سال ۱۶ شماره ۲۹ پائیز ۷۹

پمپ

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

«به نام خداوند جان و خرد»

پمپ

نشریه فنی و آموزشی صنایع پمپ سازی ایران

(سهامی عام)

سال شانزدهم - شماره ۲۹ - تابستان ۱۳۷۹

صاحب امتیاز: شرکت صنایع پمپ سازی ایران

پمپیران (سهامی عام)

مدیر مسئول: دکتر مهندس میر بیوک احقاقی

سردبیر: مهندس اکبر اسماعیلی ترکانپوری

هیئت تحریریه: گروه مهندسین و متخصصین

شرکت صنایع پمپ سازی ایران

مسئول اجرائی: مهندس مسعود حدّاد

مسئول اشتراک و توزیع: سرکار خانم رضایی

حروف نگار: انتشارات گلباد

لیتوگرافی و چاپ: رنگین، آذرفام - طلوع

در این شماره می‌خوانید:

روانکاری و اصول آن در یاتاقانهای هیدرودینامیکی و کفگرد و ژورنال (۳)
مهندس دیار عصمتی ۱

مسائلی با یاتاقانها
مهندس مسعود حدّاد..... ۱۶

میزانکاری ماشینهای دوار
مهندس محمّد رضا قائدی ۳۱

پمپهای گریز از مرکز
مهندس رامین رحمانی مقدم ۴۳

فهرست مقالات در شماره‌های قبلی نشریه پمپ ۵۵

* «نشریه پمپ» از عموم پژوهشگران، صاحبنظران و استادان، مقاله ترجمه و گزارش می‌پذیرد * نقل و اقتباس مطالب و استفاده از «نشریه پمپ» با ذکر کامل منبع آزاد است * «نشریه پمپ» در رد، قبول، حذف، ویرایش و اصلاح مطالب آزاد است.

خواننده گرامی:

نشریه پمپ به همکاری و همیاری شما ارج نهاده و از مقاله‌های مفید شما استقبال خواهد نمود. لطفاً با ارسال نظرات و پیشنهادات سازنده و همچنین همکاری خود در تهیه مقالات علمی و فنی، ما را در ارایه هر چه بهتر مطالب و بالا بردن کیفیت نشریه یاری نمایید.

با تشکر - سردبیر

شرایط درج مقاله در نشریه پمپ

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

۲ - نام و نام خانوادگی و درجه تحصیلی، شغل و آدرس کامل مؤلف یا مترجم در صفحه اول مقاله قید شود همچنین شمارهٔ تلفنی که بتوان در موقع لزوم تماس حاصل نمود.

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

۴ - مطالب ارسالی بایستی تایپ شود، در غیر اینصورت با خط خوانا در یک طرف کاغذ A4 نوشته و ارسال گردد.

۵ - تصویرها، شکلها و نمودارهای پیوست مقالات بر روی یک طرف کاغذ باشد.

۷ - توضیحات و زیر نویسها به صورت مسلسل شماره گذاری و در پایان مقاله ذکر شوند.

۸ - مراجع و مأخذ اصلی در تالیف و تدوین مطالب ارسالی باید دقیقاً مشخص و در پایان مقاله معرفی گردند.

۹ - مقالات ترجمه شده منظم به فتوکپی متون اصلی باشند.

۱۰ - مقاله ارسالی بایستی قبلاً در هیچ یک از نشریات داخلی چاپ نشده باشد.

۱۱ - مقالهٔ ارسالی برگشت‌داده نخواهد شد.

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

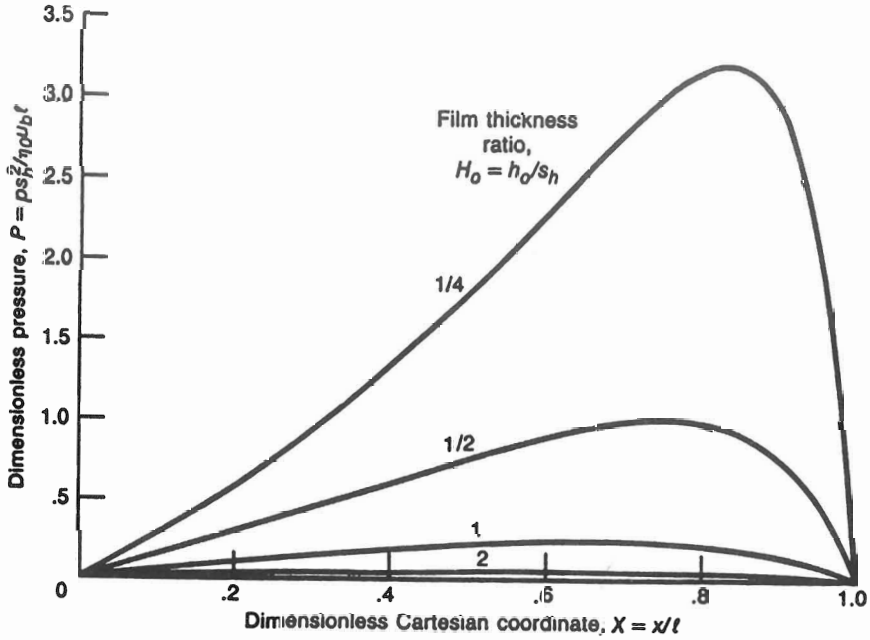
نشانی نشریه: تبریز - قراملک - مجتمع ماشین سازی تبریز - صندوق پستی ۱۳۵-۵۱۸
شرکت صنایع پمپ سازی ایران - امور مهندسی - نشریه پمپ

دفتر مسئول اشتراک و توزیع - تلفن: ۹-۲۸۹۰۶۴۴ داخلی ۲۴۵

روانکاری و اصول آن در یاتاقانهای هیدرودینامیکی (کفگرد و ژورنال)

مهندس دیارعصمتی
کارشناس مکانیک شرکت صنایع پمپ‌سازی ایران

«قسمت سوّم»



شکل ۹

با توجه به شکل (۹) مشاهده می‌شود که توزیع فشار با کاهش H_0، افزایش می‌یابد.
و با نگرش دوبارهٔ رابطهٔ $H_0=\frac{h_0}{S_h}$ می‌بینیم که اگر ارتفاع سطح مورب، ثابت بماند با توجه به شکل خواهیم دید که هر چه ضخامت فیلم خروجی کوچکتر شود، پروفیل فشار بدون اینکه محدوده‌ای داشته باشد، افزایش می‌یابد. این شکل همچنین نشان می‌دهد که برای H_0های بزرگ، فشار تولید شده در یاتاقان کفگرد مورب- ثابت کمتر خواهد بود.

با ارزیابی ضخامت فیلم در موقعیتی که گرادیان فشار به سمت صفر میل می‌کند خواهیم داشت:

$$H_m = H_0 + 1 - X_m$$

و با استفاده از رابطهٔ (۱۵):

$$X_m=\frac{1+H_0}{1+2H_0} \quad (۱۹)$$

و چنانکه $H_0 \longrightarrow 0$، (موقعیت فشار ماکزیمم)، $X_m \longrightarrow 1$

امّا اگر $H_0 \longrightarrow \infty$، خواهیم داشت $X_m \longrightarrow \frac{1}{2}$

توجه داشته باشید که $H_0 \to 0$ نشان دهنده این است که یا $h_0 \to 0$ یا $S_h \to \infty$ و $H_0 \to \infty$ نشان دهنده این است که یا $h_0 \to \infty$ یا $S_h \to 0$. البته حالت $S_h \to 0$ مبین حالت سطوح موازی می‌باشد که در بخش یک به آن پرداخته شد و مشخص شد که سطوح موازی نمی‌توانند فشار تولید کنند.

با مشخص شدن موقعیت فشار ماکزیمم بوسیلهٔ رابطهٔ (۱۹) می‌توان مقدار فشار ماکزیمم را مستقیماً از رابطهٔ (۱۸) که در آن $X=X_m$ بدست آورد.

$$P_m=\frac{3}{2H_0(1+H_0)(1+2H_0)} \quad (۲۰)$$

توجه داشته باشید که $H_0 \to 0$ موجب $P_m \to \infty$ و $H_0 \to \infty$ موجب $P_m \to 0$ می‌شود. این روابط با مشاهدات شکل (۹) مطابقت دارد.

رابطهٔ (۲۰) را می‌توان توسط پارامترهای ابعادی بیان کرد که خواهیم داشت

$$P_m=\frac{3\eta_0 u_b L S_h}{2h_0(S_h+h_0)(S_h+2h_0)} \quad (۲۱)$$

رابطهٔ فوق نشان می‌دهد که $S_h \to 0$ با یاتاقان با فیلم موازی تطابق دارد و $S_h \to \infty$ هم منجر به $P_m \to 0$ می‌شود.

مقدار ارتفاع سطح شیبداری که موقعیت فشار ماکزیمم را بوجود می‌آورد را می‌توان از رابطهٔ $\frac{\partial p_m}{\partial S_h}=0$ بدست آورد. با این ارزیابی خواهیم داشت.

$$(S_h)_{opt}=[\sqrt{2}h_0] \quad (۲۲)$$

رابطهٔ (۲۲) برای کاربرد در طرحهای تمرینی مفید خواهد بود. البته اگر مشخصاتی از وضعیت سطح یاتاقان در دست باشد، می‌توان بوسیلهٔ جدولی که بعداً ارائه می‌شود،[۱] مقدار ضخامت فیلم خروجی را پیشگوئی کرد. که با این تفاسیر مقدار ارتفاع مطلوب سطح مورب همراه با بکارگیری یک ضریب اطمینان را می‌توان محاسبه کرد.

۴ - حل عددی یاتاقان کفگرد هیدرودینامیکی

همچنانکه در قسمت قبل دیدیم در یاتاقان کفگرد، یک صفحهٔ کفگرد که به محور دوران متصل است یا قسمتی از آن را تشکیل می‌دهد، بوسیلهٔ لایه‌ای از سیال روانساز از صفحهٔ بالشتک قطاعی جدا می‌شود. ظرفیت تحمل بار به طور کامل از فشار تولید شده بوسیلهٔ حرکت صفحهٔ کفگرد روی بالشتکها بوجود می‌آید. این عمل تنها زمانی رخ می‌دهد که فضای لقی بین قسمت ثابت و متحرک در جهت حرکت همگرا باشد (مکانیزم تولید فشار گوه‌ای فیزیکی).

پارامترهای هندسی بالشتک بر تولید فشار تأثیر می‌گذارند، لذا ظرفیت تحمل بار در یاتاقان متأثر از پارامترهای زیر است:

۱) نسبت طول به عرض بالشتک $\lambda=\frac{l}{b}$

۲) نسبت ضخامت فیلم $H_0=\frac{h_0}{S_h}$

۳) پارامتر موقعیت لولا n_s

پارامتر آخر n_s در یاتاقان کفگرد مورب ثابت کاربرد ندارد.

یادآور می‌شود که چون ما از نشت کناری صرفنظر کرده بودیم، بنابراین نسبت طول به عرض در قسمتهای گذشته ظاهر نشد. در بحثهای بعدی نشت کناری مورد نظر خواهد بود و دو نوع یاتاقان

الف -یاتاقان با بالشتک ثابت و مورب

ب - یاتاقان با بالشتک لولایی و مورب

مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

۴-۱ - یاتاقان کفگرد لغزشی با بالشتک ثابت

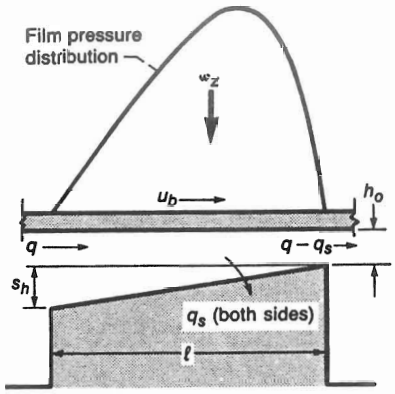
ساده‌ترین شکل یاتاقان کفگرد با بالشتک ثابت، تنها حرکت مستقیم الخط بوجود می‌آورد و

---

۱ - جدول شمارهٔ (۹)

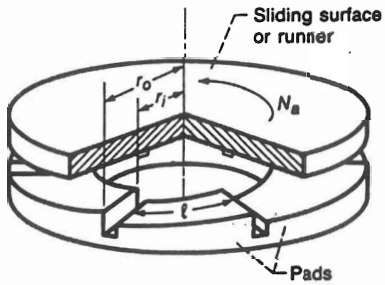
شامل یک صفحهٔ لغزشی تخت روی یک صفحهٔ ثابت مورب می‌باشد که ظاهر شماتیک آن مطابق شکل (۱۰) می‌باشد.

در یاتاقان با صفحهٔ ثابت هنگام کار، سیال روانساز به فضای لقی گوه‌ای شکل کشیده می‌شود و سپس فشاری تولید می‌شود که در برابر بار وارد شده مقابله می‌کند و از تماس میان قسمتهای لغزشی جلوگیری می‌کند.



شکل ۱۰ – یاتاقان کفگرد مورب با صفحهٔ ثابت

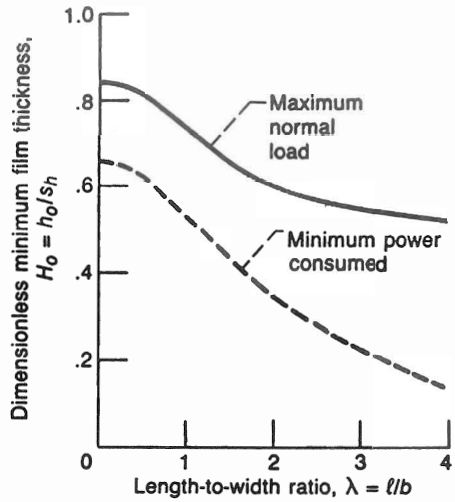
چون عمل گوه‌ای تنها زمانی که سطح لغزش در جهت تشکیل فیلم روانساز به صورت همگرا حرکت کند، انجام پذیر است، بنابراین یاتاقان مورب ثابت می‌تواند بار را تنها در این جهت تحمل کند. اگر برگشت پذیری سیال مورد نظر باشد، در این حالت ترکیبی از دو یا چند بالشتک دارای سطح شیبدار مخالف همدیگر لازم است. یاتاقان مورب ثابت در چند قطاع مطابق شکل (۱۱) استفاده می‌شود.



شکل ۱۱ – یاتاقان کفگرد با صفحهٔ مورب ثابت چند قطاعی

پروسهٔ زیر در طراحی بالشتک‌های مورب ثابت یک یاتاقان کفگرد به ما کمک می‌کند.

الف – یک نسبت طول به عرض $\lambda=\frac{l}{b}$ انتخاب کنید. بالشتک مربعی $\lambda=1$ معمولاً نتایج خوبی خواهد داشت. در صورتی که بدانیم در موارد خاص از حداکثر بار یا حداقل افت توان کدام یک مطلوب ما است، مقدار حداقل ضخامت فیلم از شکل (۱۲) قابل تعیین است.



شکل ۱۲ – نمودار تعیین حداقل ضخامت فیلم در شرایط حداکثر بار و حداقل افت توان برای یاتاقان کفگرد مورب ثابت با اشکال مختلف هندسی

ب – دمای سیال روانساز را تعیین کنید. دمای سیال روانساز می‌تواند مطابق رابطهٔ زیر افزایش یابد.

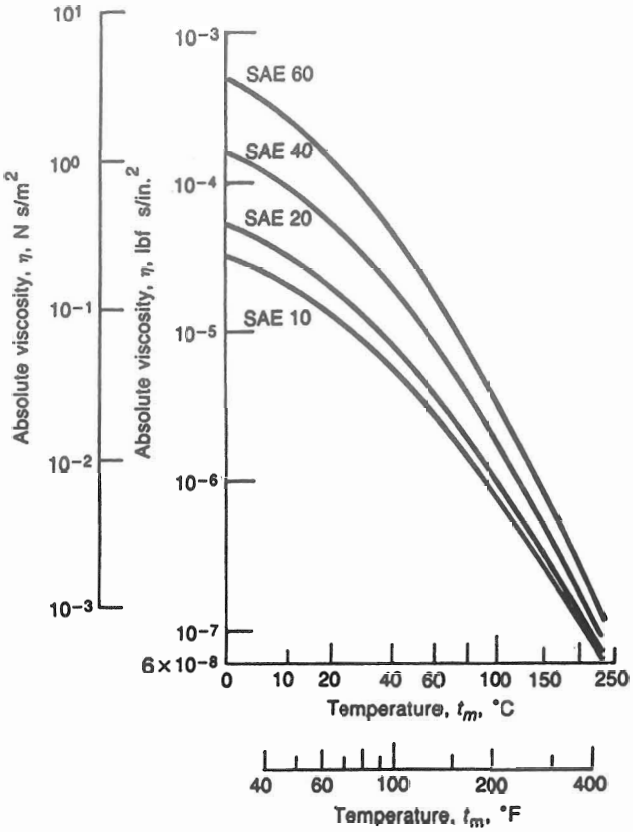
$$t_m = t_i + \frac{\Delta t_m}{2} \quad (۲۳)$$

، طوریکه t_i = دمای ورودی

Δt_m = تغییرات دما در اکثر حرارت برشی لزجت [1]

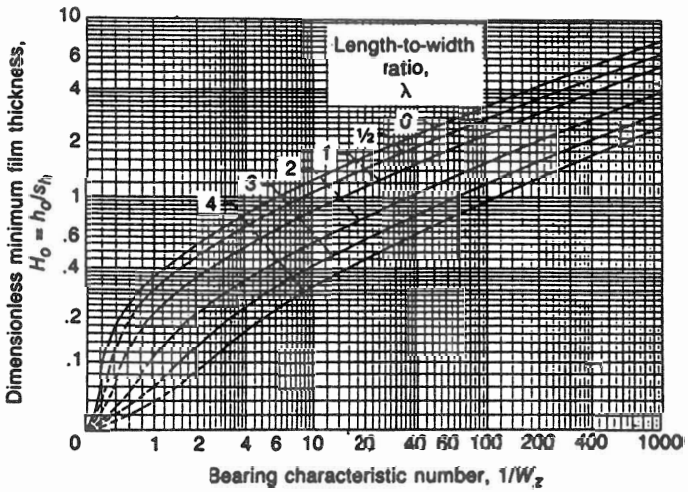
دمای ورودی معمولاً از قبل مشخص می‌باشد، امّا تغییرات دمای Δtm باید در ابتدا حدس زده شود. به محض اینکه مقدار t_m مشخص شد با استفاده از شکل (۱۳) می‌توان مقدار گرانروی (ویسکوزیته) SAE روغنها را مشخص نمود.

1 - Viscous shear heating



شکل ۱۳ – گرانروی مطلق SAE روغنهای روانساز در فشار اتمسفر

ج – ضخامت فیلم خروجی را تعیین کنید. اکنون که مقدار گرانروی سیال (η_0) مشخص شد، پارامتری که کمترین احتمال برای از پیش مشخص شدن آن وجود دارد، ضخامت فیلم خروجی است. اگر یک نسبت طول به عرض λ و یک بار بی‌بعد مشخص باشد، از شکل (۱۴) مقدار حداقل ضخامت فیلم بی‌بعد قابل تعیین است.



شکل ۱۴ – نمودار تعیین حداقل ضخامت فیلم برای یاتاقان کفگرد مورب ثابت

ضخامت فیلم خروجی از رابطهٔ زیر نیز قابل محاسبه است.

$$h_0 = H_0 l\left(\frac{W_z \eta_0 u_b b}{W_z}\right)^{1/2} \quad (۲۴)$$

د - مقدار حداقل ضخامت فیلم خروجی را با جدول (۹) که در آن ضخامتهای فیلم متناسب با مقدار صافی سطح داده شده است مقایسه کنید. اگر h_0 محاسبه شده از رابطهٔ (۲۴) بزرگتر از h_0 در جدول (۹) باشد به مرحلهٔ پنجم بروید. و اگر بر عکس است، از مراحل زیر یک یا هر دو مورد را آزمایش کنید:

۱ - سرعت یاتاقان را افزایش دهید.

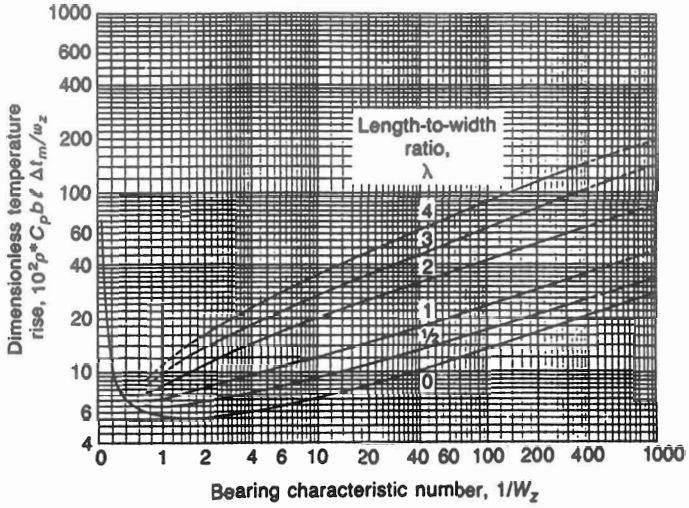
۲ - بار یا صافی سطح یا دمای ورودی را کاهش دهید.

