مانند بیرینگ دارند ضعیف می‌شود، بطوریکه اولین سرعت بحرانی جابجا می‌شود و به محدوده کارکرد نزدیک می‌شود، یا حتی روی آن می‌افتد. افزایش نشتی می‌تواند دمپینگ را کاهش دهد، گسترش محدوده سرعتی که سرعت بحرانی است پدید می‌آید.

۷-۸-۱ مورد کاوی

ارتعاش بصورت پایدار روی بیرینگ NDE پمپ تغذیه بویلر، ۴ مرحله‌ای، سرعت ثابت 5800rpm، همانگونه که در شکل ۷-۷ نشان داده شده افزایش می‌یابد.

آنالیز فرکانسی نشان می‌دهد که همه ارتعاش در $1\times$ است، و بنابر تجربه مربوط است به سایش داخلی. از آنجا که پمپ جایگزینی در دسترس نیست، اگر پمپ متوقف شود تولید از دست خواهد رفت. مانیتورینگ روزانه انجام گرفت تا پمپ جایگزین در دسترس قرار گرفت. در دوره کاری تا پایان هفته کار پمپ ثابت نگه داشته شد، چرا که ارتعاش وابسته به بار بود و به تدریج کاهش یافت. رینگ سایش مرحله مکش چیده شده بود و بخش‌های میانی بشدت ساییده شده بودند. ارزش تولیدی که هدر رفته بود ۲۷ برابر نهایت هزینه تعمیرات پمپ بود.

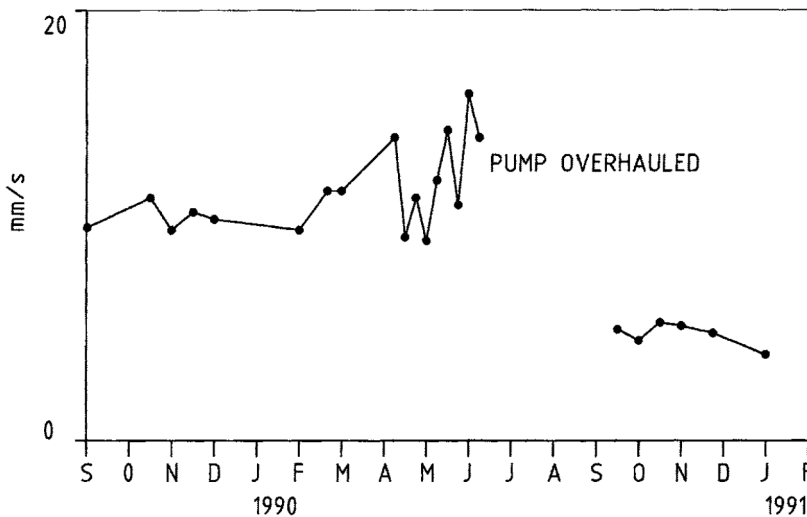


Figure 7-7 Vibration at $1\times$ of boiler feed pump with increasing interstage seals wear

۷-۹ کنترل ارتعاش

وقتی علت یا علت‌های ریشه‌ای ارتعاش غیرقابل قبول شناخته شدند، یک یا چند روش زیر را می‌توان برای کاهش ارتعاش استفاده کرد. تعمیر موقتی برای حداقل کردن ائتلاف تولید، تا تصمیم‌گیری برای تغییر دائمی توجیه‌پذیر است. از متخصصین کمک بخواهید.

۷-۹-۱ کاهش در منبع

۷-۹-۱-۱ بالانس مناسب روتور

مطمئن شوید که روتور تمیز و عاری از هرگونه اثرات نابالانسی موقتی است. بالانس در محل به ندرت روی پمپ‌ها امکان‌پذیر است، اما گاهی می‌توان با تنظیم جرم کوپلینگ آن را انجام داد. حتی واشرهای کوچک زیر پیچ‌ها می‌تواند ارتعاش را در پمپ‌های سرعت بالا تحت تاثیر قرار دهد.

۷-۹-۱-۲ بالانس نیروهای مغناطیسی

بالانس نیروهای مغناطیسی در موتورهای با تنظیم لقی فاصله هوایی یا اصلاح تنظیم مرکزیت محور مغناطیسی روتور، امکان‌پذیر است.

۷-۹-۱-۳ اصلاح لقی‌ها

شلی یا لقی‌ها را اصلاح کنید.

۷-۹-۱-۴ کاهش اثرات/ایرودینامیک

قبلاً مثالی برای پمپ‌های با تیغه‌های دیفیوزر آورده شد که لقی بین نوک تیغه‌های پروانه و قسمت‌های ثابت می‌تواند بدون اثر روی عملکرد پمپ، افزایش یابد.

۷-۹-۲ ایزوله کردن

منبع ارتعاش را با استفاده از مهارکننده‌های ایزوله کننده ایزوله کنید. جزئیات کاربردی از سازندگان مهارکننده‌ها در دسترس است. بخش‌های پاپینگ انعطاف‌پذیر نیز می‌توانند کمک‌کننده باشند.

۷-۹-۲-۲ تجهیزات تحت تاثیر را ایزوله کنید.

محدوده‌ها یا تجهیزات تحت تاثیر ارتعاش را ایزوله کنید، تا اثر ارتعاشات اجباری از منابع خارجی را حذف کنید.

۷-۹-۳ کاهش پاسخ

۷-۹-۳-۱ فرکانس طبیعی را تغییر دهید

فرکانس طبیعی سازه را با تغییر سختی یا جرم تغییر دهید (معادله بنیادی بخش ۴-۷ را ببینید). تغییر در حدود ۵۰ درصد ممکن است برای موثر بودن لازم باشد:

- اگر فرکانس طبیعی بالاتر از فرکانس ارتعاش اجباری است، سختی را افزایش دهید، یا جرم را کاهش دهید تا فرکانس طبیعی افزایش یابد و پاسخ فرکانس تحریک کمتر شود.
- اگر فرکانس طبیعی زیر فرکانس ارتعاش اجباری است، با کاهش سختی، یا افزایش جرم فرکانس طبیعی بیشتر کاهش می‌یابد تا پاسخ کمتر شود.

آنالیز مدال و ترکیبی از اندازه‌گیری‌های ارتعاشی، تست‌ها، نرم‌افزارها، برای حل مشکلات ارتعاشی پیچیده استفاده می‌شوند. واژه‌هایی نظیر تغییر شکل‌های کارکردی و کارکردها پاسخ فرکانسی استفاده می‌شوند.

۲-۳-۹-۷/افزایش دمپینگ

دمپینگ در سیستم را افزایش دهید. پوشش‌های دمپینگ، یا ضربه‌گیر (نظیر جاذب شوک (shock absorbers) می‌تواند مناسب باشد.

۳-۳-۹-۷/از جاذب ارتعاش دینامیکی برای تغییر فرکانس سیستم استفاده کنید.

این جرم جانبی است که با فنر به سیستم کوپل می‌شود و تنظیم می‌شود تا در فرکانس طبیعی ارتعاش کند. دو رزونانس جدید ایجاد می‌شود که جایگزین اصلی می‌شوند: یکی بالاتر و یکی پایینتر از آن. این دو فرکانس جدید نباید منطبق با هیچ یک از ارتعاشات در همان فرکانس باشند. جزئیات در متون ارتعاشی داده شده است، و تجربیات سعی و خطا می‌تواند هنگام انتخاب حدودی اندازه ارزشمند باشند، و پهنای باند نهایی باید امکان هرگونه تغییر در فرکانس نیروی تحریک را بدهد.

۱۰-۷ تنظیم سطوح باند برای مانیتورینگ

مقایسه طیف گرفته شده در تناوب‌های زمانی تحت شرایط بار یکسان باعث آشکارسازی هرگونه تغییری در فرکانس‌های خاص می‌شود. وقتی این روش برای اولین بار توسعه یافت، از مقایسه دستی استفاده می‌شد، اما آن کند، خسته کننده و طاقت‌فرسا بود. امروزه سیستم‌های کامپیوتری اینکار را به سادگی انجام می‌دهند و حتی می‌توان انتظار توصیه‌های جزئی از فروشندگان چنین سیستم‌هایی داشت. همچنانکه حتی

ماشین‌های سرعت ثابت هم اندکی تغییر سرعت دارند، آنالیز با تعداد بالایی از خطوط فرکانسی ممکن است باعث شود فرکانس‌های ارتعاشی به فرکانس کناری مقدار نرمال بلغزند و گم شوند. آنالیز با مرجع $1 \times$ شافت باعث حل این مشکل می‌شود. فیلترهای درصد ثابت می‌توانند برای چنین تغییر سرعت‌هایی مفید باشند. برخی مهندسين پمپ در نظر می‌گیرند که همچنانکه ارتعاشات فرکانس بالاتر باعث جابجایی و استرس کمتر نسبت به یک سرعت ارتعاشی ثابت می‌شوند، سرعت ارتعاشی مجاز بالاتر ممکن است در فرکانس‌های بالاتر مجاز باشد. همچنین، همچنانکه مقالات اندک یا هیچ مقاله‌ای درباره خرابی‌های حاصل از ارتعاشات فرکانس بالای شافت، بیرینگ‌ها، آبندهای مکانیکی، پاپینگ جانبی و غیره وجود ندارد، سطوح کلی به عنوان حدودی برای ارزیابی شدت ارتعاش بحث شده‌اند.

با این وجود، از آنجا که مانیتورینگ در باندهای فرکانسی دید بهتری به شرایط داخلی پمپ، حدودی برای واکنش و ارتباط آن‌ها می‌دهد که با ارزش است. یک روش کاربردی از تجربه تصمیم‌گیری که کدام محدوده‌های فرکانسی برای مانیتور و مناسب برای حدود خطر است توسط Berry (۱۹۹۰) داده شده است. جدول ۷-۷ این تنظیمات توصیه شده را برای پمپ‌های سانتریفیوژ می‌دهد.

۷-۱۱ مانیتورینگ دائمی پمپ‌ها

برای اغلب پمپ‌های پروسسی، روتین داده‌برداری ارتعاش و آنالیز در تناوب‌های یک تا سه ماهه در نظر می‌گیرند، که با توجه به حساسیت و نرخ سایش تجربه شده و مورد انتظار متفاوت است ISO13373-1 (FDIS 2003) اطلاعاتی که دکتورهای ارتعاشی عموماً استفاده می‌کنند را جدول‌بندی کرده است، و بیان می‌کند که تعداد کمتری می‌تواند در برخی کاربردها استفاده شود. با توجه به جدول ۷-۸ برای پمپ‌ها نیز ممکن است مطابق با حساسیت سرویس‌شان، تناوب خرابی، و حساسیت طراحی پمپ به آسیب سیستم‌های مانیتورینگ دائمی توجیه پذیر باشد. دیگر مانیتورینگ‌های دائمی علاوه بر جدول ۷-۸ می‌تواند شامل اندازه‌گیری شرایط مکش پمپ، حداقل جریان، تزریق آبنده، مصرف روانکار، شرایط آبنده، دمای پوسته،

جریان نشتی بالانس داخلی، جریان پمپ و سرعت باشد. سیستم‌های مانیتورینگ در دسترس قادر به استفاده از همه اطلاعات در دسترس از DCS کارخانه و کشف اختلاف بین تغییرات نرمال در شرایط کارکرد و تغییرات در شرایط تجهیز می‌باشند. همچنین خطاهای سنسور نیز می‌توانند کشف شوند (فصل ۳).

Table 7.7 Recommended monitoring frequency bands and vibration velocity alarm levels for pumps (adapted from Berry)

1. Centrifugal pump with known number of impeller vanes, and rolling element bearings						
Set $F_{max} = 40\times$ If speed 1000 to 1500 r/min set $F_{max} = 50\times$. If speed 500 to 999 r/min, set $F_{max} = 60\times$ If tapered roller or spherical seat bearing, set $F_{max} = 50\times$, unless speed below 1000 r/min						
Item	Band 1	Band 2	Band 3	Band 4	Band 5	Band 6
Band lower frequency	10% F_{max}	1.2x	2.2x	VPF - 1.2x	VPF + 1.2x	50% F_{max}
Band upper frequency	1.2x	2.2x	VPF - 1.2x	VPF + 1.2x	50% F_{max}	100% F_{max}
Band alarm	90% OA	50% OA	40% OA	70% OA	35% OA	1.3 mm/s rms
Band coverage	Subsynchronous to synchronous	1.5 to 2x	2.5x to fundamental bearing defect frequencies	VPF $\pm$ sidebands	Lower harmonic bearing frequencies and VPF harmonics	Higher harmonic bearing frequencies, bearing component natural frequencies
2. Centrifugal pump with unknown number of impeller vanes, and rolling element bearings (changes from above shown in bold)						
Band lower frequency	10% F_{max}	1.2x	2.2x	3.2x	6.8x	50% F_{max}
Band upper frequency	1.2x	2.2x	3.2x	6.8x	50% F_{max}	100% F_{max}
Band alarm	90% OA	50% OA	40% OA	70% OA	35% OA	1.3 mm/s rms
Band coverage	Subsynchronous to synchronous	1.5 to 2x	2.5x to 3x	Possible VPF	Lower harmonic bearing frequencies, and VPF harmonics	Higher harmonic bearing frequencies, bearing component natural frequencies

3. Centrifugal pump with known number of impeller vanes, and sleeve bearings

Set $F_{max} = 20\times$ or 1.2 VPF , whichever is greater

Band lower frequency	$1\% F_{max}$	$0.8\times$	$1.8\times$	$3.8\times$	$\text{VPF} - 1.2\times$	$\text{VPF} + 1.2\times$
Band upper frequency	$0.8\times$	$1.8\times$	$3.8\times$	$\text{VPF} - 1.2\times$	$\text{VPF} + 1.2\times$	$100\% F_{max}$
Band alarm	$30\% \text{ OA}$	$90\% \text{ OA}$	$50\% \text{ OA}$	$30\% \text{ OA}$	$70\% \text{ OA}$	$30\% \text{ OA}$
Band coverage	Subsynchronous to synchronous	$1\times$ to $1.5\times$	$2\times$ to $3.5\times$	$4\times$ to lower harmonics of speed	$\text{VPF} \pm$ sidebands	Higher harmonics of speed and VPF harmonics

4. Centrifugal pump with unknown number of impeller vanes, and sleeve bearings (changes from above shown in bold)

Band lower frequency	$1\% F_{max}$	$0.8\times$	$1.8\times$	$3.8\times$	$6.8\times$	$9.8\times$
Band upper frequency	$0.8\times$	$1.8\times$	$3.8\times$	$6.8\times$	$9.8\times$	$100\% F_{max}$
Band alarm	$30\% \text{ OA}$	$90\% \text{ OA}$	$50\% \text{ OA}$	$70\% \text{ OA}$	$25\% \text{ OA}$	$30\% \text{ OA}$
Band coverage	Subsynchronous to synchronous	$1\times$ to $1.5\times$	$2\times$ to $3.5\times$	$4\times$ to $6.5\times$	$7\times$ to $9.5\times$	$10\times$ to F_{max}

"OA" means the overall alarm level of vibration, selected based on standards or other source.