جدول ۹ - حداقل ضخامت فیلم خروجی برای صافی سطح داده شده.

Surface finish (centerline average, R_a)		Description of surface	Examples of manufacturing methods	Approximate relative costs	Allowable minimum outlet film thickness[a], h_o	
μm	μin.				μm	μin.
0.1-0.2	4-8	Mirror-like surface without toolmarks; close tolerances	Grind, lap, and super-finish	17-20	2.5	100
.2-.4	8-16	Smooth surface without scratches; close tolerances	Grind and lap	17-20	6.2	250
.4-.8	16-32	Smooth surface; close tolerances	Grind, file, and lap	10	12.5	500
.8-1.6	32-63	Accurate bearing surface without toolmarks	Grind, precision mill, and file	7	25	1000
1.6-3.2	63-125	Smooth surface without objectionable toolmarks; moderate tolerances	Shape, mill, grind, and turn	5	50	2000

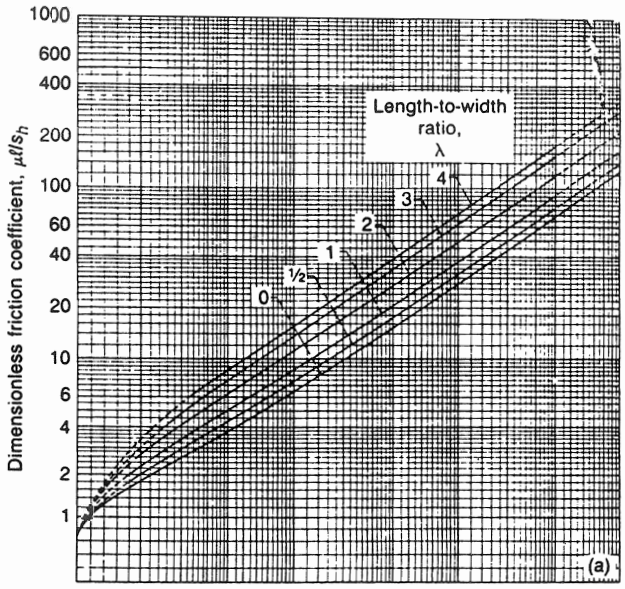
هـ - از شکل (۱۵) افزایش دمای ناشی از حرارت برشی سیال را برای یک نسبت طول به عرض و یک عدد مشخصه یاتاقان بدست آورید.[۱] اگر افزایش دمای بدست آمده از شکل حدود ۵ درصد مقدار قبلی است به مرحلهٔ (و) بروید، در غیر این صورت با رفتن به مرحلهٔ (ب) با یک مقدار جدید افزایش دما مراحل را تکرار کنید.

۱ - رجوع کنید به مرجع - صفحات 63, 206 , 207

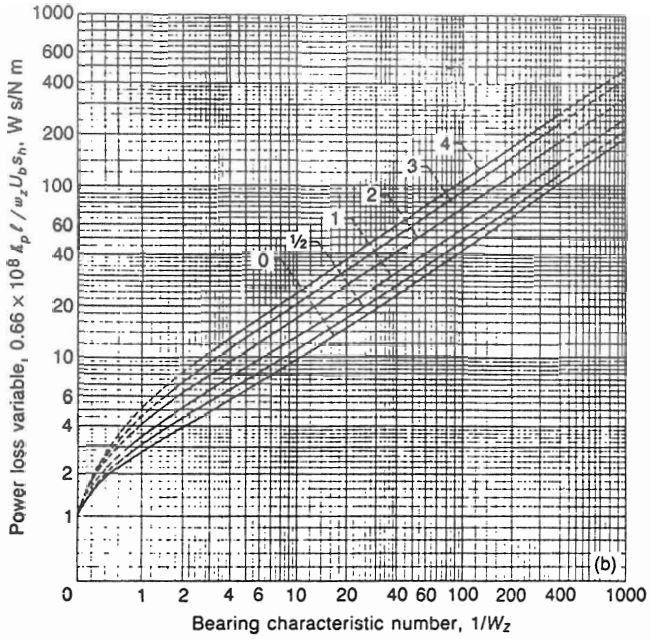


شکل ۱۵ – میزان افزایش دمای بی‌بعد ناشی از حرارت برشی سیال در یاتاقانهای کفگرد مورب ثابت.

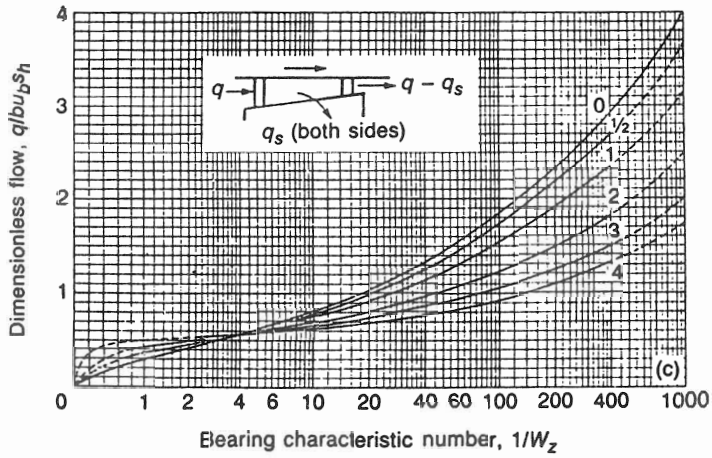
و – پارامترها را محاسبه کنید. وقتی حداقل ضخامت فیلم کافی باشد و دمای سیال روانساز نیز متناسب باشد، پارامترهای عملی دیگری نیز قابل محاسبه هستند. اشکال (۱۶) اطلاعات خوبی در زمینهٔ مقدار ضریب اصطکاک، افت توان، جریان روانساز و میزان نشت کناری به ما می‌دهد

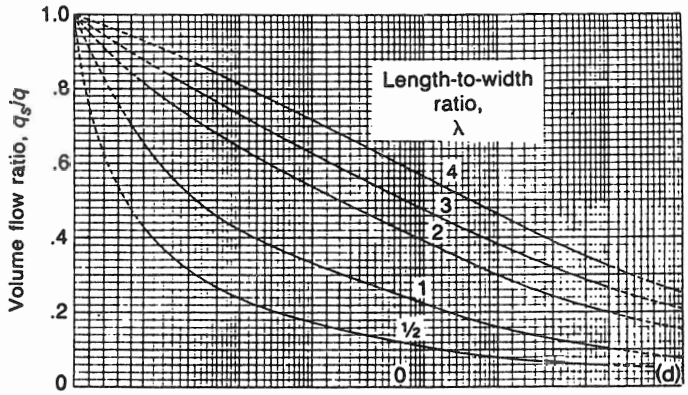


شکل ۱۶ – (a) نمودار تعیین ضریب اصطکاک



شکل ۱۶ – نمودار تعیین (b) افت قدرت در یاتاقان کفگرد مورب ثابت

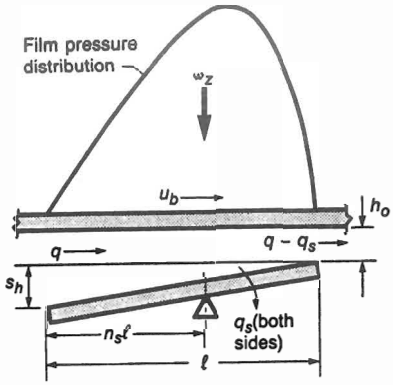




بقیهٔ شکل ۱۶ – شامل (c) جریان روانساز (d) جریان نشت کناری

۴-۲ - یاتاقان لغزشی کفگرد با بالشتکهای لولایی [۱]

ساده‌ترین شکل یاتاقان با بالشتکهای لولایی نیز تنها حرکت مستقیم الخط بوجود می‌آورد و شامل یک صفحهٔ تخت لغزان روی یک صفحهٔ لولایی می‌باشد. (شکل ۱۷) یاتاقان کفگرد با بالشتک لولائی چند قطاعی



شکل ۱۷ - یاتاقان کفگرد بالشتک لولایی

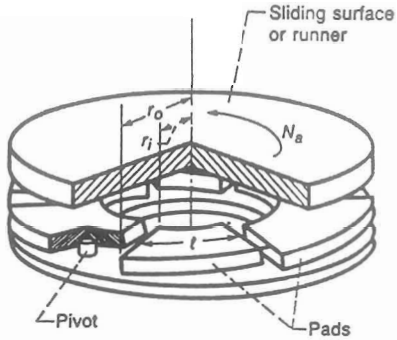
اگر فرض شود که بالشتک در وضعیت کاری در حال تعادل باشد، هر تغییری در این وضعیت مانند تغییر در اندازهٔ بار، سرعت یا گرانروی سیال روانساز، توزیع فشار را تغییر خواهد داد و به طور لحظه‌ای مرکز فشار را جابجا می‌کند و یک لنگر بوجود می‌آورد که باعث تغییر شیب بالشتک می‌شود و به تناسب آن S_h ارتفاع شانهٔ بالشتک تغییر می‌کند.

محل تحمل یاتاقان با بالشتک لولایی، یک نقطه می‌باشد و زاویهٔ شیب قابل تغییر است و در وضعیتهای مختلف کاری ثبات بهتری نسبت به یاتاقان لغزشی با بالشتک ثابت دارد. موقعیت لولای بالشتک، از تعادل گشتاور نیروهای مؤثر روی بالشتک حول نقطهٔ لولا بدست می‌آید. برای همهٔ منظورهای عملی تنها دو نیروی مشخص ممکن است در معادلهٔ گشتاور وارد شوند.

یکی نیروی برآیند ناشی از فشار توزیع فیلم و دیگری نیروی عکس‌العمل سطح کفشک (هر یک از قطاعهای بالشتک را یک کفشک می‌نامیم) است. از نیروی اصطکاک در لولا صرفنظر می‌شود. معمولاً کفشکهای لولایی [۲] در یاتاقانهای کفگرد به صورت چندتایی مطابق شکل (۱۸) استفاده می‌شوند.

1 - Pivoted- pad slider bearing

2 - Pivoted pad



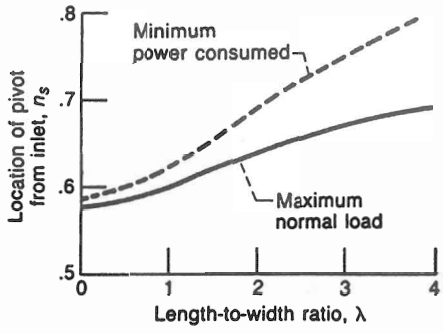
شکل ۱۸ – ترکیب چندتائی کفشکهای لولایی در یاتاقانهای کفگرد

البته لازم به ذکر است که محاسبات تنها برای یک کفشک انجام می‌پذیرد و مشخصه‌های تکمیلی این محاسبات با روش مناسبی که توضیح داده خواهد شد بدست می‌آید.

معمولاً در یک کفشک لولایی اگر لولا بین مرکز کفشک و لبه خروجی باشد، بار را تحمل خواهد کرد ($0.5 \leq n_s \leq 1.0$) برای کار در دو راستا لولا را در مرکز کفشک قرار می‌دهند و با به عبارتی $n_s = 0.5$.

پروسهٔ زیر در طراحی بالشتک یک یاتاقان کفگرد لولایی به ما کمک خواهد کرد:

الف – با مشخص کردن اینکه از حداقل افت توان و حداکثر بار تحملی در کاربردهای مخصوص، کدام یک وضعیت بحرانی‌تری دارند و با انتخاب یک نسبت طول به عرض برای کفشک می‌توان از شکل (۱۹) موقعیت لولا را بدست آورد.



شکل ۱۹ – نمودار برای تعیین محل لولای کفشک در یاتاقان‌های کفگرد لولایی مطابق با حداقل افت توان یا حداکثر بار تحملی

ب – همانطور که برای یاتاقان کفگرد با بالشتکهای شیبدار ثابت عمل شد، دمای سیال روانساز با استفاده از رابطهٔ (۲۳) محاسبه می‌شود. وقتی دما مشخص شد با استفاده از دیاگرام شکل (۱۳) می‌توان گرانروی سیال را بدست آورد.

ج – میزان بار بدون بعد را از شکل (۲۰) بدست آورید و از رابطهٔ (۲۴) حداقل ضخامت فیلم

خروجی را بدست آورید.

د – مقدار بدست آمده برای حداقل ضخامت فیلم خروجی را با توجه به صافی سطح تمام شدهٔ یاتاقان با مقدار آن در جدول (۹) مقایسه نمائید. اگر ضخامت فیلم بزرگتر از مقدار آن در جدول است، به مرحلهٔ بعدی بروید و اگر ضخامت فیلم خروجی محاسبه شده کوچکتر از مقدار آن در جدول است به مراحل زیر توجه کنید.

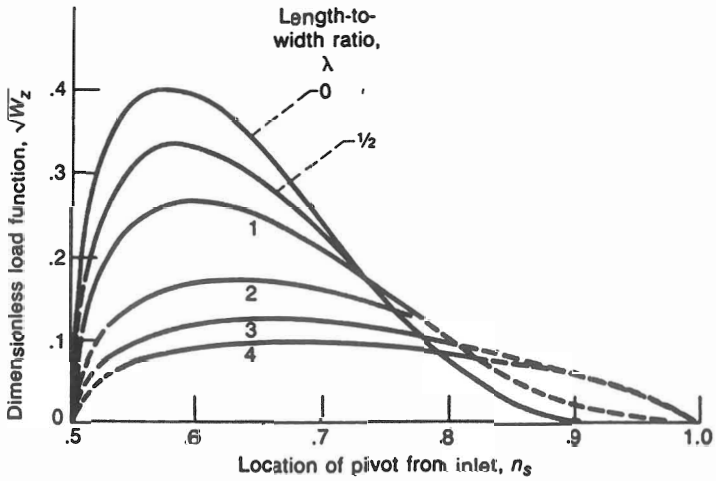
a – سرعت یاتاقان را افزایش دهید.

b – دمای ورودی یاتاقان را کاهش دهید.

c – مقدار بار یاتاقان را کاهش دهید.

d – مقدار صافی سطح روانکاری یاتاقان را کاهش دهید (سطوح صافتر شوند).

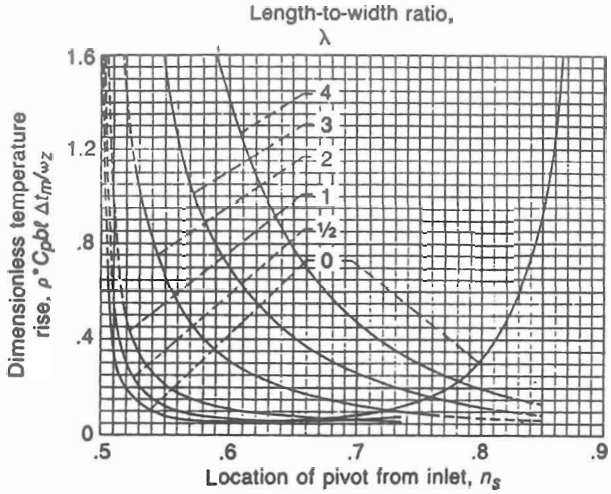
بعد از این تغییرات به مرحلهٔ (ب) بروید.



شکل ۲۰ – نمودار تعیین حداقل ضخامت فیلم خروجی در یاتاقانهای کفگرد لولایی

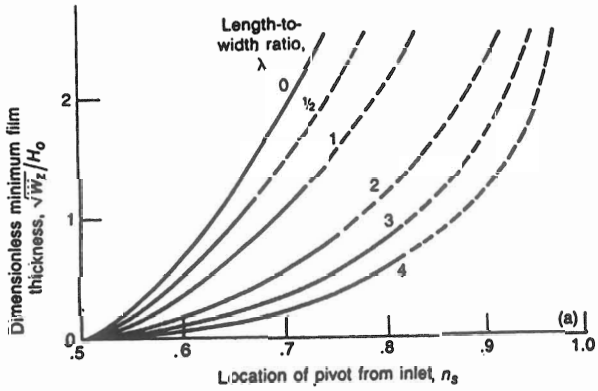
هـ – از شکل ۲۱ مقدار افزایش دمای ناشی از حرارت برشی را برای یک نسبت طول به عرض و یک عدد مشخصه یاتاقان، می‌توان بدست آورد. اگر این مقدار در محدودهٔ ۵ درصد مقدار حدس زده بوده، به مرحلهٔ (و) بروید در غیر این صورت با رفتن به مرحلهٔ (ب) مقدار حدس جدید را جایگزین کنید.[۱]

۱ – جهت درک بهتر پارامترهای موجود در شکل (۲۱) مراجع کنید به مرجع Section 4.5.

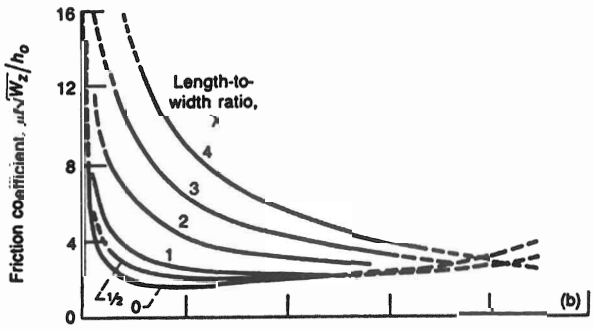


شکل ۲۱ – نمودار تعیین افزایش دمای بی بعد ناشی از حرارت برشی گرانروی سیال در یاتاقانهای کفگرد لولایی

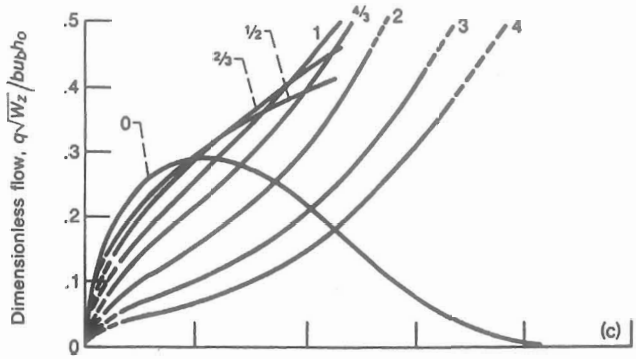
و – پارامترهای عملکرد را وقتی که ضخامت حداقل فیلم و دمای روانساز کافی، تعیین شده باشد را حساب کنید. اشکال (۲۲) جهت محاسبه نسبت ضخامت فیلم $\mu_0 \frac{h_0}{S_h}$، ضریب اصطکاک μ جریان کلی سیال q و مقدار افت توان h_p راهنمای خوبی می‌باشند.



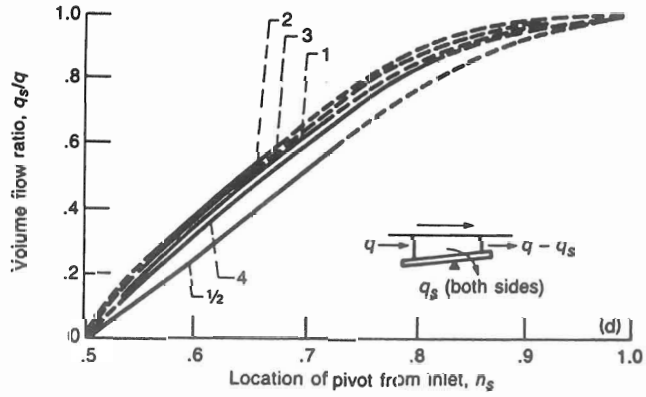
شکل ۲۲ – نمودار تعیین (a) نسبت ضخامت فیلم در یاتاقان لولائی کفگرد



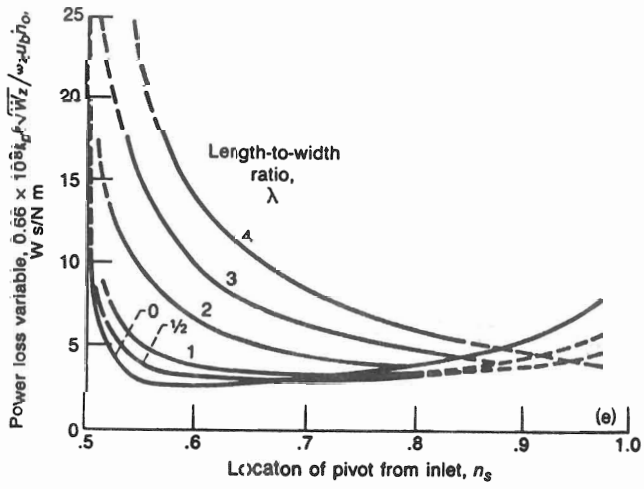
b – ضریب اصطکاک



c – جریان روانساز



d – نشت کناری روانساز



e – افت توان

۵ - شکل هندسی یاتاقان کفگرد

در قسمتهای قبل به بررسی عملکرد یک یاتاقان کفگرد به طور کلی پرداختیم. معمولاً در یک یاتاقان کفگرد تعدادی کفشک مشابه، مونتاژ می‌شود. (اشکال ۱۱ و ۱۸) طول، عرض، سرعت و بار یاتاقان از پارامترهای اصلی تحلیل یاتاقان کفگرد می‌باشند و از روابط زیر محاسبه می‌شوند.

$$\text{عرض}\ b=r_o-r_i \tag{۲۵}$$

$$\text{طول}\ l=\frac{r_o+r_i}{2}\left(\frac{2\pi}{N_0}-\frac{\pi}{36}\right) \tag{۲۶}$$

$$\text{سرعت}\ u_b=\frac{(r_o+r_i)\,\omega}{2} \tag{۲۷}$$

$$\text{بار کل}\ W_t=N_0W_z \tag{۲۸}$$

به طوریکه

N_0 تعداد کفشکهای بالشتک می‌باشد (معمولاً بین ۳ تا ۲۰ کفشک) $\frac{\pi}{36}$ مربوط به شیار میان کفشکها است که این شیارها، شیارهای عمیقی هستند که ما را از باقی ماندن فشار محیط بین کفشکها مطمئن می‌سازد. و W_t نیز در رابطهٔ (۲۸) با محوری کل روی یاتاقان است.