"VPF" is vane passing frequency

" $1\times$ " is synchronous frequency (corresponding to speed of rotation)

Table 7.8 Guidelines for pumps for vibration measurements (based on ISO 13373-1)

<i>Type of pump</i>	<i>Evaluation parameters</i>	<i>Transducer</i>	<i>Direction</i>
Large pumps, fluid-film bearings (boiler feed, circulating, process)	Relative or absolute shaft displacement at each bearing Bearing velocity or Acceleration Shaft axial displacement Phase reference and shaft speed Bearing metal temperature	Non-contact transducer Velocity transducer or accelerometer Non-contact transducer on thrust collar Eddy current/ inductive/optical Thermocouple embedded into whitemetal (Babbitt)	Radial $\pm 45^\circ$ Radial, H and V Axial Radial Radial, in line with load line
Medium and small pumps, fluid-film bearings	As above, but shaft displacement and metal temperatures are rarely measured. Portable systems are usual, as these pumps do not normally justify permanent systems.		
Medium and small pumps, rolling element bearings	Bearing and pump housing velocity or acceleration Phase reference and shaft speed	Velocity transducer or accelerometer Eddy current/ inductive/optical	Radial H and V Radial
Vertical pumps (reactor coolant, coolant pumps)	Relative shaft displacement at each accessible bearing Bearing velocity or acceleration on motor and each accessible bearing	Non-contact Transducer Velocity transducer or accelerometer	Radial 90° Apart Radial 90° apart
Shaft axial displacement, phase reference, speed as for large pumps			

سیستم مانیتورینگ حداقل باید شتاب‌سنج‌هایی نصب شده روی بیرینگ‌های DE پمپ و محرک داشته باشد. شرایط سنج سیگنال نصب شده محلی می‌تواند سیگنال 4-20ma را به PLC یا نشانگرهای اتاق کنترل منتقل کند، اما آنالیز فرکانسی نمی‌تواند از چنین سیگنال‌هایی انجام شود.

برخی نیروگاه‌ها گشتاورسنج‌هایی برای اندازه‌گیری توان ورودی پمپ‌های محرک با بخار دارند. تنش میانی پوسته می‌تواند یک مشکل روی کارکرد پمپ‌های بلند در دمای بالا باشد. ترموکوپل‌های نصب شده برای اندازه‌گیری دمای بالا و پایین راهنمایی‌هایی برای اپراتور ارائه می‌دهد.

آنالیز آماری خرابی‌های جمع‌آوری شده توسط واحدهای سرویس و اپراتورها نشان می‌دهد که دو یا سه سنسور برای مانیتورینگ پمپ و عیب‌یابی‌های زیر کافی است: برای کشف کارکرد خشک، اندازه‌گیری دما و مانیتورینگ حدود ارتعاش بیرینگ. برای رسیدن به حداکثر امتیاز، اطلاعات ارائه شده برای تصمیم‌گیری باید بیش از فقط نمایش یا جمع‌آوری اعداد از ترانس‌دیوسرهای تکی باشد. خروجی چنین آنالیزی نسبت به موارد دیگری که در این کتاب ذکر شد، مطمئناً قوی‌تر و سیستم‌های حمایتی تصمیم دقیق‌تر خواهند بود.

فصل هشتم

دیگر استفاده‌های اطلاعات پایش وضعیت

۸- دیگر استفاده‌های اطلاعات پایش وضعیت

۸-۱ تنظیم یک سیستم پمپ

هنگام انتخاب پمپ، طراح شرایطی از لوله‌کشی را فرض می‌کند، و حدودی از هد و فلو در نظر می‌گیرد تا مطمئن شود که پمپ الزامات طراحی را برآورده می‌کند. اما، وقتی کارخانه ساخته شد و در سرویس قرار گرفت، ممکن است مشخص شود که پمپ بزرگتر از حد لازم است. مثلاً، نتایج یک ممیزی در فنلاند که توسط Jantunen (۲۰۰۰) انجام شد میانگین کل راندمان پمپ‌ها را کمتر از ۴۰ درصد نشان داد. پمپ‌ها حدود ۱۰ درصد کل برق فنلاند را مصرف می‌کردند که اتلاف زیادی بود. اداره انرژی ایالات متحده تخمین می‌زند که ۵ درصد کل توان در پمپ‌ها مصرف می‌شود که می‌توان ۲۰ درصد آنرا کاهش داد. موقعیت مشابهی را می‌توان در دیگر کشورها انتظار داشت.

در این فصل دو مثال از انواع و اندازه‌های مختلف پمپ‌ها را می‌بینیم، و اینکه چگونه آنالیز عملکرد حتی برای یک پمپ اندازه متوسط نیز می‌تواند صرفه‌جویی بزرگی داشته باشد مثلاً اگر پروانه‌ای با قطر کوچکتر برای انجام کار کافی باشد. پروانه‌ها را می‌توان در نوع جریان شعاعی و در حد محدودتری برای پمپ‌های جریان مختلط، تراش داد. کاهش قطر پروانه‌های پره‌ستاره‌ای از طرف کانال پمپ‌ها ممکن نیست. اندازه‌گیری‌های بهبود راندمان دیگری نیز وجود دارد. نرم‌افزارهای مدرن می‌توانند به سرعت طراحی سیستم را چک کنند، مانند بخش‌های ورودی-خروجی دیفیوزر در اتصالات لوله-تانک، تا اثر چنین تغییراتی را ارزیابی کنند. محرک‌های دور متغیر، افزودن پمپ کوچکتری برای استفاده در جائیکه فلو کمتری گاهی لازم است، دو مثال دیگر هستند.

چنانکه در فصل ۴ دیدید، پایش وضعیت با آنالیز عملکرد همچنین می‌تواند اطلاعاتی برای تعیین زمان تعمیرات اساسی پمپ برای اصلاح لقی‌های ساییده شده فراهم کند که بر پایه هزینه انرژی توجیه می‌شود.

۸-۲ تراشیدن پروانه: پمپ اندازه متوسط 132KW

۸-۲-۱ انتخاب طرح

یک سیستم کارخانه تامین آب تمیز فلوی $615\text{m}^3/\text{h}$ را به عهده دارد. با هد استاتیک ۳۷ متر، و با افزودن مقاومت اصطکاکی محاسبه شده هد کلی در این فلو ۵۵ متر بدست می آید. با حدود طراحی معمولی که اضافه می‌شود، پمپ سرعت ثابتی با قطر پروانه ۳۷۵ میلی‌متر انتخاب شد تا این کار را انجام دهد: منحنی‌های فلو-توان-هد « 375Ø » را روی شکل ۸-۱ ببینید. این پمپ سرعت مخصوص ۱۹۲۰ (واحد US) ببینید.

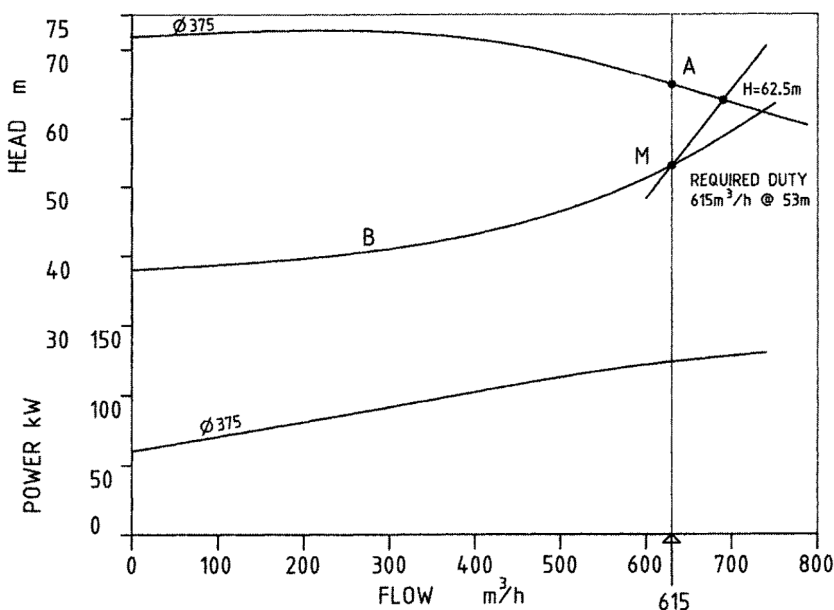


Figure 8.1 System curve and original pump characteristics

۸-۲-۲ کارکرد در سرویس

وقتی پمپ در سرویس است، خروجی آن باید تا اندازه ای بسته شود که جریان را به حد لازم $615\text{m}^3/\text{h}$ کم کند. یک تست هد-فلو نشان می‌دهد که نقطه کارکرد A است، در هد ۶۴ متر. از منحنی فلو-توان در شکل ۸-۱ مشخص می‌شود، پمپ ۱۲۳KW توان جذب می‌کند.

منحنی واقعی سیستم نیز با تست کارکرد پمپ بدون خروجی بسته نیز با اندازه‌گیری فشار مکش و خروجی و فلو بدست آمد. چنانکه در فصل‌های قبلی تشریح شد، برای چنین تست‌هایی اگر لوله‌های خروجی و مکش در نقاط اندازه‌گیری فشار در قطرهای مختلف هستند باعث هد سرعت می‌شود.

اگر گیج‌ها در یک سطح نیستند، قرائت‌ها برای بخش استاتیکی اصلاح می‌شوند. هد استاتیک سیستم - نقطه فلوی صفر - از اندازه‌گیری سایت یا رسم‌های ارتفاع کارخانه بدست می‌آید. در این مثال، نقطه کارکرد، ولو خروجی باز، در $60\text{m}@725\text{m}^3/\text{h}$ بدست آمد، بطوریکه منحنی سیستم واقعی B پایین‌تر از انتظارات طراحی است. نقطه کارکرد لازم - مقاومت کلی سیستم برای جریان مورد نظر $53\text{m}@615\text{m}^3/\text{h}$ است. برای این مبحث از علائم H1 و Q1 استفاده می‌شود.

۳-۲-۸ محاسبات پروانه ای که قطر آن کاهش یافته است

سازندگان پمپ‌ها عموماً از محدوده‌ای از پروانه‌ها در یک اندازه پوسته استفاده می‌کنند. اگر پروانه کوچکتری، که از نظر هندسی مشابه است، استفاده شود، مشخصات عملکرد از قوانین مشابهت موجود در کتاب‌های پمپ تبعیت خواهد کرد. با این حال، به خاطر مسائل اقتصادی، یک پروانه استاندارد می‌تواند تراش داده شود تا به عملکرد هد-فلو کاهش یافته برسیم. در اغلب پمپ‌های شعاعی (یعنی با سرعت مخصوص کمتر)، قطر تا حدود ۱۰ درصد می‌تواند کاهش یابد بدون اینکه روی راندمان اثر زیادی بگذارد. اگر شباهت‌های هندسی نگهداشته نشود، قوانین دیگری برای پیش‌بینی عملکرد لازم هستند. (به خاطر داشته باشید کاهش قطر ۵ درصد یا بیشتر ممکن است روی NPSH اثر گذارد. کاتالوگ‌های سازندگان برای پروانه‌هایی که قطرشان کاهش یافته است منحنی‌هایی ارائه می‌دهند. اگر چنین داده‌هایی در دسترس نیستند، از روش‌های تقریبی می‌توان استفاده کرد. در مهارت‌ها درباره اینکه چگونه بار برداری و کاهش قطر محاسبه شود اختلافاتی وجود دارد، اما این روش از stepanoff و karassik و Mc Guire باید به اندازه کافی به تخمین احتمالی

صرفه‌جویی توان مصرفی نزدیک باشد. روش دیگر، اما آرامتر، روشی است که در نشریات آموزشی انستیتو هیدرولیک ارائه شده است.

علامت اختصاری R نسبت قطر است، جدول ۸-۱ نسبت‌ها را ارائه می‌دهد: (برای پمپ‌های با تیغه‌های لبه خارجی بیرونی که با محور موازی نیستند، محاسبات باید از میانگین قطر استفاده کند)

Table 8.1 Relationships with cut-down impellers	
The usual situation the <i>impeller width will alter with the cut</i> (ie the shrouds are not parallel).	Flow varies with R Head varies with R^2 Power varies with R^3
If the <i>impeller width and exit angle will not be altered</i> by the cut (vanes will still overlap)	Flow varies with R^2 Head varies with R^2 Power varies with R^4

در این مورد، اولین مجموعه رابطه‌ها بکار می‌رود. فلو دلخواهی بالای فلو موردنظر انتخاب می‌شود، تا یک نقطه روی سهمی که با قوانین وابستگی تعریف می‌شود بدست آید: $Q_2 = 720 \text{ m}^3/\text{h}$. (سهمی در مبدا شروع می‌شود). هد متناسب با این فلو از فرمول زیر محاسبه می‌شود:

$$H_2 = H_1 \times \left[\frac{Q_2}{Q_1} \right]^2 = 53 \times \left[\frac{720}{615} \right]^2 = 726 \text{ m}$$

این نقطه جدید رسم می‌شود، و خطی به نقطه کار مورد نظر رسم می‌شود. (شکل ۸،۱). این بخش سهمی ضرورتاً یک خط راست است، اما به شرطی که نقطه دیگری نخواهید بدست آورید و منحنی خیلی ساده تری رسم شود با پیش‌رفتن دو پیچ مخالف می‌تواند تکرار شود. تقاطع این خط با منحنی 375Ø قرائت می‌شود: $H_3 = 62.5 \text{ m}$ (شکل ۸-۱)

قطر جدید از فرمول زیر محاسبه می‌شود

$$D_2 = D_1 \times \sqrt{\frac{H_1}{H_3}} = \sqrt{\frac{53}{62.5}} = 345 \text{ mm}$$

از آنجاکه قوانین وابستگی دقیق نیستند، بار برداری از این قطر احتمالا باعث کاهش بیشتری در هد و فلو از آنچه لازم است می‌شود. برای پمپ‌های با سرعت مخصوص تا ۲۵۰۰، قطر واقعی برای ماشین‌کاری از اینجا بدست می‌آید:

$$[(\text{Calculated diameter, as decimal fraction of original}) \times 0.857 + 0.143].$$

در این مثال، قطر ماشین‌کاری شده بدست آمده برابر است با:

$$(345 \div 375) \times 0.857 + 0.143 = 0.931, \text{ or } 349\text{mm}$$

۴-۲-۸ صرفه‌جویی انرژی حاصل از تراش پروانه

از کاتالوگ سازنده برای یافتن داده‌های عملکرد با پروانه کوچکتر از این اندازه کمک بگیرید. اگر کاتالوگ در دسترس نیست، نقاطی از منحنی هد-فلو می‌تواند با استفاده از روابط بالا اصلاح شود و در صورت نیاز رسم شود، اما با محاسبه قطر 345mm. برای فلو و هد، $R = 345 \div 375 = 0.92$ لذا $R = 0.92$ برای اصلاح فلو و $R^2 = 0.8464$ فاکتور اصلاح هد است.