در طراحی یاتاقانهای کف گرد ظرفیت تحمل بار W_t و سرعت زاویه‌ای ω معمولاً در راستای ابعاد کلی یاتاقان یعنی r_o و r_i ، تعیین می‌شوند و سیال روانساز هم مطابق با شرایط درخواستی انتخاب شود.٪

مرجع

Bernard j. Hamrah. (1994): Fundamentals of Fluid Flim lubrication McGraw Hill;

مسائلی با یاتاقانها

مهندس مسعود حدّاد
کارشناس طراحی مکانیکی شرکت صنایع پمپ سازی ایران

مقدمه:

یاتاقانها تکیه گاه اجزاء چرخندهٔ پمپ بوده و آنها را نسبت به سایر قطعات و محرک پمپ، در وضعیت مناسبی حفظ می‌کنند. معیوب شدن یاتاقان ممکن است موقعیت اجزاء چرخشی را تغییر دهد، که در اینصورت موجب برخورد قطعات ثابت و متحرک پمپ شده و امکان دارد موجب شکستگی و یا گریپاژ قطعات شود.

معیوب شدن کلی یاتاقان ممکن است موجب خم شدن محور پمپ شده و در نهایت می‌تواند منجر به شکستگی محور شود. در سایر موارد، یاتاقانهای معیوب می‌توانند موجب داغ شدن موضعی قطعات پمپ شده و در نتیجه هم محوری آنها را با سایر قطعات خنک کننده پمپ، بهم می‌خورد. این مسئله دوباره ممکن است موجب مشکلات عدیده‌ای شود که در این مقاله به آنها پرداخته شده است. بطور کلی یاتاقانها دارای دو نوع مشخص می‌باشند: لغزشی و غلطشی. در حالی که معیوب شدن آنها ممکن است تأثیرات مشابهی بر پمپ و کارآیی آن داشته باشد از سویی هر یک از این دو نوع مشخص، نیازمند حمل و نقل و مراقبت متفاوتی می‌باشد.

یاتاقانهای لغزشی

یاتاقانهای لغزشی برای تکیه نمودن و حفظ کردن اجزاء چرخشی در هر دو جهت محوری و

شعاعی بکار می‌رود: محافظت شعاعی معمولاً شامل پوسته‌ای سیلندر شکل، از مواد و ابعاد مناسب می‌باشد، که در محفظه‌ای صلب نصب و ثابت شده است. محافظت محوری معمولاً شامل رینگهای صلبی است که در محفظهٔ یاتاقان نصب شده‌اند و بوشهای متحرکی را که بطور سفت و محکمی به اجزاء چرخشی سوار شده است، تحمل می‌کند. گاهی اوقات این بوشها و رینگها بصورت مخروطی یا کروی می‌باشند تا محافظت محوری و شعاعی را مهیا سازند.

شکل خاصی از یاتاقانهای لغزشی دارای پایه‌های خود تنظیم هستند که موجب روانکاری مناسب، اصطکاک کم و تحمل بارهای زیاد می‌شود. در عین حال معمولاً بسیار گرانقیمت‌تر از یاتاقانهایی با پوستهٔ سخت می‌باشند.

مزایا و معایب

در مقایسه با یاتاقانهای غلتشی، یاتاقانهای لغزشی دارای مزایای زیر هستند:

۱ - زمانی که محور تحت بارهای ثابت و مداوم قرار می‌گیرد، قسمتهای تحت بار یاتاقانها تحت تنش ثابت قرار می‌گیرند که موجب کاهش خطر معیوب شدن در اثر خستگی می‌شود.

۲ - چنانچه یاتاقان لغزشی از مواد مناسبی با نسبتهای صحیح و بطور تقویت شده، ساخته شود قادر خواهد بود در داخل مایع مورد پمپاژ کار نموده و روانکاری و خنک کاری شود.

۳ - توسط خنک کاری و روانکاری مناسب، در سرعتهای بالا یاتاقانهای لغزشی نسبت به یاتاقانهای غلتشی می‌توانند بارهای بسیار بیشتری را تحمل کنند.

یاتاقانهای لغزشی دارای معایب زیر می‌باشند:

۱ - ضریب اصطکاک آنها غالباً ۱۰ تا ۱۵ برابر بزرگتر از یاتاقانهای غلتشی است. چنین پدیده‌ای نه تنها موجب اتلاف پر هزینه انرژی می‌شود بلکه میزان سایش سطوح درگیر را افزایش می‌دهد.

۲ - غالباً ضریب اصطکاک بیشتر، دمای روانساز را تا حدی افزایش می‌دهد که نصب سیستمهای پرهزینه و دقیق خنک کننده اجتناب ناپذیر می‌شود.

۳ - یاتاقانهای لغزشی نسبت به یاتاقانهای غلتشی (با وظیفه‌ای مشابه) فضای خیلی بیشتری را اشغال می‌کنند، چنین پدیده‌ای در بسیاری از موارد آنها را بسیار گرانقیمت می‌کند.

۴ - حتی با سیستم خنک کاری مناسب، حرارت ایجاد شده بین سطوح درگیر یاتاقان لغزشی بیشتر از یاتاقان غلتشی است. چنین پدیده‌ای اکسیداسیون روانساز را شتاب بخشیده و به از دست رفتن بسیاری از خواص روانساز کمک می‌کند. همچنین ضریب اصطکاک نسبتاً بالا، آلودگی روانساز، توسط ذرات ساییده شده از سطوح درگیر را افزایش می‌دهد. این عوامل

روانکاری مناسب و تعویض مکرر روغن را بسیار مهم می‌سازد. مبحث قبلی فقط مثالی از مراقبتهایی بود که منجر به معیوب شدن یاتاقان می‌شود.

مسائلی با یاتاقانهای لغزشی

عموماً یاتاقانهای لغزشی بعلت یک یا چند دلیل زیر، مستعد معیوب شدن می‌باشند:

۱ - روغنکاری نامناسب. این پدیده شامل کیفیت روانساز مورد استفاده و همچنین دفعات تعویض روغن می‌باشد.

۲ - خنک کاری نامناسب روانساز (در مواردی که قابل اجراست). این پدیده در اثر اشکال در سیستم خنک کاری و یا قصور اپراتور در باز کردن شیر مقسم مایع خنک کننده، قبل از راه‌اندازی پمپ، بوجود می آید.

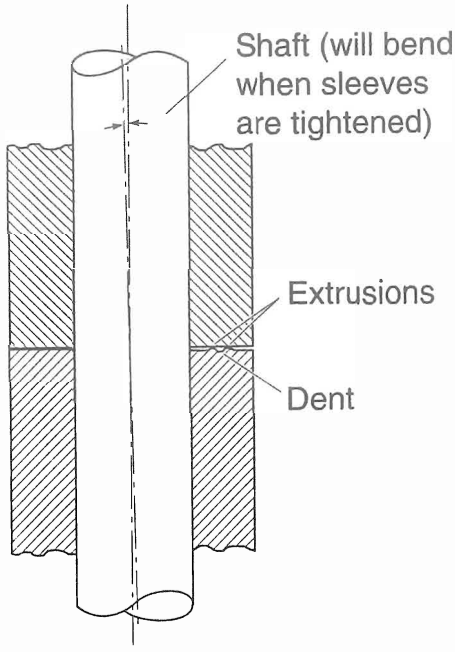
۳ - کارکرد خشک یاتاقان. این اشکال نیز بعلت کوتاهی اپراتور در مراقبت از میزان کافی روانساز در محفظه یاتاقان پمپ، قبل از راه‌اندازی می‌باشد.

۴ - آلودگی روانساز. این پدپده نیز بعلت توجه ناکافی به نکته‌های مهم است (برای مثال: نادیده پنداشتن لزوم نگهداری روغن در محفظه‌ای بسته و تمیز، استفاده از قیفهای آلوده برای ریختن روغن، عدم تخلیه کامل مخزن روغن در طی تعویض روغن و مطمئن نبودن از وضعیت مناسب در آببندی روغن)

۵ - عدم هم محوری. چنانچه پمپ به منظور تعمیر یا نگهداری پیاده شود این اشکال بعد از سوار نمودن (مونتاژ مجدد) حاصل می‌شود. عدم هم محوری می‌تواند در اثر ماندن آلودگی بین پایه یاتاقان و محفظه پمپ و یا با توجه به ناهمواری در اثر ضرب دیدگی پیشانی بوشها (شکل ۱) و یا سفت نمودن غیر یکسان مهره‌ها حاصل شود. همچنین ممکن است در اثر بارهای اضافی بر یاتاقانها، خم شدن محور، یا برخورد فلزی[1] بین قطعات ثابت و چرخنده، که غالباً منجر به سایش زیاد و گریپاژ می‌شود، حاصل شود.

عدم هم محوری از بیرون خود را توسط حرارت زیاد محفظه یاتاقان، آشکار می‌سازد که به ترتیب اکسیداسیون روانساز را شتاب بخشیده و ممکن است به علت روانکاری نامناسب موجب معیوب شدن یاتاقان گردد.

1 - Metallic contact



شکل ۱ - تأثیر ناهمواری بر روی یک پیشانی صاف

۶ - پیچهای شل. منبع دیگر مشکلاتی که توسط یاتاقان بوجود می‌آید، زمانی است که پیچهای نگهدارندهٔ پایه یاتاقان بطور یکسان و کافی سفت نشده‌اند و یا در حین کار پمپ شل می‌شوند. (برای مثال در اثر ارتعاش و یا عدم استفاده از اجزای قفل کننده) در چنین مواردی یاتاقانها ممکن است آنقدر از موقعیت اصلی خود جابجا شوند که تمام بارها بر روی رینگهای پروانه یا نوار آببندی تحمیل شود. این پدیده در زمانی بسیار کم موجب تخریب پروانه یا از بین رفتن نوار آببندی می‌شود.

یاتاقانهای غلتشی

یاتاقانهای غلتشی در اصل شامل دو عدد رینگ یا حلقه و یک سری ساچمه یا غلتک است که بطور مماس و به اندازه، بین حلقه‌ها قرار گرفته است. ساچمه‌ها یا غلطکها توسط قفسی که از صفحات فلزی، برنجی، پلاستیکی، یا هر مادهٔ مناسب دیگر ساخته شده است جدا از هم نگه داشته شده‌اند.

مزایای عمده یاتاقانهای غلتشی به ترتیب زیر می‌باشند:

۱ - هزینه اولیه کم می‌باشد.

۲ - آنها می‌توانند بدون مراقبت با پریودهای طولانی کار کنند.

۳ - آنها معمولاً نسبت به یاتاقانهای لغزشی با وظیفه مشابه، محفظه‌های کوچکتر و کم هزینه‌ای لازم دارند.

۴ - به منظور تعویض می‌توان سریعاً از منابع متنوعی استفاده نمود.

۵ - موجب صرفه‌جویی در انرژی می‌شوند. تعویض روانساز بعلت ضریب اصطکاک کم آنها به دفعات بسیار کمتری نسبت به یاتاقانهای لغزشی انجام می‌شود. در حقیقت بسیاری از یاتاقانهای غلتشی توسط روانکاری داخلی با درپوش آببند ، تهیه می‌گردند که برای عمر کاری آنها کافی می‌باشد. ضریب اصطکاک کم همچنین نیاز برای خنک کاری را خیلی کمتر از یاتاقانهای لغزشی، می‌کند.

معایب عمده یاتاقانهای غلتشی به قرار زیر می‌باشد:

۱ - حلقه‌ها و تمامی اجزاء غلتشی در معرض تنشهای متناوب و سریع می‌باشند که موجب می‌شوند آنها مستعد عیوب ناشی از خستگی شوند.

۲ - بسیاری از یاتاقانهای غلتشی هنگام مونتاژ و دمونتاژ نیازمند احتیاط و مراقبتهای ویژه‌ای می‌باشند.

۳ - نیازمند مراقبت خاصی از میزان دقیق روانساز می‌باشد (نه خیلی زیاد و نه خیلی کم).

روانکاری یاتاقانهای غلتشی

روانکاری ناکافی موجب می‌شود یاتاقانهای خیلی سریع فرسوده شوند، بطور مشابه روانکاری بیش از حد می‌تواند موجب کوتاه شدن عمر یاتاقان غلتشی شود. روانکاری بیش از حد باعث می‌شود یاتاقانها داغ شده و در نتیجه میزان اکسیداسیون روانساز شتاب می‌یابد. این پدیده سرانجام موجب معیوب شدن زودرس یاتاقانها می‌شود.

معایب بوجود آمده در نتیجه روانکاری نامناسب خود را به یک یا چند روش زیر آشکار می‌سازد:

۱ - نبود روانساز در محفظه یاتاقان.

۲ - وجود آب در روانساز و محفظه یاتاقان

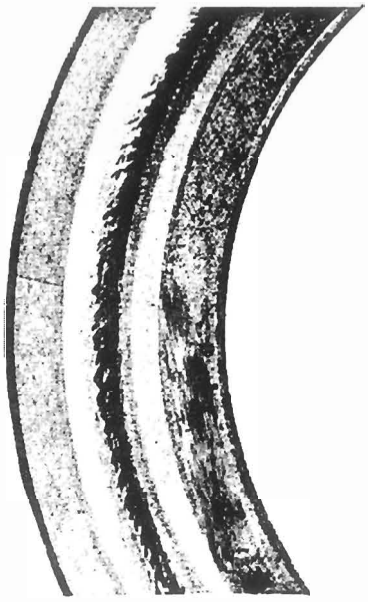
۳ - تغییر جلای حلقه‌ها و ساچمه‌ها (غلتکها).

۴ - پریدگی برای مثال، یک سری پریدگی نامنظم و مجزا که بر روی محیط شیارها پخش شده‌اند . شکل (۲)

۵ - خراشهای موئین (برای مثال یک رشته از منحنی‌های موئین و گروهی که بر روی حلقه‌ها

بوجود می‌آیند). شکل (۳)

۶ - در بسیاری از موارد حرارت ایجاد شده در اثر نبود روانساز ممکن است موجب جوش خوردگی ساچمه‌ها (یاغلتکها) به حلقه‌ها شود. بسیاری از کارخانجات پمپ روانکاری با گریس یا روغن را توصیه می‌نمایند. این موضوع بستگی به استفاده کننده از پمپ دارد تا در مورد نوع روانساز تصمیم بگیرد که چه نوع روانساز برای کاربرد ویژه پمپ بهترین می‌باشد. انتخاب نامناسب روانساز می‌تواند منجر به فرسودگی زودرس یاتاقان شود.



شکل ۳ - خراشیدگی در یاتاقانی ساچمه‌ای محوری

شکل ۲ - پریدگی در اثر بار حاشیه‌ای

گریس . مزایای روانکاری با گریس به شرح زیر است:

۱ - گریس می‌تواند بدون محفظهٔ خاصی ابقاء شود، حتی در محورهای عمودی و یا مایل.

۲ - بعضی گریسها با پایه کلسیم می‌تواند عایقی برای رطوبت باشد. این خاصیت می‌تواند برای پمپی که در آب و هوای رطوبی کار می‌کند بسیار مطلوب می‌باشد.

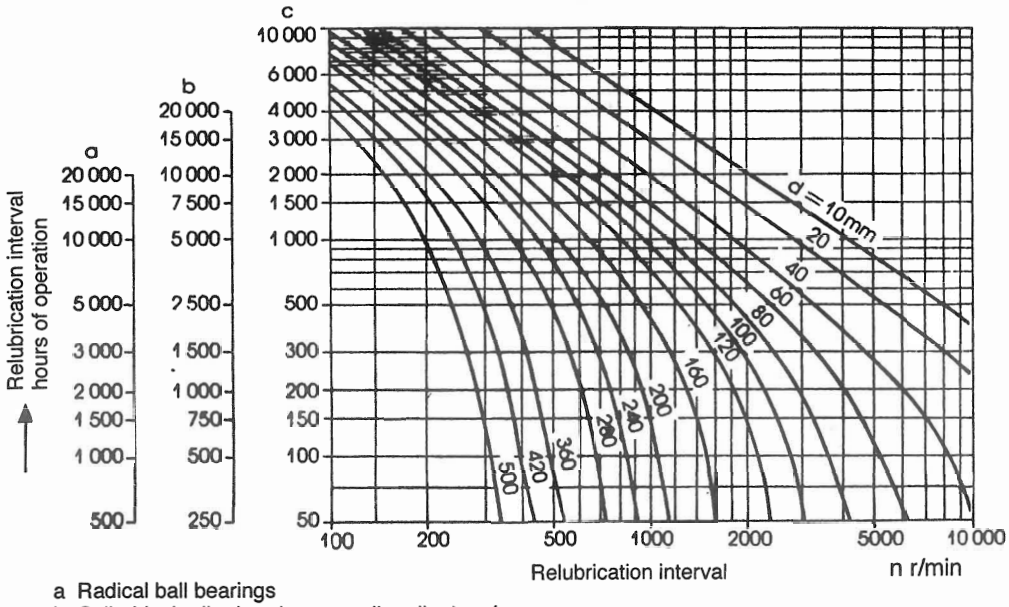
۳ - برخی گریسها با پایه لیتیم می‌تواند یاتاقانها را از خوردگی شیمیایی حفاظت کند.

۴ - گریسهای سنگین پوششی در برابر مواد آلوده کننده می‌باشد.

۵ - گریسهای فیلتر شده، با مخلوط روغنی با گرانروی بالا، به یاتاقانها اجازه می‌دهد با صدای نسبتاً کم کار کند.

۶ - گریسها نسبت به روغنها به دفعات کمتری برای تجدید گریس یا گریسکاری مجدد نیاز دارند.

بطور کلی دفعات روانکاری بطور گسترده‌ای متغییر است. یاتاقانهای ساچمه‌ای با درپوش آببندی فلزی که قبلاً توسط گریس روانکاری شده‌اند می‌توانند تا ۲۰ سال کار کنند. به همین ترتیب در سایر موارد مشخص گردیده که روانکاری مکرر ضروری است. در جزوه آموزشی تحت عنوان «راهنمایی برای روانکاری بهتر یاتاقان» که در سال ۱۳۷۵ توسط شرکت صنایع «اس . کی . اف» منتشر گردیده، پریودهای تجدید روانکاری در منحنی (شکل ۴) ارائه گردیده است. این پریودها برای یاتاقانهای تحت بار متوسط در دمای °۷۰ فارنهایت (°۲۱ سلسیوس) توصیه شده‌اند. به ازای افزایش °۲۵ فارنهایت (°۱۴ سلسیوس) در دما فاصله‌های زمانی می‌بایست نصف شوند. اطلاعات ارائه شده در (شکل ۴) می‌بایست به عنوان راهنمایی کلی و عمومی بکار رود. فاصله‌های زمانی بهینه برای شرایط کاری داده شده را، فقط براساس مشاهدات واقعی در یک پریود زمانی طولانی، می‌توان مشخص نمود.



a Radical ball bearings
b Cylindrical roller bearings, needle roller bearings
c Spherical roller bearings, taper roller bearings, thrust ball bearings

Time interval for relubrication (*TI*), as recommended by SKF Industries (1979).

شکل ۴ – تناوب زمانی برای روانکاری [1] (TI)، مطابق توصیه صنایع SKF (۱۳۷۵)

معایب اصلی روانکاری با گریس به شرح زیر می‌باشد:

۱ – خنک کاری مؤثر یاتاقانهایی که با گریس روانکاری می‌شوند بسیار مشکل است، این پدیده مانع استفاده از گریس برای سرعتها و بارهای زیاد است چرا که در چنین شرایطی بعلّت اصطکاک، حرارت زیادی تولید می‌شود.

۲ – انتخاب گرانروی گریس برای کاربردهای مختلف، نسبت به دما، تغییر قابل توجهی می‌کند،

1 - Time interval

برای دماهای پایین می‌بایست، از گریس با گرانروی کم استفاده نمود، بطور مشابه، برای دماهای بالا نیز گریسی با گرانروی زیاد توصیه می‌شود در نتیجه گریسها برای محیطهایی که نوسانات دمای زیادی دارند، مناسب نمی‌باشند.

۳ - گریس مناسب برای دمای کار یک یاتاقان، ممکن است برای لحظه استارت دستگاه، خیلی سفت باشد، بویژه زمانی که پمپ در هوای آزاد بوده و می‌بایست در صبح سرد زمستان استارت شود. چنین سفتی زیادی در روانساز می‌تواند براحتی یاتاقانها را تخریب کند.

۴ - مشخص نمودن میزان واقعی گریس در یاتاقانها بسیار مشکل است. این پدیده براحتی منجر به روانکاری زیاد یا ناکافی می‌شود.

۵ - تعویض روانساز نیز با مشکلاتی اساسی مواجه است. در برخی موارد، یاتاقانها می‌بایست دمونتاژ (پیاده) شده، از گریس کهنه پاک شوند، مونتاژ (سوار) شده و دوباره روانکاری شوند. ولی زمانی که محفظه دارای درپوش تخلیه می‌باشد، گریس کهنه را غالباً بوسیله روغن سبک یا روغن مبدل [1] که قبلاً ۲۰۰°F الی ۲۴۰°F حرارت داده شده ، می‌توان شستشو داد.

روغن. مزایای عمده روانکاری با روغن بشرح زیر است:

۱ - سطح روغن را می‌توان براحتی کنترل نمود و ثابت نگهداشت.

۲ - روغن می‌تواند براحتی خنک شود. در حقیقت روغن روانکاری، بخودی خود، غالباً به عنوان خنک کننده یاتاقانها بکار می‌رود و بویژه یاتاقانها را برای سرعتها و بارهای زیاد و برای کار در دماهای بالای محیط مناسب می‌سازد.

۳ - عمده روغنها دارای شاخص گرانروی بالایی هستند (برای مثال تغییرات ویسکوزیته آنها با دما بسیار کم می‌باشد) این پدیده بویژه روغن را برای استفاده در محیطی که احتمال نوسانات زیادی را در دما دارد، مناسب می‌سازد.

۴ - تعویض روغن معمولاً بسیار آسانتر از تعویض گریس است.

۵ - برخی روغنها ضریب اصطکاک کمتری از گریس دارند. این مشخصه روغنها را برای بارها و سرعتهای زیاد مناسب می‌سازد.

معایب روانکاری با روغن به شرح زیر می‌باشد.

۱ - بسیار پر هزینه است.

۲ - نیازمند دفعات تعویض خیلی بیشتری نسبت به گریس می‌باشد.

۳ - برای محورهای عمودی، نیازمند طراحی دقیق و پرهزینه محفظه یاتاقان است.

---

1 - Transformer oil

۴ - برای محیط‌های مرطوب و خورنده، نسبت به گریس، کمتر مناسب می‌باشد.

مراحل روانکاری

در رابطه با تمیز بودن، انتخاب صحیح روانساز، جلوگیری از خشک کار کردن و غیره، قوانین یکسانی برای یاتاقانها غلتشی و لغزشی وجود دارد. ولی دو شرط دیگر در مورد یاتاقانهای غلتشی الزامی است:

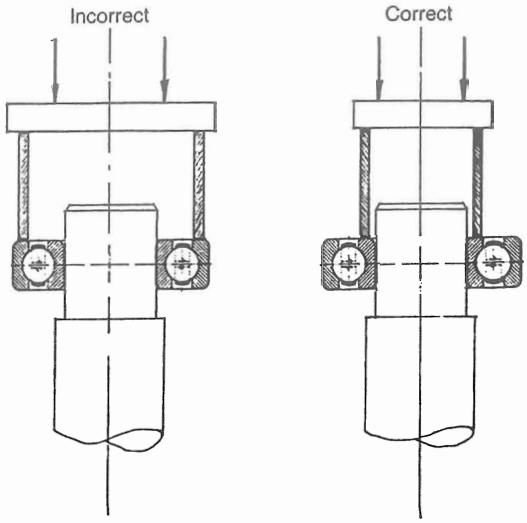
اولین شرط در ارتباط با تمیز بودن می‌باشد. آلودگی‌ها در یاتاقانهای غلتشی (نسبت به یاتاقان لغزشی) مکانهای متعددی جهت اختفا دارند. این پدیده مراقبت بسیار زیادی را، در رابطه با تمیز بودن، ضروری می‌سازد، دومین شرط شامل مقدار روغن در یاتاقانها می‌باشد. همه یاتاقانهای غلتشی هنگامی که پر از روغن می‌باشند داغ می‌شوند. از آنجائیکه افزایش ۲۵°F در دما میزان اکسیداسیون روانساز را دوبرابر می‌سازد از کار کردن در حالت داغ تا حد امکان می‌بایست امتناع شود. بعنوان یک قائده کلی یاتاقانهای غلتشی نمی‌بایست بیشتر از یک سوم ظرفیتشان از روغن پرشوند.

سوار کردن، پیاده نمودن و انبار کردن

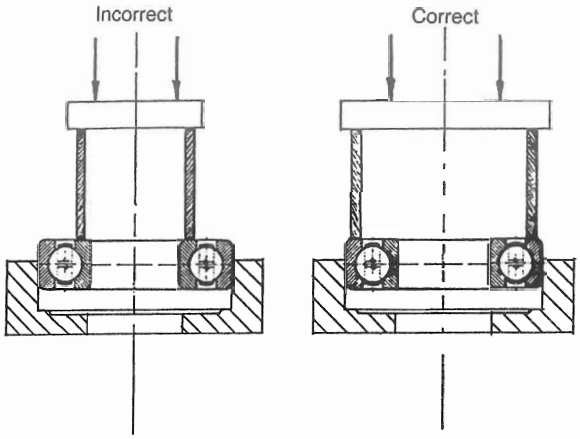
یکی از احتیاطهای بسیار مهمی که هنگام سوار نمودن و پیاده کردن یاتاقان غلتشی ضروری است، تمیز بودن می‌باشد. هر دوی یاتاقان و محفظه می‌بایست بدقت از وجود هرگونه آلودگی یا ورود هر چیز دیگر بازرسی گردد. اگر آنها بمدت چندین ساعت و یا در یک پریود زمانی کمتر، در محیطی پر گرد و غبار پیاده شوند، می‌بایست توسط کاغذ روغنی و یا پارچه بدون پرز محافظت شوند. قبل از سوار نمودن مجدد، تمیزی یاتاقان می‌بایست به هر دو طریق، مشاهده و چرخش آهسته توسط دست بازرسی شود. یک یاتاقان تمیز در وضعیتی خوب می‌بایست بصورت یکنواخت و بدون آثاری از تغییر در دوران پیوسته آن، بچرخد. یاتاقان می‌بایست علایمی از تغییر جلا یا زنگ زدگی نداشته باشد.

قبل از نصب یاتاقانهای غلتشی می‌بایست از نظر خراشیدگی و علایم خوردگی (مکانیکی) یا لقی زیاد بین حلقه‌ها و ساچمه‌ها بازرسی و چک شود. در بسیاری از موارد قبل از نصب تعویض یاتاقانی که مورد شک است بسیار با صرفه‌تر از پیاده نمودن پمپ بخاطر عواقب ناشی از بکارگیری یاتاقان مشکوک می‌باشد. یاتاقان غلتشی معمولاً یا با محور و یا با محفظه انطباق کاملی دارد. چنانچه انطباق کامل بر روی محور باشد یاتاقان نمی‌بایست توسط اعمال فشار بر روی حلقه خارجی جا انداخته شود (شکل ۵).

بطور مشابه وقتی انطباق کامل بر روی محفظه می‌باشد، هنگام سوار نمودن فقط رینگ خارجی می‌بایست تحت فشار قرار گیرد (شکل ۶)



شکل ۵ – مونتاژ یاتاقان با انطابق کامل داخلی



شکل ٦ – مونتاژ یاتاقان با انطباق کامل خارجی

هنگام مونتاژ، می‌بایست مراقب بودن تا حتماً سطوح حلقه‌های یاتاقان به موازات سطوح تماس با محور و یا با محفظه حرکت نماید. هنگام رانده شدن یاتاقان به موقعیت خود هرگونه کج شدن هم به رینگها و هم به قطعات چرخنده صدمه وارد می‌کند. در وضعیت دمونتاژ، یاتاقان غلتشی نباید تحت هوای فشرده چرخانده شود، اگر چنین شود، چنانچه آلودگی در یاتاقان باقی مانده باشد حتماً موجب صدمه خواهد شد. حتی اگر یاتاقان از آلودگی تمیز شده باشد. همچنین حتی بعد از اینکه یاتاقان از آلودگی پاکی گردید چنانچه هوای فشرده با سرعت زیاد به رینگ یاتاقان اعمال شود ممکن است براحتی موجب صدماتی بعلت نبود روانساز مناسب (خشک کارکردن) شود.

برخی یاتاقانهای غلتشی طرح یکطرفه دارند. آنها بطور موفقیت آمیزی نیروهای محوری اعمال شده در یک سمت را تحمل می‌کنند ولی نیروی اعمال شده در جهت مخالف را تحمل نمی‌کنند. هنگام نصب چنین یاتاقانی می‌بایست مراقبتهای لازم انجام شود تا جهت نصب یاتاقان حتماً مطابق توصیه کارخانه سازنده پمپ، باشد.

اگر پمپ بمدت طولانی (برای مثال: ۳ سال) می‌بایست بحالت خاموش باقی بماند، باید محفظه یاتاقان باز شده و یاتاقانها تمیز شده و قبل از استارت دوباره روانکاری شوند. همچنین هر زمان که پمپ می‌بایست برای مدتی خاص در آب، و هوای رطوبی و خورنده باقی بماند یاتاقان

می‌بایست توسط ترکیب ضد زنگ پوشانده شود. چنانچه احتیاطهای مذکور رعایت نشود ممکن است منجر به معیوب شدن زودرس یاتاقان گردد که متعاقباً موجب یک سلسله مشکلات دیگر در پمپ خواهد شد.

معایب یاتاقانهای غلتشی

برخی از علتهای عیوب قبلاً بحث گردیده است. سایر علتها شامل موارد زیر می‌باشد:

۱ - روانکاری ناکافی و یا نامناسب بطور مداوم، موجب صدمه به سطوح درگیر می‌شود. اولین علامت روانکاری نامناسب ممکن است کاهش جلای سطوح کار باشد. هنگامی که اجازه داده شود راه‌اندازی بدون روغنکاری مناسب انجام شود، صدمات بسرعت پیشرفت نموده و منجر به عیوبی می‌شود که تفاوت چندانی با عیوب ناشی از خستگی ندارد. در مراحل پیشرفته بعدی ممکن است همانند (شکل ۷) یاتاقان دچار پریدگی شود.

شکل ۷ - پریدگی در اثر روغنکاری ناکافی

۲ - آببندی نامناسب محفظه آببندی ممکن است اجازه دهد آلودگی‌ها یا آب با روانساز مخلوط شود و یا موجب نشت روانساز از محفظه یاتاقان شود.

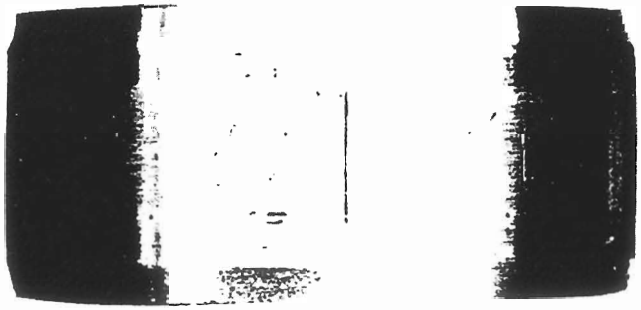
۳ - خستگی ممکن است در اثر بارهای محوری یا شعاعی یا هر دو باشد. در بارهای شعاعی یکسو، شیار حلقه چرخنده علامتی از ساییدگی را در مرکز و در امتداد یا در کل محیط خود نشان خواهد داد. حلقه ثابت نیز علاماتی از ساییدگی را بر روی قسمت کوچکی از محیط خود و در قسمتی که تحت بار می‌باشد نشان خواهد داد. در یک بار منفرد محوری نشانه‌های ساییدگی در پیشانی هر حلقه ظاهر شده و بر روی کل سطح شیار حلقه‌ها امتداد خواهد یافت. در یک بار منفرد محوری، عرض نشانه‌های ساییدگی ثابت می‌باشد. در بارهای ترکیبی محوری و شعاعی عرض نشانه‌های ساییدگی بر روی حلقه ثابت، در جهت بار شعاعی عریضتر می‌باشد.

در پمپهای گریز از مرکز متداولترین موارد عیوب زودرس یاتاقانها در اثر خستگی شامل:

سرعت کار زیاد، کشش زیاد تسمه، فشار زیاد مکش و ارتفاع کل زیاد می‌باشد.

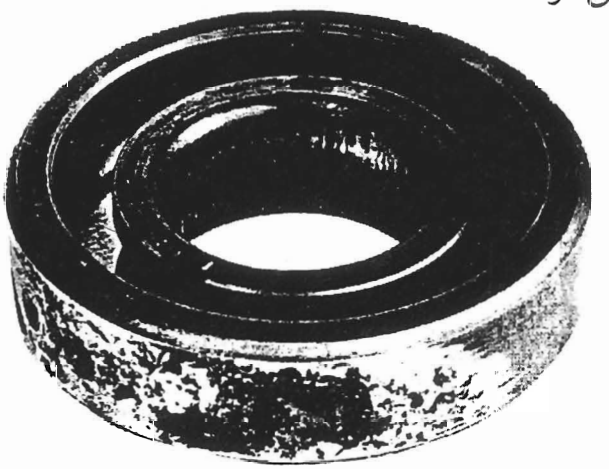
۴ - مونتاژ نادرست یاتاقان، توسط داغ کردن در هنگام کار یا سروصدا نمودن در راه اندازی قابل تشخیص است. چنین یاتاقانی غالباً در لحظه کار ممکن است معایب جداگانه‌ای داشته باشد. ولی در حالت خاموش بودن پمپ به نظر کاملاً سالم می‌آید.

۵ - انطباق بسیار سفت را غالباً می‌توان بدون باز کردن پمپ تشخیص داد چرا که غالباً چرخاندن محور در چنین حالتی بسیار مشکلتر از چرخاندن آن در انطباق معمولی است. نتایج حاصل از انطباق بسیار سفت در یاتاقانها، داغ شدن و همچنین عیوب ناشی از خستگی زودرس می‌باشد. در روی پمپ نیز این پدیده بطور مکرر و بصورت ترک شعاعی در یک (یا هر دو) حلقه‌ها، همچنین ممکن است بصورت نشانه‌هایی از خراشهای موئین دیده شود (شکل ۸) که در طی نصب بوجود می‌آید.



شکل ۸ - خراشهای موئین بعلت نصب با انطباق بسیار سفت در محفظه یاتاقان.

۶ - انطباقات خیلی شل معمولاً توسط نشانه‌های ساییدگی یا فرسودگی (شکل ۹) در بیرون حلقه خارجی و یا داخل حلقه داخلی قابل شناسایی است. غالباً انطباق خیلی شل نیز موجب تغییر جلا و سایش نشیمن یاتاقان می‌شود.

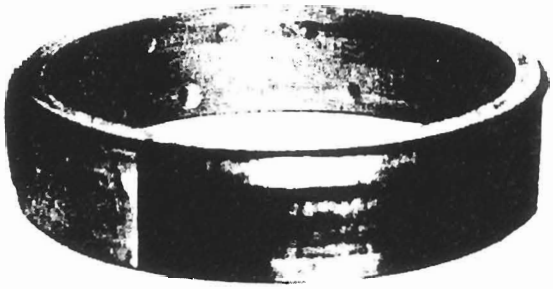


شکل ۹ - خوردگی سایشی

۷ - آببندهای معیوب بر روی شفت یا محفظه، غالباً توسط ساییدگی زیاد موضعی یا ترک در شیارهای یاتاقان مشخص می‌شود.

۸ - تاثیرات عدم هم محوری غالباً مشابه نتایج حاصل از بار زیاد یاتاقان می‌باشد.

۹ - هنگامی که پمپ در حال کار نمی‌باشد ارتعاشات منتقل شده به یاتاقانها از سایر منابع می‌تواند منجر به عیب گردد. هنگامی که پمپ کار نمی‌کند، هر ساچمه یاتاقان بطور مداوم با نقطه مورد تکیه‌اش در حلقه مربوطه برخورد می‌کند. هنگامی که چنین یاتاقانی با پریود زمانی طولانی تحت ارتعاشات شدید قرار گیرد ممکن است پدیده‌ای به نام «اثر کاذب سختی سنجی برینلی»[1] (شکل ۱۰) رخ دهد.



شکل ۱۰ - اثر کاذب سختی سنجی برینلی

این بدین معنی است که کنگره‌های دایره‌ای شکل در حلقه‌ها و در نقاطی که آنها با ساچمه‌ها در تماس هستند بوجود می‌آیند.

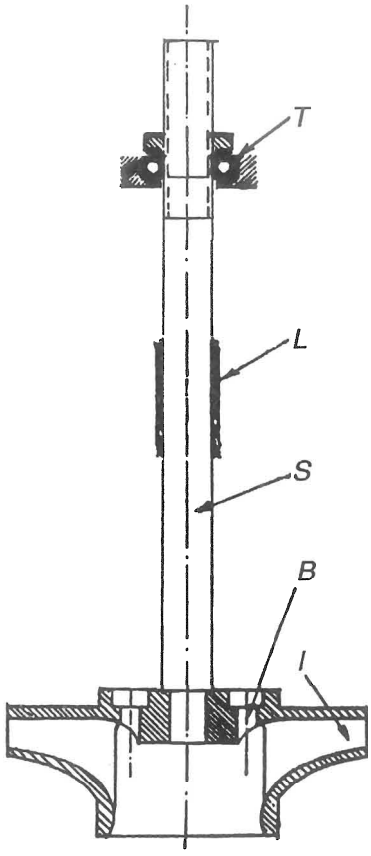
۱۰ - عبور جریان الکتریسیته ممکن است موجب ایجاد گودشدگی حلقه‌ها یا اجزا غلتشی یا هر دو آنها شود. دانسته شده است که چنین مواردی حاصل تعمیرات الکتریکی (برای مثال جوشکاری) است که در سایت پمپ انجام شده است.

علل نامشخص معایب یاتاقانهای غلتشی

(شکل ۱۱) ترتیب متداول پمپ شناور عمودی می‌باشد. پروانه I بر روی محور S سوار شده، که بر یاتاقان محوری مایل T تکیه داده و توسط یاتاقان لغزشی استوانه‌ای L حمایت می‌شود. گاهی پروانه دارای سوراخهای تعادل B است که نیروی محوری را کاهش می‌دهد. چنین ترتیبی بصورت رضایتمندی با محور نسبتاً طویل و سنگین کار می‌کند. همچنین وقتی که محور کوتاه و کم قطر باشد، وزن آن به اندازهٔ کافی سنگین نخواهد بود، که حلقه‌های یاتاقان T را در تماس دائم با

1 - False brinnelling

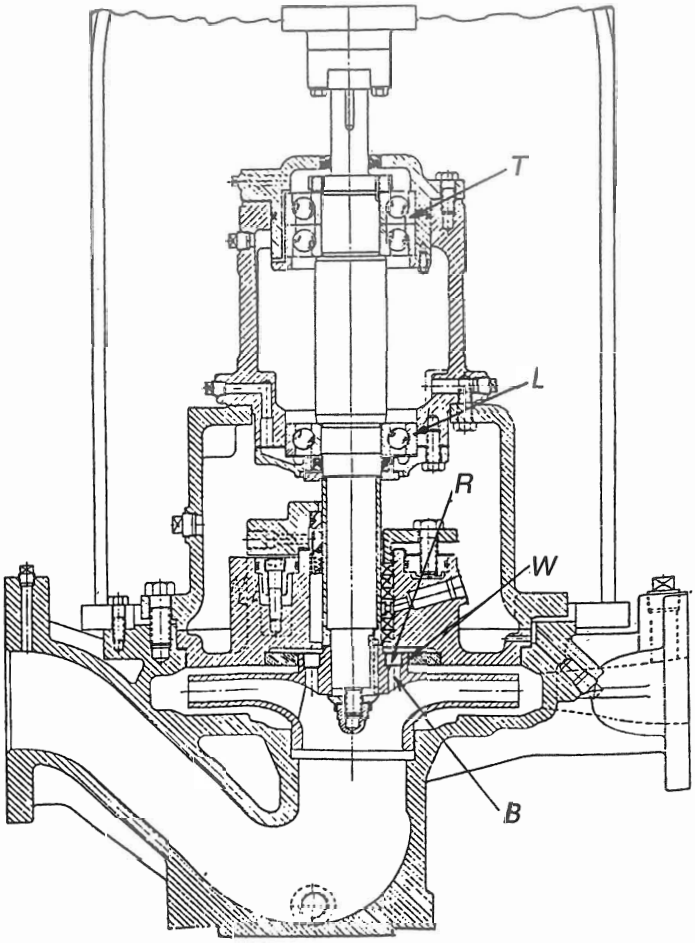
ساچمه‌ها حفظ کند و در نتیجه پمپ ارتعاش نموده و با نوفه شروع به کار می‌کند. در مواقع بحرانی، این پدیده ممکن است پمپ را در یک زمان نسبتاً کوتاه تخریب کند. یکی از ساده‌ترین راه‌حلها برای چنین مواردی، بستن سوارخهای تعادل B و در نتیجه افزایش نیروی محوری در یاتاقان است.



شکل ۱۱ – محور عمودی متکی بر یاتاقان محوری مایل

هر وقت که پمپ تحت نیروهای بزرگ محوری قرار گیرد یاتاقان محوری T می‌بایست در طرف خارج (انتهایی) پایه یاتاقان قرار گرفته (شکل ۱۲) و یاتاقان استوانه‌ای L در سمت میانی پایه یاتاقان قرار گیرد.