نقاط فلو-توان با این حال با استفاده از قطر 349mm محاسبه می‌شوند. R برای این موقعیت 0.931 است، لذا $R^3 = 0.8061$

جدول ۴-۲ داده‌های اصلی و اصلاح‌شده را برای نقاط انتخابی بیان می‌کند:

Table 8-2 Cut-down impeller – some original and corrected data					
Flow Q		Head- H		Power- P	
375Φ impeller	3۴۹Φ	375Φ impeller	3۴۹Φ	375Φ impeller	3۴۹Φ
impeller		impeller		impeller	
Correction factor: 0.92		Correction factor:		Correction factor:	
400m ² /h	368	0.8464		0.8061	
m ² /h		68.7m	58.1	106KW	85.4
500	460	67.2	56.8	116	93.5
600	552	64.5	54.6	124	100
700	644	61.2	51.7	130	
668<	615			104.7	
				128.5>	
				103.5	

وقتی روی منحنی شکل ۱-۸ در مقیاس بزرگتر مناسبی رسم شود، توان جذب شده در $615\text{m}^3/\text{h}$ چنانکه دیده می‌شود 103.5KW است. راه جایگزین دیگر اینست که توان مستقیماً، با شروع فلو لازم $615\text{m}^3/\text{h}$ محاسبه شود. با تقسیم بر ۰٫۹۲، فلو در قطر اصلی بدست می‌آید: $668\text{m}^3/\text{h}$. از منحنی اصلی، توان در $668\text{m}^3/\text{h}$ برابر 128.5KW قرائت می‌شود. با تقسیم بر ۰٫۸۰۶۱، مانند قبل 103.5KW را می‌دهد.

کاهش در توان مصرفی موتور را می‌توان با تفریق آنچه که با پروانه کوچکتر لازم است، مقدار قبلی، و تقسیم بر راندمان موتور بدست آورد. (عموماً ۰٫۹۷). هزینه توان را نیز البته باید بدانیم. مثلاً هزینه توان 10c/kwh بکار رود. با ۲۴ ساعت در روز کارکرد پمپ، این صرفه‌جویی برابر است با:

$$\left[\frac{123 - 103.5}{0.97} \right] \times 0.1 \times 8760 = \$17600 \text{ per year}$$

چنین تخمین صرفه‌جویی حتماً انجام کار را توجیه می‌کند، و باید چنین توصیه‌هایی را از سازنده پمپ طلب کرد. اگر تصمیم به تراش پروانه گرفتید، مطمئن‌تر اینست که گام به گام اینکار را انجام دهید و در هر مرحله آن را تست کنید. (انتهای پره‌های پروانه ماشین‌کاری شده به‌سادگی نمی‌توانند چسبانده شوند).

اگر پمپ خاصی به سرعت ساییده می‌شود، یا مقاومت اصطکاکی به واسطه رسوبات افزایش می‌یابد، آنگاه کوچکترین پروانه ممکن است مناسب نباشد. برخی حدود عملکرد ممکن است توجیه‌پذیر نباشد. امکان دیگر اینست که پروانه دیگری برای شرایط کاری واقعی موجود درخواست کنید، و اندازه اصلی را نگه‌دارید. پروانه باریک‌تر اصلاح‌شده‌ای نیز ممکن است در دسترس باشد. هزینه پروانه جدید در این مثال پس از چند هفته برگشت خواهد شد.

توان مصرفی کمتر ممکن است این امکان را بدهد که از موتور کوچکتری استفاده گردد. صرفه‌جویی انرژی بیشتری می‌تواند حاصل شود به شرطی که نزدیک نرخ خروجی کار کند. حتی اگر راندمان‌ها مشابه باشند، اتلاف کلی کمتر در KW با موتور کوچکتر حادث می‌شود که لازم است همان خروجی در همان راندمان موتور

داده شود (www.motor.doe.gov/mchal.shtml). موتور با راندمان بالاتر صرفه‌جویی انرژی بیشتری حاصل خواهد کرد.

ضمناً، اثرات تغییرات در سرعت از همان قوانین وابستگی تبعیت می‌کند، چراکه پهنای پروانه با تراش قطر کاهش می‌یابد. همان روش بالا استفاده می‌شود، اما با استفاده از سرعت در قطر و در گام‌های داده شده. البته اصلاح قطر پروانه برای ماشین‌کاری در این مورد بکار نمی‌رود. می‌توان با تغییر قطر و سرعت باهم به مشخصات عملکرد موردنظر دست یافت.

۸-۳ تراشیدن پروانه: پمپ بزرگ – 1320KW

۸-۳-۱ انتخاب طراح

در این مورد، دو پمپ آب خنک‌کاری نیروگاه به صورت موازی هستند (ظرفیت $4.675 \text{ m}^3/\text{s}$ در هد طراحی $2 \times 50\%$)، که هرکدام برای تامین فلوی کلی $4.675 \text{ m}^3/\text{s}$ در هد طراحی 24.5 m انتخاب شده‌اند. فلوی ترکیبی نباید بیش از حد باشد یا باعث سایش احتمالی غیرقابل قبول تیوب‌های کندانسور شود. پمپ‌ها تک مرحله‌ای با پروانه‌های دو مکشه با قطر بیرونی 986 mm هستند. جداره‌های پروانه موازی نیستند. راندمان موتور 95.3% درصد است.

۸-۳-۲ کارکرد در سرویس

تست‌هایی در سایت ترتیب داده شد تا پایش وضعیت توسعه یابد. آن‌ها آشکار کرد که مقاومت سیستم تنها 21.6 m بود، خیلی کمتر از طراحی، بطوریکه فلو باید با کمی بستن ولو خروجی محدود می‌شد.

منحنی‌های اصلی هد-فلو و توان-فلو برای یکی از پمپ‌ها در شکل ۸-۲ نشان داده شده است. نقاط کار نشان داده شده به عنوان «طراحی» و «واقعی» هستند.

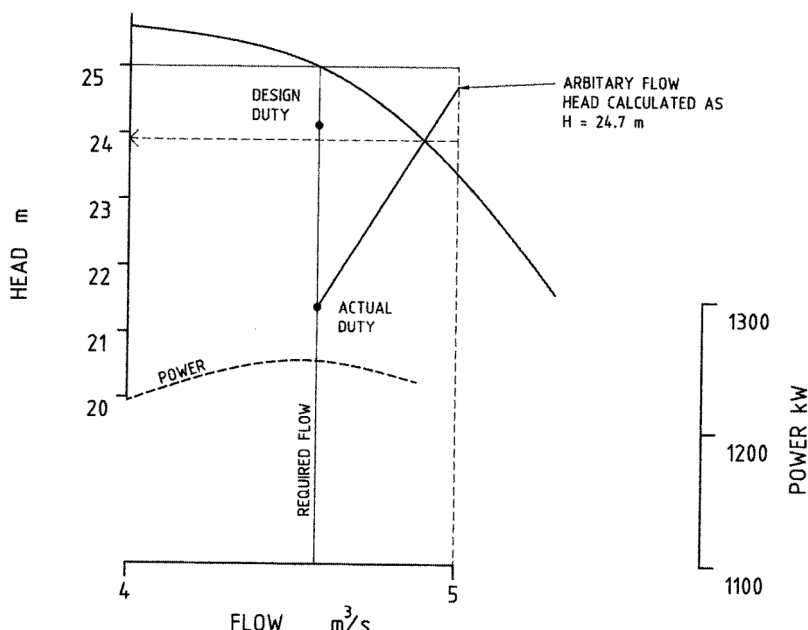


Figure. 8.2 Cooling Water Pump - original performance characteristics and system points (Not to scale)

۳-۳-۸ محاسبات پروانه ای که قطر آن کاهش یافته است از همان مواردی که از پیش در مثال اول بیان شد تبعیت می‌شود، فلوی دلخواهی انتخاب می‌شود مثلاً $Q=5\text{m}^3/\text{s}$ ، و هد مطابق آن محاسبه می‌شود:

$$H_2 = H_1 \times \left[\frac{Q_2}{Q_1} \right]^2 = 21.6 \times \left[\frac{5.0}{4.68} \right]^2 = 24.7\text{m}$$

وقتی رسم شود و به نقطه کار موردنظر وصل شود، هد محل تقاطع این خط با منحنی اصلی پمپ است: $H_3=23.8\text{m}$. لذا قطر جدید عبارتست از:

$$D_2 = D_1 \times \sqrt{\frac{21.6}{23.8}} = 939\text{mm}$$

اصلاحی که قبلاً استفاده شد برای ماشین‌کاری پمپ‌هایی با سرعت مخصوص تا ۲۵۰۰ بود. این پمپ سرعت مخصوص ۴۴۰۰ دارد، که خارج از محدوده اصلاحی است که در متون آورده شده است، لذا اصلاح بکار نمی‌آید.

از آنجا که آن یک پمپ مهندسی است، داده‌های کاتالوگ سازنده احتمالاً در دسترس نیست، و برخی نقاط از منحنی هد-فلو موجود را می‌توان با استفاده از روابط بالا اصلاح کرد، که بر پایه قطر محاسبه شده اولی (یعنی 939mm) است و در صورت لزوم رسم شود.

۴-۳-۸ صرفه‌جویی توان با تراش پروانه

مانند مثال اول اگر منحنی فلو-توان رسم شود، از آن توان صرفه‌جویی شده برای نقطه کار فلوئی مطلوب با تراش پروانه تخمین زده می‌شود:

صرفه‌جویی روی هر پمپ

$$\left[\frac{1253 - 1097}{0.953} \right] = 164 \text{ saved per pump}$$

برای دو پمپ که ۹۰ درصد سال کار می‌کنند، این بالغ می‌شود بر 3586Mwh معادل ۱۰۳۰۰۰ دلار با میانگین قیمت فروش 4c/Kwh.

مسئله اثر آن متناسب با قیمت فروش بالاتر بیشتر می‌شود. چنین تخمینی در صرفه‌جویی هزینه انرژی و از نقطه‌نظر زیست‌محیطی انجام کار را توجیه می‌کند، و باید در جستجوی توصیه‌هایی از سازنده پمپ بود. اقدام به ماشین‌کاری چنین پروانه‌های بزرگی بدون مرجع توصیه نمی‌شود.

۴-۸ پایش وضعیت آب‌بندهای شافت

در پمپ‌هایی که آب‌بندهای نوع لایبرنتی دارند، سایش با افزایش جریان آب‌بند مشخص می‌شود. امکانات مانیتورینگ نیز می‌تواند فراهم شود، یا یک فلومتر از سطح لوله نصب شود. نشی به بیرون پمپ را می‌توان با یک ظرف نیز بطور مستقیم اندازه گرفت.

آب‌بندهای مکانیکی استفاده گسترده‌ای روی پمپ‌ها دارند، و اگر از آن‌ها مراقبت شود خیلی خوب سرویس می‌دهند. خرابی‌هایی هنوز حادث می‌شوند، و اغلب مرتبط با ارتعاش بالاست. در صنایع پتروشیمی، تا ۷۰ درصد هزینه تعمیرات پمپ‌ها صرف آب‌بندها می‌شود، و لذا عیب‌یابی آن‌ها توجیه‌پذیر است. توسعه در طراحی بهتر و

مواد اولیه رو به پیشرفت است. تشریح عالی از انواع آب‌بندها و آنالیز خرابی‌های آن‌ها توسط Bachus و Custodio داده شده است. ارتعاش بالا و خرابی‌های آب‌بند مربوط می‌شد به مطالعه ۵۰۰ پمپ فرآیند.

ارتعاش محوری در فرکانس گذر پره‌ها مربوط به خرابی آب‌بند می‌شود، اما نه ارتعاش جانبی. برای پمپ‌هایی که با افت فشار ناگهانی مایع آتش خواهد گرفت، یک ترموکوپل نصب شده در فاصله 1mm از شافت دمای محیط نزدیک به آب‌بند را متوجه می‌شود و نشتی بواسطه جهش در دما ملاحظه می‌شود. آسیب حاصل می‌تواند جلوگیری شود، اگرچه هشدارهای پیشرفته‌تری موردانتظار است.

مقالات مختلفی طی سال‌ها نشان می‌دهد که توسعه پایش وضعیت آب‌بندها ادامه دارد. اندازه‌گیری صدای صادره (Acoustic emission) روشی پیشرفته‌تر برای کشف سایش یا ترک غیرعادی در سطح آب‌بندها می‌باشد، همین‌طور اندازه‌گیری مستقیم دمای سطح آب‌بند.

از تولیدکننده‌های آب‌بندهای اصلی (OEM) یا (فابریک) انتظار می‌رود چنین سیستم‌هایی را در اختیار قرار دهند. سیستم Smartsignal eCM برای دادن هشدارهای به‌موقع از خرابی آب‌بند روی یک پمپ خنک‌کاری راکتور استفاده می‌شده است، که با جابجایی 35KPa در فشار آب‌بندی مرحله اول هشدار صادر می‌شد. این آب‌بندها سه چیدمان مختلف دارند، و سه بخش که آب در هر سری جریان می‌یابد را شامل می‌شوند، با کولری بین آن‌ها.

همچنانکه آب‌بند ساییده می‌شود انتظار می‌رود که ذرات سایشی نیز ظاهر شوند، اما نمونه‌گیری از مایع پمپ‌شده ممکن است امکان‌پذیر نباشد.

۵-۸ مراقبت وضعیت پمپ‌های seal-less:

در پمپ‌های seal-less نوع مگنتی، سیال پمپ برای روانکاری و خنک‌کاری بیرینگ‌های پمپ نیز استفاده می‌شود، مانند نوع canned که سیال پمپ شونده بیرینگ‌های موتور را نیز روانکاری می‌کند.