برای کارکرد رضایت بخش یاتاقانها، نشیمنگاه آنها می‌بایست بدقت ماشینکاری شود بطوری که هیچگونه لقی شعاعی بین یاتاقانها و پوسته وجود نداشته باشد. اگر انطباق بین L و نشیمنگاهش بسیار سفت و انطباق بین یاتاقان محوری T و نشیمنگاهش کمی سفت باشد نیروی محوری ممکن است بجای یاتاقان محوری توسط یاتاقان استوانه‌ای نزدیکتر تحمل می‌شود. این پدیده می‌تواند یاتاقان استوانه‌ای را در یک زمان کوتاه تخریب نماید. مشابه این پدیده نیز زمانی رخ می‌دهد که محفظه به منظور تصحیح تلرانسها ماشینکاری شود ولی کمی آلودگی بین حلقه خارجی یاتاقان استوانه‌ای و نشیمنگاه یاتاقان گیر کند.



شکل ۱۲ - برش پمپ خطی عمودی

برای جلوگیری از اتفاق افتادن چنین پدیده‌ای یاتاقان استوانه‌ای L می‌بایست قادر به حرکت آزاد در جهت محور باشد. ولی در عین حال مهم است که قادر باشد تا در جهت محور حرکت کند و نباید آنقدر شل باشد که حلقهٔ خارجی آن بتواند در نشیمنگاه خود بچرخد. در عمل نیز چنین اشکالاتی متداول است و نتیجه آن نیز همیشه شکستن یاتاقان در یک پریود زمانی کوتاه می‌باشد.

Reference:

Yedidiah, S.: Centrifugal Pump User's Guidebook, CHAPMAN & HALL, PP. 209-219 , 1996

میزانکاری ماشینهای دوار

مهندس محمّدرضا قائدی
سرپرست کارگاه تعمیرات پمپ و تراشکاری شرکت نفت
فلات قاره ایران - جزیره سیری

کلیات

میزانکاری [۱] همه دستگاههای دوار به روشهای «پیشانی و پیرامون»[۲]، «میزانکاری معکوس»[۳] و تکنیکهای میزانکاری نوری [۴] صورت می‌گیرد.

میزانکاری باید قبل از اتصال دستگاه به شبکه لوله کشی، پس از اتصال به شبکه لوله کشی و هنگامیکه شبکه لوله کشی پر از سیال عملیات می‌باشد مورد بررسی قرار گیرد. چنانچه اختلافی بین این سه حالت نباشد. شبکه لوله کشی بطرز صحیح نصب گردیده است. در صورتیکه لقی مشخص نگردیده باشد تلرانسها عموماً ۰/۰۵ میلی‌متر در نظر گرفته می‌شود.

در صورتیکه فاصله بین دو کوپلینگ کمتر از ۵۰ درصد قطر کوپلینگ باشد روش «پیشانی و پیرامون» مناسب است و روش میزانکاری معکوس زمانی بکارمی‌رود که فاصله بین دو انتهای شفت بیشتر از ۵۰ درصد قطر کوپلینگ باشد. چنانچه وسایل تکنیک نوری در دسترس باشد در همه

1 - Alignment
2 - Face and periphery
3 - Reverse alignment
4 - Optical alignment

حالات می‌توان از آن استفاده کرد. چنانچه از شیم‌ها [۱] استفاده شود می‌بایست از جنس فولاد ضد زنگ و یا برنج تا درجه مناسب و عاری از هرگونه برآمدگی بوده و زیر هر پایه ماشین بیش از ۳ عدد قرار نگیرد.

بررسی‌های قبل از میزانکاری

قبل از میزانکاری هر دستگاه دوار بررسی‌های زیر باید انجام پذیرد.

a) پی‌ریزی باید بصورت صحیح صورت گیرد و پایه دستگاه باید با محور دستگاه موازی باشد.

b) دستگاه باید از هر گونه کرنش [۲] آزاد باشد. این امر بوسیله نصب صحیح لوله‌ها و کاربرد صحیح تکیه‌گاهها و آویزها و اتصالات انبساطی صورت می‌پذیرد.

c) دستگاه باید بصورت محکم روی پایه نصب شده و با نیروی مساوی در هر کدام از تکیه‌گاهها قرار گیرد. لقی کافی در سوراخهای پیچ‌های پایه جهت حرکت کافی در جهت‌های مختلف برای هم محور کردن در نظر گرفته شود.

d) تکیه گاههای دستگاه و بالشتکهای [۳] شاسی باید بصورت مربع شکل و متناسب با یکدیگر بوده و بدون برآمدگی یا مانع باشند.

e) دسته‌های شیم باید محکم، صلب و دارای شیار قابل تنظیم بین دستگاه و پایه باشند. بهترین ترتیب، یک لایه شیم ضخیم با تکیه درآمده می‌باشد.

f) دستگاه از نظر الاکلنگی [۴] پایه‌ها باید مورد بررسی قرار گیرد. دستورالعمل بررسی به این ترتیب است که پیچهای پایه را بطور جداگانه شل کرده و چنانچه حرکت عمودی (بوسیله ساعت اندازه‌گیر[۵]، اندازه گیری می‌شود) هر پایه از ۰/۰۵ میلی‌متر تجاوز کرد بنابراین حالت الاکنگی مشخص می‌گردد.

روش پیشانی و پیرامون

a) بررسی‌های قبل از میزانکاری را طبق جزئیات گفته شده انجام دهید.

b) خارج از مرکز بودن شعاعی هر یک از کوپلینگ‌ها را نسبت به محور خودشان طبق موارد زیر بررسی نمائید.

---

1 - Shims

2 - Strain

3 - pad

4 - soft foot

5 - clock gauge

I –پایه ساعت را روی نقطه ثابتی در مجاورت کوپلینگ متحرکت نصب نمائید (منظور از کوپلینگ متحرک در این بخش کوپلینگ پمپ می‌باشد.) مطمئن شوید تکیه گاهها به اندازه کافی محکم هستند تا هر گونه حرکت لغزشی را که باعث زیاد شدن قرائتهای نادرست می‌گردد، حذف نمائید.

II – ساقه ساعت اندازه‌گیری را در وسط محیط کوپلینگ پمپ در نقطه B تصویر (۱) قرار دهید.

III – ساعت اندازه‌گیری را روی عدد صفر تنظیم نمائید.

IV – تقریباً دو مرتبه محور پمپ را در جهت گردش بچرخانید، بررسی نمائید و قرائتهای ساعت را در هر فاصله ۹۰ درجه‌ای ثبت نمایید.

V – مراحل چهار گانه فوق را برای کوپلینگ محرک تکرار نمائید. (در این بخش منظور از کوپلینگ محرک، کوپلینگ الکتروموتور می‌باشد.)

VI – قرائتهای ساعت اندازه‌گیری را (خارج از مرکز شعاعی)[۱] در بخش یک صفحه اطلاعات میزانکاری (تصویر ۱۰) ثبت نمائید.

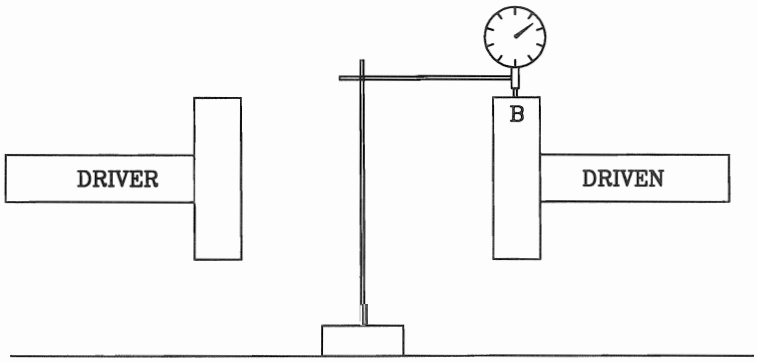


Figure 1– Check of Radial Cocentricity of Half Couplings

c) برای بررسی میزانکاری محوری (فاصله کوپلینگها[۲]، «پیشانی به پیشانی»[۳] دو محور، دو ساعت جهت از بین بردن اثرات لقی محوری [۴] بکار می‌رود. (مطابق شکل ۲)

I –دو ساعت اندازه‌گیر بین پیشانی کوپلینگها، یکی در بالا (A) و دیگری در پائین (B) نصب نمائید. مطمئن شوید تکیه گاهها به اندازه کافی محکم هستند تا هر گونه حرکت لغزشی را که باعث زیاد شدن قرائتهای نادرست می‌گردد، حذف نمائید.

II – هر دو ساعت را صفر نمائید.

1 - Radial concetricity

2 - coupling gap

3 - Face to Face

4 - End Float

III – کوپلینگها را نسبت به محل تکیه ساعت اندازه‌گیری به قسمتهای ۹۰ درجه‌ای تقسیم و علامتگذاری نمائید.

IV – هر دو محور را با هم بچرخانید و در هر ۹۰ درجه مقدار هر دو ساعت را بطور همزمان قرائت نمائید. این عمل را برای بررسی مجدد تکرار نمائید.

توجه: همواره قرائتها از همان نقطه فرضی اولیه صورت گیرد. بطور عادی دید از محل دستگاه، ثابت باشد. برای مثال از انتهای پمپ

V – برای رسیدن به میزانکاری صحیح محوری، قرائتها را در B از A در هر نقطه کسر نمائید و بر ۲ تقسیم نمائید. این نتایج قرائتهای صحیح در ساعت A را با خطای صفر محوری را می‌دهد.

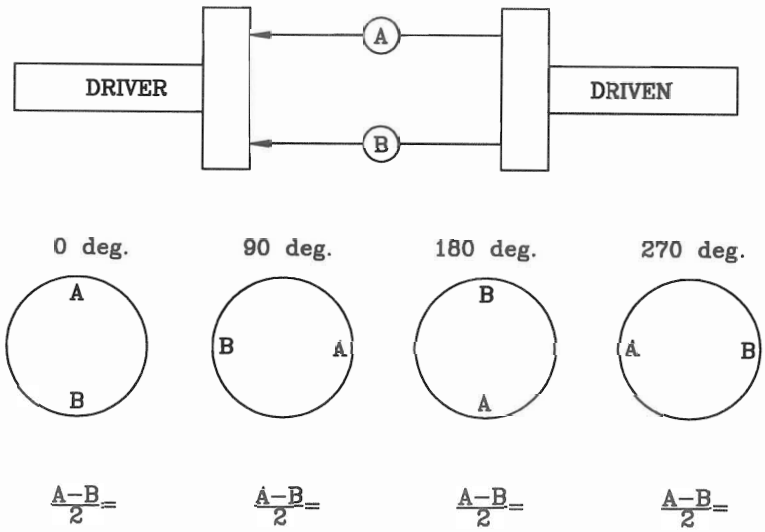


Figure 2– Check of Axial Alignment of Shafts

VI – این قرائتها را در بخش ۲ بر کد اطلاعات میزانکاری ثبت نمائید.

d)برای بررسی هم محوری شعاعی فلانچ کوپلینگها با یکدیگر:

I –ساعت اندازه‌گیری را مطابق شکل ۳ نصب کنید. مطمئن شوید تکیه گاهها به اندازه کافی محکم هستند تا هر گونه حرکت لغزشی که باعث زیاد شدن قرائتهای نادرست می‌گردد را حذف نمائید.

II – کوپلینگ را از محل ساعت، در هر ۹۰ درجه علامتگذاری نمائید.

III – محورها را در جهت گردش با هم بچرخانید و در هر ۹۰ درجه ساعت را قرائت نمائید. هر دو کوپلینگ را توسط دو میله دو سر دنده [1] بهم متصل نمائید. مهره‌ها را فقط با قدرت دست محکم نمائید. قرائتها را جهت بررسی، تکرار نمائید.

1 - bar

IV – قرائتها را در بخش سوم برگه اطلاعات میزانکاری ثبت نمائید.

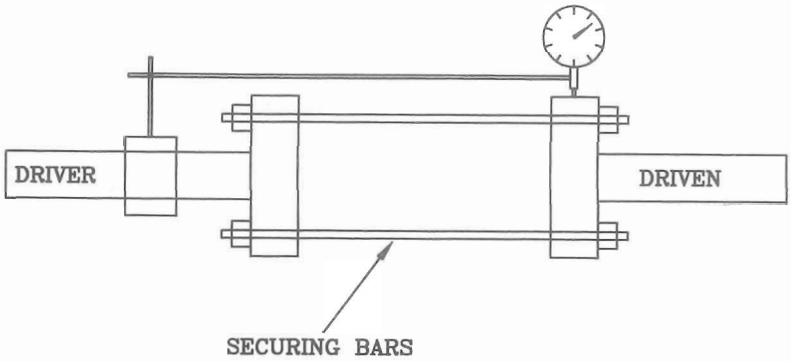


Figure 3– Check of Radial Cocentricity of Shafts

e) حال برای رسیدن به میزانکاری صحیح با اطلاعات جمع آوری شده، در صورت نیاز محاسبه شیم‌گذاری مورد احتیاج ممکن می‌باشد. با دانستن فاصله R_1 از مرکز محور تا نقطه فرضی تماس پایه ساعت و طول L_1 و L_2 از پیشانی کوپلینگ تا تکیه‌گاهها، می‌توان برای اختلاف سطوح تنظیم‌ها را انجام داد (تصویر ۴)

برای شیم گذاری مورد نیاز عمودی، اختلاف در قرائتهای محیطی (برگه اطلاعات – بخش ۳) بر ۲ تقسیم می‌گردد. این مقدار برای هر دو پایه شیم گذاری نشانداده شده مساوی می‌باشد.

تصاویر ۴ و ۵ نسبت و محاسبات مورد نیاز برای تنظیم میزانکاری را نشان می‌دهد.

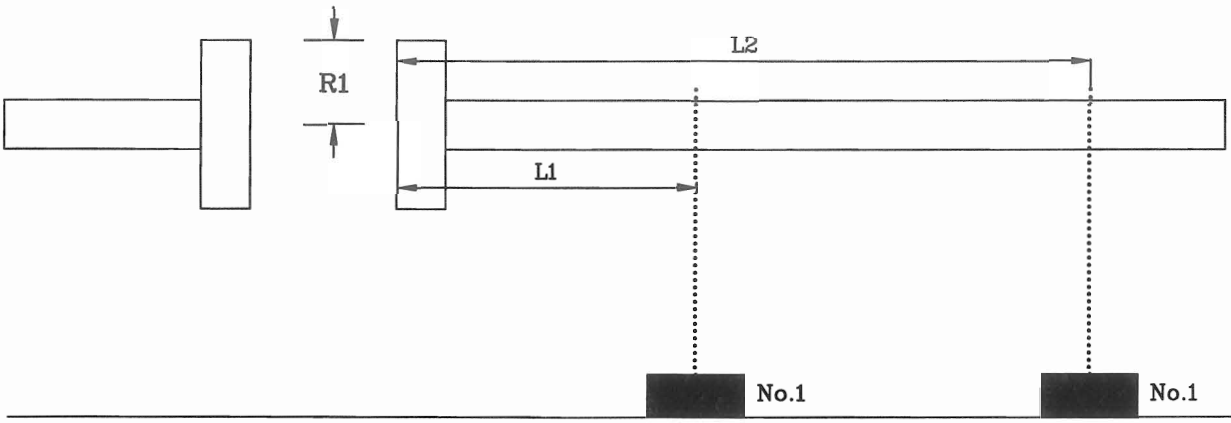


Figure 4– Measurements Required for Alignment Adjustment

R_1 = فاصله از مرکز محور تا نقطه تماس فرضی ساقه ساعت اندازه‌گیری

L_1 = فاصله از پایه جلوئی L_2 = فاصله از پایه عقبی

توجه: واحدهای مورد استفاده باید مشابه باشند مثلاً" اینچ یا میلی‌متر.

(تصویر ۵) r $\frac{\text{پیرامون}}{B}$ t l R $\frac{\text{پیشانی}}{\text{(مقدار متوسط)}}$ T L B

نسبتها برای تنظیم میزانکاری

برای تصحیح پیشانی:

قرائتهای عمودی: (دهنه بالائی بزرگتر به معنی بالا بودن پایه‌های جلوئی و دهنه پائینی بزرگتر به معنی پائین بودن پایه‌های جلوئی است.)

K_1 ثابت $=\frac{T-B}{2}$

$K_1 \times \frac{L_2}{R_1} = A_2$ = تنظیم در پایه شماره ۲ و $K_1 \times \frac{L_1}{R_1} = A_1$ = تنظیم در پایه شماره ۱

قرائتهای افقی: (دهنه بزرگتر در چپ به معنی حرکت محور به چپ در تکیه گاهها و بر عکس)

K_2 ثابت $=\frac{L-R}{2}$

$K_2 \times \frac{L_1}{R_1} = B_1$ = تنظیم در تکیه گاه شماره ۱

$K_2 \times \frac{L_2}{R_1} = B_2$ = تنظیم در تکیه گاه شماره ۲

برای تصحیح محیطی

برای تصحیح عمودی هر دو تکیه گاه باید حرکت کنند مطابق: $\frac{t-b}{2}=c_1$

برای تصحیح افقی هر دو تکیه گاه باید حرکت کنند مطابق: $\frac{l-r}{2}=c_2$

حرکت ترکیبی مورد نیاز مطابق زیر است.

تکیه گاه شماره ۲	تکیه گاه شماره ۱	تنظیم عمومی
A_2+C_1	A_1+C_1	شیم گذاری با شیم برداری کل
		تنظیم افقی
B_2+C_2	B_1+C_2	به چپ یا به راست راندن کلی

انحراف میزانکاری

اگر انحراف میزانکاری بین سطوح کوپلینگ جهت اختلاف انبساط حرارتی مورد نیاز باشد این مقدار بطرز ساده‌ای از شیم‌گذاری کل کم یا به آن اضافه می‌گردد. اضافه کردن یا کم کردن شیمهای خواسته شده، حرکت کلی را مشخص می‌نماید. انحراف افقی یا عمودی آنطور که کارخانه سازنده اظهار داشته است باید صورت پذیرد.

روش میزانکاری معکوس

هنگامیکه میزانکاری توسط ساعت‌های اندازه‌گیری بررسی می‌گردد. ثابت شده است که

دستورالعمل میزانکاری معکوس مطمئن‌ترین روش است. برای این روش دستورالعمل زیر باید اتخاذ گردد:

a) بررسی‌های قبل از میزانکاری همانطور که در ابتدای این فصل آمده باید انجام پذیرد.

b) هم مرکزی هر کوپلینگ با محور خودش را مطابق زیر بررسی نمایید.

I -پایه ساعت اندازه‌گیری را در یک نقطه ثابت در مجاورت کوپلینگ متحرک نصب نمائید. (کوپلینگ متحرک همانطور که در ابتدای این بخش یادآوری گردید کوپلینگ پمپ می‌باشد.)

مطمئن شوید که تکیه گاهها به اندازه کافی محکم هستند تا هر گونه حرکت لغزشی که باعث زیاد شدن قرائتهای غلط می‌گردد را حذف نمائید.

II - ساقه ساعت را در وسط محیط کوپلینگ پمپ قرار دهید. (در نقطه B تصویر ۶)

III - ساعت را صفر نمائید.

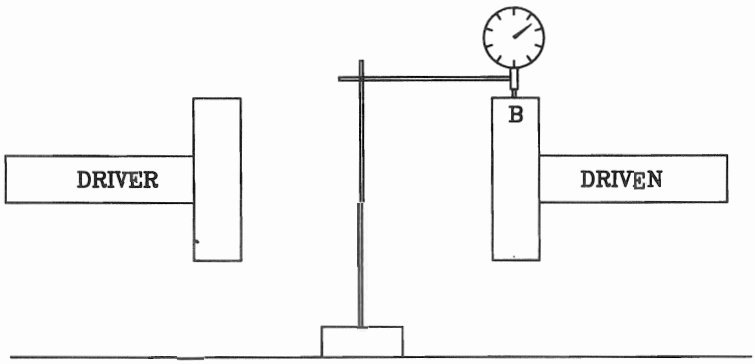


Figure 6- Check of Cocentricity of Half Couplings

IV - محور پمپ را تقریباً دو مرتبه در جهت گردش بچرخانید، قرائتهای ساعت اندازه‌گیری را در هر ۹۰ درجه بررسی و ثبت نمائید.

V - چهار مرحله فوق را برای کوپلینگ محرک تکرار نمائید (منظور از کوپلینگ محرک همانطور که در ابتدای فصل گفته شده کوپلینگ موتور است.)

VI - قرائتهای ساعت اندازه‌گیری (هم مرکزی شعاعی) را در بخش اول برگه اطلاعات میزانکاری ثبت نمائید (تصویر ۱۰)

C) هم مرکزی هر محور را با محور دیگر مطابق زیر بررسی نمائید.

۱ - دو ساعت اندازه‌گیری را مطابق شکل ۷ روی محورها نصب نمائید. مطمئن شوید که تکیه گاهها به اندازه کافی محکم هستند تا هر گونه حرکت لغزشی که باعث زیاد شدن قرائتهای غلط می‌گردد را حذف نمائید.