اگر از مانیتورینگ ناپیوسته^{۱۵} استفاده شود، شانس کشف خرابی پمپ حاصل از تغییرات پروسسی کم خواهد بود. مانیتورینگ ارتعاش معمولی غیرقابل اعتماد است و لذا مانیتور پیوسته^{۱۶} توصیه می‌شود. یک سری تست‌ها روی پمپ‌های نوع canned که مجهز به ابزار دقیق بودند در محدوده‌هایی از شرایط مشابه کارخانه انجام شد (Bleu and Lobaeh ۱۹۹۸) و راهنمایی‌های خوبی به دست آمد:

- overall فرکانس بالا با استفاده از Spike Energy (gse) در دو نقطه انجام شد، اما نقطه روی پوسته پمپ حیاتی نبود. حد مقیاس کامل از gse ۱۵-۱۸ پیشنهاد می‌شود، و قرائت‌های بیش از ۱۰ تا ۴۰ درصد مقیاس کامل در نصب اولیه نشان‌دهنده مشکلی در پمپ است.
- اندازه‌گیر موقعیت روتور که توسط برخی سازندگان پمپ تهیه می‌شود موقعیت روتور را نسبت به قطعات ثابت مشخص می‌کند، و می‌توان بدون دسترسی به سیال پمپ اندازه‌گیری را انجام داد. این به پیش‌بینی شرایط رو به خرابی بیرینگ‌های ساخته شده از مواد نرم مانند کربن/گرافیت کمک می‌کند اما به پیش‌بینی آسیب بیرینگ‌های سخت نظیر سیلیکون کارباید کمکی نمی‌کند.

مانیتورینگ پیوسته حرکت محوری شاخص بهتری به حساب می‌آید، اما هم اندازه‌گیری محوری و هم شعاعی توصیه می‌شود. افزایش ۵۰ درصدی سطح مبنا بیان‌گر سایش بیرینگ است و باید برای تعمیر برنامه‌ریزی شود. خرابی سنگین در ۷۰ درصد محتمل است.

¹⁵ off line

¹⁶ online

فصل نهم

روش‌های دیگر مراقبت وضعیت

۹- روش‌های دیگر مراقبت وضعیت

بدیهی است که یک روش که به تنهایی قادر باشد همه‌ی فرسایش‌های داخلی پمپ را آشکار کند وجود ندارد. مطابق با حالت، یا حالت‌هایی، از فرسایش تجربه شده یا مورد انتظار، تکنیک‌های دیگری ممکن است بکار رود، که از نظر اقتصادی توجیه می‌شود. تکنیک‌های ساده ممکن است کفایت کنند. اگر سایش پوسته پمپ مدنظر باشد، و مایع خطرناک نباشد، روش ساده سوراخ بسته خود نمایان است. آن در نقطه‌ای که حداکثر سایش انتظار می‌شود تا عمق مطابق با حداقل مجاز ضخامت پوسته سوراخ می‌شود. وقتی ساییده‌گی پیشرفت می‌کند مایع از این نقطه به بیرون اسپری می‌شود.

۹-۱ بازرسی بصری

انواع مختلف ابزارهای بازرسی بصری از داخل ماشین‌ها وجود دارد، که عموماً هنگام توقف ماشین امکان بازرسی وجود دارد و دریچه‌های دسترسی مناسبی وجود دارد یا می‌توان درنظر گرفت. اگر مشاهدات برای مقایسه‌های بعدی ثبت شوند، آنگاه می‌توان نرخ فرسایش به صورت تجربی تا حد خوبی تخمین زد. در اغلب حالت‌ها، اطلاعات ترسیم نرخ رشد محدود است، اما اطمینان مجدد از اینکه پروانه آسیب ندیده یا نگرفته است ممکن است همه‌ی آن چیزی باشد که لازم است. برخی ابزارها عبارتند از:

- بروسکوپ چشمی: ابزاری صلب با وضوح خوب. آن نمی‌تواند در زاویه‌ای غیر از محور خود را ببیند مگر اینکه آداپتوری از قبل روی آن سوار شده باشد.
- فایبرسکوپ چشمی مجموعه‌ای از فیبرها و رشته‌های شیشه‌ای دارد، و اگرچه وضوح تصویری نظیر بروسکوپ ندارد، اما با استفاده از کنترل از راه دور خودش می‌تواند همه‌ی گوش‌ها را ببیند. با شکستن فیبرها کیفیت تصویر افت می‌کند.
- تلویزیون دیجیتالی فایبرسکوپ: از یک دوربین تلویزیونی کوچک استفاده می‌کند، و روی مانیتور نمایش می‌دهد که البته می‌تواند ضبط هم بشود. در

سال‌های اخیر قابلیت این ابزارها بطور قابل ملاحظه‌ای افزایش یافته است، و ضبط کامپیوتر و مقایسه نیز امکان‌پذیر است. فاصله با داخل ماشین‌های دوار که بتوانند ملاحظه شوند با این تکنولوژی و ابزارهای چشمی بطور بنیادی افزایش یافته است دوربین‌های سرعت بالا از میان درچه‌های مناسب دسترسی استفاده شده‌اند تا شرایط تیغه‌ها و رسوبات ماشین‌های انتقال گاز بازرسی شوند. چنین کاربردهایی برای پمپ‌ها با مایعات غیرمتحمل است، اما غیب‌گویی دقیق هرگز خصوصیت قوی در بین مهندسان نبوده است.

بازرسی بصری جائیکه سطوح بواسطه روش‌های ذرات مغناطیسی یا نفوذ رنگ قابل دسترسی هستند اغلب تکمیل‌کننده است که به وضوح و قابلیت کشف خرابی‌ها کمک می‌کند.

۲-۹ تست‌های غیر مخرب

که NDT^{17} و NDE^{18} نیز خوانده می‌شوند. این روش معمولاً نیاز دارد که کارخانه متوقف شود. برای پمپ‌ها، این یعنی اینکه مایع پمپ تخلیه شود. همه‌ی روش‌های در دسترس برای نگهداری پمپ‌ها کاربرد ندارند. انتشار اکوستیک در این کتاب بررسی شده است، و روش‌های دیگری را نیز می‌توان بکار برد. در حال حاضر، بیشتر روش‌های مفید برای این حوزه عبارتند از:

۱-۲-۹ ترموگرافی

ترموگرافی یا تصویربرداری حرارتی مادون قرمز، به نظر می‌رسد بطور پیوسته در این حوزه رشد کرده است. یک دوربین مخصوص سطح را اسکن می‌کند و تصویر دمایی را در مقیاس‌های رنگی نشان می‌دهد، و افتراق خوبی امکان‌پذیر است. هرگاه اختلاف در دما متکی به شرایط باشد ترموگرافی روشی مفید برای پایش وضعیت است. اگر مایع پمپ‌شونده گرم‌تر از دمای محیط باشد، قسمت‌های نازک‌تر پوسته ممکن است گرم‌تر نشان داده شود، و تجربه می‌تواند ارتباط بین دمای سطح و ضخامت را

¹⁷ Non-Destructive Testing

¹⁸ Non-Destructive Evaluation

مشخص کند. چنین اختلافی اگر حادث شود، ممکن است تنها هنگام راه‌اندازی پمپ یا تغییر در دمای مایع نشان داده شود. برداشته‌شدن آسترها^{۱۹} نیز می‌تواند کشف شود.

سطح بالاتری از مهارت نیز برای بدست آوردن دمای سطح دقیق لازم است تا اختلافات نسبی بین سطوح، چنانکه باید درباره انتشار سطوح نیز قضاوت کرد. چک کردن شرایط عایقی در موتورها نیز با استفاده از ترموگرافی روی سطح موتورها امکان‌پذیر است. دمای سطح موتور باید 20 K کمتر از داغ‌ترین نقطه عایق باشد. دماهای مجاز باتوجه به کلاس عایق متفاوت است. برای کلاس F موتورها، ۱۵۵ درجه سانتی‌گراد ماکزیمم مجاز دمای عایق برای عمر طراحی می‌باشد، بطوریکه دمای سطح موتور مربوطه ۱۳۵ درجه خواهد بود. عمر عایق موتور با هر 10K افزایش بیش از دمای ماکزیمم طراحی ۵۰ درصد کاهش می‌یابد. یک امکان جالب دیگر استفاده از رنگ‌های خاصی است که رنگشان با افزایش دما تغییر می‌کند.

یک پمپ overhang غیرهم‌محور مثالی است که در کاربرد ترموگرافی در پایش وضعیت معروف است. دماهای بالا در بیرینگ‌های سمت کوپلینگ موتور و پمپ و اختلاف دمای بالا بین بیرینگ‌های پمپ نشانگر عدم هم‌محوری است. با این‌حال انرژی مرتبط با آن ممکن است خیلی زیاد نباشد. (بخش ۷،۶،۲ درباره عدم هم‌محوری را ببینید)

۲-۲-۹ ضخامت سنجی مافوق صوت (آلتراسونیک)

با قرار دادن یک پروب روی سطح می‌توان با اندازه‌گیری ضخامت با مافوق صوت ضخامت نقطه به نقطه پوسته را بدست آورد. چنانکه برای اندازه‌گیری آلتراسونیک معمول است مقداری گریس باید بین پروب و سطح وجود داشته باشد. انواع قدیمی بیش از یک ضخامت را نمی‌گرفتند، و سیگنال آلتراسونیک از سطح مشترک منعکس می‌شد. تجهیزات ضخامت‌سنج آلتراسونیک جدید می‌توانند تا چهار لایه آستری را

¹⁹ lining

ضخامت‌سنجی کنند. داده‌بردارهای داخلی نیز می‌توانند جزئیات را برای فایل‌بندی و نقشه‌کشی سطح برای آینده ذخیره کنند.

برای پمپ‌های فرآیند شیمیایی، استانداردهای ISO، API و ANSI تا 3mm سایش را مجاز می‌دانند. پمپ‌های دوغابی شکل طراحی مخصوصی دارند که بتوانند مایعات ساینده را جابجا کنند. تجربه نشان می‌دهد عمر پوسته‌ها نوعاً سه برابر آسترها و دوبرابر پروانه‌ها است.

روش‌های آلتراسونیک نیز استفاده می‌شوند تا جای ترک‌ها روی قطعات و نقشه جهت و اندازه‌شان مشخص شود. مهارت کافی کاربر برای اجرای این بازرسی‌ها ضروری است.

۳-۹ آنالیز ذرات سایش در روانکار

همچنانکه سطوح روانکاری شده ساییده می‌شوند، ذرات ریز سطوح سایش می‌یابند و به درون روانکار وارد می‌شوند یا، در مواردی وارد مایع پمپ‌شونده می‌شوند. در مرحله‌ی سایش، ایجاد ذرات با اندازه تا حدود ۸ میکرون نرمال است. درنظر داشته باشید قطر موی سر انسان ۷۰ میکرون قطر دارد، لذا این ذرات خیلی کوچک هستند و با چشم غیرمسلح دیده نمی‌شوند. این روش پایش وضعیت به سرعت در حال رشد و پیشرفت، در کاربردها و پیچیدگی است، و بنابراین تنها خروجی آن در اینجا آورده شده است. مطالعات بیشتر از کتاب‌های مرجع زیر و وب‌سایت‌های ذکرشده در فصل ۱ توصیه می‌شوند.

بسیاری دریافته‌اند که زمان طولانی‌تری می‌توان از روغن‌های روانکار و سیالات سیستم‌های هیدرولیک بواسطه نمونه‌گیری و چک منظم مشخصات آن‌ها استفاده کرد. چنین صرفه‌جویی‌هایی هزینه چک ذرات سایشی را توجیه می‌کند. استانداردهای مختلفی برای تست روانکارها در دسترس می‌باشد.

همچنانکه سایش عادی پیشرفت می‌کند، مقدار ذرات افزایش می‌یابد. آنالیز با استفاده از یکی از روش‌های اسپکترومتری عناصر موجود در یک میلیون^{۲۰} را می‌دهد.

²⁰ parts per million PPM

- سایش غیر نرمال باعث ذرات بزرگتر تا ۵۰ میکرون یا بزرگتر می‌شود، که فراتر از محدوده ۱ اسپکترومتری می‌باشد.

تکنیکی که به تنهایی همه‌ی قابلیت‌های عیب‌یابی را داشته باشد وجود ندارد، و برخی تکنیک‌ها از نظر گزینشی با ارزش هستند. از آنجاکه سایش در اغلب ماشین‌ها باعث تولید ذرات آهنی می‌شود، از ابزارها و تست‌های قابل حمل و در محل می‌توان برای اندازه‌گیری آهن موجود در نمونه استفاده کرد. افزایش آن باعث می‌شود آنالیزهای پالایشی بیشتری انجام شود. انواع ابزارهای online و روش‌های offline در دسترس هستند. (Roylance and Hunt, 1999).

اگرچه با کمک تجربه می‌توان به برخی مقادیر مطلق برای کارخانه رسید، اما قرائت‌های مکانی و نقطه‌ای می‌توانند گیج‌کننده باشند. لذا رسم ترند داده‌ها از نمونه‌گیری‌های منظم در هر نقطه انتخابی توصیه می‌شود. برای سیستم‌های هیدرولیک، نمونه‌گیری در تناوب‌های ۲۵۰ ساعته توصیه می‌شود، در صورت کشف فرسایش تناوب نمونه‌گیری باید نصف شود. اگر روغن اضافه شود یا تعویض شود، میزان و تمرکز ذرات موجود بدیهی است که کاهش خواهد یافت، اما برای سایش نرمال نرخ افزایش تغییر نخواهد کرد. هرگونه افزایش در اندازه ذرات موجود کمتر تحت تاثیر قرار خواهد گرفت مگر اینکه سایش غیرعادی موجود باشد. محدوده بالایی برای اسپکترومتری بسته به نوع ابزارهای اندازه‌گیری حدود ۸ میکرون خواهد بود، و برای چنین ذرات بزرگتری روش‌های دیگری نیاز است. از حل کردن در اسید می‌توان استفاده کرد تا ذرات بزرگتر را کاهش دهیم و بنابراین وجودشان را مشخص کنیم، اما زمان و هزینه بیشتری نیاز دارد. با استفاده ترکیبی با میکروسکوپ، فروگرافی^{۲۱}، و فیلترگرم^{۲۲} (گاهی تست patch نامیده می‌شود) دو روشی هستند که با آن‌ها می‌توان ذرات بزرگتر را دید و محدوده اندازه‌شان را اندازه گرفت.

²¹ ferrography

²² filtergrams

شکل ۱-۹ یک فیلترگرم را از یک نمونه روغن گیربکس نشان می‌دهد.