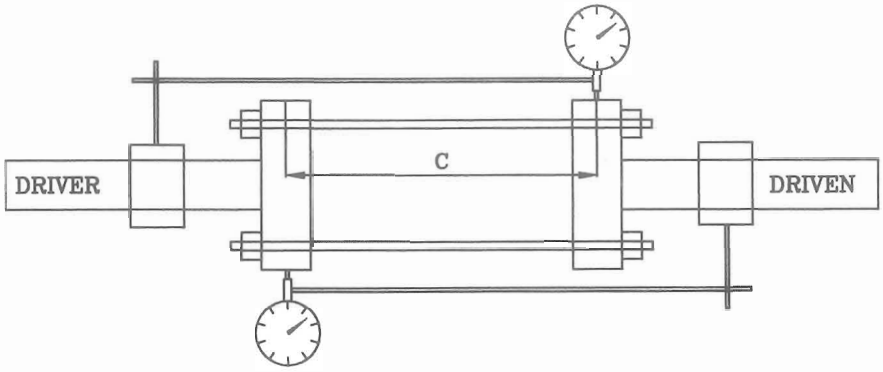


Figure 7– Positioning of Clock Gauges for Reverse Alignment

۲ – کوپلینگها را در نقطه شروع محل نصب ساعتها و ۱۸۰ درجه پس از آن علامتگذاری نمائید.

۳ – در صورت عملی بودن کوپلینگها را بهم متصل نمائید. مهره‌ها را فقط با قدرت انگشتان دست روی پیچهای اتصال کوپلینگها محکم نمائید.

۴ – هر دو ساعت را صفر نمائید هر دو محورها را با هم ۱۸۰ درجه بچرخانید. قرائتها را در بخش سوم برگه اطلاعات میزانکاری ثبت نمائید. چندین مرتبه این دستورالعمل را تکرار نمائید تا از صحت عددهای خوانده شده مطمئن شوید.

۵ – فاصله C بین دو پایه ساعت را اندازه‌گیری نمائید (تلرانس ۱± میلی متر)

۶ – فاصله F1 از ساقه ساعت نصب شده روی پمپ تا خط المرکزین پایه جلوئی موتور را اندازه‌گیری نمائید (تصویر ۸) تلرانس ۱± میلی‌متر

۷ – فاصله F2 از ساقه ساعت نصب شده روی پمپ تا خط المرکزین پایه عقبی الکتروموتور را اندازه‌گیری نمائید. (تصویر ۸) تلرانس ۱± میلی‌متر

۸ – یک گراف با مقیاس مناسب همانطور که در مثال تصویری ۹ نمایش داده شده رسم نمائید. در مقیاس افقی فواصل C، F_1 و F_2 را علامتگذاری نمائید. همانطور که نشان داده شده است سه خط عمودی از این نقاط رسم نمائید (دقیقاً در مثال اعداد 171.45 , 349.25 ,603.25 میلی‌متر نشان داده شده است.)

۹ – در روی خط عمودی که کوپلینگ پمپ را نمایش می‌دهد (که از نقطه صفر در مقیاس افقی عبور می‌کند) موقعیتی را که خارج از مرکزی کوپلینگ پمپ را مشخص می‌کند علامتگذاری نمائید. این مقدار نصف عدد قرائت شده کل در این نقطه می‌باشد (T.I.R) و در این مثال ۰/۷۱ – میلی‌متر است.

تصاویر منفی زیر خط المرکزین گراف نمایش داده می‌شوند.

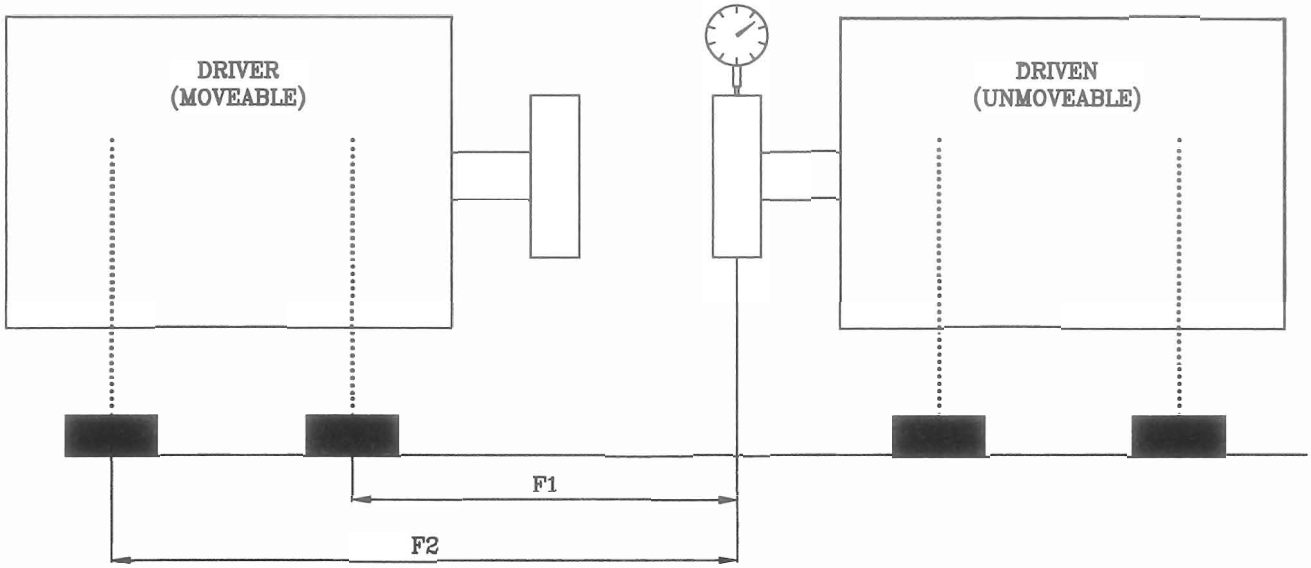


Figure 8- Measurement Points-Reverse Alignment

۱۰ - در روی خط عمودی که کوپلینگ الکتروموتور را نمایش می‌دهد خارج از مرکزی کوپلینگ موتور را علامتگذاری نمائید. این مقدار نصف عدد قرائت شده کل در این نقطه می‌باشد و در این مثال 0.535- میلی‌متر است.

۱۱ - دو نقطه علامتگذاری شده را برای کوپلینگهای پمپ و موتور بهم متصل نمائید و خط را امتداد داده، تقاطع این خط را با خطوط F_1 و F_2 که پایه‌های موتور را نمایش می‌دهد بدست آورید. حال این خط نسبت بین دو محور و فاصله نقاط تقاطع خطوط F_1 و F_2 با خط مرکزی را نمایش داده و مقادیر شیم گذاری یا شیم برداری پایه‌های الکتروموتور را مشخص می‌نماید. در مثال تصحیح پایه جلوئی ۰/۳۵۵- میلی‌متر و پایه عقبی ۰/۱- میلی‌متر می‌باشد. مقادیر منفی نشان می‌دهد که شیم اضافه گردد و در مقادیر مثبت شیم باید برداشته شود.

برای مثال داده شده:

-1.42 mm	کل قرائت ساعت پمپ
-0.71 mm	خارج از مرکزی رسم شده کوپلینگ پمپ
-1.07 mm	کل قرائت ساعت کوپلینگ الکتروموتور
-0.535 mm	خارج از مرکزی رسم شده کوپلینگ الکتروموتور
171.45 mm	اندازه فاصله C
349.25 mm	اندازه فاصله F_1
603.25 mm	اندازه فاصله F_2

از گراف تصویر ۹:

تصحیح عمودی در پایه جلوئی 0.355 میلی‌متر شیم باید اضافه شود

تصحیح عمودی پایه عقبی 0.1 میلی‌متر شیم باید اضافه شود.

d) میزانکاری افقی

۱ - در حال حاضر میزانکاری عمودی انجام گرفته و لازم است تصحیح و میزانکاری افقی صورت گیرد. این روش دقیقاً شبیه میزانکاری عمومی است. با این تفاوت که قرائت ساعت کلی توسط ساعتها در نقاط ۹۰ درجه و ۲۷۰ درجه صورت می‌گیرد.

۲ - تصحیح بوسیله حرکت موتور به اطراف بوسیله مقادیر نشانداده شده بوسیله نتایج حاصله از گراف صورت می‌گیرد. پیچ‌های جک برای اینکار پیشنهاد می‌گردند و کار را راحت‌تر می‌کنند.

۳ - همه قرائتهای ساعت اندازه‌گیری را در بخش سوم برگه اطلاعات میزانکاری ثبت نمائید.

e) انحراف میزانکاری

جاهائیکه انحراف بین سطوح کوپلینگ‌ها برای انبساط حرارتی مورد نیاز است. انحراف مورد نیاز باید روی محور پمپ و الکتروموتور رسم شود و یک خط بین آنها کشیده شود. (و از F_1 و F_2 امتداد یابد)

خط افقی جدید برای مقادیر شیم گذاری و شیم برداری مورد نیاز، پیشنهاد می‌گردد.

مرجع: کاتالوگ شرکت SERI از کشور اسکاتلند.

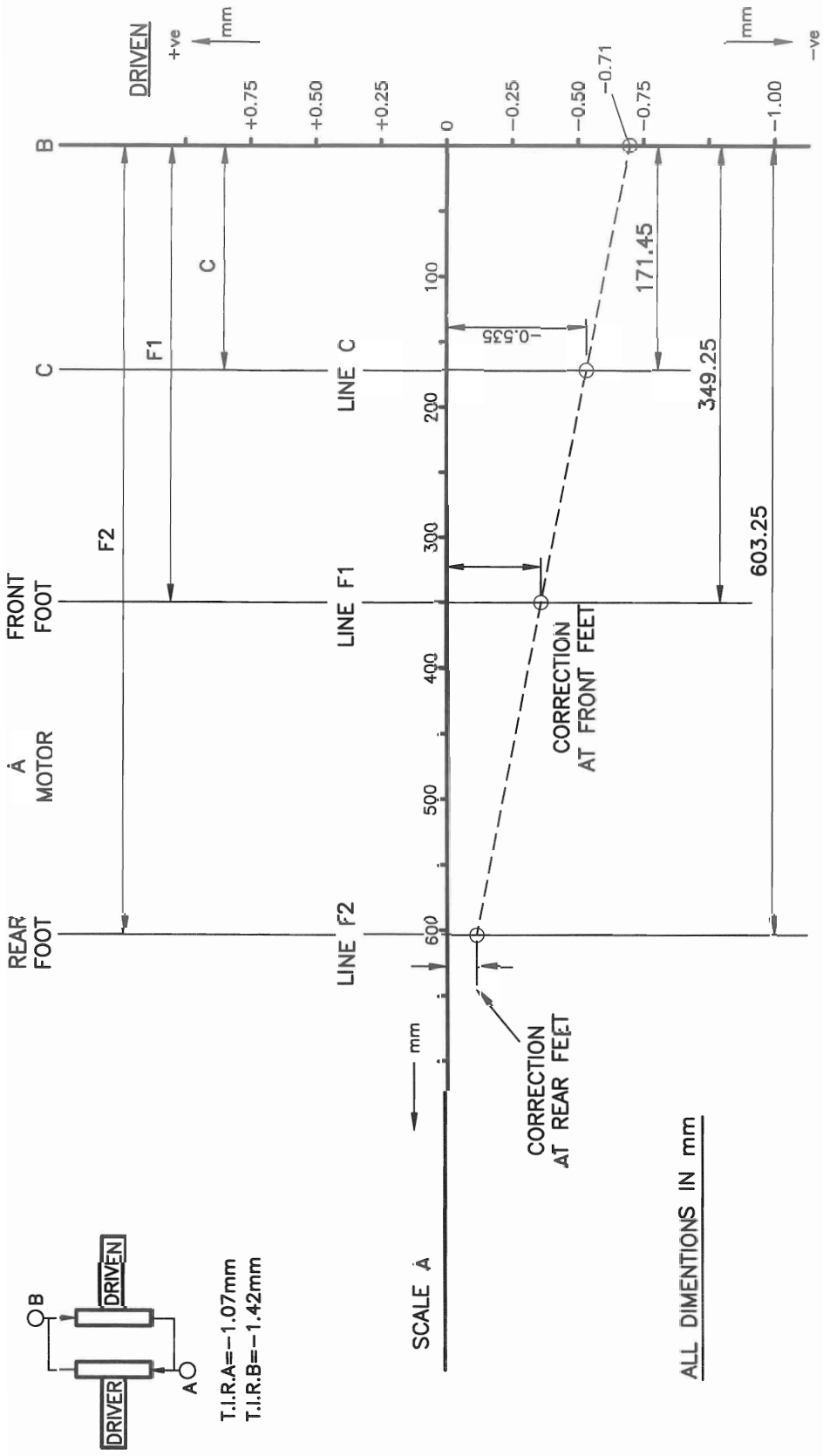


Figure 9—Graph Used to Plot Eccentricity and Evaluate Shimming Required

These notes and drawing are supplied for training purposes only. They are NOT to be used for operation, maintenance or manufacturing purposes.

ALIGNMENT DATA SHEET

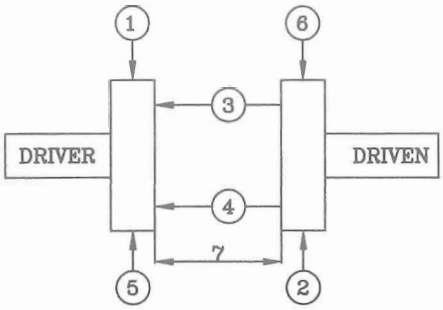
Equipment No.

Method of alignment used .....

N.B. For instructions on methods of alignment, including comletion of this data sheet, see section 2.3 of Code of practice – Mechanical Commissiooning.

All dimentions in .....

Looking in direction of .....



1. Radial Cocentricity of Each Half Coupling to its Own Shaft.
(Use for Face/Periphery and Reverse Alignment)

Driver Gauge 1. .... Driven Gauge 2.

2. Coupling Gap Face to Face (Axial).
(Use for Face/Periphery Method)

.... Clock Gauges 3&4

1. Radial Cocentricity of Coupling Flanges to Each Other.
(Use for Face/Periphery and Reverse Alignment)

Driver Gauge 5. .... Driven Gauge 6.

4. Overall length of Coupling in Free State .....

Completed By	Print Name	Sign Name	Indicator	Date

Figure 10. Alignment Data Sheet (Example)

پمپهای گریز از مرکز

مهندس رامین رحمانی مقدم

مقدمه

این مقاله ترجمه‌ای است از فصل ۳۱ هندبوک ASHRAE جلد EQUIPMENT, 1983، که در آن به بررسی پمپهای گریز از مرکز پرداخته شده است. در این مقاله به صورت اجمالی به نکات و جزئیات پمپهای سانتریفوژ (گریز از مرکز) پرداخته شده است گرچه بعضی از مطالب آن ممکن است در نظر کسانی که با این مقوله آشنایی کافی دارند کمی پیش‌پا افتاده و تکراری به نظر آید ولی برخی مطالب بنوعی دیگر و با بیانی متفاوت مطرح شده است که می‌تواند مفید باشد.

انواع پمپ، شکل ساختمانی عمومی پمپها، اصطلاحات مربوطه، معادلات، و قوانین پمپها، منحنیهای راندمان پمپ، مشخصات مکش پمپ (NPSH)؛ مشخصات سیستم آبرسانی[1] انتخاب و آرایش پمپها، نیروی محرکهٔ پمپها، کاربردهای آبرسانی؛ ذخیرهٔ انرژی در پمپاژ؛ نصب و عملکرد

پمپهای سانتریفوژ در سیستمهای گرمایش و تهویهٔ مطبوع برای به جریان انداختن آب در لوله‌ها بکار می‌روند. پمپهای دیگر، نظیر پمپهای دورانی [2] یا رفت و برگشتی[3] در این صنعت نقش بسیار ضعیفی را ایفاء می‌کنند. برای بسیاری از مواقع عملی، انتخاب پمپ برای کاربرد های

1 - Hydronic system characteristics

2 - rotary pumps

3 - reciprocating pumps

ویژه توسط کارخانهٔ سازنده انتخاب می‌شوند. بعنوان نمونه پمپهای نفت از نوع دورانی که برای کوره نفت بکار می‌روند.

در پمپهای سانتریفوژ، بخشی از گشتاورپیچشی [۱] ایجاد شده توسط موتور، بخاطر بوجود آمدن نیروی گریز از مرکز که خود تابعی از سرعت محیطی پرهٔ پروانهٔ پمپ است به انرژی فشاری تبدیل می‌شود. بعد از اینکه مایع وارد چشم [۲] پروانه شد، انرژی توسط حرکت دورانی پروانه به مایع منتقل می‌شود. جدارهٔ پمپ و یا همان محفظهٔ دور پروانهٔ پمپ مایعی راکه پروانه را ترک می‌کند جمع کرده و آنرا به نازل خروجی پمپ هدایت می‌کند. انرژی فشاری اضافه شده توسط پمپ برای موارد زیر بکار می‌رود:

۱ - غلبه بر اصطلاک بوجود آمده توسط جریان سیال گذرنده از تجهیزات گرمایش و تهویه مطبوع، مانند لوله‌ها، شیرها، کویلها، چیلرها، یا بویلرها

۲ - انتقال آب تا ارتفاعات بالاتر مانند بالاترین قسمت برج خنک کن.در مورد استفاده از فشار بدست آمده توسط پمپهای سانتریفوژ در مبحث منحنی‌های هد سیستم، بیشتر توضیح داده خواهد شد.

پمپهای سانتریفوژ در گرمایش و تهویه مطبوع در چهار وضعیت عمده مورد استفاده قرار می‌گیرند:

۱ - آب کندانسور (برج خنک کن) ۲ - آب خنک شده

۳ - آب گرم ۴ - تغذیه دیگ و چگالنده

مثالهایی از این چهار کاربرد بعداً آورده خواهد شد.

«انواع پمپها»

انواع پمپهای سانتریفوژی که در صنعت گرمایش و تهویه مطبوع بکار می‌روند، می‌توانند توسط نوع پروانه، تعداد پروانه‌ها، نوع محفظه، روش اتصال به دستگاه محرک، و موقعیت نصب مشخص شوند. دو نوع از پروانه‌های پمپها در این پمپهای بکار می‌روند- تک مکشه [۳] و دو مکشه[۴]. پروانهٔ تک مکشه دارای یک مکنده یا مدخل آبگیری [۵]می‌باشد در حالی که پروانهٔ دو مکشه دارای دو مکنده یا مدخل آبگیری می‌باشد. بیشترین پمپهای سانتریفوژی که در گرمایش و

1 - torque
2 - eye
3 - single suction
4 - double suction
5 - intake

تهویه مطبوع بکار می‌روند تک مکشه هستند؛ مثال مشخصی از پروانهٔ دو مکشه، پمپ یک طبقه، افقی دو تکه* [۱] است. پمپها می‌توانند دارای یک یا ترکیبی از چند پروانه باشد، که به ترتیب یک طبقه یا چند طبقه نامیده می‌شوند.

شبیه پروانه‌ها، در مورد محفظه‌های این پمپها نیز دو نوع اساسی وجود دارد: حلزونی [۲] و دیفیوزر. در تمام پمپها با محفظه حلزونی آب خروجی از پروانه توسط این محفظه جمع شده و خروج آب از پروانه و عمود بر محور [۳] پمپ می‌باشد. محفظه‌های نوع دیفیوزر آب خروجی از پروانه را جمع کرده و موازی با محور پمپ به بیرون تخلیه می‌کند. تمام پمپهایی که در اینجا شرح داده می‌شوند، از نوع حلزونی می‌باشند، بجز پمپ توربینی عمودی که دارای محفظه دیفیوزری می‌باشند.

پمپها می‌توانند با توجه به روش اتصال به موتور الکتریکی طبقه بندی شوند که این اتصال می‌تواند بصورت یکپارچه [۴] یا کوپلینگ قابل انعطاف [۵] باشد. پمپ یکپارچه پروانه‌ای است که مستقیما" روی امتداد محور موتور سوار شده است، در حالی که پمپ با کوپلینگ قابل انعطاف دارای محوری است که پروانه را توسط یک شاسی [۶] یا پایه یاتاقان [۷] که توسط کوپلینگ قابل انعطاف به موتور الکتریکی وصل شده است، نگه می‌دارد. همچنین پمپها را براساس موقعیت قرار گرفتنشان نیز طبقه بندی می‌کنند: افقی یا عمودی. هفت نوع مهم از پمپها که در سیستمهای آبرسانی یاگرمایش و تهویه مطبوع بکار می‌روند، عبارتند از:

۱ - سیرکولاتور ؛ ۲ - یکپارچه، مکش انتهایی [۸] ؛ ۳ - سوار شده روی شاسی یا باکوپلینگ قابل انعطاف، مکش انتهایی؛ ۴ - دو مکشه، افقی دو تکه، یک طبقه ۵ - محفظه دو تکهٔ افقی، چند طبقه؛ ۶ - خطی عمودی ۷ - توربین عمودی.

در جدول ۱ انواع پمپهای فهرست بندی و شکل طراحی شدهٔ آنها جمع بندی شده است. در شکل ۱ نیز طرح عمومی این پمپها نشان داده شده و انواع کاربردهای آنها فهرست بندی شده است. شکلهای متنوعی از این هفت نوع توسط کارخانجات سازنده پمپ بر حسب کاربردهای ویژهٔ آنها، عرضه می‌شود.