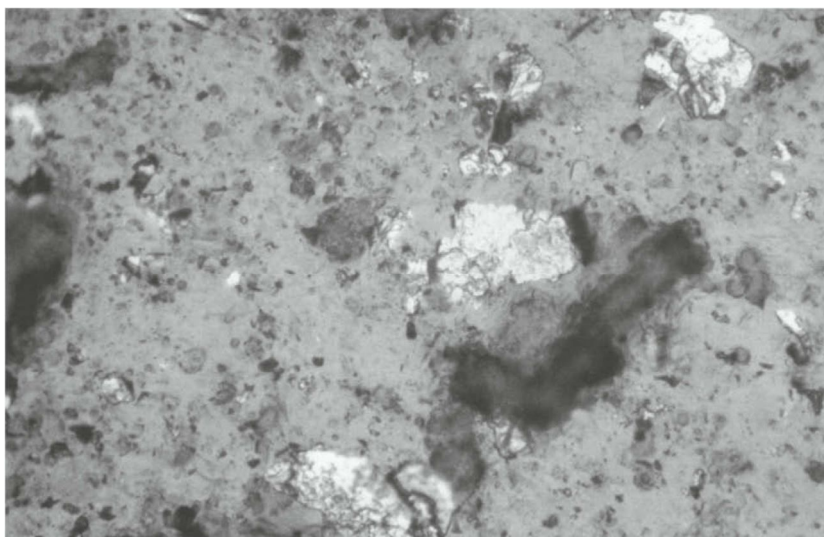


Figure 9.1 Filtergram showing a 50 micrometre iron particle

آن با استفاده از یک جنس پلاستیک آزمایشگاهی یکبار مصرف برای گذراندن نمونه خوب به‌هم‌زده‌شده از میان یک فیلتر کاغذی با اندازه سوراخ‌های مشبک انتخاب‌شده بدست می‌آید. روغن با یک حلال شسته می‌شود، و کاغذ روی یک شیشه میکروسکوپ قرار می‌گیرد. اندازه ذرات آهنی نشان داده شده در اینجا ۵۰ میکرون است. راهنماهای کامپیوتری در دسترس هستند که باعث می‌شود بتوانید بطور خودکار بازرسی ذرات سایشی را انجام دهید. واضح است که سیال روانکار تمیزتر باعث طول عمر بیشتر بیرینگ‌ها و دیگر قطعات می‌شود. میزان آب موجود در روانکار نیز اثر زیادی روی عمر قطعات دارد. آلودگی در محدوده ۲ تا ۱۰ میکرون تا ۸۰ درصد باعث خرابی‌های سیستم‌های هیدرولیک هستند. استاندارد ISO 4406:1999 تمیزی را با یک کد سه رقمی مرتبط با حداقل و حداکثر اندازه تعریف می‌کند. اعداد با کد پایین‌تر، یعنی تمرکز کمتر ذرات در روغن. اندازه‌های مرزی ۴ و ۶ و ۱۴ میکرون هستند. مثلاً، کد ISO 18/16/14 یعنی نمونه ذرات بین 1300-2500 بر $4\mu m \leq ml$ ، ذرات $6\mu m \leq 320-640$ و ذرات $14\mu m \leq 160-180$ دارد.

ورژن‌های جدید ISO4406 تنها از دو عدد استفاده می‌کند که اندازه را بین ۵ تا 15 μ m محدود می‌کند.

این روش را می‌توان برای پمپ‌های جابجایی مثبت که سیال پمپ‌شونده تماس مستقیم با قطعات در معرض سایش دارد و می‌تواند نمونه‌گیری شود مورد استفاده قرار داد. برای دیگر پمپها، نظیر دیگر ماشین‌ها این روش اغلب برای مانیتورینگ سایش بیرینگ‌ها و چرخنده‌ها کاربرد دارد. جدول ۹-۱ خصوصیات روش‌های اصلی را نشان می‌دهد. دقت زیادی در نمونه‌گیری لازم است تا نمونه نماینده شرایط باشد و آلوده نشود، لذا استفاده از ظروف یکبار مصرف ضروری است.

۹-۴ روش‌های دیگر مراقبت وضعیت مرتبط با پمپ‌ها

محرک اغلب پمپ‌ها موتورهای القایی ac هستند، بطوریکه برخی اطلاعات پایش وضعیت موتورهای آشکار می‌شود. آنالیز ارتعاش و آنالیز ذرات سایشی جائیکه مناسب باشد می‌تواند شرایط بیرینگ را مانیتور کند. چندین روش برای پایش وضعیت موتورهای در دسترس است، اما به نظر می‌رسد آنالیز اثر انگشت جریان^{۲۳} بیشترین استفاده را دارد.

آنالیز جریان موتور می‌تواند آسیب به میله‌های روتور^{۲۴} را آشکار کند. برای این کار همان ابزارهایی که برای اندازه‌گیری ارتعاش استفاده می‌شوند با نوع خاصی پروب بکار می‌روند. شکستگی میله‌های روتور را می‌توان به راحتی با ظاهرشدن مجاورها^{۲۵} در طیف جریان موتور هنگامی که بالای ۵۰ درصد بار هستند آشکار کرد، و می‌توان در آنالیز ارتعاش نیز نشان داد. روتورهای آلومینیوم ریختگی ممکن است سوراخ‌هایی داشته باشند که همان علائم شکستگی میله‌های روتور را نشان می‌دهد. باتوجه به تجربیات زیاد روی موتورهای القایی، تنظیمات توصیه شده برای آنالیز برای اندازه‌گیری‌های ارتعاش محوری در محدوده فرکانسی ۲۰۰-۰ هرتز و وضوح ۳۲۰۰ خط می‌باشد.

²³ Motor Current Signature Analysis

²⁴ Rotor bars

²⁵ side bands

تنظیمات توصیه شده برای آنالیز جریان موتور محدوده فرکانسی ۸۰-۰ هرتز و وضوح ۳۲۰۰ خط می‌باشد. سرعت دوران را برای پیدا کردن فرکانس لغزش و مجاورهایش باید بدانیم (که اختلاف فرکانس استاتور و فرکانس روتور می‌باشد). مجاورها با آنالیز در مقیاس لگاریتمی دامنه به خوبی نشان داده می‌شوند. نرم‌افزارهایی برای انجام آنالیز در دسترس هستند، اما تجربیات کلیدی جدول ۲-۹ کافی است.

دسترسی به کابل جریان برای نصب گیره جریان^{۲۶} ممکن است کاربرد این روش را محدود کند، اما توسعه تکنیک آنالیز Flux از همان روش استفاده می‌کند، و همراه با روش آنالیز جریان بهترین کاربرد را دارد. چراکه نه اتصالات الکتریکی و نه دسترسی نیاز دارد، زیرا سیم‌پیچ flux روی موتور سوار می‌شود.

²⁶ clamp current transformer

Table 9.1 Summary of the main techniques for analysis of wear debris in lubricants

	<i>Filter Inspection</i>	<i>Magnetic Plug Inspection</i>	<i>Particle Counting, Magnetic Particle Detectors</i>	<i>Spectrometric Oil Analysis (ie SOAP)</i>	<i>Ferrographic Wear Analysis</i>	<i>Filtergram Wear Analysis</i>
Measurement of concentration	Good	Good - ferrous particles	Good - contaminants and wear particles*	Excellent	Good - ferrous particles	Good
Particle appearance	Good	Good	-	-	Excellent	Excellent
Size distribution	-	-	Excellent	Fair	Good	Good
Identifies elements	Fair	Ferrous only	All particles, *Magnetic methods - Ferrous only.	Excellent	Ferrous mostly	Good
Particle size range	> 2 μm	25-400 μm	1-80 μm	1-8 μm (direct dilution)	> 1 μm	Widest, by choice of filter papers
Type of analysis	In field, off line	In field, on or off line	On site, or laboratory, off line.	Laboratory, off line	Laboratory off line OR In field, on line	Laboratory off line OR in field off line
Relative cost of equipment	Low	Low (if design includes facility)	Moderate	Moderate (AAS) to very high (ICP)	Moderate	Low
Limitations	Collects all debris. Unable to get size distribution.	Ferrous particles only. Recognises coarse particles.	Unable to identify elements, particle shape	Unable to identify shape of particles or size distribution	Limited to ferrous and paramagnetic particles.	Collects all particles. Visual recognition of elements
Other skills	Technician level. Microprobe analysis useful	Skilled technician. Microprobe analysis useful	Technician level (Magnetic systems less so: PO90™, Oliview™, Direct Reading Ferrograph, fCA™, etc)	Interpretive work requires good history Technician level.	Interpretive work requires skill. Microprobe analysis useful.	As for ferrography. Diagnostic Key and Computer Wear Particle Atlas available
Comments	Use frequency of changing as condition monitoring indicator for system (use a given filter porosity)	Can use to detect abnormal wear.	Screening technique - best on-site. If change, proceed to further analysis. Use ISO Code for hydraulic fluid cleanliness.	Good to monitor normal wear. Acid dilution can extend to 400 μm and detect abnormal wear.	Excellent to predict incipient failures. Direct Reading type gives Wear Indices.	Developed by CMCM at Monash University, Australia who can provide training.

Table 9.2 Interpretation of motor current signature analysis (Volpe, 2001)	
<i>Difference between amplitude of the side bands and that of the line frequency</i>	<i>Likely condition of rotor bar</i>
> 52dB	No problem likely
Between 52dB and 47dB	At least one bar broken
Between 47dB and 42dB	At least 2 bars broken
Between 42dB and 37 dB	At least 3 bars broken

شکل ۹-۲ اثر انگشت یک موتور ۵۰ هرتز را نشان می‌دهد. فرکانس لغزش در اینجا $49.95-49.39=0.56\text{Hz}$ است، مجاورها برابرند با هرتز $1.12=0.56 \times 2$ ، و اختلاف سطح دامنه اینجا $45.95\text{dB}-7.05\text{dB}=38.9\text{dB}$ است. اختلاف سطح دامنه مشخص می‌کند که حداقل ۳ میله روتور شکسته است، اما این یک تخمین است و وقتی روتور باز شد مشخص شد دو میله روتور شکسته است. در نتیجه اتصالات مقاومت بالا که همان اثر میله شکسته روتور را دارند، اغلب مقادیر بالاتری گزارش شده است. یک امتیاز آنالیز جریان موتور اینست که سایش موتور نیز آشکار می‌شود. بار مکانیکی روی موتور دقیقاً ثابت نیست و دور ممکن است دو یا سه rpm میانگین تغییر کند. این جریان موتور را مدوله می‌کند بطوریکه موتور به یک ترانسدیوسر تبدیل می‌شود و به تغییرات مکانیکی سیستم متحرک پاسخ می‌دهد. سایش داخلی و عدم هم‌محوری هر دو طیف جریان را تغییر می‌دهند.

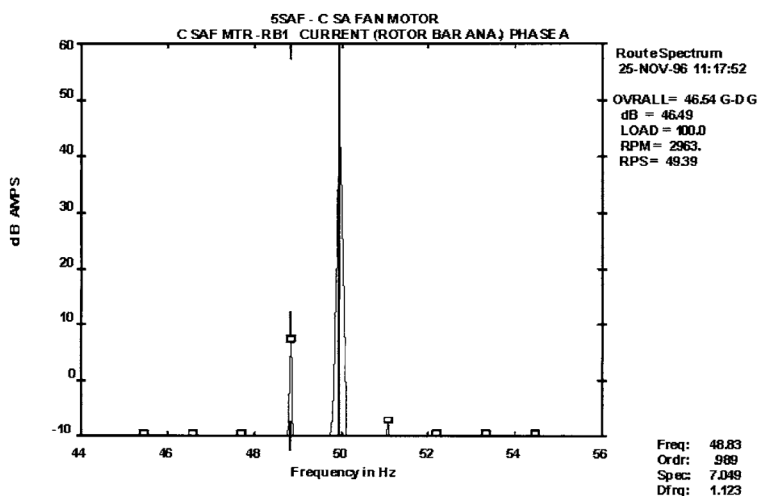


Figure 9-2 Motor current signature analysis interpretation

فصل دهم

پمپ‌های جابجایی مثبت

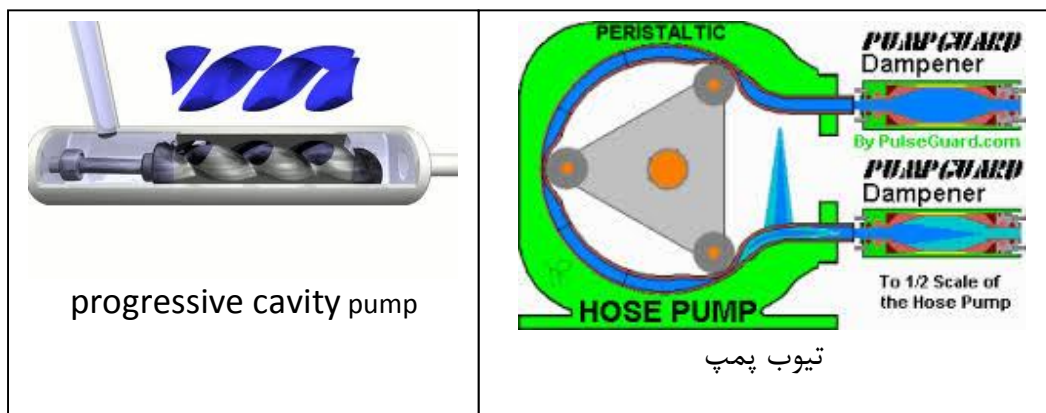
۱۰ پمپ‌های جابجایی مثبت

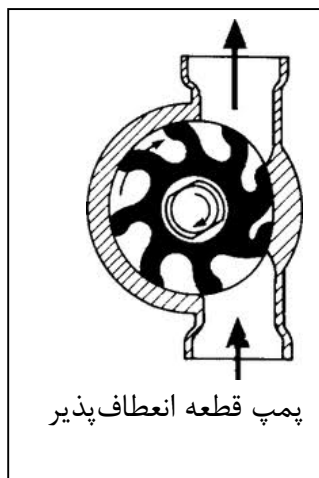
۱-۱۰ مقدمه

روی پمپ‌های سانتریفیوژ بحث زیادی شده است چرا که آن‌ها رایج‌ترین نوع پمپ‌ها هستند و در گسترده‌ترین محدوده اندازه و کاربرد استفاده می‌شوند. پمپ‌های جابجایی مثبت در اندازه‌های کوچکتر و محدوده فشارهای بالاتر، همچنین برای مایعات غیر نیوتنی رایج هستند، مانند صنایع غذایی. انواع مورد استفاده را می‌توان در کتاب‌های عمومی پمپ یا در سایت‌هایی نظیر www.pumpschool.com و www.positivepumps.com دید که عبارتند از:

- رفت و برگشتی: پیستون، دیافراگم، انگشتی
- روتاری: پره خارجی، پره لغزنده، قطعه انعطاف‌پذیر، تیوب، دنده داخلی، دنده خارجی، پیچی، لوب، progressive cavity

از آنجا که در کل این پمپ‌ها کوچک هستند، هزینه نت آن‌ها کمتر از پمپ‌های سانتریفیوژ است، و تعویض آن‌ها امکان‌پذیر است. لذا توجیه برای مراقبت وضعیت آن‌ها کمتر است. Bloch و Geitner (۱۹۹۴) راهنماهای عیب‌یابی مفیدی ارائه کرده‌اند.





۲-۱۰ خصوصیات عملکردی

در فصل‌های قبل دیدیم که در پمپ‌های دینامیکی جریان پمپ در برابر تغییر هد روی آن تغییر می‌کند. در پمپ‌های جابجایی مثبت، در تئوری جریان پمپ مستقل از فشار روی آن است. با این حال، با افزایش فشار سیستم، اندکی نشتی در پمپ رخ می‌دهد. آن را لغزش هیدرولیکی (hydraulic slip) می‌نامند، و می‌تواند مشکلی در اندازه‌گیری پمپ‌ها باشد. تأثیر آن با اندکی شیب رو به پایین در ظرفیت با فشار در

شکل ۱-۱۰ نشان داده شده است. فشار تولیدی در آن‌ها می‌تواند باعث نابودی‌شان شود لذا یک ولو بای‌پاس یا relief در مسیر خروجی آن‌ها برای جلوگیری از افزایش فشار بیش از حد ضروری است. بستن مسیر خروجی روش خوبی برای کنترل خروجی پمپ‌های جابجایی مثبت نیست. راندمان حجمی نسبت جابجایی واقعی و جابجایی تئوری می‌باشد.

شکل ۱-۱۰ خصوصیات عملکرد پمپ‌های جابجایی مثبت را نشان می‌دهد که ظرفیت و توان را در برابر فشار نشان می‌دهد. برخلاف پمپ‌های سانتریفیوژ، نقطه BEP وجود ندارد. با افزایش سرعت، به تناسب جریان و توان افزایش می‌یابند. هد تغییری نمی‌کند. جریان خروجی در اغلب پمپ‌های جابجایی مثبت به یکنواختی پمپ‌های سانتریفیوژ نیست، اما ضربان در فرکانسی مطابق با تعداد مقاطع جابجایی بر دور می‌باشد. اطلاعات بیشتر در مورد پمپ‌های پیچی را Wegener و Cozza (۱۹۸۵) داده‌اند.

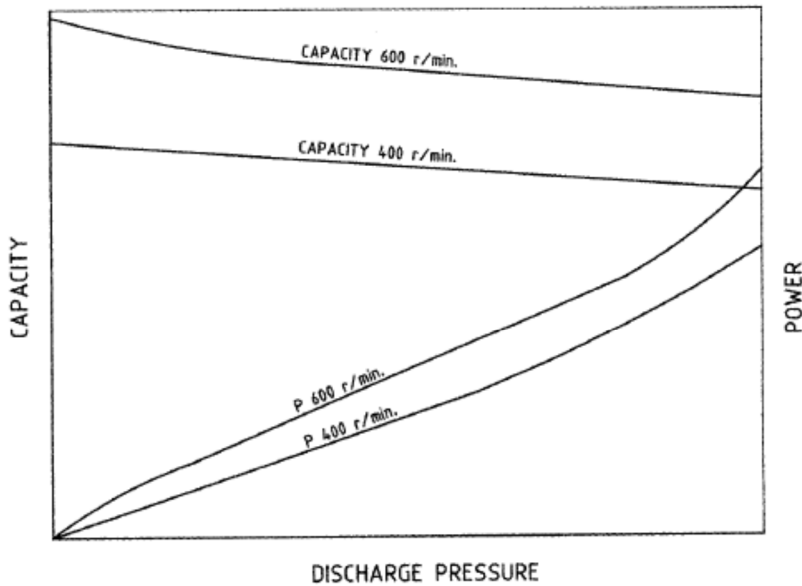
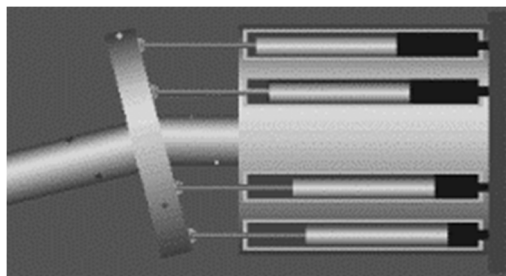


Figure 10.1 Schematic characteristics of positive displacement pumps

۳-۱۰ مراقبت وضعیت با آنالیز ارتعاش

طیف ارتعاشی مورد انتظار از پمپ^{۵۳} جابجایی مثبت دارای فرکانس‌هایی مرتبط با دور و تعداد عناصر، مثلاً پیستون، تیغه‌ها، لوب‌های پیچی، و غیره می‌باشد. شکل ۲-۱۰ طیف ارتعاشی یک پمپ هیدرولیکی را قبل و بعد از سفت کردن صفحه بستر^{۲۷} موتور-پمپ نشان می‌دهد. جزئیات این مورد در فصل ۱۱ آمده است، و اثر انگشت ارتعاشی داده شده نرخ کورس پیستون یک پمپ swash play با ۵ پیستون را نشان می‌دهد.



swash play pump

²⁷ Base plate

خروجی پمپ را می‌توان با تغییر زاویه swash play تغییر داد، که طول کورس را تغییر می‌دهد. از آنجا که هر پیستون ضربه‌ای در هر دو انتهای کورس می‌زند، دو ضربه در هر ۵۰ هرتز دور حادث می‌شود که با توجه به ۵ پیستون آن ارتعاشی در فرکانس ۵۰۰ هرتز پدید می‌آید. همچنانکه انتظار می‌رود، سفت کردن هیچ اثری روی ارتعاش ایجاد شده توسط پمپ جابجایی مثبت ندارد.

در پمپ دنده‌ای فرکانس درگیری دنده‌ها و هارمونیک‌هایش برجسته خواهند بود، و به فشار خروجی پمپ خیلی وابسته هستند. تغییر شکل ناگهانی مجاورها (sidebands) ترک یا آسیب‌های دنده را نشان می‌دهد. سایش یا آسیب دنده در پمپ‌های مارپیچی معمولاً هارمونیک‌های قوی در نرخ دنده (تعداد دنده در دور) ایجاد می‌کند. از آنجا که این پمپ‌ها اغلب بیرینگ ساچمه‌ای دارند، روش‌های اکوستیک ذکر شده در فصل ۷ را می‌توان بکار برد چراکه با پیشرفت سایش قدرت سیگنال افزایش می‌یابد.

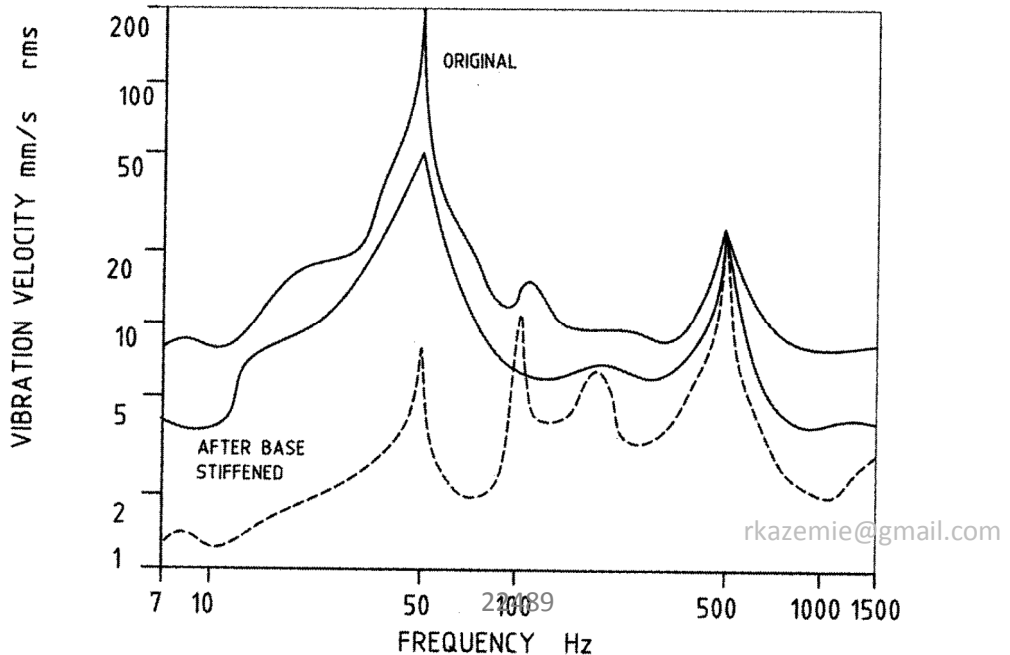


Figure 10-2 Vibration velocity signatures for swash plate pump, before and after base was stiffened

تمایز اثرات سایش داخلی از سایش بیرینگ‌ها یا کایتاسیون مشکل است. سازمان‌های بزرگ اغلب استانداردهای خاص خودشان را برای حدود ارتعاش ایجاد می‌کنند. General Motors حدود مجاز را برای ماشین‌های نو و بازسازی شده ارائه می‌کند، و اگرچه از ابتدا برای مراقبت وضعیت ایجاد نشده‌اند، می‌توانند مفید باشند. روش (GM 1997) از خطوطی عمودی شبیه به آنچه Berry (۱۹۹۰) دارد تبعیت می‌کند، که در جدول ۱-۱۰ آمده است.

Table 10.1 Vibration limits for positive displacement and centrifugal pumps (GM)					
Overall limit is acceleration 1.06 g rms (positive displacement pumps); 0.707 g rms for non-positive displacement pumps.					
Item	Band 1	Band 2	Band 3	Band 4	Band 5
Band lower Frequency	0.3X	0.8X	1.2X	3.5X	5 lines of resolution centred on PF
Band upper frequency	0.8X	1.2X	3.5X	2000HZ	
Band limit	0.718mm/s rms 22489	1.35mm/s rms	0.718 mm/s rms	0.54mm/s rms	Positive disp: 1.35 mm/s rms Non-positive disp: 0.89 mm/s rms
"PF" is vane passing or piston rate as applicable					

۱۰-۴ پایش وضعیت با آنالیز عملکرد

۱۰-۴-۱ تنظیم *relief valve*

برای رسیدن به فشار مورد نظر علی‌رغم سایش پمپ، *relief valve* خروجی باید تنظیم شود. لذا تنظیم آن بیانگر سایش پمپ است، به شرطی که قابل مشاهده و ثبت باشد. در پمپ‌ها دور متغیر، مانند پمپ‌های سانتریفیوژ، برای رسیدن به نقطه کار استاندارد در حالت سایش داخلی دور افزایش می‌یابد.

۱۰-۴-۲ جریان برگشتی از محفظه میل‌لنگ

در پمپ‌های نوع پیستونی، افزایش سایش رینگ پیستون باعث افزایش جریان محفظه میل‌لنگ می‌شود. در یک نوع پمپ، باید یک ظرف بصورت دستی به مخزن روغن وارد شود تا این جریان را جمع کند. برای حذف ریسک، یک قطعه سه راهی و دو ولو طوری به ترتیب قرار می‌گیرند که جریان بتواند از ظرف اندازه‌گیری خارجی به منبع هدایت شود.

۱۰-۴-۴ تست‌های ظرفیت

تست‌های ظرفیت را می‌توان روی پمپ‌های هیدرولیک با یک تجهیز قابل حمل انجام داد، به شرطی که بتوان جریان‌سنج را به خط برگشتی بین *relief valve* و تانک برگشتی وصل کرد. نرخ جریان در چندین فشار که توسط *relief valve* تنظیم شده است اندازه‌گیری می‌شود. در نصب‌های سنگین سوخت روغن، اغلب یک جریان‌سنج کیفیت حجمی در نظر گرفته می‌شود، و تست‌های عملکرد را می‌توان انجام داد.

۱۰-۴-۵ روش ترمودینامیک

روش ترمودینامیک با موفقیت تست شده است، خصوصیات ترمودینامیکی سیال شناسایی می‌شود. همچنانکه سایش پیشرفت می‌کند، لقی افزایش می‌یابد. نشتی داخلی از لقی تابعی از مکعب لقی است. لذا دو برابر شدن لقی موثر یعنی افزایش هشت برابری نشتی داخلی از آن. افزایش لقی باعث اتلاف توان، و تبدیل به گرمای آن می‌شود. همان روش و احتیاط‌های عمومی بکار گرفته شده در اندازه‌گیری دما

برای پمپ‌های سانتریفیوژ که در فصل ۵ عنوان شد اینجا نیز بکار می‌روند. افزایش دمای آیزونتروپیک برای روغن در 30°C حدود 0.012K/MPa است. فشار بالاتر پمپ، افزایش دما را برای شرایط و راندمان داده شده پمپ به همراه دارد. در پمپ دنده‌ای با راندمان کارکرد ۸۵ درصد در فشار 20 MPa ، افزایش دما 4K بود. در فشار 13MPa ، افزایش دما 3K بود. با رشد سایش، در فشار 20MPa راندمان ۷۵ درصد و افزایش دما 6K بود. مانیتورینگ ضربان فشار، شوک فشار و باز شدن چک ولو عناصر کلیدی هستند. تست‌ها روی پمپ‌های دیافراگمی برای ثبت فشار دینامیکی سیکل کارکرد اجرا شده اند. اثر زمانی تا یک ثانیه نشانگر شروع عیب بود. آنالیز فرکانسی موج‌داری فشار پمپ در یک پمپ خنک‌کاری ماشین ابزار بیشترین فرکانس‌ها را در فرکانس یک برابر دور (48 Hz) نشان داد، همچنین بالاترین فرکانس بعدی 74 Hz مربوط به نوسان *relief valve* بود، چراکه آن هنگام بسته بودن ولو وجود نداشت. Basso و Fantì (۲۰۰۰) این تست را با تحلیل سه گانه انتقال فوریه روی فشار خروجی پمپ‌های دنده‌ای بیشتری انجام دادند. یک سنسور پیزوالکتریک روی سیال قرار داده شد.

۵-۱۰ مراقبت وضعیت با آنالیز ذرات سایشی در سیال پمپ شونده

برای انواع پمپ‌های جابجایی مثبت که سیال پمپ شونده ذرات سایش را جمع می‌کند، و نمونه‌گیری می‌توان انجام داد، آنالیز با استفاده از روش‌های انجام‌شده در فصل ۹ را می‌توان مورد استفاده قرار داد.