---

* - پمپ دو تکه - پمپ با طرح محفظه حلزونی دو تکه که از دو قسمت قابل جدا شدن تشکیل یافته و با برداشتن قسمت فوقانی محفظهٔ پمپ، به راحتی می‌توان به پروانه دسترسی پیدا کرد. (مترجم)

1 - splitcase pumps
2 - volute
3 - shaft
4 - clox - coupled
5 - flexible - coupled
6 - frame
7 - bracket
8 - end suction

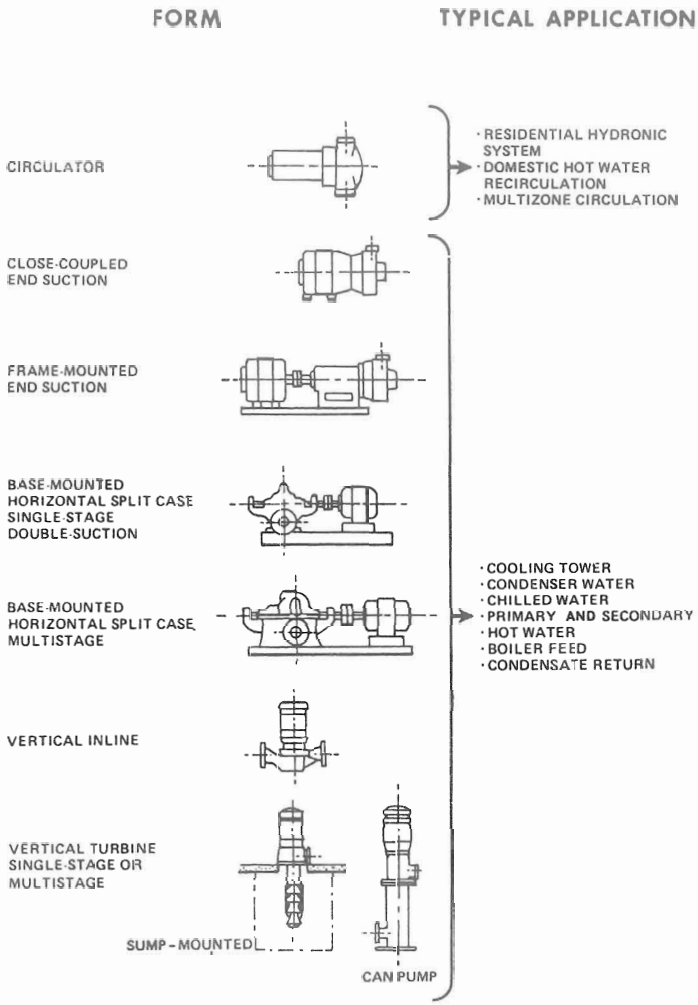


Fig. 1 Descriptions of Centrifugal Pumps Used in Hydronic Systems

Table 1 Characteristics of Centrifugal Pumps

Type	Impeller Type	Number of Impeller	Casing	Motor Connection	Motor Mounting Position
Circulator	Single suction	One	Volute	Flexible–coupled	Horizontal
Close–coupled, end suction	Single suction	One or two	Volute	Close–coupled	Horizontal
Frame–mounted, end suction	Single suction	One or two	Volute	Flexible–coupled	Horizontal
Double suction horizontal split case	Double suction	One	Volute	Flexible–coupled	Horizontal
Horizontal split case, multi stage	Single suction	Two to five	Volute	Flexible–coupled	Horizontal
Vertical inline	Single suction	One	Volute	Flexible– or close–coupled	Vertical
Vertical turbine	Single suction	One to twenty	Diffuser	Flexible–coupled	Vertical
Horizontal diffuzer	Single suction	Two to twenty	Diffuser	Flexible–coupled	Horizontal

مشخصات عمومی مواد ساختمانی

مهمترین ترکیب عمومی مواد ساختمانی پمپها عبارتند از:

مواد: پمپهای سانتریفوژی که معمولاً به بازار عرضه می‌شود، دارای ترکیبات برنزی [۱]، تمام برنزی[۲]، یا دارای ترکیبات آهنی [۳] می‌باشد. در ساختار نیمه برنزی، پروانه، غلاف شفت[۴] (اگر بکار برده شده باشد)، و رینگهای سایشی [۵] برنزی بوده، و محفظه از چدن می‌باشد. این مواد ساختمانی برای مکانهایی از پمپ است که در تماس با آب پمپاژ شده می‌باشد.

1 - bronze - fitted

2 - all bronze

3 - iron - fitted

4 - shaft- sleeve

5 - wear - rings

محفظهٔ آببندی [۱] آن قسمت از پمپ است که شفت گردنده وارد محفظهٔ پمپ می‌شود. برای جلوگیری از نشت آب از محفظه، یک آببند مکانیکی [۲] یا نوار آببندی [۳] بکار می‌رود.
پمپهایی با آب بندی مکانیکی بطور موفقیت آمیزی در موارد گوناگون بکار برده شده‌اند. مثل پمپها، انواع و اقسام زیادی از آببندها در دسترس می‌باشد. بعنوان مثال آببندهای نامتوازن[۴] و متوازن[۵] (برای فشارهای بالاتر) وجود دارند.

آببندهای داخلی در درون محفظهٔ آببندی عمل می‌کنند در حالی که آببندهای خارجی دارای اجزاء دورانی [۶] خودشان در بیرون محفظه آببندی می‌باشند. بسته به مایعی که پمپاژ می‌شود و نوع آببندی پمپ، محدودیتهایی در فشار و دمای مایع بوجود می‌آید. جنس مادهٔ آببندی و نوع آن بعد از اینکه نوع سیال پمپاژ شونده و دما و فشار آن تعیین شد، توسط کارخانهٔ سازنده تعیین می‌گردد. پمپهایی بانوار آببندی بویژه در جاهایی که مواد ساینده‌ای که همراه آب وجود دارد و به کار سیستم آسیب نمی‌رسانند، بطور گسترده‌ای کاربرد دارند. مقداری نشت از نوار آببندی بایستی وجود داشته باشد تا سطح بین مادهٔ نوار و شفت را روانکاری و سرد کند.

بوش شفت، شفت موتور یا پمپ را بویژه بانوار آببندی، محافظت می‌کند.

رینگهای سایشی برای پروانه یا محفظه بکار برده می‌شوند. آنها قابل تعویض بوده و از سایش پروانه یا محفظه جلوگیری می‌کند.

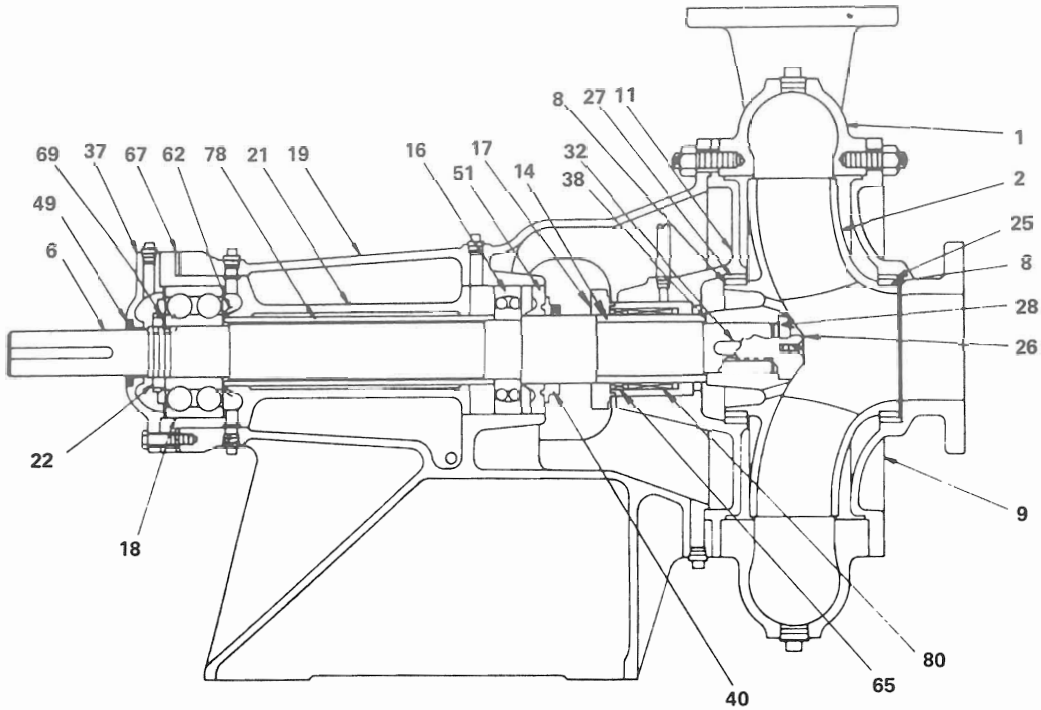
بلبرینگها غالباً زیاد بکار برده می‌شود، مگر در پمپهای سیرکولاتور، که یاتاقانهای موتور و پمپ از نوع بوش می‌باشند.

رینگ تعادل[۷] در طرف پشت پروانه بستهٔ تک مکشه می‌باشد تا بار محوری را کاهش دهد. پروانه‌های دارای دو ورودی،بطور ذاتی از لحاظ محور بالانس می‌باشند.

سرعتهای کار نامی [۸] موتورها ممکن است در محدودهٔ بین ۶۰۰ تا ۳۶۰۰ دور در دقیقه (۱۰ تا ۶۰ دور بر ثانیه) انتخاب شود. (سازندگان پمپ بایستی سرعت بهینهٔ پمپ را برای هر نیاز پمپاژ بخصوص، با در نظر گرفتن راندمان، قیمت، صدا و نگهداری بدست بیاورند.) نمونه‌ای از سطح مقطع یک پمپ سانتریفوژ مجهز توسط انستیتوی هیدرولیک در شکل ۲ نشان داده شده است. بیشتر قسمتهایی که قبلاً شرح داده شد، در روی شکل مشخص شده است.

---

1 - stuffing box
2 - mechanical seal
3 - packing
4 - unbalanced
5 - balanced
6 - rotating element
7 - balance - ring
8 - nomial operating seecds



1	Casing	17	Gland	28	Gasket, impeller screw	62	Thrower, oil or grease
2	Impeller	18	Bearing, outboard	32	Key, impeller	65	Seal, mechanical, stationary element
6	Shaft, pump	19	Frame	37	Cover, bearing, outboard	67	Shim, frame-liner
8	Ring, impeller	21	Liner, frame	38	Gasket, shaft-sleeve	69	Lockwasher
9	Cover, suction	22	Locknut, bearing	40	Deflector	78	Spacer, bearing
11	Cover, stuffing box	25	Ring, suction cover	49	Seal, bearing cover, outboard	80	Seal, mechanical, rotating element
14	Sleeve, shaft	26	Screw, impeller	51	Retainer, grease		
16	Bearing, inboard	27	Ring, stuffing box cover				

[a] The numbers shown on this drawing do not necessarily represent standard part numbers in use by any manufacturer.

Fig. 2 Typical Cross Section of an End Suction Pump[a]

«اصطلاحات، معادلات، و قوانین پمپ»

اصطلاحاتی که بطور معمول در صنعت پمپ دارای کاربرد زیاد می‌باشند، در جدول ۲ گردآوری شده‌اند و در جدول ۳ معادلات مربوط به پمپاژ ارائه شده است.

کمی سعی و تلاش برای مشخص کردن روابط بین واحدهای SI و واحدهای متداول بایستی صرف شود. قوانین وابستگی (Affinity laws) روابط بین تغییرات قطر پروانه پمپ، سرعت و گرانش ویژه[1] را توصیف می‌کند. این قوانین در جدول ۴ ارائه شده اند. این قوانین نبایستی برای پیشگویی چگونگی کارکرد پمپها در سیستمهای آبرسانی بدون دانستن منحنی‌هد سیستم بکار برده شوند. شکل ۳ طریقهٔ کار پمپ را در دورهای ۱۱۵۰ rpm و ۱۷۵۰ rpm (۱۹ r/s و ۲۹ r/s) مطابق با قوانین وابستگی برای لزجت و قطر پروانهٔ ثابت نشان می‌دهد.

1 - specific grarity

Table 2 Pump Terms, Abbreviations, and Conversion Factors

Term	Abbreviation	Multiply	By	To Obtain
Length	l	ft	0.3048	m
Area	A	ft^2	0.0929	m^2
Velocity	v	ft/s	0.3048	m/s
Volume	V	ft^3	0.0283	m^3
Flow rate	Q_v	gpm	0.2272	m^3/h
		gpm	0.0631	L/s
Pressure	P	psi	6890	Pa
		psi	6.89	kPa
		psi	14.5	bar
Head (total)	H	ft	0.3048	m
NPSH	H	ft	0.3048	m
Output power (pump)	P_o	water hp (WHP)	0.7457	kW
Shaft power	P_s	BHP	0.7457	kW
Input power (driver)	P_i	kW	1.0	kW
Efficiency, %				
Pump	E_p	—	—	—
Equipment	E_e	—	—	—
Electric motor	E_m	—	—	—
Utilization	E_u	—	—	—
Variable speed drive	F_v	—	—	—
System Efficiency Index (decimal)	SEI	—	—	—
Speed	n	rpm	0.1047	rad/s
		rpm	0.1067	r/s
Density		lb/ft^3	16.0	kg/m^3
Temperature		F	—	°C

Table 3 Commonly Used Formulas

Formula for	I-P Units	SI Units
Head	$H = psi \times 2.31/SG^*$ (ft)	$H = kPa = 9.8023/SG^*$ (m)
Output power	$P_o = Q_v \times H \times SG^*/3960$ (hp)	$P_o = Q_v \times H \times SG^*/367$(kW)
Shaft power	$P_s = \frac{Q_v \times H \times SG^*}{39.6 \times E_p}$ (hp)	$P_s = \frac{Q_v \times H \times SG^*}{3.67 \times E_p}$ (kW)
Input power	$P_i = P_s \times 74.6/E_m$ (kW)	$P_i = P_s \times 100/E_m$ (kW)
Equipment efficiency, %	(Constant speed pumps)	$E_e = E_p \times E_m \times 10^{-2}$
	(Variable speed pumps)	$E_e = E_p \times E_m \times E_v \times 10^{-4}$
Utilization efficiency, %	Q_D = design flow Q_A = actual flow H_D = design head H_A = actual head	$E_u = \frac{Q_D \times H_D}{Q_A \times H_A} \times 100$
System Efficiency Index		$SEI = E_e \times E_u \times 10^{-4}$

*SG = specific gravity.

Table 4—Affinity Laws for Pumps

Impeller Diameter	Speed	Specific Gravity (SG)	To Correct for	Multiply by
Constant	Variable	Constant	Flow	$\left(\frac{\text{New Speed}}{\text{Old Speed}}\right)$
			Head	$\left(\frac{\text{New Speed}}{\text{Old Speed}}\right)^2$
			BHP (or kW)	$\left(\frac{\text{New Speed}}{\text{Old Speed}}\right)^3$
Variable	Constant		Flow	$\left(\frac{\text{New Diameter}}{\text{Old Diameter}}\right)$
			Head	$\left(\frac{\text{New Diameter}}{\text{Old Diameter}}\right)^2$
			BHP (or kW)	$\left(\frac{\text{New Diameter}}{\text{Old Diameter}}\right)^3$
	Constant	Variable	BHP (or kW)	$\frac{\text{New SG}}{\text{Old SG}}$

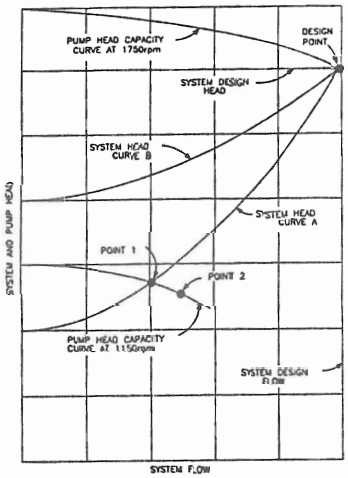


Fig.3 APPLICATION OF AFFINITY LAWS

اگر سیستم آبرسانی دارای منحنی هد مطابق آنچه که در شکل ۳ توسط منحنی A نشان داده شده است، باشد، پمپ در ۱۱۵۰rpm (۱۹ r/s) در نقطهٔ ۱ کار خواهد کرد، و نه در نقطهٔ ۲ که تنها توسط قوانین وابستگی پیشبینی می‌شود. اگر سیستم آبرسانی دارای منحنی هد سیستم شبیه منحنی B در این شکل باشد، در این حالت پمپ در ۱۱۵۰rpm (۱۹r/s) با هد فلکه بسته کار کرده و آبی را به بیرون نخواهد داد. این ثابت می‌کند که قوانین فوق بایستی برای گسترش منحنی‌های جدید هد/ دبی پمپ بکار گرفته شوند، اما نه برای پیشگویی کارایی پمپ برای یک سیستم آبرسانی مگر

اینکه منحنی هد سیستم آن مشخص باشد. (بعداً در مورد منحنی‌های هد سیستم تحت عنوان مشخصات سیستم آبرسانی بحث خواهد شد.)

«منحنی‌های کارکرد پمپ»

کارکرد یک پمپ در اکثر مواقع توسط نمودارهایی شبیه آنچه که در شکل ۴ آمده است نشان داده می‌شود، که به دبی (gpm یا m^3/h)هد موجود (ft یا m)، توان لازم (BHP یا kW)، راندمان (٪) سرعت شفت (rpm یا r/s)، و هد مکش مثبت خالص (ft یا m ، مطلق) لازم برای کار متداول یک پمپ با قطرهای پروانهٔ متغیر بستگی دارد. (برای تعریف NPSH (هد مکش مثبت خالص) به بخش مشخصات مکش پمپ رجوع شود.) برای بسیاری از پمپهای کوچک، بعضی از این اطلاعات حذف می‌شوند. منحنی‌های پمپ،نتایج متوسط بدست آمده از آزمایش چندین پمپ با طراحی یکسان تحت شرایط آزمایش استاندارد را نشان می‌دهند برای کاربرد پمپ در مواردی که خارج از شرایط کاری معمولی آن می‌باشند بایستی با کارخانهٔ سازنده پمپ به رایزنی پرداخت.

منحنی هد – دبی برای یک پمپ سانتریفوژ، هد بدست آمده توسط پمپ را از دبی ماکزیمم تا حالت فلکه بسته یا قطع جریان نشان می‌دهد. اگر هد در حالت فلکه بسته در حدود ۱/۱۰ تا ۱/۲۰ برابر هد در نقطهٔ بهترین راندمان باشد، شیب منحنی پمپ بسیار کم می‌شود، و اگر هد در حالت فلکه بسته به ۱/۲۰ برابر هد در نقطهٔ بهترین راندمان برسد، منحنی پمپ شیبدارتر می‌شود. مرجع برای تشخیص اینکه کدام منحنی کم شیب و کدام منحنی پرشیب است در این مقاله ارائه خواهد شد.

نیاز به ذخیرهٔ انرژی و استفاده از پمپهای دو سرعته یا با سرعتهای متغییر، توجه ویژه‌ای را به منحنی راندمان پمپ لازم می‌سازد. بطوریکه در شکل ۴، نشان داده شده است،بهترین نقطهٔ راندمان برای پمپ مذکور، در دبی m^3/h ۱۰۰ و هد m ۱۵ می‌باشد. منحنی‌های راندمان تشکیل یک چشمه می‌دهند که بهترین راندمان در محدودهٔ داخلی‌ترین دایره قرار دارد. قوانین وابستگی می‌توانند برای پیشگویی محل بهترین نقطهٔ راندمان در سایر سرعتهای پمپ بکار روند. بهترین نقطهٔ راندمان از یک منحنی سهمی شکل پیروی می‌کند و وقتی سرعت پمپ کم می‌شود، به صفر می‌رسد. بهترین نقطهٔ راندمان برای پمپ شکل ۴، در شکل ۵ که حرکت بهترین نقطهٔ راندمان را از کمترین تا بیشترین

سرعت نشان می‌دهد، تشریح شده است برای یک طراح سیستم آبرسانی مهم است که این منحنی‌های راندمان را بخوبی درک کند.