فصل یازدهم

موردکاوی در پایش وضعیت پمپ‌ها

۱۱ مورد کاوی در پایش وضعیت پمپ‌ها

این موارد حاصل تجربیات نویسنده و یادداشت‌های جمع‌شده طی سال‌ها، در چندین کنفرانس می‌باشد. منابع چندی از آن‌ها ناشناخته هستند، اما قابل تقدیرند. داده‌ها نشان می‌دهد که تفسیرها اغلب روشن نیستند، و مقداری هم که نزدیک یا مرتبط با آنچه به عنوان شرایط بیان شده هستند روی عیب‌یابی‌های آینده تاکید می‌کند. برخی پمپ‌ها می‌توانند به بیش از یک گروه تعلق داشته باشند. این داستان‌ها کاربرد پایش وضعیت را، با هدف امیدبخشی فعالیت‌های پایش وضعیت، تشریح می‌کنند.

علت و راه‌حل احتمالی	علائم و اطلاعات طیف	مشاهدات	نوع پمپ و جزئیات
روزنانس مشکوک بود، چراکه سختی سازه بطور موقتی با یک گوه‌ای که دم دست بود زیاد شد. ارتعاش $1 \times$ به 5.4 mm/s کاهش یافت. دیگر فرکانس‌های ارتعاشی نیز تغییری نکرد (عدم هم محوری جزئی، نرخ پالس پیستون هیچکدام تحت تاثیر سختی نیستند). مهارهای دائمی روی همه ۳۲ مجموعه پمپ جوش داده شد: (شکل ۱۰-۲ را بنگرید)	ارتعاش بیرینگ سمت کوپلینگ موتور تا 45 mm/s rms می‌رسید! با توجه به منابع جدول فصل ۶ پمپ در شرایط خیلی بد به حساب می‌آمد! طیف نشان می‌دهد که بیشتر ارتعاش در $1 \times$ ، مقداری $2 \times$ و مقداری در $10 \times$ است.	هنگام راه‌اندازی اولیه، بیرینگ‌های پمپ، به تناوب خراب می‌شدند و پیوسته تعویض می‌گردید. موتور و پمپ روی یک صفحه فلزی ضخیم به قطر 13 mm که در دو انتها به شاسی جوش شده بود نصب شده بود. گفته می‌شد که بیرینگ‌ها خراب یا زیر حد طراحی هستند.	پمپ‌های جابجایی مثبت پمپ هیدرولیک swash play، ۵ پیستون، سرعت ثابت، دور 2970 rpm ، 5 kW . سیستم کنترل پمپ را با تغییر زاویه مربوطه تغییر می‌دهد، که باعث افزایش یا کاهش کورس پمپ می‌شود.

علت و راه‌حل احتمالی	علائم و اطلاعات طیف	مشاهدات	نوع پمپ و جزئیات
گلوله ولو یکطرفه جام کرده بود و آن باز بود، که عملکرد پمپ را کاهش می‌داد.	Relief valve تنظیم شد تا فشار بالا رود اما تغییری حاصل نشد	هشدار فشار روغن بیرینگ	پمپ دنده‌ای، روغن روانکار را به هردو بیرینگ فن بزرگی می‌رسانند.
لاستیک‌های کوپلینگ خراب شده‌اند.	طیف معمول تنها دامنه 2.3mm/s را در 50 هرتز نشان می‌داد. اکنون بیشترین ارتعاش در $3\times$ و با دامنه 14mm/s است. همه هارمونیک‌های تا $10\times$ وجود دارند. نشانه‌ها لقی. (شکل ۷,۵)	صدای غیرعادی، ارتعاش بیرینگ سمت کوپلینگ 18mm/s rms .	پمپ‌های یک‌مرحله‌ای مکش انتهایی پمپ کوچک مکش انتهایی، 25KW ، 2980rpm پروانه ۶ تیغه‌ای، کوپلینگ نوع لاستیکی.
مشکل اینست که تنها نشانگر جریان برای اپراتور عمق‌زنی تانک است. گیج فشار مکشی در محل قرار داده‌شد، که هد منفی بود یعنی فلو برقرار است. هد مثبت یعنی فلوئی نیست، و فقط هد استاتیکی در تانک است.	گیج‌هایی نصب شد و تخلیه مشاهده شد. فلو متوقف می‌شود، و اپراتور شیلنگ را تکان می‌دهد تا جریان برقرار شود، می‌تواند تغییر فشار مکش را ببیند و صدای فلو را بشنود.	گزارش عملکرد نشان می‌دهد که تخلیه مایع سود سوزآور خیلی آهسته انجام می‌شود (در 40 درجه سانتیگراد).	پمپ‌های یک‌مرحله‌ای مکش انتهایی پمپ تخلیه سود سوزآور

چک‌های دقیق تر نشان داد که فشار خروجی که در صفحه ورودی اوریفیس اندازه‌گیری شده بود، برای آن مجاز نبوده‌اند. هد سرعت کافی بود و آن را دربرنمی‌گرفت. عملکرد پمپ OK بود، و مشخص شد فیلتر صافی گرفته بوده است.	عملکرد هد-فلو خیلی کمتر از حد موردانتظار بود -هد حدود ۲متر زیر منحنی مورد انتظار بود	مشکوک به عملکرد پایین است. تستی با یک صفحه اوریفیس و بین دو فلنجی ترتیب داده شد، که ۲ متر بالاتر از کف قرار گرفت	پمپ آب خنک‌کننده استاتور ژنراتور، 17L/s@70m مکش/خروجی: 100mm/75mm
مهارهایی ساخته شدند و با پیچ روی برجستگی‌ها بسته شدند. ارتعاش کاهش یافت. فرض شد که سیستم در رزونانس بوده است. امتحان مهارهای موقت اغلب ارزشمند است.	همه ارتعاش $1 \times$ بود. هوزینگ بیرینگ، آنچنان که برای این پمپ‌ها رایج است، از پمپ پیش آمده است اما مهار نشده بود. برجستگی‌هایی مورد توجه بودند.	ارتعاش آنقدر زیاد بود که ولو خروجی در اثر ارتعاش بسته می‌شد.	پمپ آب سرویس عمومی
پوسته هنگام نصب خم شده بود.	طیف ارتعاش بالای $5 \times$ را نشان داد (فرکانس گذر پره). ارتعاش پمپ در $5 \times$ برابر 12mm/s rms ، $1 \times$ برابر 3.7mm/s rms بود.	ارتعاش بالای موتور پس از تعمیرات اساسی پمپ	پمپ آبیگری 3600 rpm

علت و راه‌حل احتمالی	علائم و اطلاعات طیف	مشاهدات	نوع پمپ و جزئیات
بیرینگ خورده شده بود و خرابی کیج باعث شده بود ساچمه‌های بیرون بریزند. وقتی به سرویس بازگشت ارتعاش کم بود، اما یک‌ماه بعد افزایش یافت. بالاترین شتاب در 1312Hz بود، به همراه مجاورهایی در فرکانس گذر خارجی در 83Hz. لقی محوری بیرینگ بدرستی سفت شده بود.	طیف سرعت $1 \times$ و هارمونیک‌هایش را نشان می‌دهد. ترند طیف شتاب رشد زیاد در فرکانس‌های اطراف 1KHz را نشان می‌دهد.	افزایش زیاد شتاب ارتعاش (4g) در بیرینگ NDE، اما به 1-2g کاهش پیدا کرد. نشی گلند.	پمپ لجن‌کش، 225KW، بیرینگ‌ها از نوع taper roller
پمپ‌ها روی کنترل خودکار برای خاموش و روشن کردن بواسطه تغییر سطح مکش. تا سه پمپ را می‌توان همزمان در سرویس گذاشت.	ایجاد کاویتاسیون به علت سطح پایین مکش. افزایش بار محوری در نتیجه نیروی محوری حاصل از فشار پایین‌تر مکش.	خرابی بیرینگ سمت کوپلینگ (نوع تماس زاویه‌ای مخالف) از بین رفتن جداره‌های پروانه.	۵ پمپ موازی هرکدام 240L/s@170m و 600KW، در کار تخلیه خیلی بحرانی
از کرنومتر برای گرفتن زمان پرشدن تانک استفاده شد که دقت صدم دقیقه داشت، بطوریکه قرائت ۵۱ ثانیه را ۵۱،۵۱ دقیقه می‌خواند! عملکرد پمپ OK بود.	چک‌ها بطور کامل از هر جنبه سیستم، نصب، قرائت‌های تست انجام شدند.	تست‌هایی در سایت با استفاده از یک تانک فلو نشان داد هد-فلو خیلی پایین‌تر از آنچه در کار گرفته شده است می‌باشد	پمپ کوچک 6L/s@40m

پمپ‌های یک‌مرحله‌ای مکش انتهایی پمپ‌های کوچک، دو پمپ موازی، یکی آماده بکار	وقتی دو پمپ باهم در سرویس قرار گرفتند هیچ افزایش فلویی گزارش نشد.	یکی از پمپ‌ها داغ بود و دیگری سرد، پمپ داغ بدون هرگونه فلویی می‌چرخید و جریان موتورش کمتر بود.	عملکرد پمپ داغ کمتر از دیگری و پمپ نو بود، و هنگامی که دو پمپ بصورت موازی در سرویس بودند نقطه کار ترکیبی آنها بالای عملکرد پمپ هنگامی که داغ می‌چرخید بود.
پمپ آب برگشتی، 100%@2 (آماده بکار) 100L/s@38m	دفعات مختلفی اپراتورها گزارش دادند که عملکرد ضعیف است بطوریکه هر دو پمپ باید در سرویس باشند تا فلو سیستم تامین گردد.	بازرسی روی یک پمپ وقتی به تنهایی کار می‌کرد نشان داد که هردو می‌چرخیدند. بازرسی نزدیکتر نشان داد پمپ آماده بکار برعکس می‌چرخید. تست هد-فلو نشان داد که پمپ‌ها فرسوده نشده‌اند، اما مقاومت سیستم افزایش یافته.	هر پمپی ولو دروازه‌ای تیغه‌ای در مکش و خروجی داشت. سوپچ‌های محدودکننده روی پمپ آماده بکار بدرستی تنظیم نشده بود و باعث بازگشت فلو به این پمپ و چرخش آن نزدیک سرعت نرمال می‌شد. همچنین وقتی ولو یکطرفه باز می‌ماند این اتفاق می‌افتاد. لوله‌کشی مکش رسوبات رسوبات شیمیایی زیادی داشت بطوریکه سطح فلو نصف شده بود. لوله‌کشی جدیدی نصب شد.

علت و راه‌حل احتمالی	علائم و اطلاعات طیف	مشاهدات	نوع پمپ و جزئیات
سوراخ‌های بالانس پروانه گرفته بود، اما نه کامل. با پروانه بدون سوراخی تعویض شد و ارتعاش $4\times$ بشدت افتاد.	فرکانس اصلی 4.6mm/s در گذر پره‌ها ($4\times$). هارمونیک‌های دیگر موجود است.	ارتعاش آزاردهنده‌ای در محیط بود، وقتی پمپ کوچک در سرویس قرار می‌گرفت وضعیت بدتر می‌شد: 4.6mm/s rms	سه پمپ موازی، یکی کوچکتر به عنوان آماده بکار، 2985rpm
هوزینگ بیرینگ پر از آب بود. تخلیه شد، تمیز شد، ۸ ساعت پس از کشف آن با روغن تازه پر شد.	پیک طیف شتاب در فرکانس گذر پره‌ها	هشدار High (HFE) frequency Envelope از مانیتور online صدا درآمد. سرعت 2.1mm/s rms	پمپ شیمیایی، تا حدی برای خنک‌کاری و کنترل انتشار مواد در آب غوطه‌ور است.
جاذب دینامیکی با فنر تکیه‌گاه طراحی و روی لوله‌کشی نصب شد تا سیستم تنظیم شود. جرم 2.5kg روی یک فنر مقطع $25\text{mm}\times 13\text{mm}$ ، 305m طول نصب شد، که باعث کاهش ارتعاش از 635 میکرومتر به کمتر از 50 شد.	لوله‌کشی جدید ضعیف مهار شده بود، و در فرکانس طبیعی نزدیک به دور پمپ ارتعاش می‌کرد، 10 تا 20 برابر بیشتر از قبل	8 سال بود که بطور رضایتبخشی در سرویس بودند. آنگاه لوله‌کشی خط خروجی تغییر داده شدند. آب‌بندی چندمرحله‌ای، بیرینگ، کوپلینگ، خراب شدند، که همراه نیاز به تعمیرات اساسی داشتند.	پمپ‌های سرعت ثابت 1780rpm
مشاهده شد اوریفیس تنها 25mm بود. با اندازه 75mm تعویض شد و مشکل حل شد.	فلو پمپ خیلی کم است - کارکرد نزدیک توقف است. سیستم چرخش مجدد پیوسته اوریفیسی	بیرینگ‌ها هر ۶ هفته خراب می‌شوند. حرکت محوری روتور مشاهده می‌شد. فلو تست شد.	پمپ $1500\text{L/s}@91\text{m}$

		با قطر 50mm دارد.	
پمپ‌های دومکشه. پمپ دومکشه، 35KW، 1800rpm	پس از چندین سال کار، HFD High frequency Demodulation رشد سریعی را تا 7g طی یک‌ماه نشان داد، آنگاه به 3g کاهش یافت.	سرعت ارتعاش کلی تغییر داشت، و قبلاً حداکثر 4mm/s نیز مشاهده شده بود. طیف تنها 0.7mm/s را در ۱× نشان می‌داد.	آسیب شدیدی به پروانه، بخش زیادی از جداره آن نیز نبود. نزدیک نوک پره‌ها - کارکرد طولانی در فلوی کم. HFD چرخش مجدد غیرعادی را نشان می‌داد. پروانه با جنس قوی‌تری تعویض شد.
پمپ‌های دومکشه. پمپ کمکی پمپ تغذیه بویلر، دو مکشه، پروانه ۶ پره‌ای، سرعت متغیر تا 450 KW. 1500 rpm (شکل ۶-۷)	ارتعاش بالای بیرینگ تا 19mm/s در بار (load) خروجی کامل مشاهده شد.	طیف تنها یک فرکانس را نشان می‌داد: 370Hz. نه ۱× و نه ۶× گذر پره‌ها مشاهده نمی‌شد.	370Hz برابر ۴× سرعت پمپ اصلی بود، که به نظر می‌رسید ۴ پره پروانه داشته باشد، که عدد کمی برای پمپ تغذیه و غیرمعمول بود. وقتی پمپ باز شد ثابت شد ۴ پره دارد. طول لوله متصل به پمپ نمی‌توانست تغییر کند، اما جاذب تشدیدگر یا ارتعاشی می‌توانست برای تست رزونانس آکوستیک آزمایش شود. پمپ‌ها بدون خرابی سال‌ها در سرویس قرار گرفتند.

علت و راه‌حل احتمالی	علائم و اطلاعات طیف	مشاهدات	نوع پمپ و جزئیات
پیچ‌های کوپلینگ بریده و یا شل شده بود. پمپ کمکی در اثر جریان عبوری از آن می‌چرخید.	بازرسی‌ها نشان داد تغییری اتفاق افتاده است. پیچ‌هایی زیر کوپلینگ یافت شد.	ملاحظه شد جریان پمپ کمتر از پمپ مجاور است	پمپ کمکی پمپ تغذیه بویلر، 1500 rpm، سرعت ثابت
پروانه روی بوش آن شل شده بود و می‌توانست در پوسته پمپ حرکت کند.	ارتعاش گذر پره و هارمونیک‌هایش به آهستگی رشد می‌کرد.		پمپ کمکی پمپ تغذیه بویلر، ارتعاش رو به رشد است.
نازل خورده شده بود و افتاده بود.	تست فلو-هد نشان داد که نقطه کارکرد فراتر از انتهای منحنی است، بنابراین جریان بالاتر از محدوده موتور می‌شد.	پمپ روی جریان بالای موتور تریپ می‌کرد. برای تعمیرات اساسی فرستاده شد اما مشکل باقی بود.	پمپ‌های چندمرحله‌ای. سه‌مرحله‌ای 19L/s@900KPa، فشار در نازلی را بالا می‌برد تا ذرات در تانکی معلق بمانند (شکل ۳-۴)
منبع عجیب ابتدایی شناخته شد.	پمپ دنده‌ای سیستم روانکاری روی شافت موتور ۱۵ پره دارد.	فرکانس ارتعاش بیرینگ در ۱۵× بود	پمپ تغذیه بویلر، دور ثابت
مشکوک به سایش بود. 60Hz سرعت بحرانی بود، تحریک بواسطه سایش بوده است.	ارتعاش بالا. طیف افزایش دامنه همان فرکانس‌ها را نشان می‌دهد، اما ۸× و فرکانس‌های غیرهم‌سرعت 120 و 60 هرتز	طیف نرمال سرعت ۱×، ۲×، ۳×، ۵×، ۱۵× را نشان می‌دهد.	پمپ تغذیه بویلر، 2970 rpm

	هم هستند.		
پمپ باز شد تا مشخص شود مراحل میانی ساییده نشده باشند. نهایتاً مشخص شد نشیمنگاه بالانس در بدنه سایش زیادی یافته است. بدنه بازسازی و اصلاح شد تا از این نشت احتمالی جلوگیری شود.		افت عملکرد هد-فلو	پمپ تغذیه بویلر، ۱۱ مرحله‌ای، rpm 2970 115Kg/s@12.9MPa
پیچ‌های نگهدارنده دیفیوزر شکسته بود، مهره کوپلینگ باز شده بود. آسیب شدید.	1×17mm/s 2×10mm/s 3×13mm/s 4×5.7mm/s	افزایش ارتعاش: افزایش پایدار در ۱×، آنگاه ارتعاش کلی افزایش یافت.	پمپ تغذیه بویلر
تنش لوله آزاد شد.	تست شکل انحنای کارکرد نشان داد لوله‌کشی خروجی پمپ را تحت کشش داشت.	ارتعاش بالای پوسته، ۱۵۰ میکرومتر در 4800 rpm پروب‌های شافت ۲۵ تا ۴۰ میکرومتر را در سرعت ثابت نشان می‌داد. دو Barrel تعویض شد اما مشکل پابرجا بود.	پمپ‌های چندمرحله‌ای. پمپ تغذیه بویلر، دور متغیر

علت و راه‌حل احتمالی	علائم و اطلاعات طیف	مشاهدات	نوع پمپ و جزئیات
با افزایش فاصله پره تا پره دیفیوزر از ۲,۷ درصد به ۵,۵ درصد مشکل حل شد، ۷× به 1.8mm/s افتاد.	۷× گذر پره‌ها 5.6 mm/s بود.	صدای زیاد در فلوی کم. با ترانس‌دیوسرهای پوسته تست شد. تغییری در پروب‌های دائمی شافت ملاحظه نشد.	پمپ تغذیه بویلر چند مرحله‌ای
لقی حلقوی پیستون بالانس ۱۵۰ درصد زیاد شده بود و روی بوش گود شده بود. علت ارتعاش خود تحریک در حلقه آب‌بندی پیستون بود. این چرخش رزونانس یا شلاق رزونانس بود و در ماشین‌هایی که رزونانسی حدود نصف دور کارکرد دارند حادث می‌شود. آن می‌تواند روی ماشین‌های افقی و عمودی و هنگامی که کارکرد دوبرابر دور رزونانس است حادث شود. آن معمولاً مرتبط با بیرینگ‌های بوشی با بار سبک و ویسکوزیته کم	طیف این بیرینگ رشد در پیک 38Hz را تا بیش از ۱× در دامنه تا چند برابر نشان می‌داد. دمای روغن بیرینگ تغییر می‌کرد، هم‌محوری تأثیری نداشت.	ارتعاش انتهای پیستون بالانس نزدیک 4500 rpm ناگهان افزایش می‌یافت، اما با کاهش دور کاهش نمی‌یافت	پمپ تغذیه بویلر ۷ مرحله‌ای، 930m ³ /h@30MPa 5700 rpm

			است، لقی‌ها می‌توانند آن‌را تحت تاثیر قرار دهند.
پمپ تغذیه بویلر، ۴ مرحله‌ای، 5800rpm	ارتعاش بالا: بالانس در محل با گذاشتن واشر زیر پیچ‌های کوپلینگ انجام شد، اما به تغییرات کوچک حساس بود.	مشاهده شد کلید کوپلینگ بیرون از بدنه کوپلینگ است. مشاهده شد خط روتور رزونانسی نزدیک به دور کارکرد دارد.	جرم زیادی به حساب نمی‌آمد وقتی کوپلینگ در کارخانه بالانس شده بود. کوپلینگ با نوع جدیدی تعویض شد- رزونانس نزدیک دور کارکرد نیست.
پمپ توربینی بخار تغذیه بویلر	ارتعاش در تست‌های روتین به 7.1 mm/s روی بیرینگ سمت کوپلینگ افزایش یافته بود، همچنین روی سمت کوپلینگ توربین بخار	طیف 0.2 در $1 \times$ و 0.18 در $2 \times$ را نشان می‌داد. مشکوک به عدم هم‌محوری بود.	مشخص شد کوپلینگ انعطاف‌پذیر دیافراگم‌های انعطاف‌پذیر ترک‌خورده دارد، که در نتیجه کندانس زنگ‌زده و ضعیف شده بودند. ونتی تهیه شد.
پمپ چندمرحله‌ای تزریق، 450 3600 rpm ، 48 L/s, KW	ارتعاش بالا هنگام تست فلو کامل، در فلوی کمتر ناپدید می‌شد. ۶ ماه زودتر هنگام تست حادث نمی‌شد.	طیف تا 5.8 mm/s را در $0.75 \times$ نشان داد، که در فلوی کم نبود. پمپ موازی دیگر تا 18 mm/s چندسال پیش داشت.	سایش در پیستون بالانس. پس از بازشدن لقی رینگ سایش ملاحظه شد.

علت و راه‌حل احتمالی	علائم و اطلاعات طیف	مشاهدات	نوع پمپ و جزئیات
تغییرات تجربی در شیم‌های بین صفحه بستر و پمپ و فوندانسیون کارکرد نرمتری را نشان داد.	تست ضربه فرکانس طبیعی را در 920 rpm - خیلی نزدیک به دور کارکرد نشان داد	ارتعاش بالا: 20.5 mils در $1 \times$	پمپ‌های عمودی (بیرینگ‌ها در این نوع پمپ تحت بار جاذبه نیست، columnها اغلب طویل و انعطاف‌پذیرند. پمپ عمودی LP، 900 rpm
مسیر فلو جایگزینی در نظر گرفته شد بطوریکه اتلاف تولید نباشد. پروانه‌ها و رینگ‌های سایش همه آسیب دیده بودند و 1mm خمش شافت داشت. پس از تعمیر، بالاترین سطح ارتعاش زیر 1mm/s، در 25Hz و 50هرتز بود، و عملکرد به سطح مبنا بازگشت. تناوب ارتعاش سنجی سه ماهه در نظر گرفته شد. پیچ‌های پایه شل بودند، و باعث می‌شد پمپ بتواند در فرکانس طبیعی خودش در حدود 7.5Hz ارتعاش	طیف نشان داد همه‌ی ارتعاش در ۷٫۵ هرتز است نه در $1 \times$. ۵روز بعد 23mm/s، نزدیک ۶٫۵ هرتز. عملکرد بیشتر افتاد تا نزدیک ۱۸ درصد. پمپ Column ورودی حدود ۳متر داشت که روی فلنج بالایی مهار می‌شد. لقی پیچ‌ها ملاحظه شد. $1 \times 0.6 \text{ mm/s}$ @ 127Hz (احتمال گذر پره‌ها)، پیک‌های کوچکتري در هارمونیک‌ها	ارتعاش بالا، 14 mm/s، هنگام تست عملکرد روی فلنج موتور ملاحظه شد. عملکرد ۱۴درصد پایین‌تر بود طیف بالا در سرعت ارتعاش روی بیرینگ محوری افزایش شتاب ارتعاش در بیرینگ تراست. پیک‌های طیف تا 1.2g @ 500Hz-600Hz	پمپ عمودی تخلیه هیتز، ۹ مرحله‌ای، 48L/s @ 175m و 1480 rpm و 132KW.

			کند. که نتیجتاً آسیب داخلی حادث شده بود. بیرینگ تعویض شد. اکنون $1 \times$ برابر 0.77mm/s است. 127Hz و دیگر هارمونیک‌ها هنوز موجودند، اما در سطح کمتری. بیرینگ تعویض شد. پیک‌های طیف $400-500$ هرتز، با سطح خیلی کم، 50mg
چند مرحله‌ای عمودی، 171L/s در 290m، دور 1750rpm	چندین خرابی موتور بواسطه ارتعاش بالای تا 250 میکرومتر حادث شد.	مشکل روی پمپ مشابهی با سفت کردن و چرخاندن پره‌ها حل شد، اما روی این پمپ عمل نکرد. فرکانس طبیعی در 13.3Hz بود.	جاذب دینامیکی روی بالای موتور نصب شد، ارتعاش به $50-75$ میکرومتر کاهش یافت.
پمپ عمودی تک مرحله‌ای، شافت باریک بلند (7.5m)، کوپلینگ انعطاف‌پذیر	وقتی سرعت بالای دور بحرانی باشد ارتعاش افزایش می‌یابد.	بیرینگ جدیدی با عناصر مستهلک‌کننده لاستیکی اضافه شد.	مشکل حل شد.
عمودی تک مرحله‌ای، 155ML/day@188m	Fe خیلی زیاد در نمونه روغن (100 در مقایسه با نرمال 4)، و	طیف ارتعاشی رشد در مسیر گذر داخلی بیرینگ بالایی را از 0.1 به 1mm/s	Raceway داخلی روی شافت شل شده بود و آنرا ساییده بود. شافت

افتاده بود اما پروانه آسیب ندیده بود.	نشان داد تغییری در HFD ملاحظه نشد.	قابل رویت در نمونه روغن. ارتعاش نیز رشد کرد.	3.2 MW, 990rpm
---------------------------------------	------------------------------------	--	----------------

علت و راه حل احتمالی	علائم و اطلاعات طیف	مشاهدات	نوع پمپ و جزئیات
	گرفتگی مکش عادی بود. پمپ در معرض آسیب خورده گی بود.	اپراتور گزارش کاهش آمپر را داد و تست فلو انجام شد.	پمپ عمودی ۶ مرحله‌ای، 240L/s@200m تخلیه کثیفی
جنس آن به فولاد استیل تغییر یافت، طراحی جدیدی با NSPH لازم کمتر. صفحه اوریفیسی برای محدود شدن فلولی سیستم نصب شد	NPSH در دسترس خیلی کم بود، و گرفتگی صافی فیلتر سببی آن را کمتر کرده بود	سایش شدید CI پروانه‌های ۶ پمپ	ادامه پمپ عمودی آب خنک‌کاری 1098m ³ /h@14m 1465rpm
فوندانسیون مجدداً گروت‌ریزی شد تا soft foot حل شود. ارتعاش به 5mm/s کاهش یافت	طیف دامنه بالای ۱× را نشان می‌داد. سطوح ارتعاش از بالا به پایین موتور پمپ کاهش می‌یافت. صفحه بستر در سمت خروجی پمپ نسبت به صفحه نگه‌دارنده تا ۳۸ میکرون فاصله داشت. فوندانسیون در آب مستغرق بود.	افزایش پایدار ارتعاش افقی تا 23mm/s	پمپ آب خنک‌کاری عمودی، 2343m ³ /h@380KPa 600rpm, 1680Kw

پمپ‌های بزرگ سرعت پایین پمپ عمودی آب خنک‌کاری، یک مرحله‌ای، 1500KW، 9500L/s@8.75m ، 328rpm	ارتعاش پایین (2mm/s) تا ۵۸۰۰۰ ساعت کارکرد، آنگاه رشد ارتعاش تا 5mm/s	مانیتورینگ بیشتری انجام شد. رشد تا 10mm/s طی ۹ ماه	پمپ برای تعمیرات اساسی باز شد. شافت که قبلاً تعمیر شده بود شکسته بود.
پمپ آب خنک‌کاری یکی از دوتا 9980L/s@11.6m	ارتعاش بالایی گزارش شد. وقتی خروجی پمپ بسته می‌شد ارتعاش می‌افتاد. نقطه کارکرد چک شد.	فلو پمپ ۳۵ درصد بالاتر از نقطه کارکرد در حد ۳ متر بود. جریان خیلی بالا، فراتر از منحنی سازنده	حاشیه بالای کاویتاسیون با بالا رفتن جریان باریک می‌شد. هنگامی که دمای کولینگ نیاز نداشت تنها یک پمپ در سرویس قرار می‌گرفت (شکل فصل ۳) را ببینید
پمپ‌های دو مرحله‌ای، سرعت ثابت، 2980rpm	ارتعاش بالا، با خروجی افزایش می‌یافت	طیف در خروجی کامل ارتعاش غیرهم‌سرعت 6.5mm/s را در ۱×۳۶۱، نشان می‌داد. ۱× تنها 2mm/s بود.	وقتی پمپ باز شد، رینگ سایش (PTFE) نابود شده بود. پس از تعویض، ارتعاش 1.8mm/s شد.