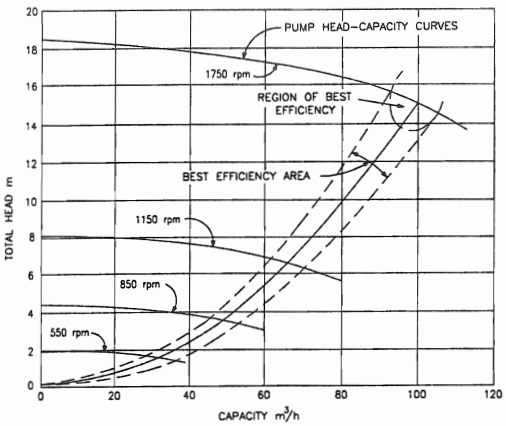


Fig.5 Pump Best Efficiency Curves

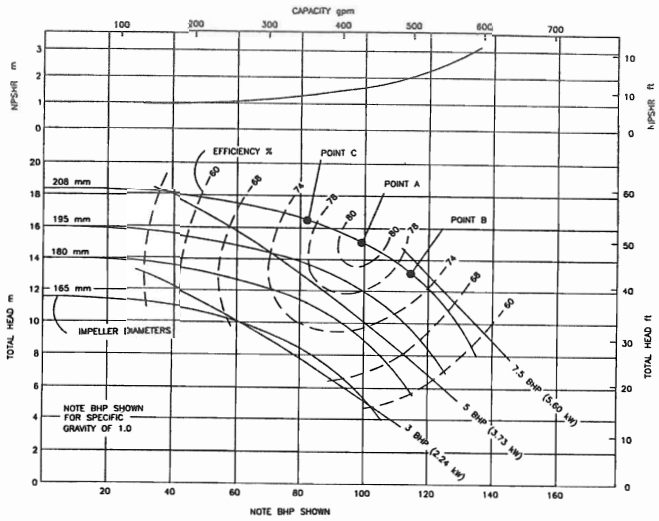


Fig.4 Pump Performance Curves

«مشخصات مکش پمپ»

بایستی به شرایط مایعی که به پمپ کندانسور، سیستمهای تغذیهٔ چگالنده و بویلر وارد می‌شود، توجه ویژه‌ای نمود. اگر فشار مطلق روی مایع در فلنج مکش به فشار بخار مایع برسد، حبابهای بخار در راهگاههای پروانه[1] شکل می‌گیرد. بوجود آمدن این حالت، مزاحم کارکرد پمپ شده، و ترکیدن حبابهای بخار باعث بوجود آمدن صدا و امکان خوردگی در پمپ خواهد شد. این حالت بنام کاویتاسیون [2] نامیده شده، و پمپ در اینحالت گفته می‌شود که در حالت «حفره‌زایی»[3] می‌باشد.

مقدار فشاری که علاوه بر فشار بخار، برای جلوگیری از تشکیل حبابهای بخار لازم است، بعنوان هد مکش مثبت خالص لازم[4] (NPSHR) نامیده می‌شود. NPSHR یکی از مشخصه‌های معلوم پمپ می‌باشد و با سرعت پمپ و دبی تغییر می‌کند. NPSHR پمپها توسط آزمایش انفرادی و

1 - impeller passages

2 - caritalion

3 - caritating

4 - net positive suction head required

آزمایش تک تک آنها، معلوم می‌شود و در آبدهی های بالا بطور بسیار سریع افزایش می‌یابد (شکل ۴).

اگر پمپ با مایعات داغ کار می‌کند، بایستی حتماً به NPSHR توجه نمود. فشار بخار با افزایش دمای آب، افزایش یافته و هد مکش مثبت خالص موجود [1] NPSHR را کاهش می‌دهد. با توجه به اینکه هر پمپ، NPSHR ویژهٔ خود را دارا می‌باشد، هر وضعیت نصب نیز NPSHR مخصوص بخود را نیز دارا می‌باشد که عبارتست از انرژی مفید کلی روی فشار بخار مایع موجودی که به ورودی مکش پمپ وارد می‌شود.

برای محاسبهٔ NPSHR، یکی از روشهای زیر پیشنهادی می‌گردد:

NPSHR در یک نصب فرضی [2] (یا پیشنهادی): $H_p+h_z-h_{vpa}$

NPSHR در یک نصب واقعی [3] $P_a+P_s+V^2/2g-h_{vpa}$

که:

NPSHR: هد مکش مثبت خالص موجود در نازل مکش پمپ

h_p : فشار مطلق در سطح مایعی که پمپ آنرا مکش می‌کند، مترمایع

h_z : ارتفاع استاتیک مایع بالای خط مرکزی پمپ [4]، متر مایع، (اگر سطح مایع پائین‌تر از خط مرکزی پمپ باشد h_z منفی است)

h_f : اتلافات اصطکاک هد ورودی در لوله مکش، متر مایع

h_{vpa}: فشار بخار مطلق در دمای پمپاژ، متر مایع

h_a : فشار اتمسفریک برای ارتفاعی که پمپ نصب شده است، متر مایع

p_s : فشار نسبی در فلنج مکش پمپ که برای خط مرکزی پمپ تصحیح شده است، متر مایع، (p_s منفی است اگر پائین‌تر از فشار اتمسفریک باشد.)

$v^2/2g$: هد سرعت در نقطهٔ اندازه‌گیری p_s، مترمایع

اگر NPSHA کمتر از NPSHR باشد، باید انتظار کاویتاسیون، نوفه، پمپاژ ناکافی، مسائل مکانیکی را داشت. بنابراین برای کارکرد عاری از دردسر پمپ، NPSHA همواره بایستی بزرگتر از NPSHR باشد. در مواردی که سیستم پرفشار مناسبی، فشار کافی را به محل مکش پمپ وارد سازد، NPSH برای پمپهای آب سرد و آب گرم در اینگونه موارد معمولاً اهمیت چندانی نخواهد داشت.

«مشخصات سیستم آبرسانی»

1 - net positie suction head available

2 - propose installation

3 - existing installation

4 - pump centerline

«مشخصات سیستم آبرسانی»

سیستمهای آبرسانی در HVAC تماماً از نوع حلقه‌ای می‌باشند (باز یابسته)، که آب در سیستم سیر کوله شده و دوباره به پمپ برمی‌گردد مقدار غیر قابل محسوسی آب از سیستم به هدر می‌رود، مگر در برج خنک کن، که سرمایش تبخیری در آن بوقوع می‌پیوندد.

سیستمهای آبرسانی یا از نوع تمام جریان[۱] یا از نوع جریان خفه شده [۲] می‌باشند. سیستمهای تمام جریان معمولاً در سیستمهای ساختمانی یا بازرگانی کوچک که موتور پمپ ها کوچک بوده و اتلاف انرژی بوجود آمده توسط دبی ثابت محسوس نیست، یافت می‌شوند. در سیستمهای بزرگتر از شیر کنترل‌های جریانی که دبی را مطابق با بارگرمایشی یا سرمایشی اعمال شده به سیستم کنترل می‌کنند، استفاده می‌شود.

سیستمهای آبرسانی همچنین می‌توانند دارای عملکرد پیوسته یا متناوب باشند. بیشتر سیستمهای آب داغ یا آب سرد، تا مدت زمانی که بارسرمایشی یا گرمایشی روی سیستم وجود دارد، در عملکرد پیوسته می‌باشند. پمپهای تغذیهٔ کندانسور و دیگ اغلب از نوع متفاوت می‌باشند، و مطابق با تغییرات سطح آب در مخازن کندانسورها یا بویلرها روشن و یا خاموش می‌شوند.

پمپها در سیستمهای آبرسانی علاوه بر انتقال آب بر اصطکاک بوجود آمده در اثر گذر مایع از تجهیزات، سیستم لوله‌کشی، اتصالات، و شیرها غلبه می‌کنند. منحنی هد سیستم، که در آن دبی روی محور افقی و هد روی محور عمودی نمایش داده می‌شود، بطور نموداری، روابط بین هد و دبی را برای یک سیستم آبرسانی از کمترین دبی تا بیشترین دبی توصیف می‌کند. یک نمونه از منحنی هد سیستم در شکل ۶ نشان داده شده است، که در آن هد کلی شامل هد مستقل و هد اصطکاکی سیستم می‌شود. هد مستقل [۳] هدی از سیستم است که تحت تاثیر دبی کل سیستم نمی‌باشد. انواع هدهای مستقل عبارتند از :

۱ - ارتفاع استاتیک[۴] تا بالای برج خنک کن در سیستمهای چگالندهٔ آب

۲ - فشار بویلر در سیستمهای تغذیهٔ چگالنده و دیگ

۳ - اصطکاک در شیر کنترل[۵] و کویلهای گرمایشی یا سرمایشی [۶] در سیستمهای آب داغ و آب سرد.

دو مثال نخست بالایی، گویا می‌باشد، در حالی که سومی، ک شامل شیرهای کنترل و

---

1 - full flow

2 - throttling flow

3 - independent head

4 - static rise

5 - control valve

6 - heating or cooling coil

کویلهاست، نیاز به توضیح دارد. افت هد یک شیر کنترل و کویلهای آن مستقل از مقدار جریان کلی در سیستم است، بخاطر اینکه این اتلافات هد می‌توانند در هر زمانی بدون توجه به مقدار جریان کلی سیستم، اتفاق بیفتند، بعنوان مثال یک کویل بخصوص ممکن است نیاز به بیشترین دبی را داشته باشد و بنابراین اتلاف هد بیشینه برای کویل و شیر آن رخ خواهد داد، حتی اگر مقدار جریان کلی در تمام سیستم در کمترین حد و در نتیجه در کمترین هد اصطکاکی برقرار باشد.

مولفه دیگر، هد اصطکاکی سیستم [1]، بستگی دارد به مقدار جریان کلی سیستم، که بسته به مقدار جریان کلی سیستم و متناسب با آن افزایش یا کاهش می‌یابد. اتلافات هد اصطکاکی برای لوله و اتصالات و نحوهٔ محاسبه آن در دیگر فصلها و جلدهای هند بوک ASHRAE و همچنین در راهنمای اصطکاک در لوله‌های [2] انستیتوی هیدورلیک [3] وجود دارد.

با ترسیم هد سیستم در مقابل مقدار جریان سیستم، منحنی بدست می‌آید که در شکل ۶ نشان داده شده است. اگر هیچ هد مستقلی در سیستم آبرسانی وجود نداشته باشد، منحنی هد اصطکاکی سیستم، بصورت منحنی هد سیستم که در شکل ۷ نشان داده شده است، در خواهد آمد. سیستمهای خانگی و سیستمهای کوچک گرمایش و سرمایش تجاری، بدون شیرهای کنترل، نمونه‌هایی از چنین سیستمهای بدون هد مستقل می‌باشند. چنانکه در شکل ۷ نشان داده شده در عمل تا وقتی که جریان قطع نشده است، تنها در یک نقطه است که جریان در سیستم اتفاق می‌افتد بطوریکه در شکل ۷ نشان داده شده است، این نقطه محل تقاطع منحنی هد - دبی پمپ و منحنی هد سیستم می‌باشد.

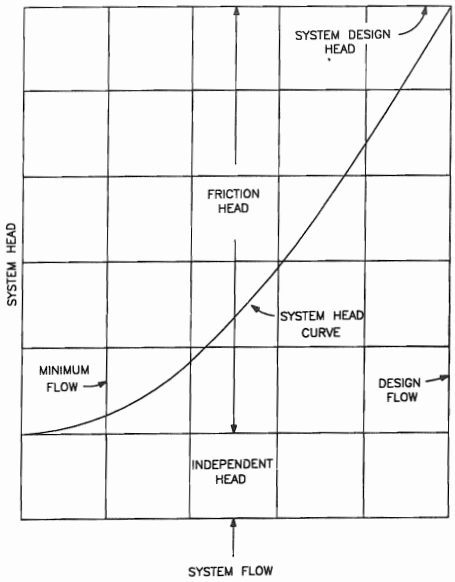


Fig. 6 Typical System Head Curve

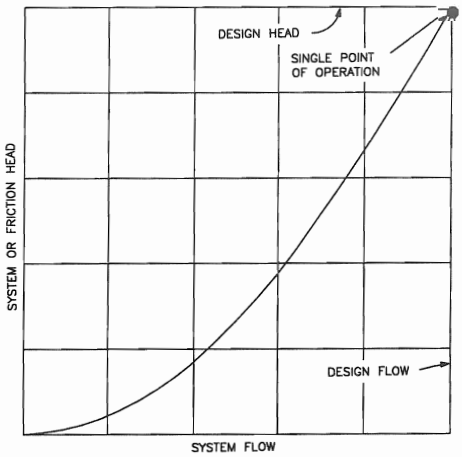


Fig. 7 Constant Flow System Head Curve

ادامه دارد ...

1 - sustem friction head

2 - pipe Fniction Manual

3 - Hydraulic Institute

«فهرست مقالات در شماره‌های قبلی نشریه پمپ»

نشریه شماره ۱: نیروی محوری و تعادل آن در پمپهای سانتریفوژ یک طبقه - آشنایی با تکنولوژی NC - ضربهٔ قوچی آب در خطوط انتقال مایعات و ایستگاههای پمپاژ - روش انتخاب پمپهای سانتریفوژ برای مصارف آبرسانی (۱) - الکتروموتورهای شناور و کاربرد آنها

نشریه شمارهٔ ۲: نیروی شعاعی در پمپهای سانتریفوژ - محاسبه ایستگاه پمپ - روشهای جلوگیری از خوردگی در پمپها - روش انتخاب پمپهای سانتریفوژ برای مصارف آبرسانی (۲) - افتهای موضعی در خطوط انتقال آب - تاثیر شرایط کار بر مشخصات پمپهای سانتریفوژ

نشریه شمارهٔ ۳: روشهای نوین ماشینکاری - کنترل خودکار ایستگاههای پمپاژ (۱) - روش انتخاب تجهیزات الکتریکی پمپهای شناور - کابل و کابل کشی (۱) - محدودیتهای کاربردی انواع پمپهای آب در رابطه کاویتاسیون، خوردگی، ساییدگی و موقعیت نصب - تاریخ تکامل پمپ (۱)

نشریه شمارهٔ ۴: کاویتاسیون - قنات - پمپهای صنایع اتمی - علل از کار افتادگی متهها

نشریه شمارهٔ ۵: کاربرد عددی طراحی پروانه یک پمپ گریز از مرکز - پمپهای دنده‌ای (۱) - محاسبه ظرفیت تولید و موجودی انبار - مواد ابزارهای برشی - محاسبه ارتفاع مکشی در تلمبه‌های سانتریفوژ

نشریه شمارهٔ ۶: کاربرد مدلهای هیدرولیک در طراحی و آزمایش پمپها - پمپ‌های دنده‌ای (۲) - تلمبه‌های باد (۱) - مینیمم کردن ارتعاش مکانیکی در کوپلینگ - ارتعاشات لوله ها

نشریه شمارهٔ ۷: نصب و نگهداری پمپها - پمپهای دوار - استفاده از محرک تسمه‌ای در پمپها - تلمبه‌های باد (۲) - براده برداری با سرعت برش زیاد در آلیاژ آلومینیم - راهنمای عیب یابی و تعمیر پمپهای گریز از مرکز

نشریه شمارهٔ ۸: آبدهی پمپ - مفاهیم تلرانس و انطباقات در صنعت - ضوابط تعیین ابعاد صحیح چاهک مکشی الکتروپمپها ملخی شناور نحوه انتخاب تلمبه‌های سانترویفوژ - راهنمای الکتروپمپهای سیرکولاتور

نشریه شمارهٔ ۹: بحثی پیرامون پمپهای ملخی و مقایسه عملکرد و منحنی مشخصه آنها با پمپهای گریز از مرکز - سرو صدا در توربوپمپها و ایستگاههای پمپاژ - کاربرد محرکهای سرعت متغییر در پمپهای سانتریفوژ - پمپاژ با جریان دوفاز (۱) - انتخاب جنس قطعات پمپ برای پمپاژ سیالات مختلف

نشریه شمارهٔ ۱۰: سایش فلزات و روشهای جلوگیری آن (۱) - پمپاژ جریان دو فاز (۱) - پمپ مکش‌زا و کاربرد آن در آبرسانی - پمپ توربین - تکنیکهای اندازه‌گیری در پمپهای سانتریفوژ

نشریه شمارهٔ ۱۱: مختصری پیرامون آببندی‌های مکانیکی - انواع برنزها و مواد یاتاقانی برنزی - پمپهای صنایع نفت متالوژی پودر - جدول عیب و روش رفع آن

نشریه شمارهٔ ۱۲: اصول فیزیکی پمپهای سانتریفوژ - چدنها - متالورژی پودر - نقش کامپیوتر در ...

نشریه شمارهٔ ۱۳: کوپلینگ - آببندی پروانه - پلاستیکهای صنعتی و کاربرد آنها در صنعت پمپ‌سازی - کاربرد مواد کربنی گرافیتی بعنوان یاتاقان

نشریه شمارهٔ ۱۴: NPSH و طراحی ورودی پمپها - خوردگی و نیروگاهها و ایستگاههای پمپاژ - انتقال و فرآوری مواد غذایی - کاربرد مواد کربنی گرافیتی بعنوان یاتاقان - گزارش پیرامون امکان تولید چدنهای مقاوم به سایش

نشریه شمارهٔ ۱۵: سیستمهای پمپاژ با لوله‌های فرعی - انتخاب پمپ - محفظه‌های آببندی پمپها - مطالعه عملکرد سیستمهای پیچیده پمپاژ در آبرسانی - بررسی امکان ساخت پمپهای مناسب کار در آب دریا

نشریه شمارهٔ ۱۶: سیستمهای اندازه‌گیری و انتقال اطلاعات مربوط به سطح مایعات - روش بهینه نمودن تعمیرات اتفاقی ماشین‌آلات - فرآیند راه‌اندازی الکتروپمپ‌ها - کاربرد موادگرافیتی به عنوان یاتاقان و آببند - بررسی و تجزیه و تحلیل کارایی یک موتور القایی تکفاز با گشتاور راه‌اندازی زیاد.

نشریه شمارهٔ ۱۷: عملکرد پمپ‌های دور متغییر - گشتاور راه‌اندازی در پمپهای سانتریفوژ - مهندسی‌برینگها - کاربرد پمپ در صنایع شیمیایی

نشریه شمارهٔ ۱۸: صرفه جوئی در هزینه‌های احداث ایستگاه پمپاژ - آنالیز رفتار پمپهای سانتریفوژ در عمل - مواد خنک کننده در عملیات براده برداری - نقش پاشش پلاسمایی در صنعت پمپ سازی - مواد مورد مصرف در آببندی مکانیکی

نشریه شمارهٔ ۱۹: پمپاژ سیالات ویژه - کیفیت سطوح - موارد مصرف در آببندی مکانیکی - شیرهای کنترل راه دهنده

ویژه نامه: آزمایشات «تأیید پمپ» در پمپهای گریز از مرکز - نوارهای آببندی - پمپهای موتور بسته - بهینه سازی و کاربردهای آن در طراحی موتورهای القائی - کاویتاسیون و عوامل موثر آن - عناوین مقالات چاپ شده در نشریات پمپ - منحنی‌های مشخصه کلی پمپهای تولیدی شرکت پمپ سازی ایران

نشریه شمارهٔ ۲۰: اندازه‌گیری و دبی آب در کانالهای روباز با استفاده از سرریز - بارهای هیدرولیک در پمپهای گریز از مرکز (۱) - کارکرد پمپها در شرایط سخت - پمپهای عمودی (۱) - ارتباط کاویتاسیون و سرعت ویژه پمپ

نشریه شمارهٔ ۲۱: بارهای هیدرولیک در پمپهای گریز از مرکز (۲) - خستگی در محورها - آببندی محور - پمپهای عمودی (۲) - اورینگ‌های الاستومری در آببندهای مکانیکی

نشریه شمارهٔ ۲۲: مواد کربنی - گرافیتی تهیه شده از منابع رزینی (۱) - اورینگهای الاستومری در آببندهای مکانیکی (۲) - کوپلاژ (۱) - یاتاقانهای سرامیک (sic) - مسائل مکانیکی در طراحی پمپ (۱)

نشریه شمارهٔ ۲۳: پمپهای گریز از مرکز را بشناسیم (۱) - مسائل مکانیکی در طراحی پمپ (۲) - کوپلاژ (۲) - اثر ویسکوزیته و گازهای محلول روی انتخاب نوع پمپ - استاندارد مربوط به چدنهای خاکستری - راه اندازی و بررسی مشکلات پمپ های جابجائی معین در هنگام کار

نشریه شمارهٔ ۲۴: پمپهای گریز از مرکز را بشناسیم (۲) - یاتاقانهای هیدرودینامیک - نصب پمپ - یاتاقانهای غلتشی

نشریه شمارهٔ ۲۵: مشخصات مکش پمپ‌های گریز از مرکز (۱) - منحنی‌های مشخصه پمپ و شبکه (۱) - ملاحظات اقتصادی در فرآیند تراش فلزات - بررسی عملکرد موتورهای القایی سه فاز تغذیه شده از شبکه تکفاز - عیب یابی سیستمهای پمپاژ و پمپ (۱)

نشریه شمارهٔ ۲۶: مشخصات مکش پمپ‌های گریز از مرکز (۲) - منحنیهای مشخصه پمپ و شبکه (۲) - عیب‌یابی سیستم پمپاژ پمپ (۲) - بررسی نیروهای برشی در تراش فلزات - بررسی عملکرد موتورهای القائی سه فاز تغذیه شده از شبکه تکفاز

نشریه شمارهٔ ۲۷: راهنمای کاربرد پمپهای گریز از مرکز فشار پائین (۱) - بوستر پمپها (۱) - تستهای غیر مخرب NDT - پمپهای غیر فلزی - رونکاری و اصول آن در یاتاقانهای هیدرودینامیکی (کفگرد و ژورنال) اندازه‌گیری تجربی کاویتاسیون در پمپها

نشریه شمارهٔ ۲۸: راهنمای کاربرد پمپهای گریز از مرکز فشار پائین (۲) - بوستر پمپها (۲) - روانکاری و اصول آن در یاتاقانهای هیدرودینامیکی کفگرد و ژورنال (۲) - تجزیه و تحلیل اشکالات آببندهای مکانیکی